

УДК 621.833.7

# Проектирование волновых зубчатых передач с дисковыми и кулачковыми генераторами волн

**Г.А. Тимофеев, В.В. Баласанян**

МГТУ им. Н.Э. Баумана

## Design of wave gear transmissions with disc and cam wave generators

**G.A. Timofeev, V.V. Balasanian**

Bauman Moscow State Technical University

В 70-90-е годы прошлого столетия в нашей стране волновые зубчатые передачи широко применялись в различных приводах систем управления, робототехнических устройств, специальных приводах, а также серийно изготавливались для приводов общемашиностроительного назначения. Тогда же было проведено большое количество исследований по различным вопросам теории проектирования и практики применения таких передач. Это объяснялось малыми габаритными размерами и массой волновых зубчатых передач при высоких значениях коэффициента полезного действия и кинематической точности. С их помощью проще передавать вращательное движение в герметизированное пространство, что необходимо в космической, атомной и других областях техники. Провал экономического развития России в 90-е годы прошлого столетия не мог не сказаться на состоянии дел в промышленности и науке. В настоящее время взят курс на инновационный путь развития научного и промышленного потенциала страны. Для его реализации большое значение имеют прикладная наука и результаты ее деятельности. Разработана методика расчета и проектирования волновых зубчатых передач с генераторами волн — дисковым и кулачковым с гибкими подшипниками.

**EDN:** JTGPEN, <https://elibrary/jtgpен>**Ключевые слова:** электромеханический привод, волновая зубчатая передача, качественные показатели, дисковые и кулачковые генераторы волн

In the 70-90s of the last century, wave gear transmissions in our country were widely used in various drives of the control systems, robotic devices and special drives; besides, they were mass-produced for drives in the general engineering purposes. During that period, significant research was carried out on various issues of the theory of design and practice of using such gears. It was explained by the fact that wave gear transmissions were having small overall dimensions and weight with high values of the efficiency and kinematic accuracy. With their help, it was easier to transfer rotational motion into the sealed space, which was required in space, nuclear and other technologies. The failure in Russia's economic development in the 90s of the last century could not but affect the state of affairs in industry and science. Currently, a course was taken towards innovations in developing the country's scientific and industrial potential. Applied science and results of its activities became of great importance for its implementation. The paper presents a methodology for calculating and designing a wave gear transmission with disk and cam wave generators with flexible bearings.

**EDN:** JTGPEN, <https://elibrary/jtgpен>**Keywords:** electromechanical drive, wave gear transmission, quality indicators, disk and cam wave generators

В системах автоматического управления (САУ) и регулирования (САР) активно применяются исполнительные устройства с механическим выходом, в том числе и автоматизированные электромеханические приводы. Выходной вал следящего привода с определенной степенью точности воспроизводит входной управляющий сигнал в виде механического перемещения. При этом исполнительный двигатель должен преодолевать имеющиеся на выходном валу возмущающие воздействия и развивать скорость и ускорение, обеспечивающие его слежение за выходным управляющим воздействием, а система управления двигателем позволяет поддерживать необходимую точность слежения [1–8].

Погрешности передаточных механизмов входят в состав суммарной погрешности следящей системы, при этом недопустимый мертвый ход затрудняет ее стабилизацию, а кинематическая погрешность вносит нелинейные искажения в функцию выходного сигнала [1, 2–7, 9, 10].

Редуктор, связывающий исполнительный двигатель с выходным валом привода, во многом определяет динамические свойства последнего. Проектирование редуктора основано на известных методах, но специфические требования, предъявляемые к электромеханическим приводам САР и САУ, диктуют некоторые особенности проектирования этих редукторов [5, 6, 9, 11, 12].

Так как приводы следящих систем подразделены на силовые и кинематические, в каждом конкретном случае основные требования, предъявляемые к приводу, разные. Силовые приводы должны обеспечивать высокие КПД, крутильную жесткость и ресурс, а кинематические — минимальные значения приведенного момента инерции, мертвого хода, кинематической погрешности и высокую крутильную жесткость.

При проектировании передаточных механизмов, и особенно приводов летательных аппаратов, следует добиваться высокой надежности с целесообразным уменьшением габаритных размеров и массы.

Один из перспективных видов передаточных механизмов в приборостроении — малоинерционные волновые зубчатые передачи (ВЗП) [1–7, 9, 10, 11, 13, 14]. Высокая кинематическая точность и меньший, чем у других зубчатых передач, мертвый ход выходного вала обязывают конструктора использовать ВЗП в качестве выходного механизма, последнего в

механической цепи от двигателя к ведомому валу механической системы.

Тогда кинематические погрешности и люфты всех передач, которые расположены перед ВЗП, уменьшаются на ее передаточное отношение и на выходном валу проявляются очень малой величиной. Для снижения общей массы привода следует встраивать ВЗП в подвижный узел механической системы так, чтобы избежать применения собственного корпуса ВЗП [2, 8–11, 13, 14].

Установка предступени между валом двигателя и входным валом ВЗП расширяет диапазон реализуемых механизмом передаточных отношений, улучшает условия работы генератора волн (ГВ) ВЗП и позволяет уменьшить частотный спектр кинематической погрешности и вибраций редуктора [2, 5, 8–11].

В качестве основной (исходной для расчета) величины выбирают общее передаточное отношение привода (или набор таковых при сравнительном рассмотрении нескольких электродвигателей). Этот параметр определяет кинематическую схему конструкции, а следовательно, массогабаритные и качественные показатели привода. Общее передаточное отношение можно определять как произведение передаточных отношений ВЗП и цилиндрической (или конической) предступени.

Опыт проектирования, экспериментальных исследований и эксплуатации малогабаритных приводов показал целесообразность установки ВЗП в качестве выходной ступени. В этом случае привод в целом сохраняет все преимущества ВЗП перед другими зубчатыми передачами при работе в широком температурном диапазоне. Проявляется возможность более полного использования мощности приводного двигателя вследствие уменьшения статических моментов трогания.

Цель статьи — разработка методики расчета и проектирования ВЗП с дисковым ГВ и кулачковым ГВ с гибкими подшипниками (ГП).

Известные схемы ВЗП [2, 3, 9, 10, 12] обеспечивают передаточное отношение в диапазоне  $u = 60 \dots 100\,000$ . В случае применения ВЗП в качестве выходной ступени указанный диапазон можно реализовать схемными решениями, показанными на рис. 1, где  $D$  — исполнительный двигатель.

Приведенные на рис. 1 ВЗП обеспечивают различные диапазоны передаточного отношения:

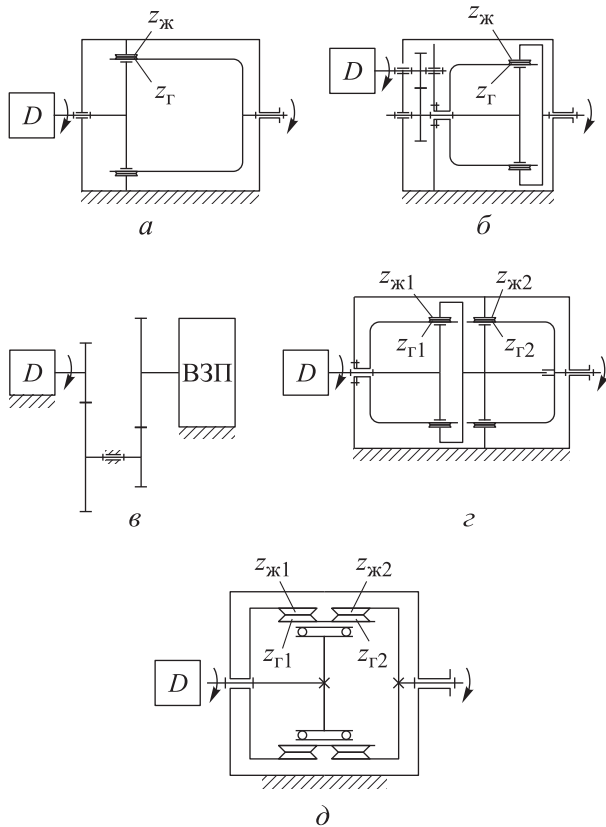


Рис. 1. Кинематические схемы:  
 а — одноступенчатой ВЗП; б — ВЗП с зубчатой парой на входе; в — одноступенчатой ВЗП с зубчатой предступенью; з — двух последовательно соединенных ВЗП; д — двухступенчатой ВЗП

•  $u = 60 \dots 250$  — одноступенчатая ВЗП (рис. 1, а),

$$u = \frac{z_r}{z_{\text{ж}} - z_r},$$

где  $z_r$  и  $z_{\text{ж}}$  — число зубьев гибкого (ГК) и жесткого (ЖК) колес;

•  $u = 110 \dots 1800$  — ВЗП с зубчатой парой на входе (рис. 1, б),

$$u = \frac{z_{\text{ж}}}{z_{\text{ж}} - z_r};$$

•  $u = 1200 \dots 3600$  — одноступенчатая ВЗП с зубчатой предступенью (рис. 1, в);

•  $u = 3600 \dots 100\,000$  — две последовательно соединенные ВЗП (рис. 1, з) и двухступенчатая ВЗП (рис. 1, д), в том числе с зубчатой парой на входе,

$$u = \frac{z_{r1} z_{\text{ж}2}}{z_{r1} z_{\text{ж}2} - z_{\text{ж}1} z_{r2}}.$$

Для всех указанных ВЗП частота вращения вала ГВ  $n_h \leq 40 \text{ с}^{-1}$ .

Конструкция ГВ во многом определяет работоспособность и качественные показатели ВЗП. В приводах САУ применяют дисковые ГВ (рис. 2) и кулачковые ГВ со стандартным ГП (рис. 3), которые обеспечивают надежность и высокий КПД.

Однако кулачковый ГВ имеет существенно больший момент инерции и надежно работает при ограниченных значениях частоты вращения. Поэтому между валом высокоскоростного электродвигателя и кулачковым ГВ часто устанавливают зубчатую предступень (см. рис. 1, б, в), понижающую частоту вращения и уменьшающую инерционность привода.

Расчет геометрических параметров волнового зацепления и качественных показателей ВЗП выполняют по методикам, разработанным на кафедре «Теория машин и механизмов» МГТУ

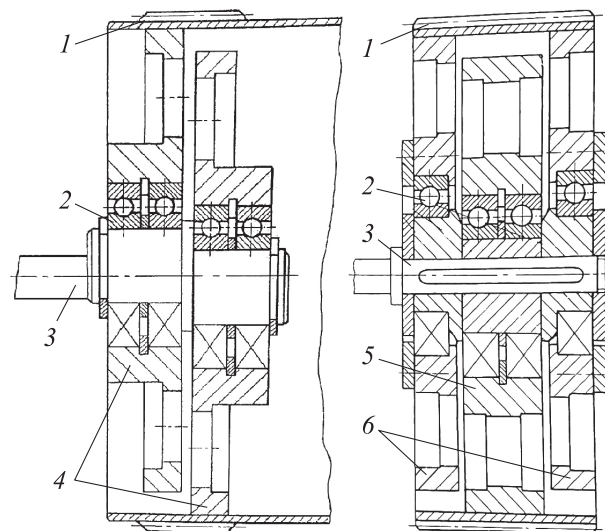


Рис. 2. Конструктивные схемы ВЗП с двух- (а) и трехдисковым (б) ГВ:

1 — ГК; 2 — подшипники; 3 — вал ГВ; 4 — диски; 5 — центральный диск; 6 — боковые диски

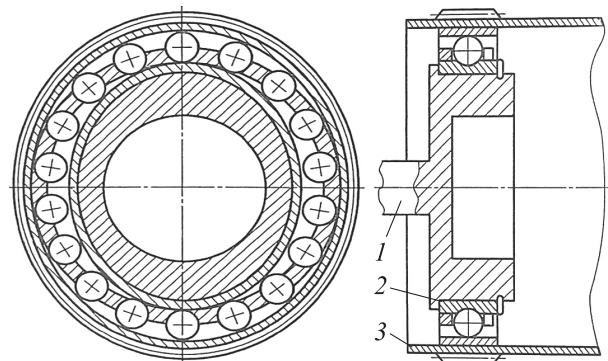


Рис. 3. Конструктивная схема ВЗП с кулачковым ГВ:  
 1 — вал ГВ; 2 — ГП; 3 — ГК

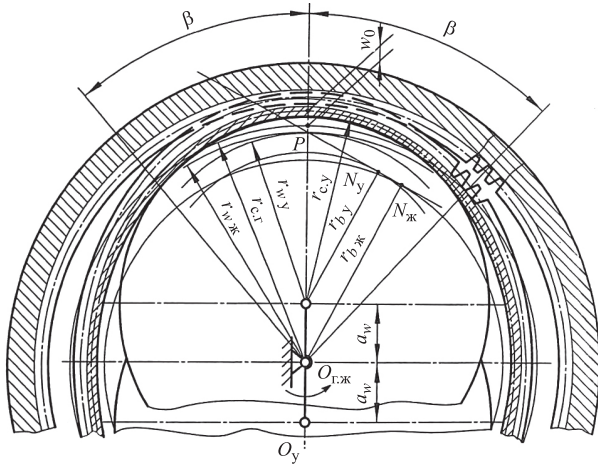


Рис. 4. Картина волнового зацепления

им. Н.Э. Баумана [7, 10–14]. Эти методики основаны на предположении, что конструкции ГВ рассматриваемых ВЗП обеспечивают постоянную кривизну срединного слоя деформированного ГК в пределах зон зацепления, ограниченных центральными углами  $2\beta$  (рис. 4). Вне этих зон ГК имеет свободную форму деформации.

На участке постоянной кривизны зацепление в ВЗП (как с дисковым ГВ, так и с кулачковым ГВ) рассматривают как внутреннее эвольвентное зацепление ЖК с числом зубьев  $z_{ж}$  и условного колеса (УК), имеющего параметры ГК и расчетное число зубьев  $z_{г}$ .

Проектирование выполняют с помощью персонального компьютера (ПК). Система ориентирована на работу конструкторов, не являющихся профессиональными пользователями ПК, обладает широкими сервисными возможностями поддержания устойчивого диалога пользователя с ПК. Диалог реализован средствами библиотеки интерактивных терминальных задач [12].

Входными величинами являются: передаточное отношение ВЗП  $u$ ; числа зубьев ГК  $z_{г}$  и ЖК  $z_{ж}$ ; номинальный  $T$  и максимальный  $T_{max}$  крутящие моменты на выходном валу привода; частота вращения вала ГВ  $n_h$ , срок службы передачи  $l_h$ , коэффициент ширины зубчатого венца ГК  $\psi_b$ , прочностные характеристики ГК — твердость НВ и предел выносливости материала  $\sigma_{-1}$ ; коэффициент крутильной жесткости  $C$  (необязательный параметр). Тип деформирования задают неявно соотношением величин  $u$  и разностью чисел зубьев  $z_{г}$  и  $z_{ж}$ .

Проектировочный расчет привода заключается в определении диаметра срединной по-

верхности ГК  $d_{с.г}$  в недеформированном состоянии по различным методикам [5, 7, 12]:

- по заданному коэффициенту крутильной жесткости (если таковой задан и отличен от нуля)

$$d_{с.г} = \left( 1,12 - \frac{\sqrt{C}}{8000} \right) C^{0,34 + \frac{\sqrt{C}}{35000}};$$

- по изгибной прочности ГК

$$d_{с.г} = 220 \sqrt[3]{k_d k_n \frac{h_c}{d_{с.г}} \left( k_z - \frac{u}{u+1} \right) T},$$

- из расчета на выносливость

$$d_{с.г} = 165 \sqrt[3]{\frac{T}{(0,03u - 1) \sigma_{FO}}},$$

где  $k_d$ ,  $k_n$  и  $k_z$  — коэффициент динамичности, перегрузки и формы деформации соответственно;  $h_c$  и  $h_c/d_{с.г}$  — толщина и относительная толщина обода ГК под зубчатым венцом соответственно;  $\sigma_{FO}$  — предел изгибной выносливости зубьев.

Наибольший из вычисленных диаметров берут за основу для определения модуля зацепления

$$m' = \frac{d_{с.г}}{z_{г}},$$

который округляют до его ближайшего стандартного значения  $m$ . Допускается возможность корректирования значения модуля зацепления.

Делительные диаметры ГК и ЖК

$$d_{г} = m z_{г}; \quad d_{ж} = m z_{ж}.$$

Толщина обода ГК под зубчатым венцом

$$h_c = \left( \frac{10,6 T \cdot 10^3}{\sigma_{FO} d_{г}^3} + 0,007 \right) d_{г} \leq 0,018 d_{г}.$$

Основным варьируемым параметром является относительная радиальная деформация ГК по большой оси

$$\frac{w_0}{r_{с.г}} = \frac{z_{ж} - z_{г}}{z_{г}} \gamma,$$

$\gamma$  — коэффициент относительной радиальной деформации,  $\gamma = 0,9 \dots 1,2$ ;  $r_{с.г}$  — радиус срединной окружности недеформированного ГК.

Расчетное число зубьев УК

$$z_y = \frac{z_r}{1 + k_\beta (w_0 / r_{c,r})}.$$

Здесь

$$k_\beta = \frac{B}{A - B},$$

где

$$B = \frac{4\beta}{\pi} \sin \beta + \frac{4}{\pi} \cos \beta - 2 \sin \beta;$$

$$A = \frac{\pi}{2} - \beta - \sin \beta \cos \beta,$$

$\beta$  — угловая координата участка постоянной кривизны,  $35^\circ \leq \beta \leq 65^\circ$ .

Коэффициент смещения исходного контура определяют как

$$x_r = \left( h_a^* + c^* + \frac{h_c}{2m} \right) \delta,$$

где  $h_a^*$  — коэффициент высоты зуба;  $c^*$  — коэффициент радиального зазора;  $\delta$  — коэффициент изменения смещения.

Как видно из картины волнового зацепления (см. рис. 1), радиус срединной окружности деформированного ГК

$$r_{c,y} = m \left( \frac{z_r}{2} - h_a^* - c^* - \frac{h_c}{2m} + x_r \right) \delta.$$

Значения варьируемых параметров  $\delta$  и  $\gamma$  выбирают из следующих диапазонов:

- при внутреннем деформировании

$$\delta = 1,0 \dots 1,4 \text{ и } \gamma = 0,9 \dots 1,2;$$

- при внешнем деформировании

$$\delta = 0,8 \dots 1,1 \text{ и } \gamma = 0,8 \dots 1,2.$$

При задании величин  $\beta$ ,  $\gamma$  и  $\delta$  из диапазона значений их возможного изменения система выполняет оптимизацию качества зацепления. Целевой функцией является коэффициент перекрытия.

Радиус срединной окружности недеформированного ГК

$$r_{c,r} = \frac{z_r}{z_y} r_{c,y}.$$

Межосевое расстояние передачи, равное эксцентриситету  $e$  установки деформирующих дисков, определяют как

$$a_w = e = r_{c,r} \left( 1 + \frac{w_0}{r_{c,r}} \right) - r_{c,y}.$$

Угол зацепления ВЗП

$$\alpha_w = \arccos \frac{(z_{ж} - z_y) m \cos \alpha}{2a_w},$$

где  $\alpha$  — главный угол профиля исходного контура.

В передачах с ГВ внутреннего деформирования ЖК, имеющее внутренние зубья, обрабатывают долбяком. Угол станочного зацепления и долбяка

$$\text{inv } \alpha_{w_0 ж} = \text{inv } \alpha - \frac{(\text{inv } \alpha - \text{inv } \alpha_w)(z_{ж} - z_y) - 2x_r \text{tg } \alpha}{z_{ж} - z_0},$$

где  $z_0$  — число зубьев долбяка.

Коэффициент смещения ЖК

$$x_{ж} = \frac{z_{ж} - z_0}{2} \left( \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{w_0 ж}} - 1 \right).$$

Коэффициенты воспринимаемого  $y$  и уравнивающего  $\Delta y$  смещений определяют следующим образом:

$$y = \frac{z_{ж} - z_y}{2} \left( \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} - 1 \right);$$

$$\Delta y = y - (z_{ж} - z_y).$$

Исполнительные размеры зубчатых колес вычисляют по следующим выражениям:

- радиус окружности вершин УК

$$r_{a,y} = m \left( \frac{z_y}{2} + h_{ak}^* + x_r - \Delta y \right);$$

- радиус окружности вершин ЖК

$$r_{a,ж} = m \left( \frac{z_{ж}}{2} \mp x_{ж} + \Delta y \right);$$

- высота зубьев ГК и ЖК

$$h = m (h_a^* + h_{ak}^* + c^* - \Delta y);$$

- диаметр вершин зубьев недеформированного ГК

$$d_{a,r} = 2 \left( r_{c,r} + \frac{h_c}{2} + h \right);$$

- диаметр вершин зубьев ЖК

$$d_{a,ж} = 2r_{a,ж};$$

- диаметр деформирующей поверхности дисков

$$d_d = 2 \left( r_{c,y} - \frac{h_c}{2} \right),$$

где  $h_{ak}^*$  — коэффициент высоты зуба,  $h_{ak}^* \leq h_a^*$ .

При использовании в приводе ВЗП с кулачковым ГВ необходимо учитывать, что отечественные ГП согласно ГОСТ 23179–78 изготавливают с большим шагом по наружному диаметру. Выбор ГП следует проводить из условия

$$D_{ГП} \leq d_{iГ} = 2 \left( r_{с.г} - \frac{h_c}{2} \right),$$

где  $D_{ГП}$  — наружный диаметр ГП;  $d_{iГ}$  — внутренний диаметр заготовки ГК.

Если это условие для рассчитанной ВЗП с заданным передаточным числом не выполняется, то необходимо пересчитать ее геометрические параметры, меняя материал ГК и увеличивая для него величины  $\sigma_{-1}$  и  $\sigma_{\text{до}}$ , получить новое значение модуля зацепления или изменить передаточное отношение путем повышения передаточного отношения предступени.

Проверку правильности выбора ГП по частоте его вращения  $n_{ГП}$  выполняют по условию

$$n_{ГП} = n_{\text{вых}} u; \quad n_{ГП} \leq [n_{ГП}],$$

где  $n_{\text{вых}}$  — частота вращения выходного вала ВЗП;  $[n_{ГП}]$  — предельная частота вращения ГП (см. таблицу).

Для кулачкового ГВ с ГП определяют нормальные  $w$  и тангенциальные  $v$  перемещения точек срединной ГК:

- при  $\varphi_1 - \beta \leq 0$

$$w = \frac{w_0}{A - B} [A \sin(\varphi_1 - \beta)];$$

$$v = \frac{w_0}{A - B} [A \sin(\varphi_1 - \beta)];$$

- при  $\varphi_1 - \beta > 0$

$$w = \frac{w_0}{A - B} [(1 - \sin^2 \beta) \sin \varphi_1 + (\pi/2 - \varphi_1) \sin \varphi_1 - 2(\sin \beta - B)];$$

$$v = \frac{w_0}{A - B} [(2 + \sin^2 \beta) \cos \varphi_1 + (\varphi_1 - \pi/2)(\sin \varphi_1 + 2 \sin \beta + B)],$$

где  $\varphi_1$  — угловая координата, отсчитываемая от большой оси деформации ГК;  $w_0$  — максимальное перемещение по большой оси точек срединной линии ГК.

Радиус-вектор точек срединной линии деформированного ГК

$$r_{oc} = \sqrt{(r_{с.г} + w)^2 + v^2},$$

угловая координата этих точек

$$\varphi_c = \varphi_1 - \arctg \frac{v}{r_{с.г} + w}.$$

Угол поворота нормали в точке на ГК, проходящей через центр шарика ГП, определяют по следующим выражениям:

- при  $\varphi_1 - \beta \leq 0$

$$\mu = \arcsin \frac{r_w \sin \varphi_1}{r_{с.г}};$$

- при  $\varphi_1 - \beta > 0$

$$\mu = \frac{w_0}{A - B} \frac{\sin^2 \beta \sin \varphi_1 - (\pi/2 - \varphi_1) \sin \varphi_1}{r_{с.г}},$$

где  $r_w$  — радиус начальной окружности ГК.

Параметры радиальных ГП по ГОСТ 23179–78

Условное обозначение	Наружный диаметр $D_{ГП}$ , мм	Внутренний диаметр $d_{ГП}$ , мм	Ширина $B_{ГП}$ , мм	Предельная частота вращения $[n_{ГП}]$ , мин <sup>-1</sup>
806	42	30	7	4000
808	52	40	8	4000
809	62	45	9	3500
811	72	55	11	3500
812	80	60	13	3500
815	100	75	15	3000
818	120	90	18	3000
822	150	110	24	2500
824	160	120	24	2000
830	200	150	30	1600
836	240	180	35	1600

Радиус-вектор точек конструктивного профиля кулачка ГП

$$r_{ок} = \sqrt{r_{oc}^2 + C^2 - 2r_{oc}C^{**} \cos \mu r_{oc}}.$$

Здесь

$$C^{**} = d_{i\Gamma} - \frac{d_{п}}{2} - \frac{h_c}{2},$$

где  $d_{п}$  — внутренний диаметр недеформированного ГП,  $d_{п} = d_{ГП}$ .

Угловая координата точек конструктивного профиля кулачка ГП

$$\varphi_k = \varphi_c - \arcsin \frac{C^{**} \sin \mu}{r_{oc}}.$$

В процессе расчета выполняют проверку зацепления на отсутствие заклинивания по выражению

$$\varphi = \psi + 1^\circ,$$

где  $\varphi$  — угловая координата пересечения эвольвент УК и ЖК;  $\psi$  — угловая координата пересечения вершин зубьев УК,

$$\psi = \arccos \frac{r_{аж}^2 - r_{ay}^2 + a_w^2}{2a_w r_{аж}}.$$

Угловую координату пересечения эвольвент УК и ЖК определяют, решая трансцендентное уравнение

$$C_0 - \operatorname{tg}(\arccos D) + \arccos D + G = 0.$$

Здесь

$$C_0 = u_0 \varphi - \arctg \left( \frac{\sin \varphi}{\cos \varphi} - \frac{u_0 - 1}{\rho_0 u_0 \cos \alpha_w} \right);$$

$$D = \frac{\cos \alpha_w}{\sqrt{E - L}};$$

$$G = -(u_0 - 1) \operatorname{inv} \alpha_w + u_0 \operatorname{tg} \left( \arccos \frac{1}{\rho_0} \right) - u_0 \arccos \frac{1}{\rho_0},$$

где  $u_0$  — передаточное отношение ВЗП при остановленном ГВ,  $u_0 = z_{ж}/z_y$ ;  $\rho_0$  — относительный радиус,  $\rho_0 = 2r_{аж}/(mz_{ж} \cos \alpha)$ ;

$$E = u_0^2 \cos \alpha_w \rho_0^2 + (u_0 - 1)^2;$$

$$L = 2u_0 \rho_0 (u_0 - 1) \cos \alpha_w \cos \varphi.$$

Для оценки качества зацепления используют коэффициент перекрытия

$$\varepsilon_\alpha = \frac{1}{2\pi} z_y (\operatorname{tg} \alpha_{ay} - \operatorname{tg} \alpha_w) - z_{ж} (\operatorname{tg} \alpha_{аж} - \operatorname{tg} \alpha_w),$$

где  $\alpha_{ay}$  и  $\alpha_{аж}$  — угол на окружности вершин УК и ЖК,

$$\alpha_{ay} = \arccos \frac{mz_y \cos \alpha}{2r_{ay}};$$

$$\alpha_{аж} = \arccos \frac{mz_{ж} \cos \alpha}{2r_{аж}}.$$

Для ВЗП, обладающей максимальным коэффициентом перекрытия, вычисляют следующие критерии работоспособности [7]:

- запас выносливости

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}};$$

- коэффициент безопасности по усталостной прочности

$$S_F = \sigma_{F0} / \sigma_a,$$

где  $n_\sigma$  и  $n_\tau$  — запас прочности по нормальным и касательным напряжениям соответственно;  $\sigma_a$  — амплитудное значение нормальных изгибных напряжений.

Требуемую динамическую грузоподъемность подшипников ГВ определяют как

$$C_{тр} = \sqrt[3]{\frac{60l_h n_h}{10^6} P},$$

где

$$P = 0,65 \frac{1000T}{d_{a\Gamma}} k_\delta k_\tau, \quad k_\delta = 1,3 \dots 1,5; \quad k_\tau = 1.$$

Завершает проектирование расчет контрольных размеров по роликам зубчатых колес:

- для ЖК

$$M_{ж} = mz_{ж} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{дж}} - D_{ст};$$

- для ГК

$$M_{г} = mz_{г} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{дг}} + D_{ст},$$

где  $\alpha_{дж}$  и  $\alpha_{дг}$  — углы профиля в точках на концентрических окружностях, проходящих через центры роликов ЖК и ГК;  $D_{ст}$  — стандартный диаметр ролика для контроля размеров зубьев колес.

Другие подходы к оценке точности, геометрических параметрических параметров, напряженного-деформированного состояния ГК и самоторможения ВЗП описаны в работах [15–18].

## Вывод

По предложенной методике в России разработано и изготовлено много электромеханических приводов с передаточным отношением

60...120 000 и моментом нагрузки на выходном валу ВЗП 20...70 000 Н·м, обладающих высокими КПД, кинематической точностью и малым моментом трогания.

## Литература

- [1] Волков Д.П., Крайнев А.Ф., ред. *Волновые зубчатые передачи*. Киев, Техника, 1976. 221 с.
- [2] Гинзбург Е.Г. *Волновые зубчатые передачи*. Ленинград, Машиностроение, 1969. 159 с.
- [3] Ковалев Н.А. *Передачи гибкими колесами*. Москва, Машиностроение, 1979. 200 с.
- [4] Иванов М.Н. *Волновые зубчатые передачи*. Москва, Высшая школа, 1981. 184 с.
- [5] Шувалов С.А. *Теория и автоматизированное проектирование волновых зубчатых передач*. Дисс. ... док. тех. наук. Москва, МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1986. 354 с.
- [6] Полетучий А.И. *Теория и конструирование высокоэффективных волновых зубчатых механизмов*. Харьков, Изд-во НАУ ХАИ им. М. Жуковского, 2005. 675 с.
- [7] Тимофеев Г.А. *Разработка методов расчета и проектирования волновых зубчатых передач для приводов следящих систем*. Дисс. ... док. тех. наук. Москва, ИМАШ РАН им. А.А. Благодирова, 1997. 352 с.
- [8] Чемодаегов Б.К., ред. *Следящие приводы Т. 1. Теория и проектирование следящих приводов*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1999. 904 с.
- [9] Крайнев А.Ф. *Механика машин. Фундаментальный словарь*. Москва, Машиностроение, 2000. 905 с.
- [10] Костиков Ю.В., Тимофеев Г.А., Фурсяк Ф.И. Экспериментальные исследования волновых приводов с различной конструкцией генератора волн. *Приводы и компоненты машин*, 2011, № 2–3, с. 16–18.
- [11] Конструкции и геометрический расчет волновых зубчатых передач. *Труды МВТУ им. Н.Э. Баумана*, 1978, № 8, с. 22–33.
- [12] Тимофеев Г.А., Тарабарин В.Б., Яминский А.В. *Конструкции и САПР ВЗП с генераторами волн внутреннего и внешнего деформирования*. Москва, ВНИИТИ, 1988. 71 с.
- [13] Люминарский С.Е., Люминарский И.Е. Математическая модель волновой зубчатой передачи с дисковым генератором волн. *Машиностроение и инженерное образование*, 2012, № 2, с. 45–52.
- [14] Тимофеев Г.А., Костиков Ю.В., Подчасов Е.О. Волновые зубчатые передачи. Теория и практика. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2018, № 5, с. 36–43, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2018-5-36-43>
- [15] Люминарский И.Е., Люминарский С.Е., Люминарская Е.С. Влияние степени точности зубчатых колес на кинематическую погрешность волновой зубчатой передачи. *Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии*, 2022, № 4, с. 11–16.
- [16] Тимофеев Г.А., Самойлова М.В. Геометро-кинематическое исследование комбинированного планетарно-волнового механизма. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2012, № 1, с. 70–80.
- [17] Люминарский С.Е., Люминарский И.Е. Исследование напряженного состояния гибкого колеса волновой зубчатой передачи. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2014, № 6, с. 20–30.
- [18] Барис А.В. Самотормозящие волновые передачи в механизмах горных машин. *Фундаментальные и прикладные вопросы горных наук*, 2020, т. 7, № 1, с. 255–260.

## References

- [1] Volkov D.P., Kraynev A.F., eds. *Volnovye zubchatye peredachi* [Wave gear transmissions]. Kiev, Tekhnika Publ., 1976. 221 p. (In Russ.).
- [2] Ginzburg E.G. *Volnovye zubchatye peredachi* [Wave gear transmissions]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1969. 159 p. (In Russ.).



- [3] Kovalev N.A. *Peredachi gibkimi kolesami* [Transmissions by flexible wheels]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1979. 200 p. (In Russ.).
- [4] Ivanov M.N. *Volnovye zubchatye peredachi* [Wave gear transmissions]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1981. 184 p. (In Russ.).
- [5] Shuvalov S.A. *Teoriya i avtomatizirovannoe proektirovanie volnovykh zubchatykh peredach*. Diss. dok. tekhn. nauk [Theory and computer-aided design of the wave gears. Doc. tech. sci. diss.]. Moscow, Bauman MHTU Publ., 1986. 354 p. (In Russ.).
- [6] Poletuchiy A.I. *Teoriya i konstruirovaniye vysokoeffektivnykh volnovykh zubchatykh mekhanizmov* [Theory and designing of the highly effective wave gear mechanisms]. Kharkov, Izd-vo NAU KhAI im. M. Zhukovskogo Publ., 2005. 675 p. (In Russ.).
- [7] Timofeev G.A. *Razrabotka metodov rascheta i proektirovaniya volnovykh zubchatykh peredach dlya privodov sledyashchikh sistem*. Diss. dok. tekhn. nauk [Development of methods of calculation and designing of the wave gears for drives of the tracking systems. Doc. tech. sci. diss.]. Moscow, IMASH RAN im. A.A. Blagonravova Publ., 1997. 352 p. (In Russ.).
- [8] Chemodaegov B.K., ed. *Sledyashchie privody* T. 1. *Teoriya i proektirovanie sledyashchikh privodov* [Tracking drives Vol. 1. Theory and design of tracking drives]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 1999. 904 p. (In Russ.).
- [9] Kraynev A.F. *Mekhanika mashin. Fundamentalnyy slovar* [Mechanics of machines. Fundamental dictionary]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2000. 905 p. (In Russ.).
- [10] Kostikov Yu.V., Timofeev G.A., Fursyak F.I. Experimental studies of harmonic drives with various constructions of wave generator. *Privody i komponenty mashin* [Machine drives and parts], 2011, no. 2–3, pp. 16–18. (In Russ.).
- [11] Konstruktsii i geometricheskii raschet volnovykh zubchatykh peredach. *Trudy MVTU im. N.E. Baumana*, 1978, no. 8, pp. 22–33. (In Russ.).
- [12] Timofeev G.A., Tarabarin V.B., Yaminskiy A.V. *Konstruktsii i SAPR VZP s generatorami voln vnutrennego i vneshnego deformirovaniya* [Designs and CAD of VZP with wave generators of internal and external deformation]. Moscow, VNIITI Publ., 1988. 71 p. (In Russ.).
- [13] Lyuminarskiy S.E., Lyuminarskiy I.E. Mathematical model of a harmonic drive with the disk wave generator. *Mashinostroenie i inzhenernoe obrazovanie* [Machine Building and Engineering Education], 2012, no. 2, pp. 45–52. (In Russ.).
- [14] Timofeev G.A., Kostikov Yu.V., Podchasov E.O. Harmonic drives. Theory and practice. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2018, no. 5, pp. 36–43, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2018-5-36-43> (in Russ.).
- [15] Lyuminarskiy I.E., Lyuminarskiy S.E., Lyuminarskaya E.S. The influence of the degree of accuracy gears on the kinematic error of the wave gear. *Fundamentalnye i prikladnye problemy tekhniki i tekhnologii* [Fundamental and Applied Problems of Engineering and Technology], 2022, no. 4, pp. 11–16. (In Russ.).
- [16] Timofeev G.A., Samoylova M.V. Geometric-kinematic study of combined planetary-wave mechanism. *Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Baumana, Mashinostr.* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Mechan. Eng.], 2012, no. 1, pp. 70–80. (In Russ.).
- [17] Lyuminarskiy S.E., Lyuminarskiy I.E. Research of tension of flexible gear wheel of harmonic drive. *Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Baumana, Mashinostr.* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Mechan. Eng.], 2014, no. 6, pp. 20–30. (In Russ.).
- [18] Baris A.V. Self-braking harmonic drives in the mechanisms of mining machines. *Fundamentalnye i prikladnye voprosy gornykh nauk* [Journal of Fundamental and Applied Mining Science], 2020, vol. 7, no. 1, pp. 255–260. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 25.10.2023

## Информация об авторах

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

**БАЛАСАНИЯН Вадим Владимирович** — аспирант кафедры «Теория механизмов и машин». МГТУ им. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: vadimasbalasanian@gmail.com).

## Information about the authors

**TIMOFEEV Gennadiy Alekseevich** — Doctor of Science (Eng.), Professor, Head of Theory of Mechanisms and Machines Department. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Bauman-skaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: timga@bmstu.ru).

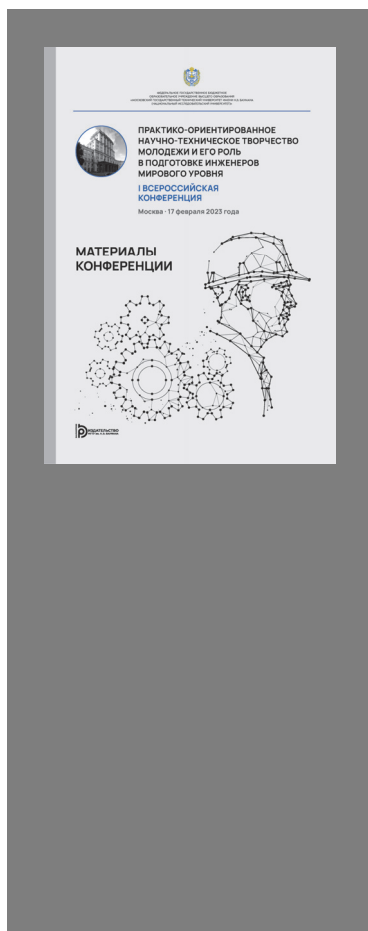
**BALASANIAN Vadim Vladimirovich** — Postgraduate, Theory of Mechanisms and Machines Department. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: vadimasbalasanian@gmail.com).

### Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Тимофеев Г.А., Баласаниян В.В. Проектирование волновых зубчатых передач с дисковыми и кулачковыми генераторами волн. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2024, № 3, с. 22–31.

### Please cite this article in English as:

Timofeev G.A., Balasanian V.V. Design of wave gear transmissions with disc and cam wave generators. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2024, no. 3, pp. 22–31.



## Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана предлагает читателям материалы I Всероссийской конференции «Практико-ориентированное научно-техническое творчество молодежи и его роль в подготовке инженеров мирового уровня»

Конференция «Практико-ориентированное научно-техническое творчество молодежи и его роль в подготовке инженеров мирового уровня» проводится для обеспечения взаимодействия и обмена опытом между организаторами и энтузиастами сообществ научно-технического творчества из числа ученых, инженеров и студентов технических специальностей, занимающихся проектной деятельностью. В сборнике представлены и проанализированы материалы конференции. Описаны основные подходы к организации и ведению деятельности в области научно-технического творчества. Выявлены основные проблемы и перспективы развития молодежного инженерного творчества, в том числе и на базе технических университетов.

Для специалистов и руководителей научно-исследовательских учреждений, конструкторских, технологических, проектных и изыскательских организаций.

### По вопросам приобретения обращайтесь:

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