

Расчет и конструирование машин

УДК 621.833.7

DOI: 10.18698/0536-1044-2016-1-3-11

Проектирование одноступенчатых волновых зубчатых передач и двухступенчатых с волновой муфтой

Г.А. Тимофеев, Н.Н. Барбашов

МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1

Designing Single-Stage Harmonic Drives and Double-Stage Drives with Harmonic Gear Clutch

G.A. Timofeev, N.N. Barbashov

BMSTU, 105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1

e-mail: timga@bmstu.ru

i Первостепенной задачей современного отечественного машиностроения является повышение качества выпускаемых машин. Развитие систем автоматического управления и промышленной робототехники как средств обеспечения комплексной автоматизации производственных процессов требует создания приводных элементов (электромеханических приводов) нового поколения, обладающих высокими КПД, надежностью, долговечностью, точностью при малых осевых и радиальных габаритных размерах и массе. Этим требованиям в значительной мере отвечают волновые зубчатые передачи с генераторами волн внутреннего и внешнего деформирования, разрабатываемые в МГТУ им. Н.Э. Баумана. Рассмотрены конструктивные схемы волновых зубчатых передач двух типов — одноступенчатых и имеющих гибкое колесо-кольцо с двумя зубчатыми венцами, которые обеспечивают волновое зацепление и волновую зубчатую муфту. Предлагается объединенный алгоритм проектирования, учитывающий передаточное отношение и схему волновой зубчатой передачи, крутящий момент на выходном валу, срок службы, прочностные характеристики гибкого колеса и другие качественные показатели. Использование этого алгоритма позволит улучшить качество и уменьшить сроки проектирования приводов с волновой зубчатой передачей.

Ключевые слова: волновая зубчатая передача, генератор волн, внутреннее деформирование, внешнее деформирование, гибкое колесо-кольцо, волновое зацепление, волновая муфта.

i The primary task of modern domestic engineering is to improve the quality of manufactured machines. The development of automatic control systems and industrial robotics as a means of ensuring comprehensive automation of manufacturing processes requires the development of drive elements (electromechanical drives) of a new generation that offer high efficiency, durability, and high accuracy at small axial and radial dimensions and weight. The harmonic drives with wave generators of internal and external deformation developed by BMSTU largely satisfy these requirements. The design schemes of two types of harmonic drives are considered; single stage and those with a flex spline with two gear rings that pro-

vide wave gearing and harmonic gear clutching. The authors propose a combined design algorithm that takes into account transmission ratio and scheme of the harmonic drive, output shaft torque, service life, strength characteristics of the flex spline, and other quality indicators. The application of this algorithm will improve quality and reduce the design time of harmonic gear drives.

Keywords: harmonic drive, wave generator, internal deformation, external deformation, flex spline, wave gearing, wave gear clutch.

Изобретение волновой зубчатой передачи (ВЗП) — знаменательное событие в инженерной практике. Уже более 50 лет ВЗП продолжает интересовать ученых и создателей новой техники. В 1955 г. американский изобретатель Уолтон Массер впервые заявил о новой передаче, а в 1959 г. был опубликован в открытой печати полученный им патент под названием «Волновая зубчатая передача» (Strain wave gearing). Вопреки общей тенденции новая передача Массера была основана на использовании гибкого зубчатого колеса, что и стало главной идеей и движущей силой его изобретения [1–3].

Всего несколько лет понадобилось, чтобы ВЗП получили признание. Уже в 1962 г. волновой редуктор был применен в искусственном спутнике Земли. За последующие годы создано большое количество новых приводов с ВЗП, имеющих высокие массогабаритные и качественные показатели, такие как точность, КПД, крутильная жесткость, быстродействие. Именно в силу своих достоинств волновые передачи нашли широкое применение в космической и военной технике во всем мире [3–7].

Главная особенность, определяющая все необычные свойства волновой передачи, заключалась в том, что одно из зубчатых колес было гибким, непрерывно деформировавшимся во время работы. До Массера задача разработки компактных, точных и мощных редукторов решалась путем увеличения угла торцевого перекрытия колес, за счет использования более широких венцов или увеличения числа зубьев колес.

В 1958 г. в американской компании United Shoe Machinery (USM) было создано новое подразделение — отдел волновых передач (Harmonic Drive), где были изготовлены первые редукторы на основе ВЗП. Первоначально этот новый продукт применяли в авиационной и космической технике. В 1967 г. подписано лицензионное соглашение между американским владельцем патента и японской компанией, а в 1970 г. в Японии образована компания Harmonic Drive Systems Inc как совместное пред-

приятие между заводом зубчатых колес Хасегава (Hasegawa Gear Co.) в Японии и USM в США. В том же году основана компания Harmonic Drive AG в Германии [3].

В последней трети прошлого столетия в МГТУ им. Н.Э. Баумана были предложены и запатентованы конструкции ВЗП с генераторами волн внешнего деформирования [8–11], которые позволяют значительно расширить компоновочные возможности при проектировании электромеханических приводов системы автоматического управления и антенных приводов.

Существует несколько методов расчета геометрических параметров ВЗП [9, 12–14]. Настоящая методика, разработанная на кафедре «Теории механизмов и машин» МГТУ им. Н.Э. Баумана [9], основана на предположении, что конструкции генераторов волн рассматриваемых передач обеспечивают постоянную кривизну срединного слоя деформированного гибкого колеса в пределах зон зацепления, ограниченных центральными углами 2β (рис. 1, а, б). Вне этих зон гибкое колесо имеет свободную форму деформации. На участке постоянной кривизны зацепление в волновой передаче рассматривается как внутреннее эвольвентное зацепление жесткого колеса с числом зубьев $z_{ж}$ и условного колеса, имеющего параметры гибкого и расчетное число зубьев $z_{у}$.

Работы кафедры «Теория механизмов и машин» МГТУ им. Н.Э. Баумана по созданию ВЗП направлены на внедрение в промышленность технологичных конструкций. Таким, по нашему мнению, является приводы с ВЗП внутреннего и внешнего деформирования, имеющие кулачковые, дисковые или кольцевые генераторы волн. Эти передачи могут быть изготовлены с использованием как универсального, так и специального металлорежущего оборудования и обладают высокими КПД и крутильной жесткостью, малыми приведенными моментами инерции и мертвым ходом, что обеспечивает высокое быстродействие, точность и надежность привода в целом [6, 7, 9]. Кинематические схе-

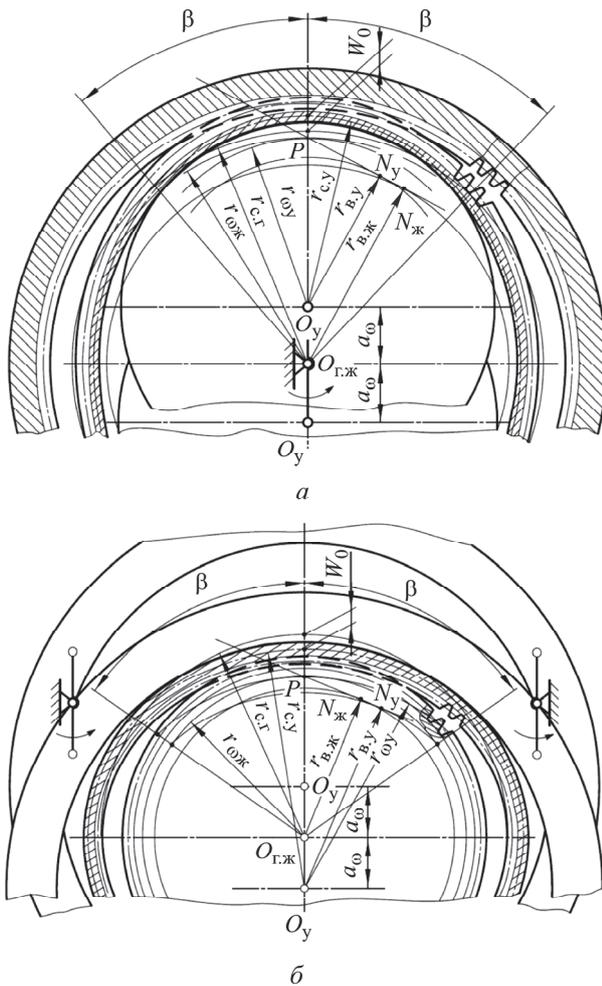


Рис. 1. Геометрическая картина волновых зацеплений ВЗП с дисковым генератором внутреннего деформирования (а) и с кольцевым генератором внешнего деформирования (б)

мы одноступенчатых ВЗП и двухступенчатых ВЗП с волновой муфтой и генераторами волн внутреннего и внешнего деформирования показаны в работе [6] и на рис. 2.

Опыт проектирования экспериментальных исследований и эксплуатации малогабаритных приводов показал целесообразность установки волновой передачи в качестве выходной ступени, тогда привод в целом сохраняет все преимущества волновых передач при работе в широком температурном диапазоне. В этом случае появляется возможность более полного использования мощности приводных двигателей за счет уменьшения статических моментов [6].

Входными величинами при расчете ВЗП являются: передаточное отношение u передачи; числа зубьев колес — гибкого z_{Γ} и жесткого $z_{\text{ж}}$; номинальный T и максимальный T_{max} крутя-

щие моменты на выходном валу привода; частота вращения n_h вала генератора волн; срок службы l_h передачи; коэффициент ψ_b ширины зубчатого венца гибкого колеса; прочностные характеристики гибкого колеса — твердость НВ и предел выносливости σ_{-1} материала; коэффициент крутильной жесткости C (необязательный параметр). Тип деформирования задается неявно соотношением величин u , z_{Γ} , $z_{\text{ж}}$.

Проектировочный расчет ВЗП заключается в определении диаметра срединной поверхности $d_{c,\Gamma}$ гибкого колеса в недеформированном состоянии по различным методикам:

- по заданному коэффициенту крутильной жесткости (если таковой задан и отличен от нуля) [9]:

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

- по изгибной прочности гибкого колеса [13]:

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

где k_d — коэффициент динамичности; k_n — коэффициент перегрузки; $h_c/d_{c,\Gamma}$ — относительная толщина гибкого колеса; k_z — коэффициент формы деформации.

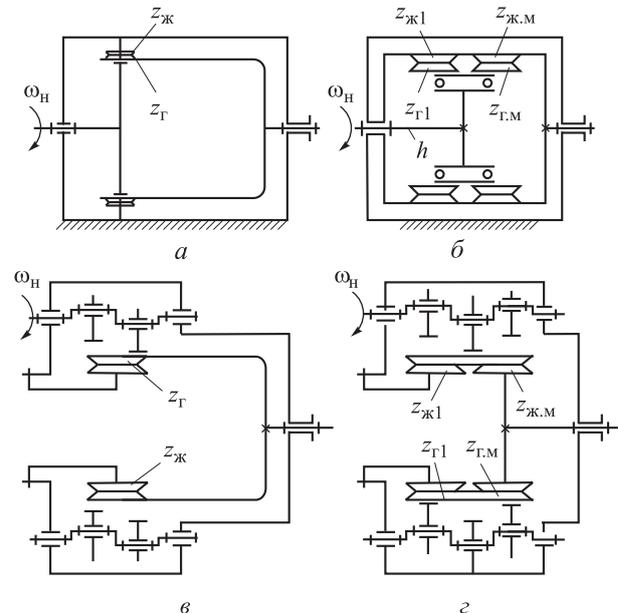


Рис. 2. Кинематические схемы ВЗП: а — одноступенчатая ВЗП с подвижным гибким колесом; б — двухступенчатая ВЗП с волновой муфтой; в — одноступенчатая ВЗП с генератором внешнего деформирования; г — двухступенчатая ВЗП с генератором внешнего деформирования с волновой муфтой

Из расчета на выносливость [13, 14]:

$$d_{c,r} = 165 \sqrt[3]{\frac{T}{(0,03u-1)\sigma_{F0}}},$$

где σ_{F0} — предел изгибной выносливости зубьев.

Больший из вычисленных диаметров берут за основу для определения модуля зацепления:

$$m' = \frac{d_{c,r}}{z_r},$$

который округляют до ближайшего стандартного значения m . Допускается возможность корректировки значения модуля.

Делительные диаметры колес

$$d_r = mz_r; \quad d_{ж} = mz_{ж}.$$

Толщина обода гибкого колеса под зубчатым венцом

$$h_c = \left(\frac{10,6}{\sigma_{F0}} \frac{T \cdot 10^3}{d_r^3} + 0,007 \right) d_r,$$

но не более $0,018d_r$.

Основным варьируемым параметром является относительная радиальная деформация гибкого колеса

$$\frac{w_0}{r_{c,r}} = \frac{z_{ж} - z_r}{z_r} \gamma,$$

где $\gamma = 0,9...1,1$ — коэффициент относительной радиальной деформации.

Расчетное число зубьев условного колеса

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

Здесь

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

где $A = \pi/2 - \beta - \sin \beta \cos \beta$; $B = (4\beta/\pi) \sin \beta + (4/\pi) \cos \beta - 2 \sin \beta$; β — угловая координата участка постоянной кривизны ($35^\circ \leq \beta \leq 65^\circ$).

Формула (1), как и все последующие формулы, содержащие двойные знаки арифметических действий, — объединенная. Верхний знак относится к внутреннему деформированию гибкого колеса дисковым или кулачковым генератором волн, нижний — к внешнему деформированию кольцевым генератором.

Коэффициент смещения исходного контура определяют следующим образом:

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

где h_a^* — коэффициент высоты зуба; c^* — коэффициент радиального зазора; δ — коэффициент изменения смещения.

Рассмотрев геометрическую картину волнового зацепления (см. рис. 1), можно записать, что радиус срединной окружности деформированного гибкого колеса

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

Значения варьируемых параметров δ и γ при внутреннем деформировании назначают из диапазонов — $\delta = 1,0...1,4$ и $\gamma = 0,9...1,2$, а при внешнем из диапазонов — $\delta = 0,8...1,1$ и $\gamma = 0,8...1,2$.

При задании величин β , γ , δ из диапазона значений их возможного изменения можно выполнить оптимизацию качества зацепления. Целевой функцией является коэффициент перекрытия.

Радиус срединной окружности недеформированного гибкого колеса

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

Межосевое расстояние передачи, равное эксцентриситету e установки деформирующих дисков или колец, рассчитываются по формуле

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

Угол зацепления ВЗП

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

где α — главный угол профиля исходного контура.

Жесткое колесо в передачах с генераторами волн внутреннего деформирования, имеющие *внутренние* зубья, обрабатывают долбяком. Угол станочного зацепления жесткого колеса и долбяка

$$\text{inv } \alpha_{w0ж} = \text{inv } \alpha - \frac{(\text{inv } \alpha - \text{inv } \alpha_w)(z_{ж} - z_y) - 2x_r \text{tg } \alpha}{z_{ж} - z_0},$$

коэффициент смещения жесткого колеса

$$x_{ж} = \frac{z_{ж} - z_0}{2} \left(\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{w0ж}} - 1 \right),$$

где z_0 — число зубьев долбяка.

Передачи с кольцевым генератором волн внешнего деформирования имеют жесткое колесо с *внешними* зубьями, которое, как правило, обрабатывают речным инструментом. В этом случае определяют угол станочного зацепления долбяка и условного колеса

$$\alpha_{w0y} = \arccos \frac{z_y - z_0 \cos \alpha}{z_y - z_0 + 2x_r}$$

и коэффициент смещения жесткого колеса

$$x_{ж} = \frac{(\operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_w)(z_y - z_{ж})}{2 \operatorname{tg} \alpha} - \frac{(\operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{w0y})(z_y - z_0)}{2 \operatorname{tg} \alpha}.$$

Далее определяют коэффициенты воспринимаемого смещения

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

и уравнительного смещения

$$\Delta y = y \mp (x_{ж} - x_r).$$

Затем вычисляют исполнительные размеры зубчатых колес:

- радиусы окружностей вершин условного и жесткого колес

$$r_{ay} = m \left(\frac{z_r}{2} \pm h_{ak}^* + x_r \mp \Delta y \right); \quad (2)$$

$$r_{аж} = m \left(\frac{z_{ж}}{2} \mp h_{ak}^* + x_{ж} \pm \Delta y \right); \quad (3)$$

- высоту зубьев гибкого и жесткого колес

$$h = m (h_a^* + h_{ak}^* + c^* - \Delta y), \quad (4)$$

где $h_{ak}^* \leq h_a^*$ — коэффициент высоты зуба ($h_{ak}^* = 0,75 \dots 1$);

- диаметр окружности вершин недеформируемого гибкого колеса

$$d_{ar} = 2 \left(r_{c,r} \pm \frac{h_c}{2} \pm h \right); \quad (5)$$

- внутренний (наружный) диаметр заготовки гибкого колеса

$$d_{ir} = 2 \left(r_{c,r} \mp \frac{h_c}{2} \right); \quad (6)$$

- диаметр окружности вершин зубьев жесткого колеса

$$d_{аж} = 2r_{аж}; \quad (7)$$

- диаметр деформирующей поверхности дисков (колец)

$$d_d = 2 \left(r_{c,y} \mp \frac{h_c}{2} \right). \quad (8)$$

В процессе расчета выполняют проверку зацепления на отсутствие заклинивания:

$$\varphi \geq \psi + 1^\circ.$$

Здесь φ — угловая координата пересечения эвольвент условного и жесткого колес, а ψ — угловая координата пересечения вершин зубьев условного колеса при *внутреннем* деформировании [9]:

$$\psi = \arccos \frac{r_{аж}^2 - r_{ay}^2 + a_w^2}{2a_w r_{аж}}. \quad (9)$$

При *внешнем* деформировании [9]

$$\psi = \arccos \frac{r_{ay}^2 - r_{аж}^2 + a_w^2}{2a_w r_{ay}}, \quad (10)$$

а угловую координату φ определяют при решении трансцендентного уравнения

$$C - \operatorname{tg}(\arccos D) + \arccos D + G = 0. \quad (11)$$

В уравнении (11)

$$C = u_o \varphi - \operatorname{arctg} \frac{\sin \varphi}{\cos \varphi - (u_o - 1)/(\rho_o u_o \cos \alpha_w)};$$

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

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

где $E = u_o^2 \cos \alpha_w \rho_o^2 + (u_o - 1)^2$; $L = 2u_o \rho_o (u_o - 1) \times \cos \alpha_w \cos \varphi$.

Передаточное отношение u_o ВЗП при оставленном генераторе волн и относительный радиус ρ_o вычисляют следующим образом:

- при *внутреннем* деформировании

$$u_o = \frac{z_{ж}}{z_y}; \quad \rho_o = \frac{2r_{аж}}{m z_{ж} \cos \alpha}; \quad (12)$$

- при *внешнем* деформировании

$$u_o = \frac{z_y}{z_{ж}}; \quad \rho_o = \frac{2r_{ay}}{m z_y \cos \alpha}. \quad (13)$$

Качество зацепления оценивают по коэффициенту перекрытия, который при *внутреннем* деформировании выражается формулой

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{z_y(\operatorname{tg} \alpha_{ay} - \operatorname{tg} \alpha_w) - z_{\text{ж}}(\operatorname{tg} \alpha_{aj} - \operatorname{tg} \alpha_w)}{2\pi}, \quad (14)$$

а при внешнем — формулой

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{z_{\text{ж}}(\operatorname{tg} \alpha_{aj} - \operatorname{tg} \alpha_w) - z_y(\operatorname{tg} \alpha_{ay} - \operatorname{tg} \alpha_w)}{2\pi}, \quad (15)$$

где

$$\alpha_{ay} = \arccos \frac{mz_y \cos \alpha}{2r_{ay}}; \quad \alpha_{aj} = \arccos \frac{mz_{\text{ж}} \cos \alpha}{2r_{aj}}.$$

Для передачи, обладающей максимальным коэффициентом перекрытия, вычисляют критерии работоспособности [13]:

- запас выносливости

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

- коэффициент безопасности по усталостной прочности

$$s_F = \frac{\sigma_{F0}}{\sigma_a},$$

где n_{σ} , n_{τ} — запасы прочности соответственно по нормальным и касательным напряжениям; σ_a — амплитудное значение нормальных изгибных напряжений.

Определяют требуемую динамическую грузоподъемность подшипников генератора волн

$$c_{\text{тр}} = \sqrt[3]{\frac{60l_h n_h}{10^6} F},$$

при этом усилие в зацеплении

$$F = 0,65 \frac{1000T}{\operatorname{tg} \alpha_w} k_{\delta} k_{\tau},$$

где $k_{\delta} = 1,3 \dots 1,5$; $k_{\tau} = 1$.

Завершает проектирование расчет контрольных размеров по роликам для жесткого и гибкого колес

$$M_{\text{ж}} = \frac{mz_{\text{ж}} \cos \alpha}{\cos \alpha_{\text{д.ж}}} \mp D;$$

$$M_{\Gamma} = \frac{mz_{\Gamma} \cos \alpha}{\cos \alpha_{\text{д.Г}}} \pm D,$$

где D — стандартный диаметр ролика для контроля размеров зубьев.

Углы профиля в точках на концентрических окружностях, проходящих через центры роликов, вычисляют по следующим формулам:

- для жесткого колеса

$$\operatorname{inv} \alpha_{\text{д.ж}} = \pm \frac{\pi}{2z_{\text{ж}}} \mp \frac{\Delta_{\text{ж}}}{z_{\text{ж}}} + \operatorname{inv} \alpha \mp \frac{D}{mz_{\text{ж}} \cos \alpha};$$

- для гибкого колеса

$$\operatorname{inv} \alpha_{\text{д.Г}} = \mp \frac{\pi}{2z_{\Gamma}} \pm \frac{\Delta_{\Gamma}}{z_{\Gamma}} + \operatorname{inv} \alpha \pm \frac{D}{mz_{\Gamma} \cos \alpha}.$$

Коэффициенты изменения толщин зубьев жесткого $\Delta_{\text{ж}}$ и гибкого Δ_{Γ} колес составляют

- при внутреннем деформировании

$$\Delta_{\text{ж}} = (z_{\text{ж}} - z_0) (\operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{w0\text{ж}});$$

$$\Delta_{\Gamma} = 2x_{\Gamma} \operatorname{tg} \alpha;$$

- при внешнем деформировании

$$\Delta_{\text{ж}} = 2x_{\text{ж}} \operatorname{tg} \alpha;$$

$$\Delta_{\Gamma} = (z_y - z_0) (\operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{w0y}).$$

В конструкциях приводов, к которым предъявляются жесткие требования по осевым габаритным размерам, целесообразно использовать ВЗП с волновой зубчатой муфтой (рис. 2, б, з). Такая передача с генератором волн внешнего деформирования (см. рис. 2, з) имеет одинаковое с одноступенчатой ВЗП передаточное отношение (рис. 2, в) и позволяет получить механизм с минимальными осевыми габаритными размерами и технологичным гибким колесом. Волновую ступень рассчитывают после первой ступени. При этом число зубьев волновой муфты $z_{\text{ж.м}} = z_{\Gamma}$. Последовательность расчета такова. Сначала определяют:

- угол зацепления волновой муфты

$$\alpha_{w\text{м}} = \arccos \left[\cos \alpha_w \left(\frac{z_y - z_{\text{ж.м}}}{z_y - z_{\text{ж}}} \right) \right];$$

- коэффициент смещения исходного контура при нарезании жесткого колеса муфты

$$x_{\text{ж.м}} = \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha} \left[(\operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{w\text{м}}) (z_y - z_{\text{ж.м}}) - \Delta_{\text{м}} \right],$$

где $\Delta_{\text{м}} = (z_y - z_0) (\operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{w0y})$;

- коэффициент воспринимаемого смещения муфты

$$y_{\text{м}} = \frac{z_y - z_{\text{ж.м}}}{2} \left(\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{w\text{м}}} - 1 \right);$$

- коэффициент уравнивающего смещения муфты

$$\Delta y_{\text{м}} = y_{\text{м}} - (x_{\text{ж.м}} - x_{\Gamma})$$

(если $\Delta y_{\text{м}} < 0$, то принимаем $\Delta y_{\text{м}} = 0$).

Если оба венца гибкого колеса с внутренними зубьями $z_{\Gamma} = z_{\Gamma\text{м}}$ нарезаются одним долбя-

ком, то угол станочного зацепления рассчитывают по формуле

$$\alpha_{w0M} = \arccos \frac{(z_{y.M} - z_0) \cos \alpha}{(z_{y.M} - z_0) + 2x_{г.М}}$$

Далее остальные геометрические параметры зацепления и размеры гибкого и жесткого венцов муфты определяют по формулам (2)–(15), в которые подставляют числа зубьев муфты.

Расчет волновой зубчатой муфты в ВЗП с дисковым или кулачковым генератором волн внутреннего деформирования (см. рис. 2, б) ведут исходя из условия равенства межосевых расстояний в зацеплениях волновой передачи и волновой муфты. Используя эти условия, определяют:

- угол зацепления в волновой муфте

$$\cos \alpha_{wM} = \cos \alpha_w \left(\frac{z_{ж.М} - z_y}{z_{ж} - z_y} \right);$$

- коэффициент воспринимаемого смещения муфты

$$y_M = \frac{z_{ж} - z_{y.M}}{2} \left(\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{wM}} - 1 \right);$$

- коэффициент уравнивающего смещения муфты

$$\Delta y_M = y_M - (x_{ж} - x_{г.М})$$

(если $\Delta y_M < 0$, то принимаем $\Delta y_M = 0$).

Нарезание зубьев на гибком колесе часто проводят в недеформированном состоянии. При этом коэффициент изменения толщины

зуба Δ'_r отличается от расчетного Δ_r , что оказывает отрицательное влияние на получение безззорной волновой передачи. Погрешность можно устранить, если нарезать гибкое колесо с коэффициентом смещения x'_r , отличающимся от расчетного

$$x'_r = \frac{\pi}{4 \operatorname{tg} \alpha} \left(\frac{\cos \alpha_{r'y}}{\cos \alpha} - 1 \right) + x_r \frac{\cos \alpha_{r'y}}{\cos \alpha} - \frac{z_r}{2 \operatorname{tg} \alpha} (\operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{r'y}).$$

В последней формуле

$$\cos \alpha_{r'y} = \frac{r_{br}}{r_r - \Delta h},$$

где

$$r_{br} = \frac{m z_r}{2} \cos \alpha; \quad r_r = \frac{m z_r}{2}; \quad \Delta h = \frac{m}{2} \left(1 - \frac{z_r}{z_y} \right) Q;$$

$$\left(Q = h_a^* + c^* + \frac{h_c}{2m} \right).$$

Вывод

Волновые зубчатые передачи, рассчитанные по предложенному алгоритму, не только работоспособны, но и имеют высокие технические характеристики [6, 7, 9], что обусловлено благоприятным распределением зазоров в волновом зацеплении и отсутствием заклинивания между профилями зубьев гибкого и жесткого колес.

Литература

- [1] *Малогобаритные редукторы CSF от Harmonic Drive*. URL: <http://catalog.gaw.ru/index.php?page=document&id=37585> (дата обращения 15 июня 2015).
- [2] Musser C.W. *Strain wave gearing*. Patent US, no. 2906143 A, 1959.
- [3] *Harmonic Drive AG*. URL: http://www.aviton.spb.ru/files/doc/downloads/Elektroprivod/obzor_hd_2011_rus_eng.pdf (дата обращения 15 июня 2015).
- [4] Крайнев А.Ф. *Механика машин. Фундаментальный словарь*. Москва, Машиностроение, 2000. 904 с.
- [5] Тимофеев Г.А., ред. *Теория механизмов и механика машин*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012. 654 с.
- [6] Тимофеев Г.А., Самойлова М.В. Сравнительный анализ схемных решений приводов с волновыми зубчатыми передачами. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2015, № 4, с. 109–118.
- [7] Костилов Ю.В., Тимофеев Г.А., Фурсяк Ф.И. Новое в проектировании волновых зубчатых передач. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2012, № 8, с. 42–49.
- [8] Тарабарин В.Б., Тимофеев Г.А. *Волновая передача*. А.с. 541057 СССР, МКИ F16H 1/00. 1976, бюл. № 48, 2 с.
- [9] Тимофеев Г.А. *Разработка методов расчета и проектирования волновых зубчатых передач для приводов следящих систем*. Дис. ... д-ра техн. наук. Москва, 1997. 358 с.

- [10] Скворцова Н.А., Тарабарин В.Б. *Волновая передача*. А.с. 549629 СССР, МКИ F16H 1/00. 1977, бюл. № 9, 2 с.
- [11] Тарабарин В.Б., Фурсяк Ф.И., Костиков Ю.В., Михайловский С.А. *Устройство для передачи и преобразования вращательного движения*. А.с. 1569467 СССР, МКИ F16H 1/00. 1990, бюл. № 21, 3 с.
- [12] Чемоданов Б.К., ред. *Следящие приводы Т. 1: Теория и проектирование следящих приводов*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1999. 904 с.
- [13] Шувалов С.А. *Теория и автоматизированное проектирование волновых зубчатых передач*. Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Москва, 1986. 28 с.
- [14] Полетучий А.И. *Теория и конструирование высокоэффективных волновых зубчатых механизмов*. Харьков, ХАИ им. М. Жуковского, 2005. 675 с.

References

- [1] *Malogabaritnye reduktory CSF ot Harmonic Drive* [Small gears from Harmonic Drive CSF]. Available at: <http://catalog.gaw.ru/index.php?page=document&id=37585> (accessed 15 June 2015).
- [2] Musser C.W. *Strain wave gearing*. Patent US, no. 2906143 A, 1959.
- [3] *Harmonic Drive AG*. Available at: http://www.aviton.spb.ru/files/doc/downloads/Elektroprivod/obzor_hd_2011_rus_eng.pdf (accessed 15 June 2015).
- [4] Krainev A.F. *Mekhanika mashin. Fundamental'nyi slovar'* [Mechanics of machines. Fundamental Dictionary]. Moscow, Mashinostroenie publ., 2000. 904 p.
- [5] *Teoriia mekhanizmov i mekhanika mashin* [Theory of mechanisms and mechanics of machines]. Ed. Timofeev G.A. Moscow, Bauman Press, 2012. 654 p.
- [6] Timofeev G.A., SamoiloVA M.V. *Sravnitel'nyi analiz skhemnykh reshenii privodov s volnovymi zubchatymi peredachami* [Comparative analysis of the wave gear drive kinematic diagram for servo-type mechanisms]. *Vestnik MGTU im. N.E. Baumana. Ser. Mashinostroenie* [Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Mechanical Engineering]. 2015, no. 4, pp. 109–118.
- [7] Kostikov Iu.V., Timofeev G.A., Fursiak F.I. *Novoe v proektirovanii volnovykh zubchatykh peredach* [Investigation of the torsional stiffness of external deformation wave gears with a flexible wheel-ring]. *Izvestiia vysshikh uchebnykh zavedenii. Mashinostroenie* [Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building]. 2012, no. 8, pp. 42–49.
- [8] Tarabarin V.B., Timofeev G.A. *Volnovaia peredacha* [Wave transmission]. *Avtorskoe svi-detel'stvo SSSR no. 541057 SSSR, MКИ F16H 1/00. 1976. 2 p.*
- [9] Timofeev G.A. *Razrabotka metodov rascheta i proektirovaniia volnovykh zubchatykh peredach dlia privodov slediashchikh system*. Diss. dokt. tekhn. nauk [Development of methods of calculation and design of wave gear drives for servo systems. Dr. tech. sci. diss.]. Moscow, 1997. 358 p.
- [10] Skvortsova N.A., Tarabarin V.B. *Volnovaia peredacha* [Wave transmission]. Certificate of authorship no. 549629 SSSR, MКИ F16H 1/00. 1977, biul. № 9. 2 p.
- [11] Tarabarin V.B., Fursiak F.I., Kostikov Iu.V., Mikhailovskii S.A. *Ustroistvo dlia peredachi i preobrazovaniia vrashchatel'nogo dvizheniia* [Apparatus for transmitting and converting the rotational motion]. Certificate of authorship no. 1569467 SSSR, MКИ F16H 1/00. 1990, biul. № 21. 3 p.
- [12] *Slediashchie privody T. 1: Teoriia i proektirovanie slediashchikh privodov* [Servo drives Vol.1: Theory and design of servo drives]. Ed. Chemodanov B.K. Moscow, Bauman Press, 1999. 904 p.
- [13] Shuvalov S.A. *Teoriia i avtomatizirovannoe proektirovanie volnovykh zubchatykh peredach*. Diss. dokt. tekhn. nauk [Theory and computer-aided design wave gears. Doct. tech. sci. diss.]. Moscow, 1986. 28 p.
- [14] Poletuchii A.I. *Teoriia i konstruirovaniie vysokoeffektivnykh volnovykh zubchatykh mekhanizmov* [Theory and design of high-performance wave gear mechanisms]. Khar'kov, KhAI im. M. Zhukovskogo publ., 2005. 675 p.

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).

БАРБАШОВ Николай Николаевич (Москва) — доцент 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) — Doctor of Science (Eng.), Professor, Head of Theory of Mechanisms and Machines Department. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Bauman-skaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: timga@bmstu.ru).

BARBASHOV Nikolai Nikolaevich (Moscow) — Associate Professor, Theory of Mechanisms and Machines Department. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Bauman-skaya St., Bldg. 5, Block 1).



В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана
вышло в свет учебное пособие
под общей редакцией Г.Б. Евгенева

**«Основы автоматизации технологических
процессов и производств.
Том 2. Методы проектирования и управления»**

Изложены теоретические основы и практические методы автоматизации технологических процессов и производств в соответствии с профессиональной деятельностью магистров по направлению «Автоматизация технологических процессов и производств».

Приведены материалы, относящиеся к онтологии задач, включая методы преобразования входных данных при проектировании и управлении в выходные данные, методы создания интеллектуальных систем, технология экспертного программирования, структурированные порождающие системы, геометрические знания, математические негеометрические знания, интегрирование с использованием систем, основанных на знаниях, хранение и отображение баз знаний.

Содержание учебного пособия соответствует курсу лекций, читаемых авторами в МГТУ им. Н.Э. Баумана на кафедре «Компьютерные системы автоматизации производства». Представленные материалы могут быть использованы в научно-исследовательской деятельности магистров при создании интеллектуальных систем по направлению «Автоматизация технологических процессов и производств».

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; www.baumanpress.ru