

# Машиностроение и машиноведение

УДК 621.833.7

doi: 10.18698/0536-1044-2023-2-3-10

## Силовой расчет сдвоенного механизма параллельных кривошипов

Г.А. Тимофеев, Н.А. Яминский

МГТУ им. Н.Э. Баумана

## Power Calculation of a Coupled Mechanism of Parallel Cranks

G.A. Timofeev, N.A. Yaminsky

Bauman Moscow State Technical University

Конструктивно-компоновочные возможности редукторов с гибкими и жесткими звеньями, созданными на базе сдвоенных механизмов параллельных кривошипов (волновых зубчатых передач с генераторами волн внешнего деформирования, кривошипно-планетарных редукторов и комбинированных планетарно-волновых механизмов), наиболее полно удовлетворяют требованиям, предъявляемым к передаточным механизмам системы автоматического управления антенными приводами. Методы расчета геометрических характеристик, силового взаимодействия элементов, оценки основных качественных показателей волновой зубчатой передачи с генератором волн внешнего деформирования и рекомендации по их использованию практически отсутствуют в технической литературе (кроме работ ученых кафедры «Теория механизмов и машин» МГТУ им. Н.Э. Баумана). В связи с этим исследования, направленные на создание методов расчета и проектирования этих механизмов для специальных приводов систем автоматического управления, являются важными. Изложена методика силового расчета сдвоенного механизма параллельных кривошипов волновой зубчатой передачи с генератором волн внешнего деформирования, позволяющая грамотно проектировать эти приводы.

**Ключевые слова:** волновая зубчатая передача, генератор волн внешнего деформирования, механизм параллельных кривошипов, силовое взаимодействие звеньев

Design and layout capabilities of gearboxes with flexible and rigid links created on the basis of dual mechanisms of parallel cranks (wave gears with external deformation wave generators of the crank-planetary gearboxes and combined planetary-wave mechanisms) most fully satisfy requirements to the transmission mechanisms of the system automatic control of the antenna drives. Methods for calculating geometric characteristics, power interaction of elements, evaluation of the main quality indicators of the wave gear with external deformation wave generators and recommendations for their use are practically missing in the technical literature (except for works of scientists from the Department of Theory of Mechanisms and Machines, Bauman Moscow State Technical University). Therefore, studies aimed at creating methods of calculating and designing these mechanisms for special drives of the automatic control systems are important. The paper describes technique of power

calculation of the double mechanism of the wave gear parallel cranks with the wave external deformation generator making it possible to competently design these drives.

**Keywords:** wave gear transmission, external deformation wave generator, mechanism of parallel cranks, power interaction of links

Бум развития волновых зубчатых передач (ВЗП) в Европе, СССР и других странах наблюдался с начала 70-х до середины 80-х годов прошлого столетия. За это время ученые и инженеры научились создавать надежные, высокоточные, малогабаритные приводы с ВЗП. В дальнейшем разработчики новой техники стали больше уделять внимания проектированию и изготовлению типовых конструкций с ВЗП [1–16].

По данным открытых источников [6, 7, 9, 14], ВЗП с генератором волн внешнего деформирования исследовались в 70-е–80-е годы прошлого века. В последние тридцать лет им не уделялось должного внимания, если не считать программ закрытой тематики исследовательских организаций.

Новым конструктивным решением, позволяющим значительно расширить компоновочные возможности при проектировании электромеханических приводов, является ВЗП с генератором волн внешнего деформирования, разработанная на кафедре РК-2 МГТУ им. Н.Э. Баумана [15].

Кинематические схемы ВЗП с генератором волн внешнего деформирования различного исполнения приведены на рис. 1, где  $z_{Г}$ ,  $z_{Г.М}$ ,  $z_{Г2}$  — числа зубьев гибких колес (ГК);  $z_{Ж}$ ,  $z_{Ж.М}$ ,  $z_{Ж2}$  — числа зубьев жестких колес (ЖК). ВЗП с генератором волн внешнего деформирования может быть одноступенчатой (рис. 1, а, б), с волновой зубчатой муфтой (рис. 1, в) и передаточным отношением 60...320 и двухступенчатой (рис. 1, г) с передаточным отношением 2500...100 000.

ВЗП (см. рис. 1) состоит из корпуса 3, двух кольцевых шайб 2, внутренние поверхности которых деформируют ГК 4, имеющие внутренние зубья. Кольцевые шайбы установлены на трех кривошипных валиках 1. Зубчатые венцы ГК с внутренними зубьями и ЖК 5, имеющего внешние зубья, зацепляются, образуя волновое зацепление.

В первой схеме (см. рис. 1, а) с выходным валом 6 связано ГК, во второй (см. рис. 1, б) — ЖК. В третьей схеме с волновой зубчатой муфтой (см. рис. 1, в) движение снимается с ЖК, число зубьев которого  $z_{Ж.М} = z_{Г.М}$ .

Цель работы — силовой расчет ВЗП с внешним деформированием, определение нагрузок в рабочем процессе на ее элементы, нахождение реакций и усилий, позволяющих провести расчет динамической грузоподъемности передачи, оценку ее ресурса, работоспособности и надежности.

В ВЗП с внешним деформированием ГК генератор волн выполнен в виде сдвоенного механизма параллельных кривошипов, состоящего из двух шайб 4, установленных на эксцентричных шейках трех параллельных валиков 1–3 (рис. 2). Движущий момент передается от электродвигателя на валик 1 генератора волн, заставляя его циклически деформировать ГК, входящее в зацепление с ЖК, закрепленным на выходном валу. Эксцентриситет кривошипных валиков определяется как расстояние  $O_{ш}O$ .

Сдвиг фаз установки шайб генератора волн равен  $180^\circ$ , что обеспечивает ВЗП две диамет-

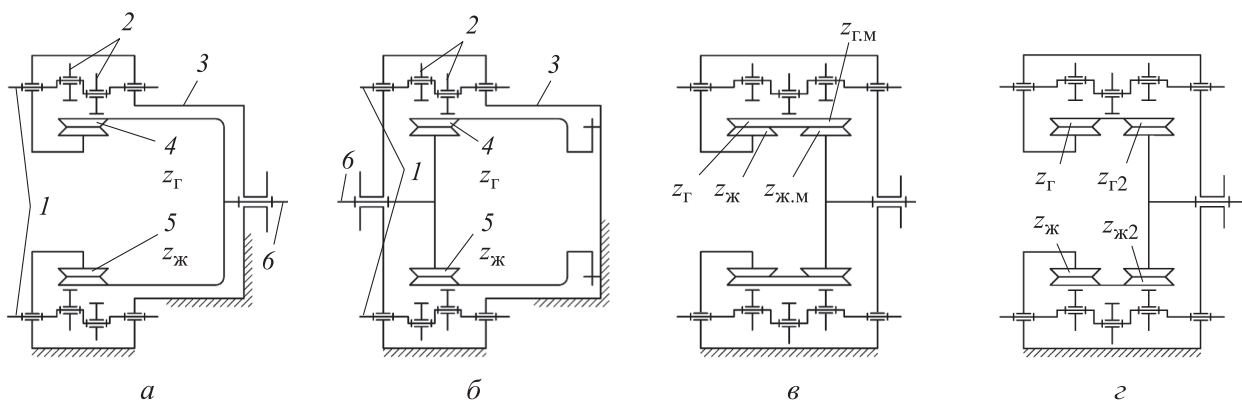


Рис. 1. Кинематические схемы ВЗП с генераторами волн внешнего деформирования различного исполнения: а, б — одноступенчатых; в — с волновой зубчатой муфтой; г — двухступенчатой

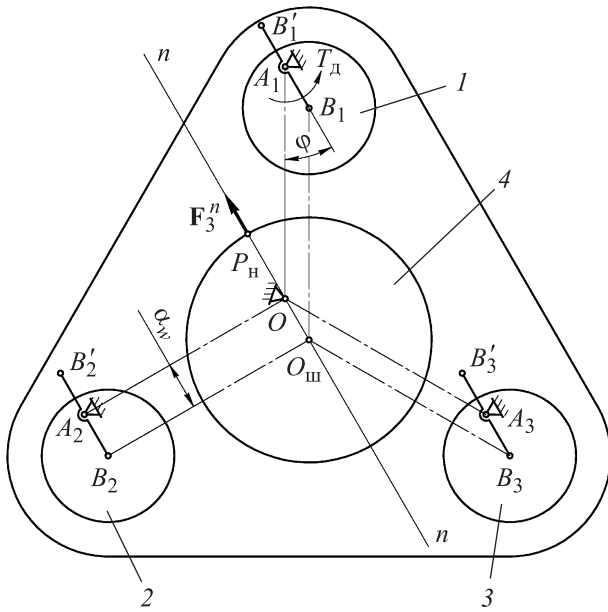


Рис. 2. Схема генератора волн ВЗП с внешним деформированием ГК ( $P_n$  — равнодействующая нагрузки в зоне взаимодействия генератора волн с ГК)

рально противоположные зоны зацепления ГК и ЖК.

Механизм параллельных кривошипов будем рассматривать как плоский. За обобщенную координату механизма примем угловую координату первого звена  $\varphi$ . Внешняя нагрузка — момент сопротивления нагрузки на выходном валу  $M_n = T_n$ , где  $T_n$  — момент нагрузки на выходном валу (см. рис. 1, б).

Силовой расчет механизма проведем кинестатическим методом без учета трения в кинематических парах. При заданном моменте сопротивления на выходном валу, а также с учетом передаточного отношения  $u_{ред}$  и коэффициента полезного действия  $\eta_{ред}$  волнового редуктора движущий момент на ведущем кривошипе генератора волн определяется выражением

$$T_n = \frac{M_n}{|u_{ред}| \eta_{ред}}$$

Полагаем, что момент сопротивления в двух-волновой зубчатой передаче распределяется поровну между двумя механизмами параллельных кривошипов и создает одинаковые реакции по зонам зацепления:

$$M_n = T_n = 2F_3 r_{в.ж} \epsilon_a,$$

где  $F_3$  — сила, действующая в зацеплении одной пары зубьев;  $r_{в.ж}$  — радиус основной

окружности ЖК;  $\epsilon_a$  — коэффициент торцевого перекрытия ВЗП.

Радиус основной окружности ЖК

$$r_{в.ж} = \frac{z_{ж} m}{2} \cos \alpha_w,$$

где  $m$  и  $\alpha_w$  — модуль и угол зацепления ВЗП.

После преобразований получаем

$$F_3 = \frac{M_n}{m z_{ж} \cos \alpha_w \epsilon_a}.$$

Так как ГК и деформирующая шайба генератора волн в точке контакта образуют высшую пару, на каждую шайбу действует сила (рис. 3)

$$F_3^n = F_3 \sin \alpha_w.$$

Введем следующие обозначения:  $F_{ix}$  и  $F_{iy}$  — силы, действующие на кинематические пары;  $i$  — номер звена,  $i = 1, \dots, 4$ ;  $Q_{Ai}^x$  и  $Q_{Ai}^y$  — реакции в кинематических парах;  $G_i$  — сила тяжести, действующая на  $i$ -е звено;  $M_{Si}$  — главный момент сил инерции  $i$ -го элемента в точке  $S_i$ ;  $Q_{Bi}^x$  — реакции валов в механизме параллельных кривошипов;  $M_{\Phi i}$  — главный момент сил инерции;  $p_k$ ,  $p_{kx}$ ,  $p_{ky}$  — радиус  $k$ -го кривошипа и его составляющие по осям  $x$  и  $y$  соответственно,  $k = 1, 2, 3$ ;  $a_w$  — межосевое расстояние;  $q_m$  — плечо приложения  $m$ -го усилия,  $m = 1, \dots, 4$ .

Определим реакции в кинематических парах механизма в следующей последовательности.

Для первого звена (рис. 3, а):

$$\sum F_{1x} = 0; \quad Q_{A1}^x + G_1 = 0, \tag{1}$$

отсюда

$$Q_{A1}^x = -G_1;$$

$$\sum F_{y1} = 0; \quad Q_{A1}^y = 0; \tag{2}$$

$$\sum M_{S1} = 0; \quad 2Q_{B1}^x p_{1y} + T_n - M_{\Phi 1} - 2Q_{B1}^y p_{1x} = 0; \tag{3}$$

$$2Q_{B1}^x a_w \sin \varphi - 2Q_{B1}^y a_w \cos \varphi = -T_n + M_{\Phi 1}.$$

Здесь

$$p_{1y} = p_1 \sin \varphi = a_w \sin \varphi;$$

$$p_{1x} = p_1 \cos \varphi = a_w \cos \varphi.$$

Для второго звена (рис. 3, б):

$$\sum F_{2x} = 0; \quad -Q_{A2}^x + G_2 = 0, \tag{4}$$

отсюда

$$Q_{A2}^x = G_2;$$

$$\sum F_{2y} = 0; \quad -Q_{A2}^y = 0; \tag{5}$$

$$\sum M_{S2} = 0; \quad -2Q_{B2}^x p_{2y} + 2Q_{B2}^y p_{2x} - M_{\Phi 2} = 0; \tag{6}$$

$$2(Q_{B_2}^y a_w \cos \varphi - Q_{B_2}^x a_w \sin \varphi) = M_{\Phi_2},$$

где

$$p_{2y} = p_{1y}; \quad p_{2x} = p_{1x}.$$

Для третьего звена (рис. 3, в):

$$\sum F_3^x = 0; \quad -Q_{A_3}^x + G_3 = 0, \quad (7)$$

отсюда

$$Q_{A_3}^x = G_3;$$

$$\sum F_3^y = 0; \quad -Q_{A_3}^y = 0; \quad (8)$$

$$\sum M_{S_3} = 0; \quad -2Q_{B_3}^x p_{3y} + 2Q_{B_3}^y p_{3x} - M_{\Phi_3} = 0; \quad (9)$$

$$2(Q_{B_3}^y a_w \cos \varphi - Q_{B_3}^x a_w \sin \varphi) = M_{\Phi_3},$$

где

$$p_{3y} = p_{1y}; \quad p_{3x} = p_{1x}.$$

Для четвертого звена (рис. 3, г):

$$\sum F_4^x = 0; \quad Q_{B_1}^x - Q_{B_2}^x - Q_{B_3}^x + G_4 + \Phi_{S_4}^x - F_4^x = 0, \quad (10)$$

отсюда

$$Q_{B_1}^x - Q_{B_2}^x - Q_{B_3}^x = F_4^x - G_4 - \Phi_{S_4}^x;$$

$$\sum F_4^y = 0; \quad Q_{B_1}^y - Q_{B_2}^y - Q_{B_3}^y + \Phi_{S_4}^y - F_4^y = 0, \quad (11)$$

а следовательно,

$$Q_{B_1}^y - Q_{B_2}^y - Q_{B_3}^y = F_4^y - \Phi_{S_4}^y;$$

$$\sum M_{S_4} = 0; \quad Q_{B_1}^y q_1 + Q_{B_2}^x q_{2y} + Q_{B_2}^y q_{2x} + Q_{B_3}^y q_{3x} - Q_{B_3}^x q_{3y} + M_{\Phi_4} = 0, \quad (12)$$

отсюда

$$Q_{B_1}^y q_1 + Q_{B_2}^x q_{2y} + Q_{B_2}^y q_{2x} + Q_{B_3}^y q_{3x} - Q_{B_3}^x q_{3y} = -M_{\Phi_4}.$$

Здесь

$$F_4^x = F_3^n \cos \varphi;$$

$$\Phi_{S_4}^x = -m_4 a_{S_4x};$$

$$F_4^y = F_3^n \sin \varphi;$$

$$\Phi_{S_4}^y = -m_4 a_{S_4y};$$

$$q_{2y} = q_2 \cos \frac{\beta}{2}; \quad q_{2x} = q_2 \sin \frac{\beta}{2};$$

$$q_{3x} = q_3 \sin \frac{\beta}{2}; \quad q_{3y} = q_3 \cos \frac{\beta}{2},$$

где  $m_4$  — масса четвертого звена;

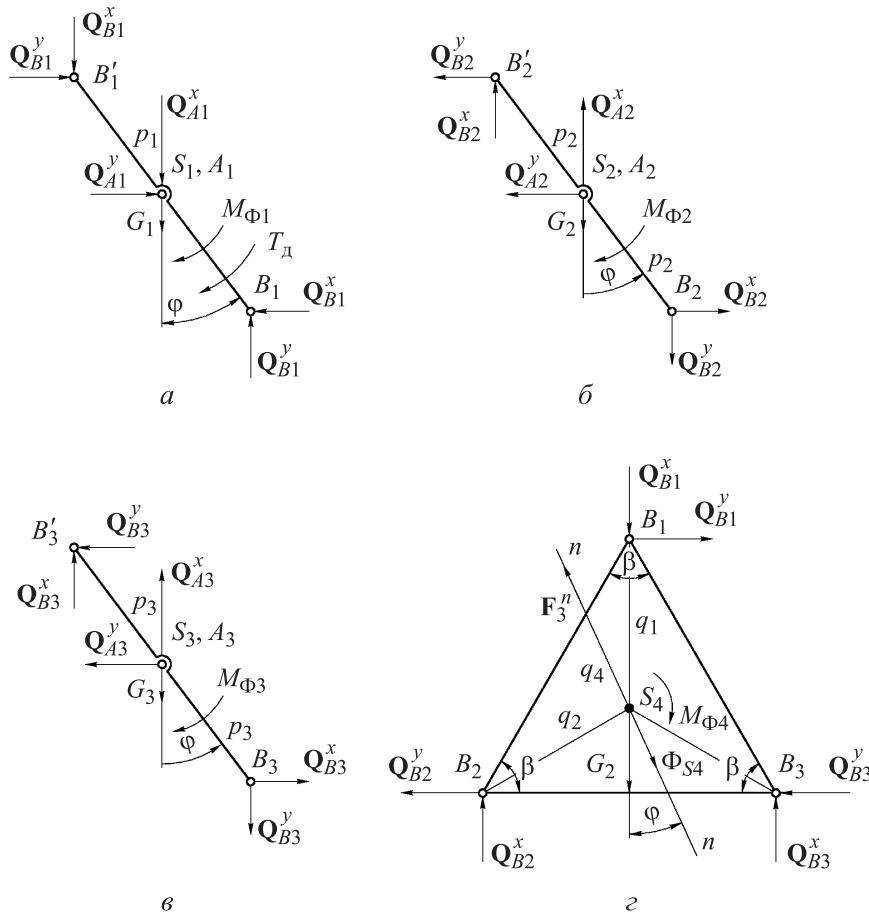


Рис. 3. Схемы сил, действующих на ВЗП в первом (а), втором (б), третьем (в) и четвертом (г) звеньях

$$a_{S4x} = \omega_1^2 l_{0S4} \cos \varphi, \quad a_{S4y} = \omega_1^2 l_{0S4} \sin \varphi$$

( $\omega_1$  — угловая скорость кривошипного вала;  $l_{0S4}$  — расстояние от центра вращения до центра масс).

В системе уравнений (1)–(12) — тринадцать неизвестных, так как данный механизм статически неопределим (с одной избыточной связью). Недостающее уравнение можно получить при рассмотрении соотношения реакций  $Q_{B2}$  и  $Q_{B3}$ :  $Q_{B2}$  равна своей нормальной составляющей  $Q_{B2}^n$ , так как ее тангенциальная составляющая  $Q_{B2}^t = 0$  (вследствие того, что расчет ведется без учета сил трения), реакция  $Q_{B3}$  равна своей нормальной составляющей  $Q_{B3}^n$ , поскольку тангенциальная составляющая  $Q_{B3}^t = 0$  (см. рис. 3, 4).

Это уравнение связывает деформации звеньев в кинематических парах, образованных эксцентриками с шайбами генератора волн, и силы, под действием которых возникают эти деформации. Рассмотрены деформации  $\delta S_2$  и  $\delta S_3$  (см. рис. 4) при перемещении шайб генератора волн относительно ведущего эксцентрика  $A_1 B_1$  под действием внешней нагрузки  $F_3^n$ .

Так как жесткость шайбы в направлении действия силы  $F_3^n$  постоянна, а жесткости ведомых эксцентриков практически равны, перемещения точек  $B_2$  и  $B_3$  одинаковы:  $\delta S_2 = \delta S_3$ . Учитывая, что линии действия сил  $Q_{B2}$ ,  $Q_{B3}$  и  $F_3^n$  параллельны, и, принимая в первом приближении, что деформации в направлении силы пропорциональны ее значению, имеем

$$\frac{Q_{B3}^n}{Q_{B2}^n} = \frac{\delta S_3}{\delta S_2},$$

где  $Q_{B3}^n$  и  $Q_{B2}^n$  — нормальные составляющие реакций  $Q_{B3}$  и  $Q_{B2}$ .

Отсюда

$$Q_{B2}^n = Q_{B3}^n,$$

а значит

$$Q_{B2} = Q_{B3}. \quad (13)$$

Из решения системы уравнений (1)–(13), определяются составляющие реакций в кинематических парах и движущий момент:  $Q_{A1}^x$ ,  $Q_{A1}^y$ ,  $Q_{A2}^x$ ,  $Q_{A2}^y$ ,  $Q_{A3}^x$ ,  $Q_{A3}^y$ ,  $Q_{B1}^x$ ,  $Q_{B1}^y$ ,  $Q_{B2}^x$ ,  $Q_{B2}^y$ ,  $Q_{B3}^x$ ,  $Q_{B3}^y$ ,  $T_{дв}$ .

Полные реакции в кинематических парах:

$$Q_{A1} = \sqrt{(Q_{A1}^x)^2 + (Q_{A1}^y)^2};$$

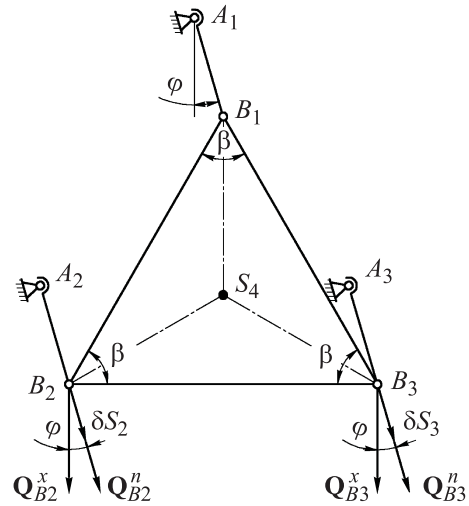


Рис. 4. Схема деформации звеньев генератора волн

$$Q_{A2} = \sqrt{(Q_{A2}^x)^2 + (Q_{A2}^y)^2};$$

$$Q_{A3} = \sqrt{(Q_{A3}^x)^2 + (Q_{A3}^y)^2};$$

$$Q_{B1} = \sqrt{(Q_{B1}^x)^2 + (Q_{B1}^y)^2};$$

$$Q_{B2} = \sqrt{(Q_{B2}^x)^2 + (Q_{B2}^y)^2};$$

$$Q_{B3} = \sqrt{(Q_{B3}^x)^2 + (Q_{B3}^y)^2}.$$

Угловые координаты  $\varphi_{14}$ ,  $\varphi_{24}$ ,  $\varphi_{34}$ ,  $\varphi_{01}$ ,  $\varphi_{02}$ ,  $\varphi_{03}$  соответствующих векторов  $Q_{B1}$ ,  $Q_{B2}$ ,  $Q_{B3}$ ,  $Q_{A1}$ ,  $Q_{A2}$ ,  $Q_{A3}$  определяются следующими выражениями:

$$\sin \varphi_{14} = \frac{Q_{B1}^y}{Q_{B1}}; \quad \cos \varphi_{14} = \frac{Q_{B1}^x}{Q_{B1}};$$

$$\sin \varphi_{24} = \frac{Q_{B2}^y}{Q_{B2}}; \quad \cos \varphi_{24} = \frac{Q_{B2}^x}{Q_{B2}};$$

$$\sin \varphi_{34} = \frac{Q_{B3}^y}{Q_{B3}}; \quad \cos \varphi_{34} = \frac{Q_{B3}^x}{Q_{B3}};$$

$$\sin \varphi_{01} = \frac{Q_{A1}^y}{Q_{A1}}; \quad \cos \varphi_{01} = \frac{Q_{A1}^x}{Q_{A1}};$$

$$\sin \varphi_{02} = \frac{Q_{A2}^y}{Q_{A2}}; \quad \cos \varphi_{02} = \frac{Q_{A2}^x}{Q_{A2}};$$

$$\sin \varphi_{03} = \frac{Q_{A3}^y}{Q_{A3}}; \quad \cos \varphi_{03} = \frac{Q_{A3}^x}{Q_{A3}}.$$

Переменные реакции в кинематических парах  $Q_{B1}$ ,  $Q_{B2}$  и  $Q_{B3}$  за один оборот кривошипа приводятся к постоянным реакциям  $Q_{B1cp}$ ,  $Q_{B2cp}$  и  $Q_{B3cp}$  посредством определения их среднеинтегрального значения по формуле

$$Q_{Bi\text{cp}} = \frac{\sum_{j=1}^n 0,5[Q_{Bij} + Q_{Bi(j+1)}](\varphi_{j+1} - \varphi_j)}{\varphi_n - \varphi_1},$$

где  $j$  — количество интервалов,  $j = 1, 2, \dots, n$ .

Наибольшие из значений  $Q_{B1\text{cp}}$ ,  $Q_{B2\text{cp}}$  и  $Q_{B3\text{cp}}$  будут являться расчетными нагрузками при определении динамической грузоподъемности и работоспособности подшипников качения генератора волн, а также его крутильной жесткости.

## Вывод

Наибольшие из среднеинтегральных значений реакций  $Q_{B1\text{cp}}$ ,  $Q_{B2\text{cp}}$  и  $Q_{B3\text{cp}}$  будут являться расчетными нагрузками при определении динамической грузоподъемности и работоспособности подшипников качения генератора волн. Они позволяют оценить долговечность работы ВЗП в целом, а по усилию  $F_1$  в зацеплении определить его крутильную жесткость и надежность.

## Литература

- [1] Musser C.W. *Strain wave gearing*. Patent US 2906143. Appl. 21.03.1959, publ. 29.09.1959.
- [2] Малогабаритные редукторы CSF от Harmonic Drive. *catalog.gaw.ru: веб-сайт*. URL: <http://catalog.gaw.ru/index.php?page=document&id=37585> (дата обращения: 15.05.2022).
- [3] Гинзбург Е.Г. *Волновые зубчатые передачи*. Москва, Машиностроение, 1969. 159 с.
- [4] Фролов К.В., Воробьев Е.И., ред. *Механика промышленных роботов*. Кн. 3. Москва, Высшая школа, 1989. 382 с.
- [5] Крайнев А.Ф. *Механика машин. Фундаментальный словарь*. Москва, Машиностроение, 2001. 903 с.
- [6] 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.
- [7] Самойлова М.В. *Исследование комбинированных планетарно-волновых механизмов*. Дисс. ... канд. тех. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. 141 с.
- [8] 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.
- [9] Полетучий А.И. *Теория и конструирование высокоэффективных волновых зубчатых механизмов*. Харьков, ХАИ им. М. Жуковского, 2005. 675 с.
- [10] 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, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0236-3941-2015-4-109-118>
- [11] Тимофеев Г.А., Горбунов Д.С., Чернышова Д.М. и др. Структурные схемы и автоматизированное проектирование приводов с волновыми зубчатыми передачами. *Приводы и компоненты машин*, 2020, № 3–4, с. 2–6.
- [12] Шувалов С.А. *Теория и автоматизированное проектирование волновых зубчатых передач*. Автореф. дисс. ... док. тех. наук. Москва, МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1986. 28 с.
- [13] Андриенко Л.А. *Разработка новых методов проектирования и диагностики электромеханических приводов*. Автореф. дисс. ... док. тех. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. 32с.
- [14] Тимофеев Г.А. *Разработка методов расчета и проектирования волновых зубчатых передач для приводов следящих систем*. Дисс. ... док. тех. наук. Москва, ИМАШ РАН, 1997. 352 с.
- [15] Тарабарин В.Б., Тимофеев Г.А. Волновая передача. Патент СССР 541057. Заявл. 14.08.1973, опубл. 30.12.1976.
- [16] Чемоданов Б.К., ред. *Следящие приводы*. Т. 1. Теория и проектирование следящих приводов. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1999. 904 с.

## References

- [1] Musser C.W. *Strain wave gearing*. Patent US 2906143. Appl. 21.03.1959, publ. 29.09.1959.

- [2] Malogabaritnye reduktory CSF ot Harmonic Drive [CSF packaged reducers from Harmonic Drive]. *catalog.gaw.ru: website*. URL: <http://catalog.gaw.ru/index.php?page=document&id=37585> (accessed: 15.05.2022).
- [3] Ginzburg E.G. *Volnovye zubchatye peredachi* [Wave gears]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1969. 159 p. (In Russ.).
- [4] Frolov K.V., Vorobyev E.I., eds. *Mekhanika promyshlennykh robotov*. Kn. 3 [Mechanics of industrial robots. Vol. 3]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1989. 382 p. (In Russ.).
- [5] Kraynev A.F. *Mekhanika mashin. Fundamentalnyy slovar* [Machine mechanics. Fundamental dictionary]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2001. 903 p. (In Russ.).
- [6] Timofeev G.A., Tarabarin V.B., Yaminskiy A.V. *Konstruktsii i SAPR VZP s generatorami voln vnutrennego i vneshnego deformirovaniya* [Construction and CAD of wave gears with generators of internal and external deforming]. Moscow, VNIITI Publ., 1988. 71 p. (In Russ.).
- [7] Samoylova M.V. *Issledovanie kombinirovannykh planetarno volnovykh mekhanizmov*. Diss. kand. tekhn. nauk [Study on planetary-wave mechanisms. Cand. tech. sci. diss.]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2000. 141 p. (In Russ.).
- [8] Timofeev G.A., Samoylova M.V. Geometric-kinematic study of combined planetary-wave mechanism. *Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Baumana, Mashinost.* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Mechan. Eng.], 2012, no. 1, pp. 70–80. (In Russ.).
- [9] Poletuchiy A.I. *Teoriya i konstruirovaniye vysokoeffektivnykh volnovykh zubchatykh mekhanizmov* [Theory and design of highly effective wave gear mechanisms]. Kharkov, KhAI im. M. Zhukovskogo Publ., 2005. 675 p. (In Russ.).
- [10] 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, Mashinost.* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Mechan. Eng.], 2015, no. 4, pp. 109–118, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0236-3941-2015-4-109-118> (in Russ.).
- [11] Timofeev G.A., Gorbunov D.S., Chernyshova D.M. et al. Structural diagrams and automated design of drives with wave gears. *Privody i komponenty mashin* [Machine Drives and Parts], 2020, no. 3–4, pp. 2–6. (In Russ.).
- [12] Shuvalov S.A. *Teoriya i avtomatizirovannoe proektirovaniye volnovykh zubchatykh peredach*. Avtoref. diss. dok. tekhn. nauk [Theory and computer-aided design of wave gears. Abs. doc. tech. sci. diss.]. Moscow, Bauman MHTU Publ., 1986. 28 p. (In Russ.).
- [13] Andrienko L.A. *Razrabotka novykh metodov proektirovaniya i diagnostiki elektromekhanicheskikh privodov*. Avtoref. diss. dok. tekhn. nauk [Development of new methods for sign and diagnostics of electromechanical drives. Abs. doc. tech. sci. diss.]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2001. 32 p. (In Russ.).
- [14] Timofeev G.A. *Razrabotka metodov rascheta i proektirovaniya volnovykh zubchatykh peredach dlya privodov sledyashchikh sistem*. Diss. dok. tekhn. nauk [Development of calculation and design methods for wave gears of follow-up systems. Doc. tech. sci. diss.]. Moscow, IMASH RAN Publ., 1997. 352 p. (In Russ.).
- [15] Tarabarin V.B., Timofeev G.A. *Volnovaya peredacha* [Wave gear]. Patent USSR 541057. Appl.14.08.1973, publ. 30.12.1976. (In Russ.).
- [16] Chemodanov B.K., ed. *Sledyashchie privody*. T. 1. *Teoriya i proektirovaniye sledyashchikh privodov* [Follow-up drives. Vol. 1. Theory and design of follow-up drives]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 1999. 904 p. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 01.08.2022

## Информация об авторах

**ТИМОФЕЕВ Геннадий Алексеевич** — 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).

**ЯМИНСКИЙ Николай Андреевич** — аспирант кафедры «Теория механизмов и машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: yaminsky96@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).

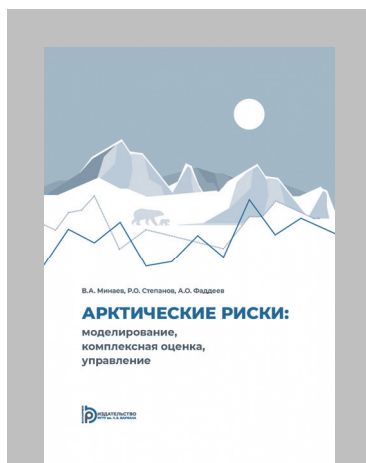
**YAMINSKY Nikolay Andreevich** — Postgraduate, Department of Theory of Mechanisms and Machines. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: yaminsky96@gmail.com).

### Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Тимофеев Г.А., Яминский Н.А. Силовой расчет сдвоенного механизма параллельных кривошипов. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2023, № 2, с. 3–10, doi: 10.18698/0536-1044-2023-2-3-10

### Please cite this article in English as:

Timofeev G.A., Yaminsky N.A. Power Calculation of a Coupled Mechanism of Parallel Cranks. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2023, no. 2, pp. 3–10, doi: 10.18698/0536-1044-2023-2-3-10



## Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана предлагает читателям монографию

### «Арктические риски: моделирование, комплексная оценка, управление»

**Авторы: В.А. Минаев, Р.О. Степанов, А.О. Фаддеев**

Рассмотрено новое поколение математических моделей, позволяющих выполнять оценки арктических рисков; затронуты вопросы управления этими рисками.

Приведены результаты количественной оценки геодинамического риска для территорий России (центральная часть Восточно-Европейской платформы, Байкальский регион, Дальний Восток, Арктическая зона), Малой Азии (Турция, Иран, Армения, Грузия, Азербайджан, Ирак, Сирия), Латинской Америки (Эквадор, Коста-Рика). Многие проблемные вопросы и задачи оценки геодинамических, техногенных и антропогенных рисков рассматриваются на примере Арктической зоны Российской Федерации, являющейся не только важным ресурсным потенциалом нашей страны, но и зоной стратегически значимой в геополитическом отношении. Книга содержит значительный объем аналитической информации, математических выкладок, эмпирических и расчетных данных, а также обширный иллюстративный материал в виде рисунков, схем и карт.

Для научных работников и преподавателей высших учебных заведений, специализирующихся в области исследования воздействий опасных природных процессов геодинамического происхождения, а также техногенных и антропогенных процессов различного генезиса, специалистов-геофизиков и геоэкологов, студентов, аспирантов, а также для всех, занимающихся вопросами безопасности.

### 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://bmstu.press>