

- Сергей Владимирович Косаревский** — *Сведения об авторах* — канд. техн. наук, доцент; Санкт-Петербургский государственный политехнический университет, Институт машиностроения, кафедра технологии, оборудования и автоматизации машиностроительных производств; E-mail: kosarevsky@mail.ru
- Виктор Николаевич Латыпов** — канд. физ.-мат. наук; Санкт-Петербургский государственный университет

Рекомендована кафедрой
технологии, оборудования
и автоматизации
машиностроительных производств

Поступила в редакцию
09.11.13 г.

УДК 621.833

И. М. ЕГОРОВ, С. А. АЛЕКСАНИН, М. Е. ФЕДОСОВСКИЙ, А. С. ПТИЦЫНА

ВЛИЯНИЕ ПОГРЕШНОСТЕЙ ЭЛЕМЕНТОВ МЕХАНИЗМА ПАРАЛЛЕЛЬНЫХ КРИВОШИПОВ НА КИНЕМАТИЧЕСКУЮ ТОЧНОСТЬ ПЛАНЕТАРНОГО ЦЕВОЧНОГО РЕДУКТОРА

Рассматривается влияние погрешностей элементов механизма параллельных кривошипов на кинематическую точность планетарного цевочного редуктора типа k-h-v. Приведена методика определения ошибки угла поворота выходного вала для случаев применения одного и двух сателлитов.

Ключевые слова: планетарный редуктор, цевочная передача, циклоидальное зацепление, кинематическая погрешность, ошибка положения, высшая кинематическая пара, профильная нормаль.

Планетарные цевочные редукторы (ПЦР) типа k-h-v широко применяются в приводах мехатронных и робототехнических систем, к которым предъявляются повышенные требования по кинематической точности и жесткости. На рис. 1 представлен ПЦР, здесь 1 — цевка; 2 — 1-й сателлит; 3 — отверстие 1-го сателлита; 4 — 2-й сателлит; 5 — отверстие 2-го сателлита; 6 — палец выходного вала; O — центральная ось; O_{g1} — ось 1-го сателлита 1; O_{g2} — ось 2-го сателлита.

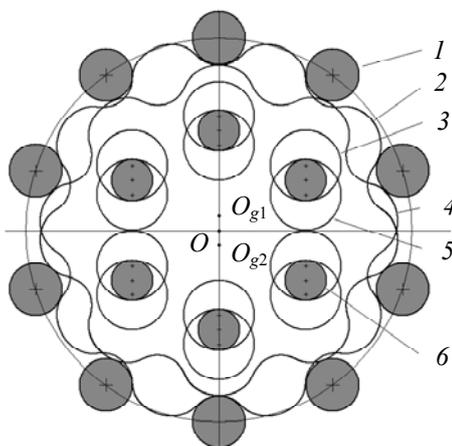


Рис. 1

В ПЦР наряду с циклоидальным зацеплением применяется механизм v, преобразующий планетарное движение сателлитов во вращательное движение выходного вала. В качестве такого механизма в ряде случаев применяется крестовая муфта с промежуточными телами качения [1]. В редукторах типа gv осуществляется передача вращения на фланцы выходного вала непосредственно колленчатыми валами сателлитов [2]. Благодаря простоте конструкции наиболее широко применяется механизм, который за счет замены высших кинематических пар на низшие преобразуется в механизм параллельных кривошипов [3—7].

Общие методы расчета точности механизмов рассмотрены в работе [8], точности механизмов с высшими кинематическими парами посвящены работы [9, 10].

Первичные ошибки зацепления i -го отверстия сателлита с пальцем выходного вала представлены на рис. 2, здесь P — полюс зацепления; XOY — система координат, жестко свя-

занная с полюсом зацепления; $X_g O_g Y_g$ — система координат, жестко связанная с сателлитом; φ_1 — угол поворота входного вала; φ_2 — угол поворота выходного вала; $A O_g$ — ось симметрии впадины зубчатого венца сателлита, проходящая через полюс зацепления при $\varphi_1 = 0$; θ_1 — угловое положение 1-го отверстия сателлита относительно оси $A O_g$; ψ_i — угловое положение i -го отверстия сателлита; K_i — точка контакта; \mathbf{e}_i — орт профильной нормали; h_i — плечо профильной нормали относительно центральной оси; \mathbf{E}_g, θ_g — эксцентриситет окружности центров отверстий сателлита и его фаза; $R_c, \Delta R_{ci}$ — радиус окружности центров отверстий сателлита и его отклонение; \mathbf{E}_p, θ_p — эксцентриситет окружности центров пальцев выходного вала и его фаза; $\Delta x_i, \Delta y_i$ — отклонения координат центра отверстия; ΔR_i — отклонение радиуса пальца выходного вала.

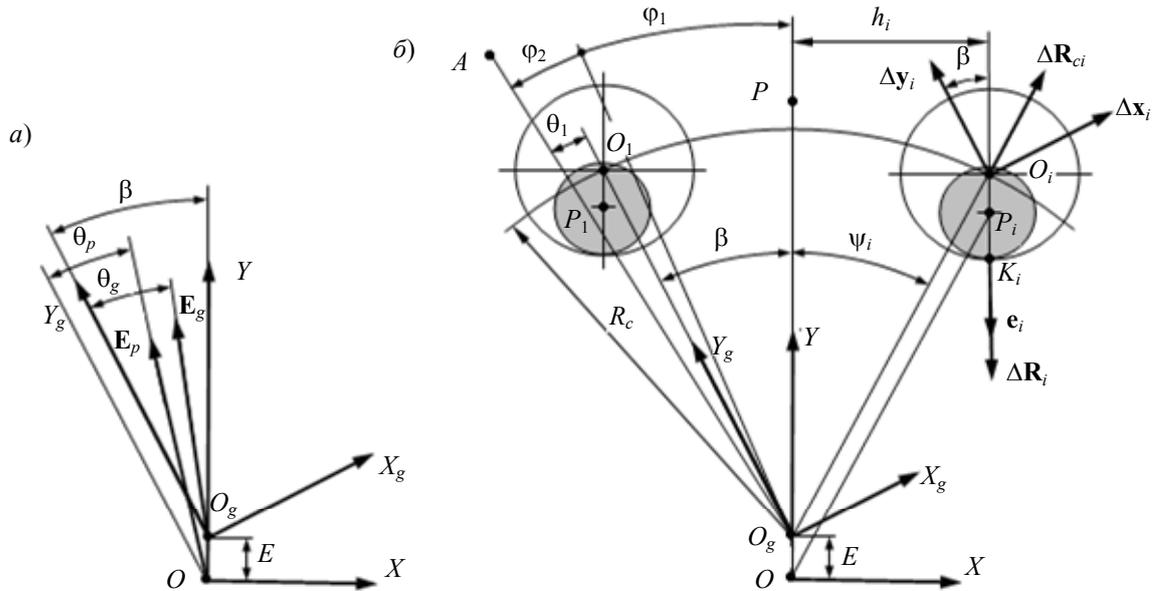


Рис. 2

Погрешности положения отверстий сателлита задаются отклонением радиуса окружности центров отверстий, ее эксцентриситетом и отклонениями положений центров отверстий относительно окружности центров (т.е. окружности, для которой отклонения положений центров отверстий минимальны). Аналогично задаются погрешности положения пальцев выходного вала.

Такое представление погрешностей позволяет упростить оценку влияния точностных параметров технологических процессов изготовления деталей на кинематическую погрешность редуктора и ее прогнозирование на основании результатов измерений на координатно-измерительной машине.

В системах координат XOY орт профильной нормали и рассматриваемые векторы первичных ошибок (см. рис. 2) имеют следующее представление:

$$\mathbf{e}_i = \begin{bmatrix} 0 \\ -1 \end{bmatrix}; \quad \mathbf{E}_g = E_g \begin{bmatrix} -\sin(\beta - \theta_g) \\ \cos(\beta - \theta_g) \end{bmatrix}; \quad \mathbf{E}_p = E_p \begin{bmatrix} -\sin(\beta - \theta_p) \\ \cos(\beta - \theta_p) \end{bmatrix}; \quad (1)$$

$$\Delta R_i = dR_i \begin{bmatrix} 0 \\ -1 \end{bmatrix}; \quad \Delta R_{ci} = \Delta R_c \begin{bmatrix} \sin \psi_i \\ \cos \psi_i \end{bmatrix}; \quad \Delta x_i = \Delta x_i \begin{bmatrix} \cos \beta \\ \sin \beta \end{bmatrix}; \quad \Delta y_i = \Delta y_i \begin{bmatrix} -\sin \beta \\ \cos \beta \end{bmatrix},$$

$$\beta = \varphi_1 + \varphi_2 - \theta_1.$$

Угол поворота выходного вала $\varphi_2 = \frac{\varphi_1}{u}$, где u — передаточное число редуктора.

При равномерном распределении отверстий по окружности угловое положение i -го отверстия определяется по формуле: $\psi_i = \tau_o (i-1) - \beta$, где τ_o — угловой шаг отверстий сателлита. При заданном угле поворота входного вала в зацеплении находятся только отверстия, расположенные по одну сторону от прямой OP (рис. 2, б).

Радиус окружности центров отверстий сателлита равен радиусу окружности центров пальцев выходного вала. В эксцентриситете окружности центров отверстий можно учитывать эксцентриситет сателлита. В эксцентриситете окружности центров пальцев — эксцентриситет выходного вала.

Координаты центров пальцев задаются в системе координат $X_p O_p Y_p$, жестко связанной с выходным валом, ось $O_p Y_p$ которой проходит через центр первого пальца (на рис. 2 не показана). Прямые $O_g O_i$ и $O_p P_i$ всегда параллельны, поэтому оси системы координат $X_p O_p Y_p$ всегда параллельны осям системы координат $X_g O_g Y_g$. Это позволяет учитывать отклонения координат центров пальцев при назначении отклонений координат центров отверстий. По той же причине можно суммировать отклонения радиусов окружностей центров отверстий и пальцев.

Отклонение радиуса пальца ΔR_i и отклонение радиуса отверстия параллельны орту профильной нормали e_i , их тоже можно суммировать.

При определении ошибки угла поворота выходного вала использована методика расчета погрешности механизма с высшей кинематической парой [9]. В соответствии с методикой ошибка положения звена, которое совершает вращательное движение, равна частному от деления суммы проекций векторов первичных ошибок (на профильную нормаль) на ее плечо относительно оси вращения звена:

$$\Delta\varphi = \frac{\Delta e}{h}, \quad (2)$$

где Δ — сумма векторов первичных ошибок; e , h — орт и плечо профильной нормали.

При выбранном на рис. 2 направлении орта нормали векторы первичных ошибок, относящихся к пальцам выходного вала, суммируются со знаком „плюс“, к отверстиям сателлита — со знаком „минус“.

В соответствии с (1) и (2) для заданного угла поворота входного вала ошибка угла поворота выходного вала, при зацеплении i -го отверстия сателлита с пальцем выходного вала определяется по формуле:

$$\Delta\varphi_{2i}(\varphi_1) = \frac{(\mathbf{E}_p + \Delta\mathbf{R}_i - \mathbf{E}_g - \Delta\mathbf{R}_{ci} - \Delta\mathbf{x}_i - \Delta\mathbf{y}_i)\mathbf{e}_i}{h_i}; \quad h_i = R_c \sin \psi_i. \quad (3)$$

Максимальное значение $\Delta\varphi_{2i}(\varphi_1)$ для всех n отверстий, находящихся в одновременном зацеплении, определяет ошибку угла поворота выходного вала:

$$\Delta\varphi_2(\varphi_1) = \max \left\{ \Delta\varphi_{2i}(\varphi_1) \right\}_{i=1}^{i=n}.$$

Для второго сателлита ошибка угла поворота выходного вала определяется аналогичным образом. В случае четного числа отверстий пальцы, зацепляющиеся с отверстиями 2-го сателлита, располагают симметрично центральной оси по отношению к пальцам, зацепляющимся с отверстиями 1-го.

Следует отметить, что вследствие разности между максимальным для одного и минимальным — для другого сателлита значениями ошибок угла поворота может возникнуть заклинивание пальцев в отверстиях сателлитов. Этот эффект создает предварительный натяг в зацеплении сателлитов с цевками колеса и может использоваться для выборки кинематического и снижения упругого мертвого хода в передаче.

Полученные формулы применены при разработке программы, которая позволяет получить функции ошибки поворота выходного вала при различных первичных ошибках элементов механизма параллельных кривошипов.

На рис. 3, 4 приведены результаты расчетов функции ошибки угла поворота на одном обороте выходного вала для передачи со следующими параметрами: передаточное число $u = 35$; $R_c = 60$ мм; число пальцев выходного вала 8 (отклонение радиуса окружности центров отверстий сателлитов $+5$ мкм, в пределах $00^{\circ}00'34'' \dots 00^{\circ}32'50''$; эксцентриситет окружности центров пальцев выходного вала 5 мкм, в пределах $-00^{\circ}00'36'' \dots 00^{\circ}32'45''$).

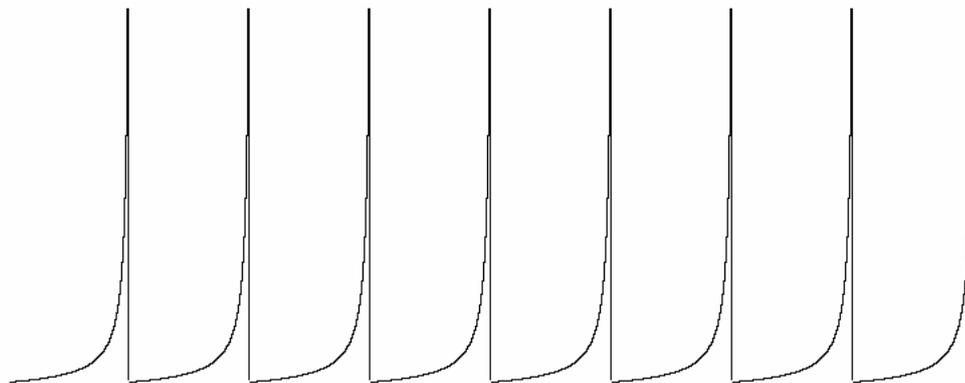


Рис. 3

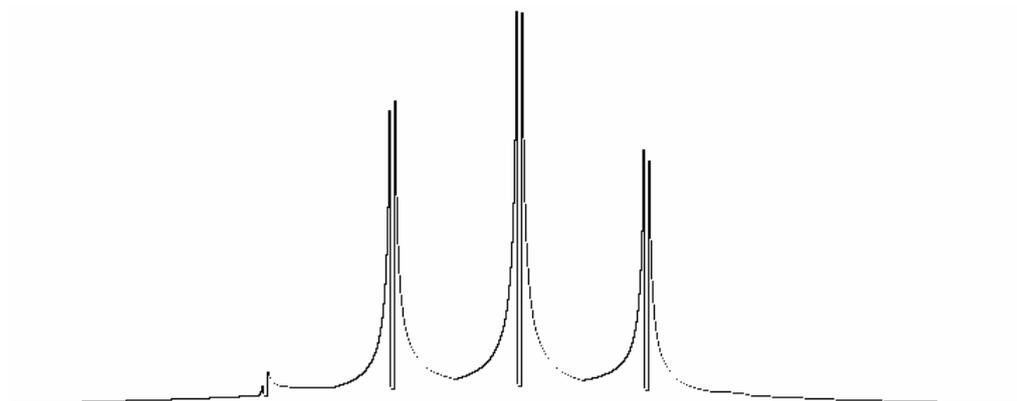


Рис. 4

Погрешности элементов механизма параллельных кривошипов оказывают различное влияние на ошибку угла поворота выходного вала редуктора. Приведенная методика расчета позволяет обоснованно назначать точностные параметры технологических процессов изготовления деталей редуктора и дает возможность, на основании результатов измерения деталей на координатно-измерительной машине, прогнозировать кинематическую погрешность редуктора. Полученные результаты применены при разработке САПР планетарных цевочных редукторов.

Статья написана в рамках выполнения НИОКР „Создание высокотехнологичного производства прецизионных быстродействующих силовых электромеханических приводов нового поколения“ в Университете ИТМО, при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации согласно постановлению Правительства РФ от 9 апреля 2010 г. № 218 „О мерах государственной поддержки развития кооперации российских высших учебных заведений, государственных научных учреждений и организаций, реализующих комплексные проекты по созданию высокотехнологичного производства“.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Spinea, TwinSpin. Catalogue. 2009.
2. Nabtesco, VIGO drive RV series. Technical data. 2012.
3. Sumitomo, Cyclo 6000 speed reducer. Catalog 03.601.50.007. 2010.
4. Кудрявцев В. Н. Планетарные передачи. М.—Л.: Машиностроение, 1966. 307 с.
5. Шанников В. М. Теория и конструирование редукторов с внецентренным циклоидальным зацеплением // Зубчатые и червячные передачи. М.—Л.: Машгиз, 1959. С. 74—109.
6. Dascalescu A. Contribution to the Kinematics and Dynamics Studys of the Planetary Gears with Cycloid Toothing and Roller Teeth. PhD Theses. Cluj-Napoca Technical University, Cluj-Napoca, Romania. 2005.
7. Fedosovskii M, E, Aleksanin S. A., Nikolaev V. V. The Effect of a Cycloid Reducer Geometry on its Loading Capacity // World Appl. Sci. J. 2013. Vol. 24, N 7. P. 895—899.
8. Бруевич Н. Г. Точность механизмов. М.—Л.: ГИТТЛ, 1946. 332 с.
9. Литвин Ф. Л. Проектирование механизмов и деталей приборов. Л.: Машиностроение, 1973. 695 с.
10. Сергеев В. И. Методологические основы повышения точности механизмов с высшими кинематическими парами // Проблемы машиностроения и надежности машин. РАН. 2006. № 1. С. 3—9.

Сведения об авторах

- Иван Михайлович Егоров** — канд. техн. наук; ЗАО „Диаконт“, Санкт-Петербург; ведущий научный сотрудник; E-mail: egrov@mail.ru
- Сергей Андреевич Алексанин** — ЗАО „Диаконт“, Санкт-Петербург; заместитель генерального директора
- Михаил Евгеньевич Федосовский** — канд. техн. наук; ЗАО „Диаконт“, Санкт-Петербург; генеральный директор; E-mail: diakont@diakont.com
- Анастасия Сергеевна Птицына** — Университет ИТМО, Санкт-Петербург; инженер; E-mail: Anastasia_88.88@mail.ru

Рекомендована кафедрой
мехатроники

Поступила в редакцию
24.09.14 г.