



Оригинальная статья / Original article
УДК 621.83.06
DOI: 10.21285/1814-3520-2017-3-31-38

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ И КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ УГЛОВОЙ МУФТЫ СФЕРИЧЕСКОЙ РОЛИКОВОЙ ПЕРЕДАЧИ

© М.Е. Лустенков¹, Е.С. Лустенкова², И.И. Маковецкий³

Белорусско-Российский университет,
Республика Беларусь, 212000, г. Могилев, пр. Мира, 43.

РЕЗЮМЕ. ЦЕЛЬ. Определить геометрические параметры угловой муфты, обеспечивающие преобразование сферического движения генератора во вращательное движение ведомого вала сферической роликовой передачи. **МЕТОДЫ.** Рассмотрена конструкция сферической роликовой передачи, преимуществами которой являются малые габариты и высокая нагрузочная способность. Предложена схема угловой муфты, одна из полумуфт которой содержит сферические выступы, а вторая – профильные пазы. Получены уравнения траекторий центров сферических выступов в абсолютном движении и в системе координат ведомого вала передачи на основе преобразования координат точек в матричной форме. **РЕЗУЛЬТАТЫ.** Создана параметрическая компьютерная модель угловой муфты, позволяющая определять зависимости кинематических параметров ее звеньев. Разработан экспериментальный образец редуктора со сферической роликовой передачей. **ВЫВОДЫ.** Полученные уравнения позволяют изготавливать угловые муфты на фрезерных станках с ЧПУ с помощью сферических фрез. Проведенные испытания экспериментального образца редуктора подтвердили полученные теоретические зависимости кинематических параметров.

Ключевые слова: механическая передача, угловая муфта, тела качения, беговая дорожка, генератор, кулачок.

Формат цитирования: Лустенков М.Е., Лустенкова Е.С., Маковецкий И.И. Математическое и компьютерное моделирование угловой муфты сферической роликовой передачи // Вестник Иркутского государственного технического университета. 2017. Т. 21. № 3. С. 31–38. DOI: 10.21285/1814-3520-2017-3-31-38

MATHEMATICAL AND COMPUTER MODELING OF AN ANGLE JOINT OF SPHERICAL ROLLER TRANSMISSION

M.E. Lustenkov, E.S. Lustenkova, I.I. Makovetsky

Belarusian-Russian University,
43, pr. Mira, Mogilev, 212000, Republic of Belarus.

ABSTRACT. The **PURPOSE** of the article is to determine the geometric parameters of an angle joint transforming the spherical motion into rotary one of the driven shaft of spherical roller transmission. **METHODS.** The paper deals with the structure of spherical roller transmission which is characterized by small dimensions and high load capacity. The scheme of an angle joint is suggested. One half-coupling of the angle joint has spherical bulges and the other one has profile slots. The equations of spherical bulges centers trajectories in absolute motion and in transmission driven shaft coordinate system were obtained based on the transformation of points coordinates in matrix form. **RESULTS.** Parametric computer model of an angle joint was developed. It enables to determine kinematic parameters of its links. Experimental prototype of speed reducer with a spherical roller transmission was created. **CONCLUSIONS.** The equations allow to make angular joints on CNC milling machines using a spherical cutter. The tests results of the experimental prototype of the speed reducer proved theoretical dependences of kinematic parameters.

Keywords: mechanical transmission, angle joint, rolling bodies, racetrack, generator, cam

For citation: Lustenkov M.E., Lustenkova E.S., Makovetsky I.I. Mathematical and computer modeling of an angle joint of spherical roller transmission. Proceedings of Irkutsk State Technical University. 2017. vol. 21, no. 3, pp. 31–38. (in Russian). DOI: 10.21285/1814-3520-2017-3-31-38

¹Лустенков Михаил Евгеньевич, доктор технических наук, доцент, первый проректор, e-mail: lustenkov@yandex.ru
Mikhail E. Lustenkov, Dr Sc (in Engineering), Associate Professor, First Vice-Rector, e-mail: lustenkov@yandex.ru

²Лустенкова Екатерина Сергеевна, маркетолог, e-mail: fittsova@gmail.com
Ekaterina S. Lustenkova, marketer, e-mail: fittsova@gmail.com

³Маковецкий Илья Иванович, кандидат физико-математических наук, доцент, декан экономического факультета, e-mail: f_ec@bru.by

Ilya I. Makovetsky, PhD, Associate Professor, Decane of the Faculty of Economics, e-mail: f_ec@bru.by





Введение

Одной из основных тенденций в развитии механических приводных систем является снижение материалоемкости при возрастающих передаваемых нагрузках и скоростях. Вследствие того что традиционные виды зубчатых зацеплений практически исчерпали резервы повышения нагрузочной способности конструктивными методами, разработчики новой техники все чаще обращают внимание на передачи нетрадиционных типов. Перспективными прототипами механизмов для создания новых конструкций являются известные планетарные зубчатые передачи [1] и цевочные передачи с циклоидальным зацеплением [2]. Они имеют достаточно сложную конструкцию с учетом необходимости проектирования механизма выравнивания нагрузки по потокам. При этом требуется высокая точность изготовления деталей и их сборки. Передачи с промежуточными телами качения менее известны [3–5], однако они отличаются малыми габаритами, обладают компоновочными преимуществами, широкими кинематическими возможностями и потенциально высокой нагрузочной способностью, характеризуемой максимальной передаваемой мощностью, отнесенной к

массе передачи (или к ее габаритам). Однако большинство существующих конструкций обеспечивает низкие КПД и надежность, так как оси (или центры масс) тел качения не зафиксированы на общем основании, что приводит к перекоосу осей и заклиниванию механизма. Планетарные прецессионные передачи с телами качения компактны и позволяют разрабатывать редукторные узлы с широким диапазоном передаточных отношений [6]. При этом используется принцип силового замыкания высших кинематических пар, образуемых телами качения, теоретически снижает нагрузочную способность передачи вдвое. Для увеличения передаваемой мощности и снижения материалоемкости приводов различного назначения была разработана сферическая роликовая передача (СРП) с принципом геометрического замыкания высших кинематических пар контактирующих элементов зацепления [7]. Важное значение имеют конструкция и параметры угловой муфты, являющейся неотъемлемой частью СРП, преобразующей сферическое движение генератора во вращательное движение ведомого вала.

Методы и их обсуждение

Конструкция и принцип работы сферической роликовой передачи. Схема исследуемой передачи приведена на рис. 1. Передача содержит ведущий 1 и ведомый 2 валы. При вращении ведущего вала 1 вращается установленный на его наклонном участке 5 генератор 6. На наружной поверхности генератора в отверстиях с равным шагом установлены ролики 4 со сферическими консольными участками (выступами). Ролики контактируют с периодической замкнутой беговой дорожкой 7, изготовленной на внутренней сферической поверхности корпуса 3. При работе СРП скорость вращения генератора относительно оси передачи снижается в $1+Z$ раз по сравнению со скоростью вращения ве-

дущего вала, где Z – число периодов (волн) корпусной беговой дорожки. Для передачи движения с генератора на ведомый вал в конструкции механизма предусмотрена угловая муфта 8. Для обеспечения сборки механизма беговая дорожка образована двумя сферическими кулачками, установленными в корпусе.

По зависимостям кинематических параметров основных звеньев СРП аналогична планетарной зубчатой передаче, спроектированной по схеме 2К-Н с ведущим центральным солнечным колесом внешнего зацепления и ведомым водилом. Дополнительно введенные в структурную схему СРП степени подвижности (вращение роликов в отверстиях генератора



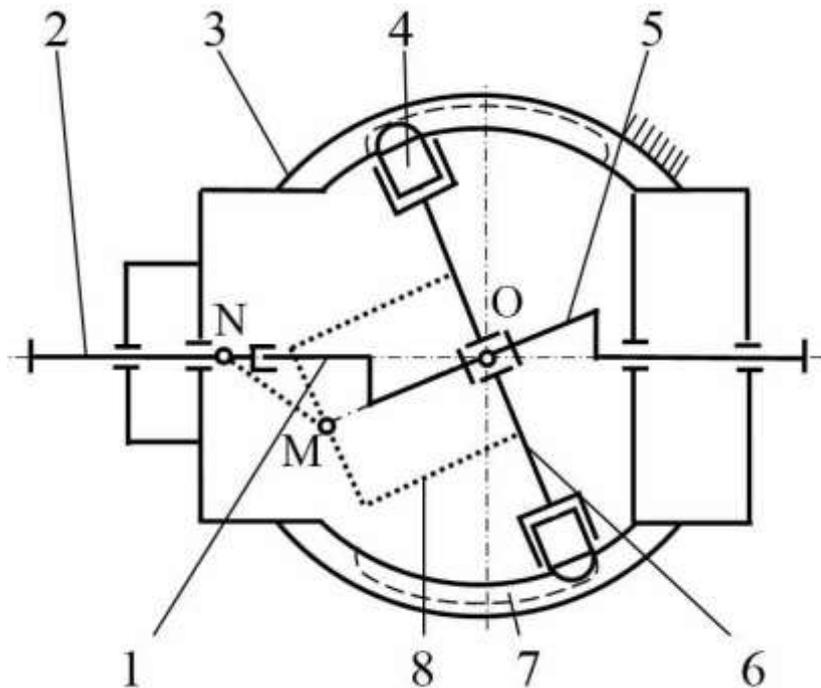


Рис. 1. Кинематическая схема СРП: 1 – ведущий вал; 2 – ведомый вал; 3 – корпус; 4 – ролики; 5 – эксцентрик; 6 – генератор; 7 – замкнутая периодическая беговая дорожка; 8 – механизм съема вращения с генератора на ведомый вал

Fig. 1. Kinematic scheme of spherical roller transmission: 1 – a drive shaft; 2 – an output shaft; 3 – a case; 4 – rollers; 5 – an eccentric; 6 – a generator; 7 – a closed periodic racetrack; 8 – a mechanism for rotation transformation from the generator to the driven shaft

относительно собственных осей) позволяют снизить потери мощности, частично заменив скольжение роликов относительно беговой дорожки качением. Преимуществом СРП является увеличенное число параллельных потоков передачи мощности, равное числу роликов. Это приводит к увеличению коэффициента использования материала, снижению материалоемкости и габаритов передачи и привода в целом.

Расчет геометрических параметров угловой муфты СРП. Одним из важных элементов конструкции является устройство, позволяющее передавать вращательное движение генератора относительно корпуса на ведомый вал с учетом того, что это вращение является составляющим сложного (сферического) движения генератора. Проектирование такого устройства осложняется несовпадением центра сферического движения O с точкой пересечения осей полу муфт. Одно из решений – применение сдвоенного карданного шарнира [8] (в точках M и N на рис. 1), что значительно увеличивает осевые размеры пере-

дачи, снижает ее жесткость и КПД. Была предложена конструкция угловой муфты, в которой ведущая полу муфта содержит сферические выступы, а ведомая – профильные пазы.

Задачей исследований являлось определение профиля пазов на торце ведомой полу муфты, контактирующей со сферическими выступами ведущей полу муфты, обеспечивающих передачу вращения с мгновенным передаточным отношением, равным единице с допустимой кинематической погрешностью (рис. 2). Данный профиль, как и беговую дорожку, предполагалось изготовить на фрезерных станках с ЧПУ с помощью управляющей программы, задающей траекторию движения центра сферической фрезы. Фреза для изготовления беговой дорожки (профиля кулачков) имеет радиус, равный радиусу сферического конца ролика, а радиус фрезы для изготовления профиля ведомой полу муфты равен радиусу сферических выступов ведущей полу муфты.

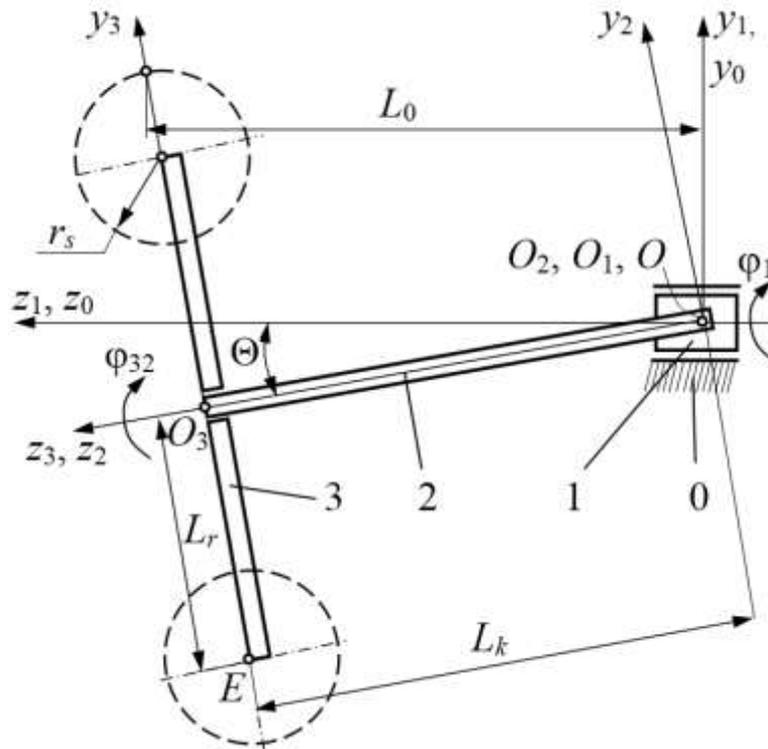


Рис. 2. Схема угловой муфты СРП: 0 – стойка; 1 – ведущий вал; 2 – кривошип (эксцентрик); 3 – полумуфта со сферическими выступами
Fig. 2. Scheme of an angle joint: 0 – a base; 1 – a drive shaft; 2 – a crank (eccentric); 3 – a half-coupling with spherical bulges

Торец ведомой полумуфты во избежание заклинивания механизма должен располагаться вдоль оси Oz относительно точки O на расстоянии

$$L_0 = L_k \cdot \cos(\Theta) + L_r \cdot \sin(\Theta) + r_s \cdot \sin(\Theta), \quad (1)$$

где L_k – длина кривошипа; L_r – радиус расположения центров сферических выступов на торце ведущей полумуфты; Θ – угол нутиации сферического движения генератора, определяемый при проектировании зацепления; r_s – радиус сферического выступа ведущей полумуфты.

Исследуем движение точки E – центра сферы одного из сферических выступов. Для определенности рассмотрим нижнюю сферу, положение механизма на рис. 2 будем считать начальным. Свяжем с ведущей полумуфтой систему координат $x_3y_3z_3$, с кривошипом – систему $x_2y_2z_2$, с ведущим валом передачи (на рис. 2 показан условно) – систему $x_1y_1z_1$. Инерционная система координат $x_0y_0z_0$ связана со стойкой (землей) [9]. Поворот ведущего вала пере-

дачи относительно оси Oz_0 (Oz_1) определяется углом φ_1 , ведомого вала относительно этих же осей – φ_2 . Поворот ведущей полумуфты относительно кривошипа характеризуется углом φ_{32} .

Матрица положения центра E сферического выступа в системе координат $x_3y_3z_3$ имеет вид

$$r_{E3} = \begin{pmatrix} 0 \\ -L_r \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix}. \quad (2)$$

Матрицы преобразования систем:

$$T_{32} = \begin{pmatrix} \cos(\varphi_{32}) & -\sin(\varphi_{32}) & 0 & 0 \\ \sin(\varphi_{32}) & \cos(\varphi_{32}) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & L_k \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}; \quad (3)$$





$$T_{21} = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\Theta) & -\sin(\Theta) & 0 \\ 0 & \sin(\Theta) & \cos(\Theta) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}; \quad (4)$$

$$T_{10} = \begin{vmatrix} \cos(\varphi_1) & -\sin(\varphi_1) & 0 & 0 \\ \sin(\varphi_1) & \cos(\varphi_1) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}. \quad (5)$$

Координаты центра сферического выступа в неподвижной системе отсчета, связанной со стойкой, определяются как

$$r_{E0} = T_{10} \cdot T_{21} \cdot T_{32} \cdot r_{E3}. \quad (6)$$

После преобразований получим выражения для определения координат центра сферического выступа как функцию от угла поворота эксцентрика вокруг оси Oz (угла поворота ведущего вала передачи):

$$x_{E0}(\varphi_1) = L_r \cdot \left(\cos(\varphi_1) \cdot \sin(\varphi_{32}) + \right. \\ \left. + \cos(\Theta) \cdot \cos(\varphi_{32}) \cdot \sin(\varphi_1) \right) + \\ + L_k \cdot \sin(\Theta) \cdot \sin(\varphi_1); \quad (7)$$

$$y_{E0}(\varphi_1) = L_r \cdot \left(\sin(\varphi_1) \cdot \sin(\varphi_{32}) - \right. \\ \left. - \cos(\Theta) \cdot \cos(\varphi_{32}) \cdot \cos(\varphi_1) \right) - \\ - L_k \cdot \sin(\Theta) \cdot \cos(\varphi_1); \quad (8)$$

$$z_{E0}(\varphi_1) = L_k \cdot \cos(\Theta) - \\ - L_r \cdot \sin(\Theta) \cdot \cos(\varphi_{32}). \quad (9)$$

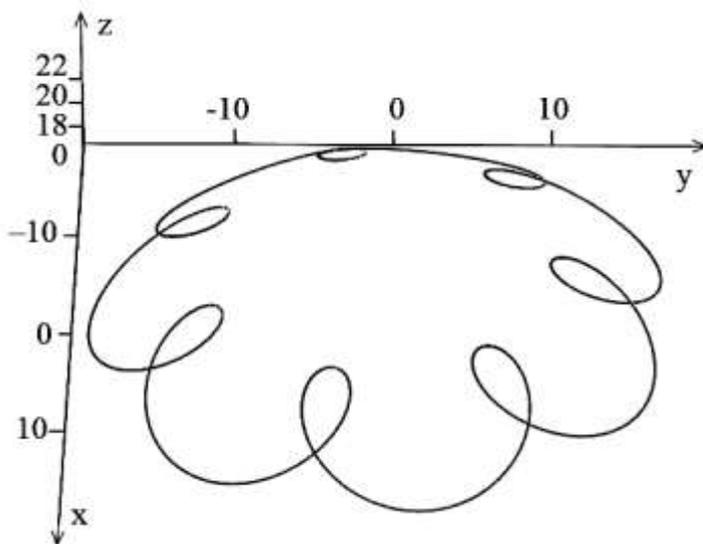
В соответствии с теорией сферических ППТК [7] установлена следующая взаимозависимость углов:

$$\varphi_{32} = \varphi_1 \cdot \left(\frac{1}{i_{hg}} - 1 \right), \quad (10)$$

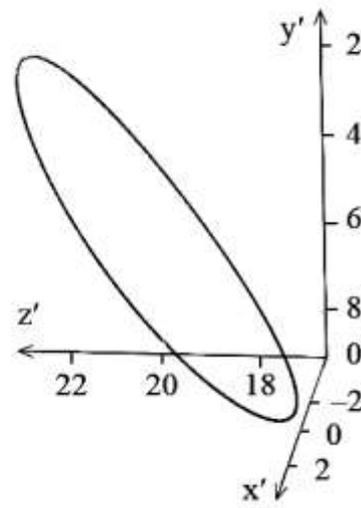
где i_{hg} – передаточное отношение СРП.

Рассмотрим передачу с параметрами: $L_k = 20$ мм; $L_r = 15$ мм; $\Theta = 5/26$ рад; $i_{hg} = 8$. Траектория центра сферического выступа, рассчитанная по уравнениям (7)–(9), показана на рис. 3, а.

Ведомый вал вращается относительно оси Oz с угловой скоростью $\omega_2 = \omega_1 i_{hg}$, где ω_1 – угловая скорость вращения ведущего вала. Очевидна также зависимость углов поворота валов: $\varphi_2 = \varphi_1 / i_{hg}$. Рассмотрим движение центра сферического выступа полумуфты в системе координат $x'y'z'$, связанной с ведомым валом передачи (ведомой полумуфтой). Уравнения точек траектории в данном случае имеют вид:



а



б

Рис. 3. Траектория движения центра сферического выступа ведущей полумуфты в абсолютной системе координат (а); в относительной системе координат ведомого вала (б)

Fig. 3. The trajectory of a spherical bulge center of the leading half-coupling in the absolute coordinate system (a); in a driven shaft relative coordinate system (b)





$$x_{Ev}(\varphi_1) = x_{E0}(\varphi_1) \cdot \cos(\varphi_2) + y_{E0}(\varphi_1) \cdot \sin(\varphi_2); \quad (11)$$

$$y_{Ev}(\varphi_1) = -x_{E0}(\varphi_1) \cdot \sin(\varphi_2) + y_{E0}(\varphi_1) \cdot \cos(\varphi_2); \quad (12)$$

$$z_{Ev}(\varphi_1) = z_{E0}(\varphi_1). \quad (13)$$

Результаты вычислений по формулам (11)–(13) показаны на рис. 3, б. Полученная замкнутая кривая является траекторией движения инструмента (сферической фрезы) относительно неподвижной системы отсчета фрезерного станка при изготовлении одного пазы.

В системе автоматизированного проектирования Siemens NX [10] была разработана параметрическая модель муфты (рис. 4), в которой по полученным уравне-

ниям (11)–(13) был спрофилирован паз на торце ведомой полумуфты, который затем был продублирован массивом.

В блоке программы Siemens NX Motion simulation проверена кинематика разработанного механизма. Установлено, что угловая муфта обеспечивает постоянство среднего значения угловой скорости ведомого вала передачи при постоянном значении скорости ведущего вала (рис. 5). Колебания мгновенного передаточного отношения вызваны особенностями алгоритма вычислений методом последовательных приближений и связанными с ним погрешностями, а также установленными зазорами между деталями (сферическими выступами и пазы), необходимыми для компенсации температурных деформаций и учтенными при моделировании.

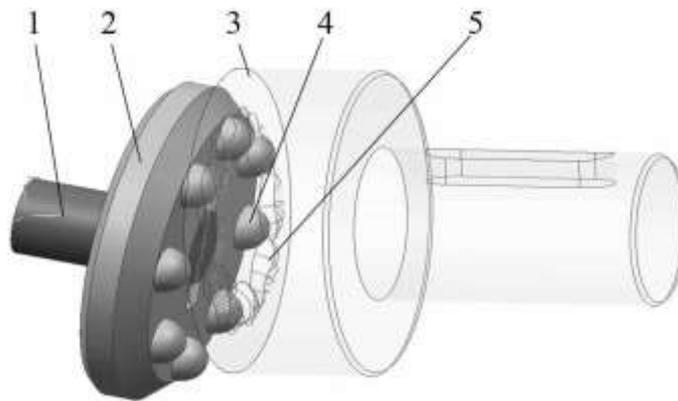


Рис. 4. Компьютерная модель угловой муфты: 1 – наклонный участок ведущего вала; 2 – ведущая полумуфта; 3 – ведомая полумуфта; 4 – сферические выступы; 5 – профильные пазы
Fig. 4. Computer model of an angle joint: 1 – a sloping segment of the drive shaft; 2 – a drive half-coupling; 3 – a driven half-coupling; 4 – spherical bulges; 5 – profiled slots

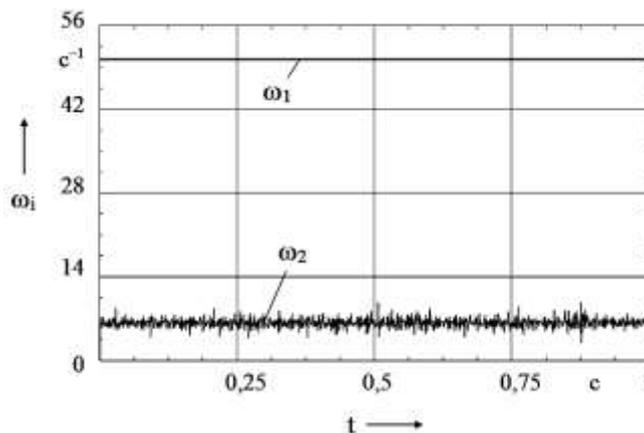


Рис. 5. Результаты компьютерного моделирования: ω_1 – угловая скорость вращения ведущего вала; ω_2 – угловая скорость вращения ведомого вала
Fig. 5. The results of computer simulation: ω_1 – angular speed of rotation of the drive shaft; ω_2 – angular speed of rotation of the driven shaft





Разработка экспериментального образца редуктора. На основе разработанной методики расчета СРП [7] и полученных в данной работе уравнений был спроектирован, изготовлен и собран экспериментальный образец редуктора с СРП с передаточным отношением $i_{hg} = 6$ (рис. 6). Отличительной особенностью угловой муфты редуктора является то, что ведомая полумуфта изготавливалась с профильными пазы, а ведущая – с шестью сферическими выступами. Они образованы пальцами, устанавливаемыми в осевые отвер-

стия на торце ведомой полумуфты, которые имеют консольные участки сферической формы.

Редуктор прошел обкатку на лабораторном стенде, оснащённом двигателем, нагружающим устройством (порошковым тормозом) и двумя датчиками крутящего момента и частоты вращения. Результаты экспериментов подтвердили постоянство среднего значения частоты вращения ведомого вала при установленной постоянной частоте вращения ведущего вала редуктора.

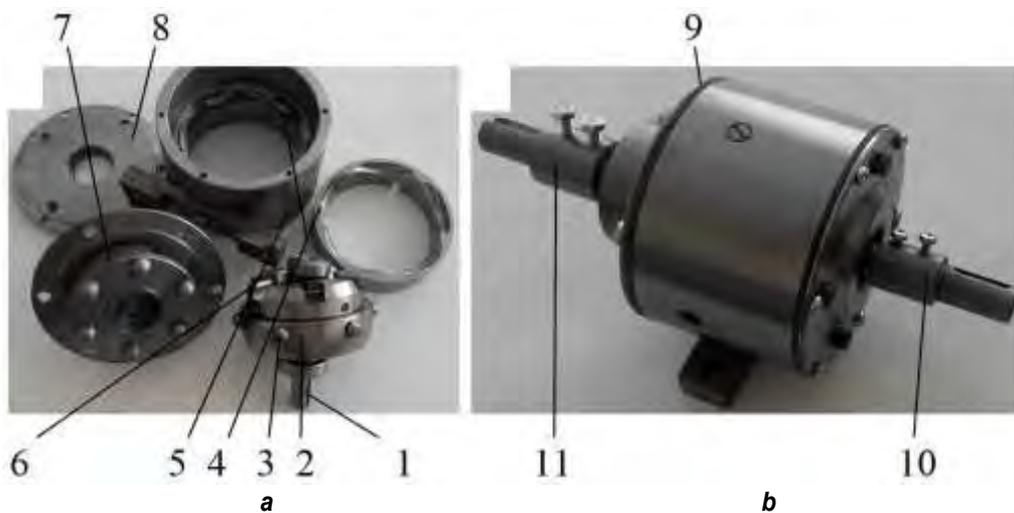


Рис. 6. Экспериментальный образец редуктора СРП: основные детали и узлы (а); редуктор в сборе (б): 1 – ведущий вал; 2 – генератор; 3 – тела качения (ролики);

4 – кулачки, образующие многопериодную беговую дорожку; 5 – корпус; 6 – ведущая полумуфта с профильными пазы; 7 – ведомая полумуфта со сферическими выступами, соединенная с ведомым валом; 8, 9 – крышки; 10, 11 – стендовые переходники, установленные на ведущий и ведомый валы

Fig. 6. The experimental prototype of a speed reducer with SRT: the main parts and components (a); a reducer assembly (b): 1 – a drive shaft; 2 – a generator; 3 – rolling bodies (rollers); 4 – cams forming a multi-period racetrack; 5 – a case; 6 – a drive half-coupling with profiled slots; 7 – a driven half-coupling with spherical bulges coupled to the driven shaft; 8, 9 – covers; 10, 11 – stand adapters mounted on the input and output shafts

Заключение

В результате проведенных исследований разработана конструкция угловой сферической муфты, обеспечивающей передачу вращения со сферически движущегося генератора на ведомый вал СРП. Полученные зависимости позволят в дальнейшем определять оптимальные значения геометрических параметров угловой муфты (радиусы выступов и их количество) по критериям плавности работы и нагрузочной

способности. Создан алгоритм, позволяющий рассчитать траекторию движения сферической фрезы для изготовления профильных пазов сферической угловой муфты. Средний КПД разработанного экспериментального образца составил 0,82–0,86 при нагружении ведомого вала вращающим моментом, не превышающим 100 Нм, и частоте вращения ведущего вала до 1000 мин⁻¹.



Библиографический список

1. Планетарные передачи: справочник / под ред. В.Н. Кудрявцева, Ю.Н. Кирдяшева. Л.: Машиностроение, 1977. 536 с.
2. Шанников В.М. Планетарные редукторы с внецентроидным зацеплением. М.: Машгиз, 1948. 172 с.
3. Игнатищев Р.М. Синусошариковые редукторы. Минск: Вышэйшая школа, 1983. 107 с.
4. Пашкевич М.Ф., Геращенко В.В. Планетарные шариковые и роликовые редукторы и их испытания. Минск: Изд-во БелНИИИТИ, 1992. 248 с.
5. Лустенков М.Е. Передачи с промежуточными телами качения: определение и минимизации потерь мощности. Могилев: Изд-во БРУ, 2010. 274 с.
6. Бостан И.А. Прецессионные передачи с многопарным зацеплением. Кишинев: Штиинца, 1991. 386 с.

References

1. *Planetarnye peredachi: spravochnik* [Planetary transmission: a handbook] / ed. V.N. Kudryavtseva, Y.N. Kiryasheva. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1977, 536 p. (In Russian)
2. Shannikov V.M. *Planetarnye reduktory s vnetsentroidnym zatsepleniem* [Planetary gearboxes with off-centroid engagement]. Moscow, Mashgiz Publ., 1948, 172 p. (In Russian)
3. Ignatishchev R.M. *Sinusosharikovye reduktory* [Sinus-ball gearboxes]. Minsk, Vysshaya shkola Publ., 1983, 107 p.
4. Pashkevich M.F., Gerashchenko V.V. *Planetarnye sharikovye i rolikovye reduktory i ikh ispytaniya* [Planetary ball and roller gearboxes and their tests]. Minsk, BelNIINTI Publ., 1992, 248 p.
5. Lustenkov M.E. *Peredachi s promezhutochnymi telami kacheniya: opredelenie i minimizatsii poter' moshchnosti* [Transmissions with intermediate rolling elements: power loss estimation and minimization]. Mogilev, BRU Publ., 2010, 274 p.
6. Bostan I.A. *Pretsessionnye peredachi s mnogoparnym zatsepleniem* [The precession transmissions with

7. Лустенков М.Е., Лустенкова Е.С. Сферическая передача с промежуточными телами качения // Современные проблемы машиностроения: тезисы докладов XI Междунар. науч.-техн. конф. Гомель: Изд-во ГГТУ им. П.О. Сухого, 2016. С. 38–39.
8. Кравченко В.И., Костюкович Г.А., Струк В.А. Карданные передачи: конструкции, материалы, применение / под ред. В.А. Струка. Минск: Тэхналогія, 2006. 409 с.
9. Левитский Н.И. Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1990. 592 с.
10. NX для проектирования // Официальный сайт компании Siemens PLM Software [Электронный ресурс]. URL: http://www.plm.automation.siemens.com/ru_ru/products/nx/for-design/index.shtml (01.02.2017).

- multi-pair gearing]. Kishinev, Shtiintsa Publ., 1991, 386 p.
7. Lustenkov M.E., Lustenkova E.S. *Sfericheskaya peredacha s promezhutochnymi telami kacheniya* [Spherical transmission with intermediate rolling bodies]. *Tezisy dokladov XI Mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii "Sovremennye problemy mashinostroeniya"* [Theses of reports of the XI International scientific and technical conference "The Modern Problems of Mechanical Engineering"]. Gomel, GGTU im. P.O. Sukhogo Publ., 2016. pp. 38–39.
8. Kravchenko V.I., Kostyukovich G.A., Struk V.A. *Kardannye peredachi: konstruksii, materialy, primeneniye* [Cardan drives: designs, materials, applications] / ed. V.A. Struk. Minsk, Tehnologiya Publ., 2006, 409 p.
9. Levitsky N.I. *Teoriya mekhanizmov i mashin* [Theory of mechanisms and machines]. Moscow, Nauka Publ., 1990, 592 p. (In Russian)
10. NX design // Official website of Siemens PLM Software. Available at: http://www.plm.automation.siemens.com/ru_ru/products/nx/for-design/index.shtml (accessed 01 February 2017).

Критерии авторства

Лустенков М.Е. разработал теоретические основы геометрического анализа сферических передач с промежуточными телами качения, участвовал в создании принципиальной схемы сферической роликовой передачи и экспериментального образца редуктора. Лустенкова Е.С. разработала конструкцию угловой муфты, алгоритм расчета ее параметров, провела компьютерное моделирование и экспериментальные исследования. Маковецкий И.И. выполнил матричные преобразования, провел обработку и проанализировал результаты экспериментов по определению КПД редуктора.

Authorship criteria

Lustenkov M.E. developed the theoretical basis of the geometrical analysis of spherical transmissions with intermediate rolling bodies, participated in the creation of the concept of a spherical roller transmission and its experimental prototype. Lustenkova E.S. developed a design of angle joint and algorithm of its parameters calculation, carried out computer simulations and experimental studies. Makovetsky I.I. carried out matrix transformations, processed and analyzed the results of experiments for the efficiency.

Конфликт интересов

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Conflict of interests

The authors declare no conflict of interests regarding the publication of this article.

Статья поступила 07.02.2017 г.

The article was received 07 February 2017

