

ром угол зацепления достигает максимального значения (на рис. 3 – точка  $A_x$ ), варьируется с целью получения наиболее благоприятного комплекса ГКП для заданных условий работы передачи. Соответствующий радиус окружности вершин исходного звена  $r_{ax} = r_b / \cos \alpha_{ax}$  [8]. С использованием этой же формулы находится второе значение ординаты  $\alpha_{an}$  в торцовом сечении исходного звена, в котором угол зацепления достигает минимального значения в пределах ЛОСЗ (на рис. 3 – точка  $A_n$ ), а именно  $\alpha_{an} = \arccos(r_b / r_{an})$ , где  $r_{an}$  – соответствующий радиус окружности вершин зубцов исходного звена. Очевидно, что  $r_{an} = r_{ax} + b \operatorname{ctg} \delta_a$ , где  $b$  – ширина зубчатого венца;  $\delta_a$  – угол конуса вершин заготовки.

Предварительные значения  $b$  и  $\delta_a$  принимаются исходя из технического задания с учетом результатов синтеза зацеплений аналогичных конических и цилиндрических зубчатых передач традиционным методом (на базе стандартного исходного контура по ГОСТ 13755–81).

Анализ вышеизложенного позволяет сформулировать следующие способы управления качественными показателями зацепления на стадии синтеза:

- 1) путем изменения значения угла конуса вершин заготовки исходного звена;
- 2) путем изменения относительного расположения вершин и значений углов начальных конусов звеньев (см. рис. 2);
- 3) путем изменения значений обобщающих координат определяющей точки ЛОСЗ (точка  $A_x$  на рис. 3);
- 4) путем изменения формы отрезка граничной линии ЛОСЗ, соответствующей точкам образующей

Получено 23.01.2017

поверхности вершин зубцов огибающего звена, и значений обобщающих координат его крайних точек (точки  $P_x, P_n$  на рис. 3).

Таким образом, использование эвольвентно-конического исходного звена расширяет диапазон управления комплексом ГКП зацеплений с целью повышения прочности, плавности и ресурса работы зубчатых передач.

#### Библиографические ссылки

1. Лопатин Б. А., Цуканов О. Н. Цилиндроконические зубчатые передачи. – Челябинск : Изд. центр ЮУрГУ, 2005. – 200 с.
2. Безруков В. И., Карманов В. С., Цуканов О. Н. Нагружающее устройство для стендовых испытаний высокоскоростных и тяжелонагруженных редукторов // Развитие конструкции и производства зубчатых передач : тез. докл. науч.-техн. конф. – Свердловск : Изд-во УПИ, 1989. – С. 45–46.
3. Безруков В. И., Лопатин Б. А., Казарцев Д. Н. Применение эвольвентно-конических колес в безлюфтовых передачах // Совершенствование машиностроительных материалов, конструкций и методов обработки деталей : сб. науч. тр. – Челябинск : Изд-во ЧПИ, 1995. – С. 40–44.
4. Цуканов О. Н., Лопатин Д. Б., Полужков Е. А. Электромеханический привод для механизмов углового поворота объектов космической техники // Вестник машиностроения. – 2009. – № 2. – С. 14–16.
5. Цуканов О. Н. Основы синтеза незвольвентных зубчатых зацеплений в обобщающих параметрах : монография. – Челябинск : Изд. центр ЮУрГУ, 2011. – 140 с.
6. Там же.
7. Литвин Ф. Л. Теория зубчатых зацеплений. – М. : Наука, 1968. – 584 с.
8. Цуканов О. Н. Указ. соч.

УДК 621.83.06

М. Е. Лустенков, доктор технических наук, доцент, Белорусско-Российский университет, Могилёв, Республика Беларусь  
Е. С. Лустенкова, аспирант, Белорусско-Российский университет, Могилёв, Республика Беларусь

## ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ СФЕРИЧЕСКИХ РОЛИКОВЫХ ПЕРЕДАЧ

**Р**азработка новых конструкций механических передач, активизировавшаяся в начале XX в., была связана с развитием средств производства, технологий и стремлением передать возрастающие мощности при одновременном снижении массы и габаритов привода. Механизмы с промежуточными телами качения привлекли внимание исследователей благодаря низкой материалоемкости вследствие множества параллельных потоков передачи мощности и перспективам замены скольжения качением в контактирующих парах.

Множество созданных конструкций передач с промежуточными телами качения (ППТК) можно

классифицировать по виду поверхности, на которой располагаются траектории центров шариков (роликов). Так, эксцентриковые передачи [1], получившие наибольшее распространение [2], относятся к плоскому типу. Цилиндрический тип ППТК целесообразно применять для передачи мощности в пространствах с ограниченными радиальными размерами (для работы в трубах, скважинах и т. д.) [3].

Передачи сферического типа до настоящего времени мало исследованы. Длительное время их разработка сдерживалась сложностью изготовления пространственных беговых дорожек и кулачковых профилей, хотя варианты конструкций создавались

в начале прошлого столетия [4]. Современное технологическое оборудование позволяет изготавливать поверхности любой сложности. Сферические передачи, помимо снижения радиальных и осевых габаритов редуктора, в перспективе обладают возможно-

стью встраивания в сферические шарниры, обеспечивающие наклон валов и редуцию скорости.

В Белорусско-Российском университете была разработана ППТК сферического типа, кинематическая схема которой показана на рис. 1 [5].

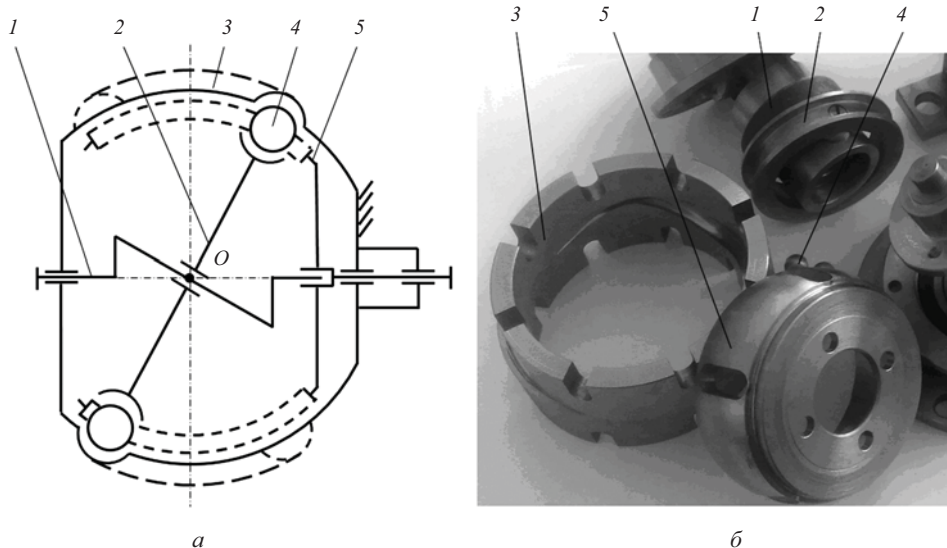


Рис. 1. Трехзвенная СРП: а – кинематическая схема; б – основные узлы и детали экспериментального образца; 1 – ведущий вал; 2 – генератор; 3 – сферические кулачки, образующие беговую дорожку; 4 – тела качения; 5 – ведомый вал (сепаратор)

Центры масс тел качения сферической роликовой передачи (СРП) перемещаются по траекториям, расположенным на сферических поверхностях. По классификации [6] такие механизмы относят к передачам со свободными телами качения, так как центры масс шариков (оси роликов) не закреплены на одной из деталей передачи.

Особенностью конструкции СРП является применение в качестве тел качения составных роликов и двух сферических кулачков, установленных в корпусе и образующих пространственную замкнутую периодическую беговую дорожку, уравнения которой приведены в [7]. При взаимодействии роликов с кольцевым пазом ведущего звена – генератора с периодической беговой дорожкой – обеспечивается вращение ведомого вала (сепаратора) с постоянным мгновенным передаточным отношением. Кинематические параметры движения ведомого вала зависят от числа периодов  $Z$  беговой дорожки. Для передачи, кинематическая схема которой показана на рис. 1, а, передаточное отношение  $i_{1h} = 1 + Z$ .

Составные ролики позволяют снизить потери на скольжение при взаимодействии тел качения одновременно с тремя элементами передачи. По количеству основных деталей, контактирующих с роликами, данную передачу отнесем к трехзвенным ППТК. При проектировании ведущего вала обеспечение относительного вращения генератора и эксцентрика не является обязательным – возможно использование других вариантов закрепления генератора на ведущем валу (рис. 1, б). В рассматриваемой кинематической схеме (рис. 1, а) указанная степень подвижности введена для снижения переопределенности системы с множеством дублирующих связей.

Результаты испытаний экспериментального образца редуктора, спроектированного на базе трехзвенной сферической ППТК, выявили следующие его недостатки:

- низкая жесткость несвязанной системы тел качения. Перекосы осей роликов приводят к их частому заклиниванию и потере работоспособности передачи. В то же время применение шариков существенно снижает нагрузочную способность из-за уменьшения длин контактных линий и прочность деталей СРП из-за уменьшения их толщины;
- установлена необходимость проектирования регулировочного устройства, обеспечивающего точное совпадение центров коаксиально расположенных сферических поверхностей генератора, сепаратора и наружных кулачков при сборке редуктора.

Для устранения указанных недостатков была спроектирована двухзвенная сферическая ППТК, кинематическая схема которой показана на рис. 2.

Передача состоит из ведущего вала 1 с наклонным кривошипом 2. На ведущем валу установлен сферический генератор 3 с возможностью вращения вокруг собственной оси относительно кривошипа. В цилиндрические отверстия 4, расположенные с равномерным шагом на наружной сферической поверхности генератора, установлены ролики 5. Ролики имеют сферические концы 6, которыми они контактируют с периодической замкнутой беговой дорожкой 7. Дорожка также образована двумя сферическими кулачками 8 и 9, закрепленными в корпусе 10. В конструкции передачи имеется механизм 11 передачи (съема) вращательного движения со сферическим движущимся генератором 3 на ведомый вал 12.

При вращении ведущего вала вращается установленный на нем кривошип. Он вынуждает генератор совершать сферическое движение относительно неподвижной точки  $O$ . Сферические концы роликов перемещаются по беговой дорожке 7. Ролики имеют возможность вращаться относительно своих осей в отверстиях генератора, благодаря чему скольжение частично заменяется качением, сопровождающимся меньшими потерями мощности. Механизм передачи вращательного движения на ведомый вал может быть выполнен в виде карданного шарнира, угловой муфты и т. д.

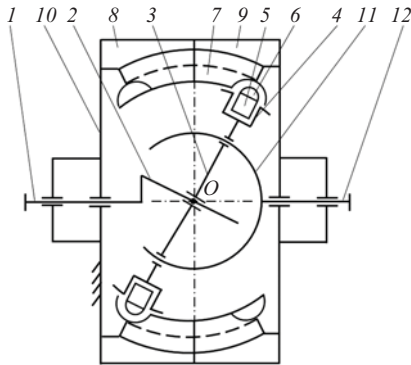


Рис. 2. Кинематическая схема двухзвенной СРП

Преимуществом рассматриваемой СРП по сравнению с известной прецессионной передачей [8] является геометрическое замыкание высших кинематических пар, образованных телами качения со сферическими кулачками, что теоретически повышает нагрузочную способность редуктора вдвое. Расположение пространственной замкнутой беговой дорожки симметрично относительно экваториальной плоскости сферической поверхности, образуемой внутренней поверхностью кулачков 8 и 9, проходящей через центр сферического движения  $O$ , повышает плавность и равномерность вращения по сравнению с передачами, где беговая дорожка изготовлена на других участках сферической поверхности [9].

На основе разработанной модели двухзвенной передачи был проведен ее силовой анализ, который является основой для проведения проектных и проверочных прочностных расчетов. Для определения среднего значения удельной силы  $N_{2m}$ , отнесенной к одному телу качения и действующей со стороны ведомого вала и угловой муфты на генератор, можно использовать выражение

$$N_{2m} = \frac{T_2 K_{Nsf}}{Rn}, \quad (1)$$

где  $T_2$  – момент, действующий на ведомый вал редуктора;  $n$  – число тел качения в передаче;  $R$  – радиус сферической поверхности генератора (сферы, образуемой внутренними поверхностями сферических кулачков);  $K_{Nsf}$  – коэффициент перехода от цилиндрической системы к сферической.

Коэффициент  $K_{Nsf}$  определяют по формуле

$$K_{Nsf} = \left( 0,5 \left( 1 + \cos \left( \frac{A}{R} \right) \right) \right)^{-1},$$

где  $A$  – амплитуда пространственной замкнутой периодической центральной кривой кулачковых профилей сферических кулачков.

Выражения для определения средних значений углов подъема беговой дорожки генератора (кольцевого паза) и периодической беговой дорожки, образованной сферическими кулачками, соответственно,

$$\alpha_{1m} = \arctg \left( \frac{2A}{\pi R} \right); \quad \alpha_{3m} = \arctg \left( \frac{2AZ}{\pi R} \right).$$

Средние значения сил, действующие со стороны одного тела качения на генератор и беговую дорожку, образованную сферическими кулачками, соответственно, определяются по формулам

$$N_{1m} = \frac{N_{2m} \sin \left( \frac{\pi}{2} - \psi_1 \right)}{\sin (\alpha_{1m} + \alpha_{3m} + \psi_1 - \psi_3)};$$

$$N_{3m} = \frac{N_{2m} \sin \left( \frac{\pi}{2} - \alpha_{1m} - \alpha_{3m} + \psi_3 \right)}{\sin (\alpha_{1m} + \alpha_{3m} + \psi_1 - \psi_3)},$$

где  $\psi_1$  – угол трения, характеризующий трение в подшипнике качения, установленном между ведущим валом и генератором;  $\psi_3$  – угол трения, учитывающий трение скольжения и сопротивление качению ролика по беговой дорожке внутренних кулачков. Углы трения определялись по формулам  $\psi_{1(3)} = \arctg(f_{1(3)})$ , где  $f_{1(3)}$  – приведенный коэффициент трения.

Для оценки среднего КПД передачи получена следующая зависимость:

$$\eta_{lm} = \frac{\cos(\alpha_{1m}) \sin(\alpha_{3m} + \alpha_{1m} + \psi_1 - \psi_3)}{\sqrt{1 + f_1^2} \sin(\alpha_{1m} + \psi_1) \cos(\alpha_{1m} + \alpha_{3m} - \psi_3) i_{lh}}.$$

При численном анализе с помощью системы Mathcad задавались следующие значения параметров:  $R = 40$  мм,  $A = 5$  мм,  $Z = 5$ ,  $i_{lh} = n = 6$ ,  $f_1 = 0,02$ ,  $f_3 = 0,05$ . Вращающий момент на ведомом валу редуктора принимался постоянным и равным  $T_2 = 200$  Н·м. В результате вычислений были получены следующие значения сил:  $N_{1m} = 1864$  Н,  $N_{3m} = 2008$  Н. Средний КПД составил  $\eta_{lm} = 0,757$ .

Разработан экспериментальный образец редуктора с передаточным отношением  $i_{lh} = 6$  (рис. 3) и дополнительным комплектом наружных кулачков, установка которых обеспечивает передаточное отношение  $i_{lh} = 11$ . Диаметр корпуса 100 мм, длина с учетом длин выходных концов валов – 120 мм.

Для съема вращательного движения с генератора на ведомый вал передачи была спроектирована муфта,

одна из полумуфт которой совершает вращательное, а другая – сферическое движение. За аналог разработки была принята конструкция передачи с неподвижными осями звеньев [10].

Экспериментальный образец редуктора с двухзвенной СРП, так же, как и с трехзвенной передачей, прошел испытания на стенде для определения сред-

него КПД (рис. 4). Измерение уровня шума в процессе работы редуктора осуществлялось цифровым шумомером Testo 816-1, измерение температуры корпуса редуктора производилось с помощью пирометра с контактным зондом Testo 830-T2. В оба редуктора при испытаниях закладывалась консистентная графитовая смазка Mannol.



а



б

Рис. 3. Экспериментальный образец редуктора с двухзвенной СРП:

а – основные детали и узлы; б – редуктор в сборе с установленными переходниками на выходных концах валов



Рис. 4. Редуктор с двухзвенной СРП на испытательном стенде: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – частотный преобразователь; 4, 5 – датчики крутящего момента и частоты вращения; 5 – испытуемый редуктор; 6 – порошковый тормоз; 7 – блок управления порошковым тормозом; 8 – ПЭВМ

Результаты экспериментов показали, что средний КПД редуктора с двухзвенной передачей составляет 0,82...0,86 при частоте вращения ведущего вала  $750 \text{ мин}^{-1}$  и изменении момента на ведомом валу в диапазоне 9...98 Н·м, что на 8-12 % выше, чем у трехзвенной сферической ППТК и выше теоретического значения. КПД увеличивался с возрастанием момента и, предположительно, не достиг оптимального (максимального значения). Превышение выход-

ным моментом значения 100 Н·м приводило к заклиниванию угловой муфты. К сильным вибрациям приводило и увеличение частоты вращения ведущего вала более  $1500 \text{ мин}^{-1}$ , что связано с низкой жесткостью корпуса и консольно установленного в нем ведомого вала.

Уровень шума составил 70...82 дБ (расстояние 1 м от корпуса), температура корпуса не превысила  $80^\circ\text{C}$  по окончании трехчасовой работы под нагрузкой

98 Н·м. Испытания выявили необходимость совершенствования конструкции угловой муфты двухзвенной передачи, оказывающей существенное влияние на эксплуатационные характеристики редуктора, особенно на плавность работы и шум. Ее проектирование осложняет то обстоятельство, что точка пересечения осей генератора и ведомого вала не лежит на оси передачи, не совпадает с центром сферического движения  $O$  и в процессе работы перемещается по траектории в виде окружности. Одним из решений может быть применение двойного карданного шарнира, который обеспечит постоянство мгновенного передаточного отношения СРП. Однако при этом значительно возрастут осевые размеры передачи.

Несмотря на указанные недостатки, выявленные в конструкции первого экспериментального образца, его технические характеристики показывают, что при дальнейших исследованиях и решении ряда инженерных задач разработанная двухзвенная СРП по показателям передаваемой мощности, отнесенным к массе или габаритам, может в перспективе составить конкуренцию одноступенчатым планетарным зубчатым передачам, спроектированным по схеме 2К-Н с диапазоном передаточных отношений 2...15.

#### Библиографические ссылки

1. An I-Kan, Ilin A. S., Lazurkevich A. V. Aspects of geometric calculation of the planetary gear train with intermediate rollers. Part 1 [Electronic resource] // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2016. – Vol. 124 : Mechanical Engineering, Automation and Control Systems (MEACS2015). – 5 p. – URL: <http://iopscience.iop.org/>

Получено 22.12.2016

article/10.1088/1757899X/124/1/012003/pdf (дата обращения: 16.12.2016.).

2. Самсонович С. Л., Константинов С. А., Степанов В. С. Шариковолновая передача. Основы расчета // Авиакосмическое приборостроение. – 2005. – № 5. – С. 53–59.

3. Игнатищев Р. М. Синусошариковые редукторы. – Минск : Выш. шк., 1983. – 107 с. : ил.

4. Porsche F., Rabe K. Articulated differential gear, particularly for motor vehicles: pat. 1946358 USA, Cl. 74-7. – Apl. № 664573; fil. 05.04.33 (fil. in Germany 08.04.32); pat. 06.02.34. – 3 p.

5. Фитцова Е. С. Силовой анализ сферических передач с промежуточными телами качения // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2014. – № 4. – С. 92–99.

6. Становской В. В., Ремнева Т. А., Казакевич С. М. Передачи со свободными телами качения. Обзор патентной литературы // Прогрессивные зубчатые передачи : сб. науч. тр. – Новоуральск : Изд-во НГТИ, 2003. – С. 61–94.

7. Lustenkov M. E. Spherical Planetary Ball Transmissions: Geometrical Synthesis // Open Access Library Journal. – 2014. – Vol. 1. – No 3. – Pp. 1–8. – URL: [http://file.scirp.org/pdf/OALibJ\\_2016022616105810.pdf](http://file.scirp.org/pdf/OALibJ_2016022616105810.pdf) (дата обращения: 16.12.2016).

8. Бостан И. А. Прецессионные передачи с многопарным зацеплением. – Кишинев : Штиинца, 1991. – 386 с.

9. Маргулис М. В., Шайда А. С. Методика определения основных параметров силовой волновой передачи с промежуточными телами качения // Вісник Приазовського державного технічного університету. – 2008. – № 18. – С. 125–128.

10. Черемнов А. В., Алиев Ф. Р., Ан И-Кан. Определение усилия зацепления конической передачи с промежуточными телами качения // Высокие технологии в современной науке и технике : сб. науч. тр. II Всерос. науч.-техн. конф. молодых ученых, аспирантов и студентов с междунар. участием. – Томск, ТПУ. – 2013. – Т. 2. – С. 323–327.

УДК 621.833.01

А. М. Даньков, доктор технических наук, доцент, Белорусско-Российский университет, Могилёв, Республика Беларусь

## БЕЗЗАЗОРНОЕ ЗАЦЕПЛЕНИЕ ЗУБЬЕВ САТЕЛЛИТА И ЦЕНТРАЛЬНОГО ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА ПЛАНЕТАРНОЙ ПЛАВНОРЕГУЛИРУЕМОЙ ПЕРЕДАЧИ: ОСОБЕННОСТИ, ДОСТОИНСТВА И НЕДОСТАТКИ

### Введение

**Н**ормальная работа зубчатой передачи обеспечивается при наличии необходимых радиального, предназначенного для исключения интерференции профилей зубьев сопряженных колес, компенсации термических деформаций, компенсации погрешностей изготовления и монтажа, свободного доступа смазки к месту контакта зубьев, и бокового, обеспечивающего свободный поворот одного из колес при неподвижном втором колесе, смазывания зубьев, компенсации погрешностей изготовления и монтажа, а также деформаций элементов передачи, обусловленных изменением температуры и влажно-

сти окружающей среды, зазоров [1]. Боковой зазор между зубьями должен быть достаточным для исключения заклинивания передачи во время работы. Если при эксплуатации передачи в зубчатом зацеплении гарантировано исключение размыкания рабочих поверхностей зубьев, величину бокового зазора принципиально можно не ограничивать, и она может быть (с учетом изнашивания боковых поверхностей зубьев) достаточно большой. Но она должна быть минимальной при непостоянстве передаваемого крутящего момента и особенно при возможности возникновения крутильных колебаний, а также в реверсивных передачах.