

МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 621.83.06

Е. С. Лустенкова, В. Л. Комар, А. Н. Моисеенко, М. В. Разгонов

ИССЛЕДОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ СФЕРИЧЕСКОЙ РОЛИКОВОЙ ПЕРЕДАЧИ С ДВУХРЯДНЫМ САТЕЛЛИТОМ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ УГЛОВ ПОДЪЕМА БЕГОВЫХ ДОРОЖЕК

UDC 621.83.06

E. S. Lustenkova, V. L. Komar, A. N. Moiseenko, M. V. Razgonov

RESEARCH INTO SPHERICAL ROLLER TRANSMISSION WITH A DOUBLE-ROW SATELLITE AND ESTIMATION OF ANGLES OF ASCENT OF RACEWAYS

Аннотация

Рассмотрены структура, конструкция и принцип работы сферических роликовых передач с двухрядным сателлитом. Описаны математическая модель исследуемых передач и ее основные параметры. Получены зависимости для определения углов подъема центровых профилей кулачковых поверхностей беговых дорожек, по которым перемещаются тела качения. Углы подъема позволяют определить нагруженность элементов передачи. Доказано постоянство мгновенного передаточного отношения сферической роликовой передачи с беговыми дорожками, изготовленными в соответствии с выведенными ранее уравнениями центровых профилей.

Ключевые слова:

механическая передача, сферический механизм, редуктор, ролик, кривошип, центральной профиль.

Abstract

The structure, design and principles of operation of spherical roller transmissions with a double-row satellite are considered in the article. The mathematical model of the transmissions investigated and its basic parameters are described. Dependencies were obtained to determine angles of ascent of center profiles of cam surfaces of the raceways, along which the rolling bodies move. The angles of ascent make it possible to determine the loading of transmission elements. The constancy of instantaneous gear ratio of the spherical roller transmission with raceways made in accordance with the previously obtained equations for center profiles is proved.

Keywords:

mechanical transmission, spherical mechanism, reducer, roller, crank, center profile.

Введение и постановка задачи

Известной тенденцией развития современного автоматизированного электропривода является приближение источника движения к исполнительному органу. Это позволяет снизить массу и габариты привода, повысить жесткость системы, соответственно, точ-

ность перемещений элементов системы и ее быстродействие. Поэтому в различных областях промышленности находят широкое применение мотор-редукторы, которые являются мехатронными модулями первого уровня, а совместно с системой управления образуют модули второго уровня. Рассматриваются вопросы проектирования механической



ступени мотор-редукторов, которая представляет собой передаточный механизм, обеспечивающий снижение угловой скорости вращения и пропорциональное увеличение момента на приводном валу. При проектировании механизма с относительно большим передаточным отношением (30...200) возникает альтернатива: использовать набор последовательно соединенных эвольвентных зубчатых передач или передачи других типов. Первый вариант приводит к увеличению габаритов и массы привода и мертвого хода из-за необходимости последовательного выбора зазоров в зубчатых зацеплениях и снижению надежности системы. К передачам других типов, отвечающим требованиям малых габаритов при обеспечении высоких значений передаточных отношений, относятся планетарные зубчатые передачи, в т. ч. с циклоидально-цевочным зацеплением, прецессионные, волновые и червячные. Каждый тип данных передач имеет свои преимущества и недостатки, рассмотренные во множестве литературных источников.

Данным требованиям отвечают также передачи с промежуточными телами качения (ППТК). Они имеют компоновочные преимущества, низкую материалоемкость и высокую энергонасыщенность, так как мощность в передачах такого типа передается по множеству параллельных потоков, равных, как правило, числу тел качения. Одной из разновидностей конструкции ППТК являются механизмы, в которых траектории центров масс тел качения расположены на сферических поверхностях. К ним относятся сферические роликовые передачи (СРП) [1]. По сравнению с передачами плоского (эксцентрикового) и цилиндрического [2] типов данные передачи обладают малыми габаритами одновременно в радиальном и осевом направлениях. Особенности конструкции СРП позволяют совмещать в структуре одного механизма редуктор и сферический шарнир [3]. Компоновка СРП

с коаксиально расположенными сферическими деталями является наиболее подходящей для механизмов передачи вращения между валами, оси которых перекрещиваются под некоторым углом [4].

Целью работы являлось исследование структурной и конструктивной схем СРП с двухрядным сателлитом, обеспечивающих реализацию передаточных отношений в диапазоне 30...200 и определение углов подъема беговых дорожек, расположенных на сферических поверхностях. Значения углов подъема используются при силовом анализе и определении напряженно-деформированного состояния элементов передачи [5].

Конструкция и принцип работы сферической роликовой передачи с двухрядным сателлитом

Конструкция сферической роликовой передачи (рис. 1), разработанная проф. М. Е. Лустенковым совместно с аспирантом Е. С. Лустенковой, включает ведущий вал 1, имеющий наклоненный участок (кривошип) 2. Этот наклон может быть обеспечен установкой эксцентриковой втулки. На кривошипе, с возможностью вращения относительно него, установлен составной сателлит 3. Сателлит содержит наружную 4 и внутреннюю 5 поверхности с отверстиями, рассверленными с равномерным угловым шагом. В этих отверстиях по переходным посадкам установлены два ряда роликов 6 и 7 соответственно. Ролики имеют выступающие концы сферической формы. Ряд роликов 6 контактирует своими сферическими поверхностями с замкнутой периодической беговой дорожкой 8, образованной двумя неподвижными сферическими кулачками, закрепленными в корпусе 9. Ряд роликов 7 контактирует своими сферическими поверхностями с беговой дорожкой (или замкнутым периодическим кулачковым профилем) 10 выходного сферического кулачка 11, который со-



единен с ведомым валом 12.

Ведущий и ведомый валы сферической передачи имеют общую ось вращения – ось СРП. Оси роликов 6 и 7 лежат в одной плоскости. Плоскость,

перпендикулярная оси передачи и проходящая через точку O (центр сферического движения), является экваториальной плоскостью для всех сферических кулачков передачи.

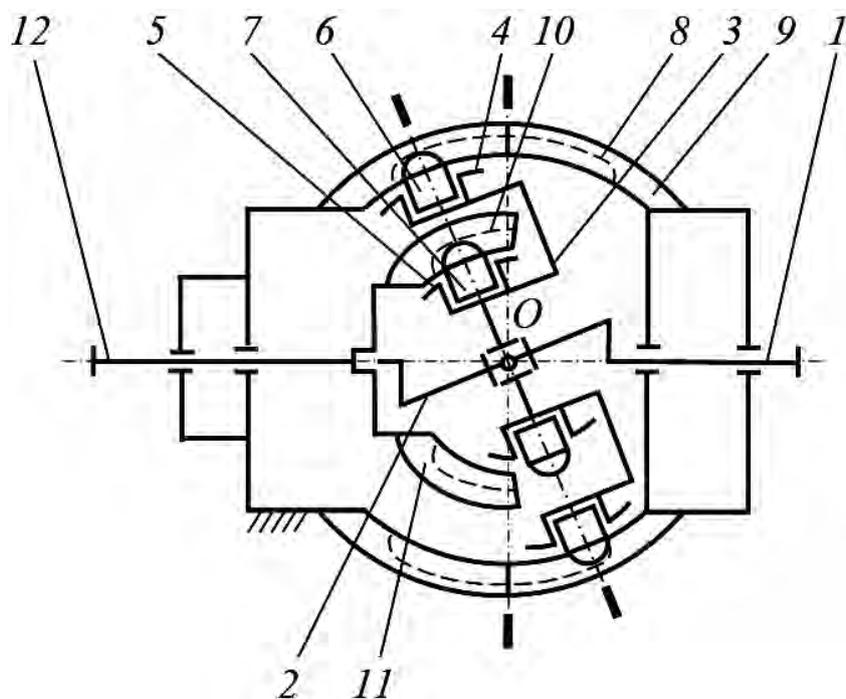


Рис. 1. Кинематическая схема сферической роликовой передачи с двухрядным сателлитом

При вращении ведущего вала 1 кривошип 2 вынуждает установленный на нем сателлит 3 совершать колебательные движения относительно оси передачи. При этом ролики 6 перемещаются по замкнутой периодической беговой дорожке 8, образованной двумя неподвижными сферическими кулачками, установленными в корпусе. Перемещение роликов вызывает вращение сателлита 3 относительно кривошипа 2. Одновременно ряд роликов 7 контактирует с замкнутым периодическим профилем 10 выходного сферического кулачка 11, соединенного с ведомым валом 12. Ролики 7 вынуждают выходной сферический кулачок 11 вращаться относительно оси передачи, следовательно, вращается соединенный с выходным сферическим кулачком ведомый вал с измененной угловой скоростью по сравнению с угловой скоростью ведущего вала.

Выходной сферический кулачок 11, как и те, что закреплены в корпусе, может быть изготовлен из двух частей с замкнутыми многопериодными профилями и соединен в плоскости разреза, совпадающей с экваториальной плоскостью. При этом и замкнутая периодическая беговая дорожка 8, и замкнутый периодический кулачковый профиль 10 изготавливаются симметричными относительно экваториальной плоскости, что облегчает их изготовление. Так как два ряда роликов (6 и 7) располагаются в плоскости, проходящей через центр масс сателлита O , то в силу симметрии центры масс сателлита 3 и системы роликов 6 и 7 будут находиться на оси передачи, что повышает ее уравновешенность.

Передача данного типа отнесена к ППТК, т. к. несмотря на то, что оси роликов зафиксированы на общем основании – сателлите, ролики имеют возможность поворачиваться в отверстиях, обеспечивая снижение потерь мощности на скольжение, частично заменяя его качением [6].

Передаточное отношение будет определяться числом периодов Z_3 неподвижной беговой дорожки и числом периодов Z_2 профиля 10. Его вычисляют по формуле

$$i = \frac{(Z_3 + 1) \cdot Z_2}{Z_2 - Z_3}. \quad (1)$$

Для наглядности рассмотрим компьютерную параметрическую модель передачи, разработанную в системе NX (рис. 2). Составной сателлит устанавливается на кривошип посредством двух радиально-упорных шариковых подшипников.

На основе данной модели была разработана СРП с передаточным отношением, равным -44 для привода автомобильного домкрата.

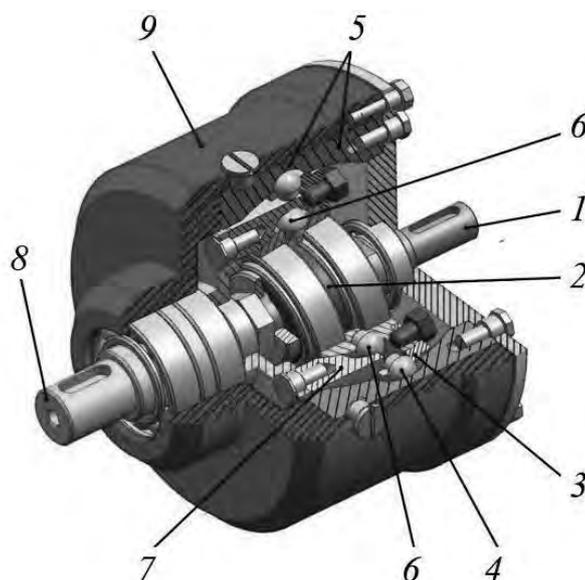


Рис. 2. Компьютерная модель сферической роликовой передачи с двухрядным сателлитом: 1 – ведущий вал; 2 – кривошип (эксцентриковая втулка); 3 – составной сателлит; 4 – тела качения первого ряда; 5 – кулачки, образующие неподвижную беговую дорожку, установленные в корпусе; 6 – тела качения второго ряда; 7 – выходной кулачок; 8 – ведомый вал; 9 – корпус

Математическая модель передачи и ее параметры

Рассмотрим геометрические параметры СРП, исследовав модель роликового зацепления, которая приведена на рис. 3. Периодическая беговая дорожка, образованная сферическими кулачками, закрепленными в корпусе, заменена пространственной кривой, образованной совпадающими центровыми профилями рабочих поверхностей этих кулачков. Назовем данную

кривую центровым профилем 3. Взаимодействие тел качения (роликов) с кулачковой поверхностью выходного кулачка имеет аналогичный характер и далее не рассматривается.

Роликовое зацепление СРП можно отнести к двухзвенному, т. к. в процессе передачи вращения участвуют два основных элемента – сателлит и кулачок. Тела качения (ролики) являются промежуточными элементами. Прообразом данных передач выступают передачи с трехзвенным зацеплением.



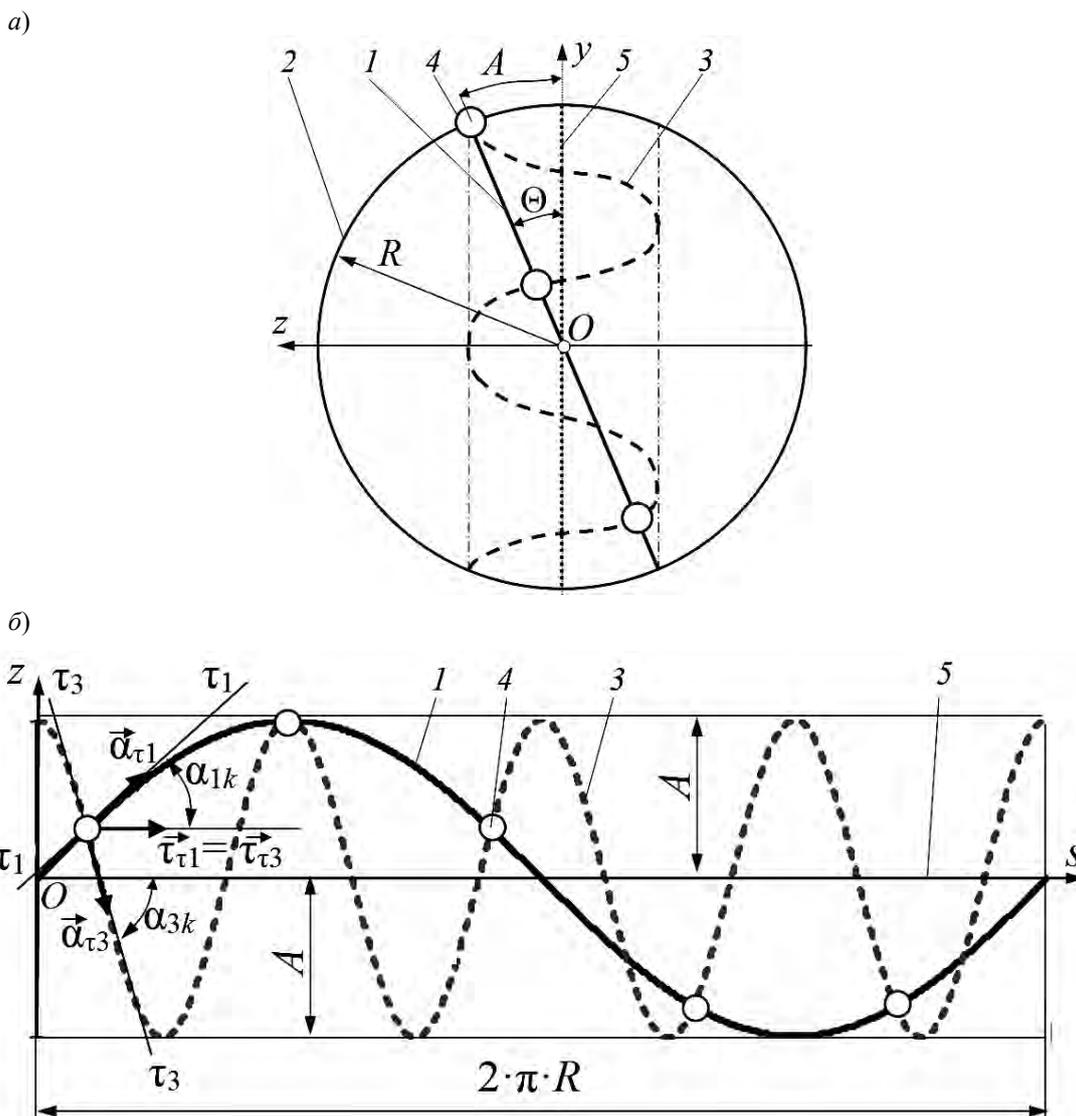


Рис. 3. Модель зацепления сферической передачи с тремя элементами, контактирующими с телом качения: а – пространственная; б – развертка на плоскость; 1, 3 – центровые профили; 2 – основная сфера; 4 – центры тел качения; 5 – средняя плоскость (окружность) центровых профилей

Это передачи из класса ППТК, в которых центры масс (оси) тел качения не зафиксированы на общем основании и контактируют с тремя деталями. Тела качения взаимодействуют не только с неподвижной беговой дорожкой, но и с сепаратором и ведущим элементом, имеющим однопериодную беговую дорожку. Ее центровой профиль 1 представляет собой окружность, образованную как след сечения сферы радиусом R плоскостью, проходящей через центр сферы. Данную сферу, на которой располагаются траектории центров сфе-

рических концов роликов, определим *основной* сферой. Центры сферических концов роликов совпадают с точками пересечения центровых профилей 1 и 3. При этом в модели рассматриваются точки определенной группы. Если развернуть центровые профили на плоскость, то этими точками будут являться точки пересечения с углами подъема двух кривых, отличающихся по знаку. В процессе работы передачи ролики перемещаются по беговым дорожкам, сформированным по центровым профилям 1 и 3, а также вдоль пазов третьего



звена – сепаратора, которое у передач с закрепленными центрами масс на одном из звеньев отсутствует. В сепараторе выполнены пазы, равномерно расположенные относительно оси Oz , т. к. в процессе работы передачи угловое расстояние между центрами тел качения не изменяется в плоскостях, перпендикулярных оси передачи (ось Oz).

В случае если центральной профиль 2 является окружностью, а центральной профиль 3 должен быть подобран таким образом, чтобы в процессе работы передачи не изменялось не только угловое расстояние между телами качения, но и линейное расстояние между ними в неподвижной системе отсчета, то это позволит преобразовать структуру передачи, освободившись от третьего звена (сепаратора) и зафиксировав центры масс тел качения на одном из звеньев (сателлите).

Из теории ППТК известно, что к основным параметрам сферических передач (см. рис. 3) относятся:

R – радиус основной сферы, на которой располагаются центровые профили в виде замкнутых периодических кривых;

A – амплитуда центровых профилей, величина которой равна длине дуги окружности (см. рис. 3);

Z_1 – число периодов центрального профиля 1. При этом $Z_1 = 1$;

Z_3 – число периодов центрального профиля 3;

Θ – угол наклона плоскости, в которой расположен центральной профиль 1, к средней плоскости 5, $\Theta = A/R$.

Средней плоскостью называется экваториальная плоскость xOy , в которой располагается средняя окружность 5 (см. рис. 3, а). Средняя окружность образована как след сечения основной сферы средней плоскостью. При этом на развертке центровых профилей на плоскость средняя окружность преобразуется в среднюю линию 5 (см. рис. 3, б) и располагается на оси абсцисс Ox в системе координат zOs , относительно ко-

торой колеблются периодические центровые профили на развертке.

Из теории СППТК известны зависимости для передач с незакрепленными телами качения, которые будут справедливы и для рассматриваемых СРП при взаимодействии с беговой дорожкой одного ряда роликов: $n_s = Z_1 + Z_3$, где n_s – число тел качения; $i_{12}^{(3)} = 1 + Z_3/Z_1$, где $i_{12}^{(3)}$ – передаточное отношение СППТК при кинематической схеме с остановленным звеном с многопериодной беговой дорожкой и передаче движения от ведущего вала к сателлиту.

Для СРП с двухрядным сателлитом параметры Z , A и R будут иметь индексы «3» – для остановленного и «2» – для ведомого кулачков передачи.

Ранее получены параметрические уравнения центровых кривых, обеспечивающих постоянство мгновенного передаточного отношения [7],

$$x(\varphi) = R \cdot (\cos(Z_3 \cdot \varphi) \cdot \cos((Z_3 + 1) \cdot \varphi) + \sin(Z_3 \cdot \varphi) \cdot \sin((Z_3 + 1) \cdot \varphi) \cdot \cos(\Theta)); \quad (2)$$

$$y(\varphi) = R \cdot (\cos(Z_3 \cdot \varphi) \cdot \sin((Z_3 + 1) \cdot \varphi) - \sin(Z_3 \cdot \varphi) \cdot \cos((Z_3 + 1) \cdot \varphi) \cdot \cos(\Theta)); \quad (3)$$

$$z(\varphi) = R \cdot \sin(Z_3 \cdot \varphi) \cdot \sin(\Theta), \quad (4)$$

где φ – параметр, полярный угол, отсчитываемый в экваториальной плоскости.

Установлено, что для четных значений чисел тел качения, определяемых для рассматриваемого зацепления по формуле $n = Z_3 + 1$, исследуемые траектории обладают центральной симметрией (относительно точки O).

Определение углов подъема центровых профилей

Углы подъема центровых профилей α_{1k} и α_{3k} (см. рис. 3), определяемые в точках их пересечения, являются важ-



ными геометрическими параметрами СРП, характеризующими нагруженность элементов передачи. Ранее была решена задача их нахождения на плоской развертке. Определим углы подъема в точках траектории многопериодного центрального профиля неподвижных кулачков в зависимости от угла поворота ведущего вала φ_1 .

Сначала определяем параметрические уравнения координат точек окружностей, образованных как следы сечения основной сферы плоскостями, проходящими через рассматриваемую точку пересечения центральных профилей и перпендикулярными оси Oz .

Радиус-вектор, соединяющий ось Oz и центр тела качения,

$$R_{O3k}(\varphi_1) = \sqrt{(x_{3k}(\varphi_1))^2 + (y_{3k}(\varphi_1))^2}. \quad (5)$$

Координаты точек окружности, на которой лежит точка пересечения профилей в плоскости, перпендикулярной оси Oz ,

$$x_{O3k}(\varphi_1) = R_{O3k}(\varphi_1) \cdot \cos\left(\frac{\varphi_1}{i_{12}^{(3)}} - \frac{2\pi}{n_s} \cdot k\right); \quad (6)$$

$$y_{O3k}(\varphi_1) = R_{O3k}(\varphi_1) \cdot \sin\left(\frac{\varphi_1}{i_{12}^{(3)}} - \frac{2\pi}{n_s} \cdot k\right); \quad (7)$$

$$z_{O3k}(\varphi_1) = 0. \quad (8)$$

Вектор касательной τ_3 - τ_3 (см. рис. 3, б) к многопериодному центральному профилю определится как

$$x_{1rk}(\varphi_1) = R_3 \left(\begin{array}{l} \cos\left(\frac{\varphi_1}{Z_3+1} - \frac{2\pi}{n_1} k\right) \cdot \cos\left((Z_1+1)\left(\frac{\varphi_1}{Z_3+1} - \frac{2\pi}{n_1} k\right)\right) + \\ + \sin\left(\frac{\varphi_1}{Z_3+1} - \frac{2\pi}{n_1} k\right) \cdot \sin\left((Z_1+1)\left(\frac{\varphi_1}{Z_3+1} - \frac{2\pi}{n_1} k\right)\right) \cdot \cos(\Theta) \end{array} \right); \quad (12)$$

$$\alpha_{\tau_3k}(\varphi_1) = \begin{pmatrix} \frac{d}{d\varphi_1} x_{3k}(\varphi_1) \\ \frac{d}{d\varphi_1} y_{3k}(\varphi_1) \\ \frac{d}{d\varphi_1} z_{3k}(\varphi_1) \end{pmatrix}. \quad (9)$$

Вектор касательной к окружности с радиусом R_{O3k}

$$\tau_{\tau_3k}(\varphi_1) = \begin{pmatrix} \frac{d}{d\varphi_1} x_{O3k}(\varphi_1) \\ \frac{d}{d\varphi_1} y_{O3k}(\varphi_1) \\ \frac{d}{d\varphi_1} z_{O3k}(\varphi_1) \end{pmatrix}. \quad (10)$$

Модуль угла подъема многопериодного центрального профиля как функция угла поворота ведущего вала

$$\alpha_{3k}(\varphi_1) = \arccos\left(\frac{\alpha_{\tau_3k}(\varphi_1) \cdot \tau_{\tau_3k}(\varphi_1)}{|\alpha_{\tau_3k}(\varphi_1)| \cdot |\tau_{\tau_3k}(\varphi_1)|}\right). \quad (11)$$

Для определения углов подъема однопериодного профиля для последующего дифференцирования систему уравнений (2)–(4) использовать нельзя, т. к. необходимо учесть положение точек пересечения центральных профилей в относительной системе координат. Для многопериодного профиля эти системы (относительная и абсолютная) совпадают, для однопериодного профиля (окружности) уравнения координат будут преобразованы следующим образом:



$$y_{1rk}(\varphi_1) = R_3 \left[\begin{array}{l} \cos\left(\frac{\varphi_1}{Z_3+1} - \frac{2\pi}{n_1}k\right) \cdot \sin\left((Z_1+1)\left(\frac{\varphi_1}{Z_3+1} - \frac{2\pi}{n_1}k\right)\right) - \\ - \sin\left(\frac{\varphi_1}{Z_3+1} - \frac{2\pi}{n_1}k\right) \cdot \cos\left((Z_1+1)\left(\frac{\varphi_1}{Z_3+1} - \frac{2\pi}{n_1}k\right)\right) \cdot \cos(\Theta) \end{array} \right]; \quad (13)$$

$$z_{1rk}(\varphi_1) = R_3 \cdot \sin\left(\varphi_1\left(\frac{1}{Z_3+1} - 1\right) - \frac{2\pi}{n_1}k\right) \cdot \sin(\Theta). \quad (14)$$

Радиус-вектор и координаты окружности, по аналогии с преобразованиями по формулам (5)–(8), в данном случае можно найти как

$$R_{O1k}(\varphi_1) = \sqrt{(x_{1rk}(\varphi_1))^2 + (y_{1rk}(\varphi_1))^2}; \quad (15)$$

$$x_{O1k}(\varphi_1) = R_{O1k}(\varphi_1) \times \cos\left(\varphi_1 \cdot \left(\frac{1}{i_{12}^{(3)}} - 1\right) - \frac{2\pi}{n_s} \cdot k\right); \quad (16)$$

$$y_{O1k}(\varphi_1) = R_{O1k}(\varphi_1) \times \sin\left(\varphi_1 \cdot \left(\frac{1}{i_{12}^{(3)}} - 1\right) - \frac{2\pi}{n_s} \cdot k\right); \quad (17)$$

$$z_{O1k}(\varphi_1) = 0. \quad (18)$$

Дальнейший алгоритм расчета предполагает определение векторов касательных и углов подъема однопериодной кривой. Он проводится по формулам (9)–(11) с заменой индекса «3» на «1» у вычисляемых параметров.

Результаты расчетов модулей углов подъема центральных профилей (однопериодного и многопериодного) при движении по ним тел качения с индексами $k = 0$ и $k = 1$ в зависимости от угла поворота ведущего вала для передачи с параметрами, приведенными ранее, отображены на рис. 4.

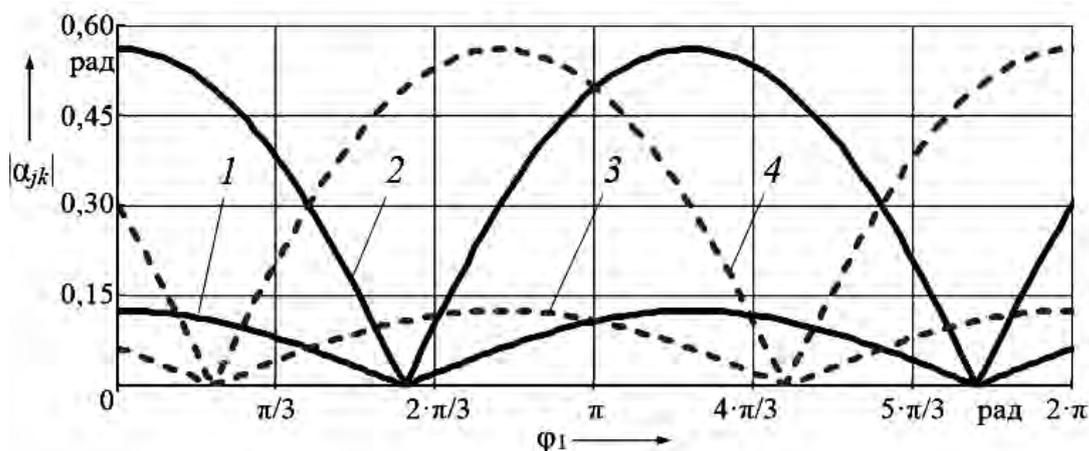


Рис. 4. Изменение углов подъема центральных профилей: 1 – $|\alpha_{10}(\varphi_1)|$; 2 – $|\alpha_{30}(\varphi_1)|$; 3 – $|\alpha_{11}(\varphi_1)|$; 4 – $|\alpha_{31}(\varphi_1)|$

Мгновенные значения углов подъема пространственных кривых не всегда удобны для использования в инженер-

ных методиках расчета и проектирования СРП. Для исследования геометрических параметров зацепления целесо-



образно использовать развертки кривых на плоскость.

Для построения развертки на плоскость $z_p(s)$ пространственной кривой, расположенной на сферической поверхности, необходимо провести следующие преобразования уравнения (4) с учетом замены в нем $\varphi = s/R_1$, где s – дуговая координата, отсчитываемая вдоль окружности в плоскости xOy .

$$\begin{aligned} z_p(s) &= R_1 \cdot \arcsin\left(\frac{z(s)}{R_1}\right) = \\ &= R_1 \cdot \arcsin\left(\sin\left(Z_j \cdot \frac{s}{R_1}\right) \cdot \sin(\Theta)\right). \end{aligned} \quad (19)$$

С учетом обратной замены ($s/R_1 = \varphi$) угол подъема кривых определится как

$$\begin{aligned} \operatorname{tg}(\alpha_j) &= \frac{d}{d\varphi} z_p(\varphi) = \\ &= \frac{R_1 \cdot Z_j \cdot \cos(Z_j \cdot \varphi) \cdot \sin(\Theta)}{\sqrt{1 - \sin^2(Z_j \cdot \varphi) \cdot \sin^2(\Theta)}}. \end{aligned} \quad (20)$$

Аналогом основной теоремы зацепления зубчатых передач для ППТК является зависимость

$$\frac{\operatorname{tg}(|\alpha_{3k}|)}{\operatorname{tg}(|\alpha_{1k}|)} = \frac{Z_3}{Z_1} = \operatorname{const}. \quad (21)$$

При выполнении условия (21) при любом значении k ($k = 1, 2 \dots n_s$) в передаче обеспечивается постоянство мгновенного передаточного отношения. Компьютерный анализ в системе Mathcad подтвердил постоянство отношений тангенсов углов для исследуемых передач, центровые кривые которых описываются уравнениями (2)–(4). При этом

исследовались отношения тангенсов углов подъема в зависимости от угла поворота ведущего вала. В уравнение (20) в качестве аргумента (вместо угла φ) подставлялись значения: для ведущего звена с одноперiodной беговой дорожкой – $\varphi_1/i_{12}^{(3)}$; для остановленного звена – $\varphi_1 \cdot (1 - 1/i_{12}^{(3)})$.

Выводы

Рассмотрены конструкция, структура и принцип работы сферической роликовой передачи с двухрядным сателлитом, описана ее математическая модель и определены основные геометрические параметры. Можно отметить, что СРП и прецессионные зубчатые передачи имеют схожие кинематические схемы. Однако СРП обеспечивает геометрическое замыкание высших кинематических пар и повышенную нагрузочную способность. Дополнительным преимуществом является расположение центра масс сателлита на оси передачи, что способствует еще большей уравновешенности механизма.

Получены зависимости для определения углов подъема центровых профилей сферических кулачковых поверхностей, образующих беговые дорожки. Компьютерный анализ в системе Mathcad подтвердил постоянство отношений тангенсов углов для исследуемых передач, центровые кривые которых описываются выведенными уравнениями. Теоретически полученные зависимости кинематических параметров (угловых скоростей) и постоянство мгновенного передаточного отношения также были подтверждены результатами компьютерного моделирования в системе NX и результатами экспериментальных исследований [8].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Лустенков, М. Е.** Расчет и проектирование сферических роликовых передач: [монография] / М. Е. Лустенков, Е. С. Лустенкова. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2017. – 177 с. : ил.
2. **Лустенков, М. Е.** Ключ для демонтажа ведущих колес грузовых автомобилей ЗИЛ и ГАЗ / М. Е. Лустенков // Автомобильная промышленность. – 2003. – № 5. – С. 24–25.
3. **Лустенков, М. Е.** Математическое и компьютерное моделирование угловой муфты сферической роликовой передачи / М. Е. Лустенков, Е. С. Лустенкова, И. И. Маковецкий // Вестн. Иркут. гос. техн. ун-та. – 2017. – Т. 21, № 3 (122). – С. 31–38.
4. **Лустенков, М. Е.** Механизм с изменяющимся углом между осями валов / М. Е. Лустенков, Е. С. Фитцова // Вестн. Брян. гос. техн. ун-та. – 2014. – № 1. – С. 46–50.
5. **Lustenkov, M. E.** Strength calculations for cylindrical transmissions with compound intermediate rolling elements / М. Е. Lustenkov // Int. J. of Mechanisms and Robotic Systems. – 2015. – Vol. 2, № 2. – P. 111–121.
6. **Лустенков, М. Е.** Определение КПД передач с составными промежуточными телами качения / М. Е. Лустенков // Изв. вузов. Машиностроение. – 2014. – № 6. – С. 13–19.
7. Сравнительный анализ различных типов центровых кривых кулачковых профилей сферических роликовых передач / М. Е. Лустенков, И. И. Маковецкий, Е. С. Лустенкова, Ю. В. Машин, В. Л. Комар // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2017. – № 3 (56). – С. 74–82.
8. **Лустенков, М. Е.** Теоретические и экспериментальные исследования сферических роликовых передач / М. Е. Лустенков, Е. С. Лустенкова // Вестн. Ижев. гос. техн. ун-та. – 2017. – Т. 20, № 1. – С. 23–27.

Статья сдана в редакцию 28 сентября 2018 года

Екатерина Сергеевна Лустенкова, ассистент, Белорусско-Российский университет.
E-mail: fittsova@gmail.com.

Виктор Леонидович Комар, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.

Андрей Николаевич Моисеенко, зам. начальника по тыловому обеспечению, Могилевский институт МВД Республики Беларусь.

Максим Викторович Разгонов, магистрант, Белорусско-Российский университет.

Ekaterina Sergeyevna Lustenkova, assistant lecturer, Belarusian-Russian University. E-mail: fittsova@gmail.com.

Victor Leonidovich Komar, PhD, Associate Prof., Belarusian-Russian University.

Andrey Nikolayevich Moiseenko, deputy chief for logistics support, Mogilev Institute of the Ministry of Internal Affairs of the Republic of Belarus.

Maxim Viktorovich Razgonov, student, Belarusian-Russian University.

