

Научная статья

Статья в открытом доступе

УДК 621.83.06

doi: 10.30987/2782-5957-2023-6-32-42

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ И ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА КПД ПЛОСКО-КОНИЧЕСКОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ СФЕРИЧЕСКОЙ РОЛИКОВОЙ ПЕРЕДАЧИ

Михаил Евгеньевич Лустенков^{1✉}, Андрей Николаевич Моисеенко²

^{1,2} Белорусско-Российский университет, Могилев, Республика Беларусь

¹ lustenkov@yandex.ru, <https://orcid.org/0000-0002-4912-3824>

² a_an1974@mail.ru

Аннотация

Целью исследования являлась оценка влияния коэффициентов трения и геометрических параметров сферической роликовой передачи на ее КПД. Передача нагрузки осуществляется посредством плоско-конического зацепления двух рядов роликов, установленных на сателлите, с неподвижным и ведомым плоскими центральными зубчатыми колесами. С помощью сферической роликовой передачи можно реализовать широкий диапазон передаточных отношений (16...200) и снизить материалоемкость редуктора, обеспечив отношение его массы к номинальному передаваемому моменту менее 0,1 кг/(Н·м). Основной задачей настоящих исследований являлось определение угла подъема пространственных замкнутых центровых кривых с помощью которых формируются поверхности зубьев центральных колес. Методы исследований основывались на применении законов классической механики и алгоритмов компьютерного моделирования в системе NX. Новизна исследований опре-

деляется новизной исследуемого технического объекта, его малой изученностью, отсутствием подробных методик его расчета и проектирования. В результате, на основе анализа геометрической модели сателлита получены уравнения центровых кривых и разработан алгоритм определения угла подъема центральной кривой в среднем сечении зубьев центральных колес, что позволяет проводить силовой анализ передачи. Проведена оценка применимости формулы для расчета среднего угла подъема кусочно-винтовой кривой, расположенной на цилиндрической поверхности для передач сферического типа и установлена необходимость его корректировки с учетом заданного передаточного отношения и угла наклона кривошипа ведущего вала. Разработан алгоритм теоретического определения КПД сферических роликовых передач на этапе проектирования.

Ключевые слова: плоско-коническое зацепление, механизм, редуктор, передача, КПД.

Ссылка для цитирования:

Лустенков М.Е. Геометрический анализ и теоретическая оценка КПД плоско-конического зацепления сферической роликовой передачи / М.Е. Лустенков, А.Н. Моисеенко // Транспортное машиностроение. – 2023. - № 6. – С. 32-42. doi: 10.30987/2782-5957-2023-6-32-42.

Original article

Open Access Article

GEOMETRIC ANALYSIS AND THEORETICAL EFFICIENCY EVALUATION OF THE CONE-AND-PLATE ENGAGEMENT OF A SPHERICAL ROLLING SCREW MOTION DRIVE

Mikhail Evgenievich Lustenkov^{1✉}, Andrey Nikolaevich Moiseenko²

^{1,2} Belarusian-Russian University, Mogilev, Republic of Belarus

¹ lustenkov@yandex.ru, <https://orcid.org/0000-0002-4912-3824>

² a_an1974@mail.ru

Abstract

The study objective was to assess the influence of friction factors and geometric parameters of a spherical rolling screw motion drive on its efficiency. The

load is transferred by means of a cone-and-plate engagement of two rows of rollers mounted on a satellite with fixed and driven plate central gears. With the help

© Лустенков М. Е., Моисеенко А. Н., 2023

of a spherical rolling screw motion drive, it is possible to realize a wide range of gear ratios (16...200) and reduce the material capacity of the gearbox, ensuring the ratio of its mass to the nominal transmitted torque of less than 0.1 kg/(N·m). The main task of this research is to find out the ascent angle of the spatial closed center curves with the help of which the surfaces of the central wheel teeth are formed. The research methods are based on the application of the classical mechanics laws and computer modeling algorithms in NX system. The novelty of the research is in the novelty of the technical object under study, its low level of being studied, the lack of detailed methods of its calculation and design. As a result, based on the analysis of the geometric satellite model, the equations of the cen-

ter curves are obtained and an algorithm for determining the ascent angle of the center curve in the middle section of the central wheel teeth is developed, which allows power analysis of the motion drive. The applicability of the formula for calculating the average ascent angle of a piecewise helical curve located on a cylindrical surface for spherical motion drives is evaluated and the necessity of its adjustment taking into account a given gear ratio and the inclination angle of the drive shaft crank is found out. An algorithm is developed for the theoretical study of the efficiency of spherical roller gears at the design stage.

Keywords: cone-and-plate engagement, spherical mechanism, precession gear, gearbox, roller gear, efficiency.

Reference for citing:

Lustenkov ME, Moiseenko AN. Geometric analysis and theoretical efficiency evaluation of the cone-and-plate engagement of a spherical rolling screw motion drive. *Transport Engineering*. 2023; 6:32-42. doi: 10.30987/2782-5957-2023-6-32-42.

Введение

При проектировании и создании машин в современных условиях необходимо учитывать как рост скоростей и нагрузок, так и открывающиеся технологические возможности изготовления деталей любой сложности с высокой точностью. С учетом широкого распространения частотного регулирования скорости вращения валов электродвигателей, целесообразность использования различного рода механических передач в приводах оценивают с точки зрения их надежности и эффективности: возможности обеспечить требуемые передаточные отношения и передаваемые моменты при низких массогабаритных показателях и высоком КПД [1]. В этой связи разрабатываются новые конструкции передач, редукторов, мехатронных модулей, в т. ч. передаточных устройств с промежуточными телами качения [2–4].

Редукторные механизмы, в которых сателлит совершает сферическое движение относительно неподвижной точки (прецессионные, нутационные, осциллирующие передачи) имеют преимущества перед традиционными планетарными зубчатыми механизмами по уравниванию, снижению динамических нагрузок и пусковых моментов [5, 6]. Сферическая роликовая передача (СРП) с двухрядным сателлитом является инновационной разработкой, применение ко-

торой позволяет проектировать малогабаритные редукторные узлы с большими значениями передаточных отношений: 16...200 [7]. Для широкого использования данных передач необходимо разработать методики проектных и проверочных расчетов.

Нагруженность и прочность основных элементов СРП определяется величиной действующих сил в плоскоконическом зацеплении. В предлагаемой СРП, по аналогии с планетарной зубчатой передачей с двухвенцовым сателлитом, спроектированной по схеме $2k-h$, два ряда роликов, установленных на сателлите, контактируют с поверхностями плоских центральных колес. Для проведения силового анализа упрощенная модель СРП представляется в виде тела качения сферической формы, центр масс которого перемещается по пространственной кривой, замкнутой на сферической поверхности. Величины сил, действующих на основные элементы передачи, зависят от углов подъема этой кривой, имеющих тот же физический смысл, что и углы подъема винтовой линии в червячных и винтовых передачах или углы давления в кулачковых механизмах (дополнительные углы для углов подъема), определяющие величины составляющих нормальной реакции и работы сил трения.

В задачи исследования входило

определение углов подъема центровых кривых в плоско-коническом роликовом

зацеплении для расчета действующих сил и оценки КПД СРП.

Структура, принцип работы и геометрическая модель СРП

Компьютерная модель СРП с двухрядным сателлитом, разработанная в системе NX, показана на рис. 1. На наклоненном под углом Θ к оси передачи кривошипе ведущего вала 1 установлен сателлит 4 с двумя рядами роликов, один из которых взаимодействует с ведомым центральным плоским колесом 2, второй – с остановленным центральным плоским колесом 3. Кинематическим аналогом СРП выступают планетарные зубчатые передачи с двухвенцовым сателлитом с двумя внутренними зацеплениями, поэтому для определения передаточного отношения используются одинаковые формулы, при-

чем в СРП роль чисел зубьев центральных колес выполняют числа периодов (выступов) кулачковых поверхностей плоских колес, а чисел зубьев венцов сателлита – числа роликов в двух рядах. Оси роликов расположены на конических поверхностях, поэтому зацепление является плоско-коническим. В процессе работы СРП сателлит совершает сферическое движение (регулярную прецессию) относительно неподвижной точки O , лежащей на оси передачи, а траектории любой точки сателлита или роликов (кроме неподвижной) лежат на сферических поверхностях. Угол Θ является углом нутации.

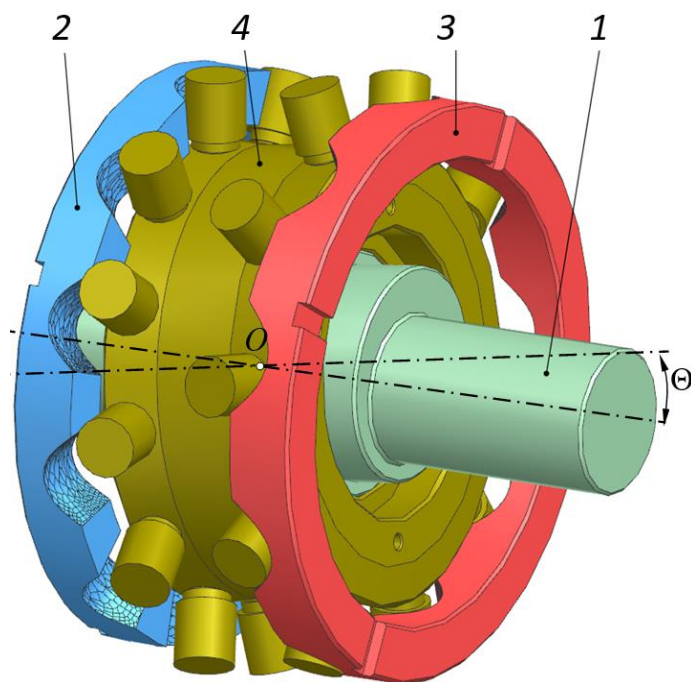


Рис. 1. Модель СРП с двухрядным сателлитом:

- 1 – ведущий вал; 2 – ведомое центральное плоское колесо;
- 3 – неподвижное центральное плоское колесо;
- 4 – сателлит с двумя рядами роликов

Fig. 1. Model of SRT with double-row pinion:

- 1 – driving shaft; 2 – driven central face gear;
- 3 – stopped central face gear; 4 – pinion with two rows of rollers

Нагрузка в контакте ролика и поверхности зубьев плоских центральных колес распределяется по линии контакта. Для проведения силового анализа и оценки прочности деталей нормальное усилие N

прикладывают посередине контактной линии в точке P , лежащей в среднем сечении плоского колеса (рис. 2). Линия действия силы проходит через ось ролика в точке M по нормали к контактирующим поверхно-

стям в точке P . При движении ролика по рабочим поверхностям центрального плоского колеса точка M в относительном движении описывает замкнутую траекторию, лежащую на сферической поверхности. Эту траекторию можно определить, как центровую кривую кулачкового профиля, коим является поверхность центрального плоского колеса. Изменение углов подъема этой кривой влияет на расположение сил в пространстве, в т. ч. сил трения, и, соответственно, КПД.

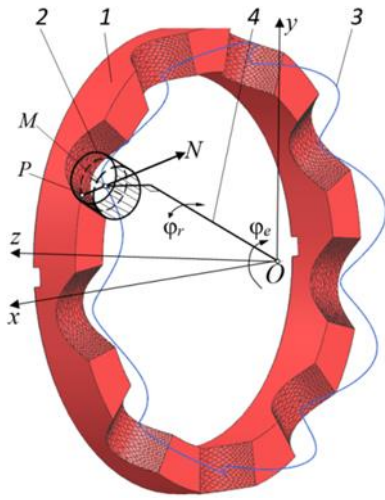


Рис. 2. Схема контакта ролика и центрального плоского колеса: 1 – центральное плоское колесо; 2 – ролик; 3 – центровая линия в среднем сечении колеса; 4 – сателлит

Fig. 2. Scheme of contact of roller and central face gear: 1 – central face gear; 2 – roller; 3 – center line in the middle section of gear; 4 – pinion

На рис. 3 показана геометрическая модель сателлита с расположением оси ролика левого ряда в плоскости yOz . Ролик имеет высоту оси b_w , равную длине контактной линии, крайние точки которой располагаются на основной сфере с максимальным радиусом R и на сфере с минимальным радиусом $R_{\min}$. Второй ряд роликов располагается симметрично относи-

тельно плоскости xOy (экваториальной плоскости сателлита). Параметры модели в среднем сечении обозначены индексом « m ».

Зависимости геометрических параметров на рис. 3 будут определяться следующими выражениями:

$$R_{g\max} = \sqrt{R^2 - L_{k\min}^2}; \quad (1)$$

$$R_{gm} = R_{g\max} - \frac{b_w}{2} \cos(\Theta); \quad (2)$$

$$L_{km} = R_{gm} \tan(\Theta) + L_{k\min} \quad (3)$$

$$R_m = \sqrt{R_{gm}^2 + L_{km}^2} \quad (4)$$

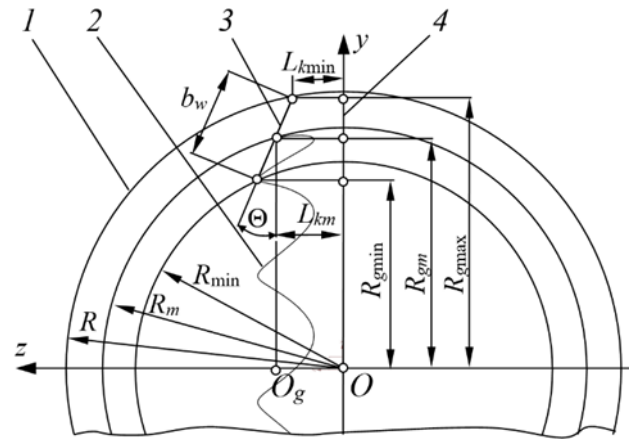


Рис. 3. Геометрическая модель сателлита СРПТ: 1 – след основной сферы в плоскости zOy ; 2 – траектория средней точки контакта; 3 – ось ролика; 4 – след экваториальной плоскости сателлита

Fig. 3. Geometric model of SRT pinion: 1 – trace of base sphere in zOy -plane; 2 – trajectory of the middle contact point; 3 – roller axis;

4 – trace of equatorial plane of pinion

Центровая кривая, лежащая на сфере с радиусом R_m , будет описывается следующими параметрическими уравнениями [2]:

$$\begin{aligned} x_j(s) = \sin\left(\left(Z_j + 1\right) R_m\right) & \left(L_{km} \sin(\Theta) + R_{gm} \sin\left(Z_j \frac{s}{R_m}\right) \cos(\Theta) \right) + \\ & + R_{gm} \cdot \cos\left(Z_j \frac{s}{R_m}\right) \cos\left(\left(Z_j + 1\right) \frac{s}{R_m}\right); \end{aligned} \quad (5)$$

$$y_j(s) = R_{gm} \cos\left(Z_j \frac{s}{R_m}\right) \sin\left((Z_j + 1) \frac{s}{R_m}\right) - \left(\cos\left((Z_j + 1) \frac{s}{R_m}\right)\right) \left(L_{km} \sin(\Theta) + R_{gm} \sin\left(Z_j \frac{s}{R_m}\right) \cos(\Theta)\right); \quad (6)$$

$$z(s) = L_{km} \cos(\Theta) - R_{gm} \sin\left(Z_j \frac{s}{R_m}\right) \sin(\Theta), \quad (7)$$

где s – дуговая координата, отсчитываемая в экваториальной плоскости xOy , вдоль окружности с радиусом R_m ; Z_j – число зубьев (чисел периодов центральной кривой) плоского центрального колеса ($j = 2$ для ведомого и $j = 3$ для неподвижного колеса).

На рис. 4 показана сферическая кривая с указанными выше параметрами и числом периодов $Z_3 = 11$. Рассмотрим некоторую точку M , расположенную на центральной кривой, и предположим, что эта точка перемещается по ней.

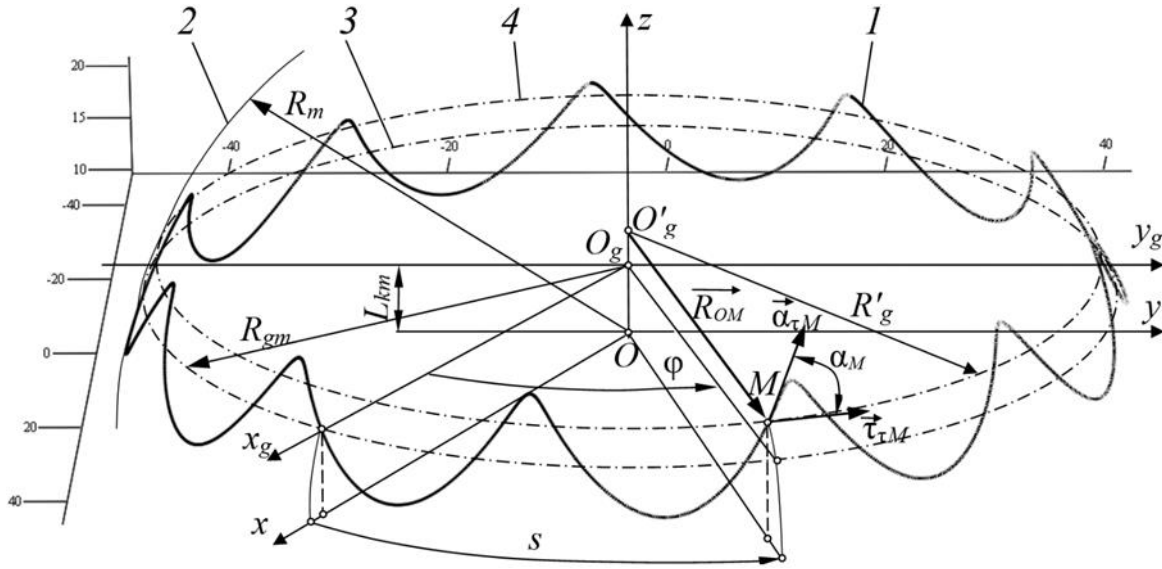


Рис. 4. Параметры сферической центральной кривой: 1 – центровая кривая; 2 – основная сфера;

3 – средняя окружность кривой; 4 – сечение расположения точки M

Fig 4. Parameters of spherical central curve: 1 – central curve; 2 – base sphere;

3 – middle circle of curve; 4 – section with point M

Радиус-вектор, соединяющий ось Oz и точку M ,

$$R_{OM}(s) = \sqrt{(x_M(s))^2 + (y_M(s))^2}, \quad (8)$$

где x_M и y_M – координаты точки M , зависящие от дуговой координаты s , отсчитываемой вдоль окружности с радиусом R_m ($s = R_m \varphi$).

Координаты точек окружностей, на которых лежат точки центральной кривой, образованных сечениями основной сферы плоскостями, перпендикулярной оси Oz ,

$$x_{OM}(s) = R_{OM}(s) \cos\left(\frac{s}{R_m}\right); \quad (9)$$

$$y_{OM}(s) = R_{OM}(s) \sin\left(\frac{s}{R_m}\right); \quad (10)$$

$$z_{OM}(s) = 0. \quad (11)$$

Вектор касательной к центральной кривой в точке M определится как

$$\alpha_{tm}(s) = \begin{pmatrix} \frac{d}{ds} x_M(s) \\ \frac{d}{ds} y_M(s) \\ \frac{d}{ds} z_M(s) \end{pmatrix}. \quad (12)$$

Вектор касательной к окружности с радиусом R'_g

$$\tau_{\tau M}(s) = \begin{pmatrix} \frac{d}{ds} x_{OM}(s) \\ \frac{d}{ds} y_{OM}(s) \\ \frac{d}{ds} z_{OM}(s) \end{pmatrix}. \quad (13)$$

Модуль угла подъема многопериодного центровой кривой

$$|\alpha_M(s)| = \arccos \left(\frac{\alpha_{\tau M}(s) \cdot \tau_{\tau M}(s)}{|\alpha_{\tau M}(s)| \cdot |\tau_{\tau M}(s)|} \right). \quad (14)$$

Определение средних углов подъема центральных кривых

Угол подъема изменяется периодически по определенному закону при возрастании центрального угла φ от нуля до 2π рад. Для расчета сил в передаче и определения среднего КПД требуется усредненное значение угла подъема. Такая задача была решена для цилиндрических передач с промежуточными телами качения, у ко-

торых траектории точек осей тел качения лежат на цилиндрических поверхностях [8]. В геометрической модели этих передач периодическая кривая (синусоида) на плоской развертке заменялась кусочно-винтовой кривой, т. е. совокупностью винтовых линий с постоянным углом подъема α_m , соединенных у вершин (рис. 5).

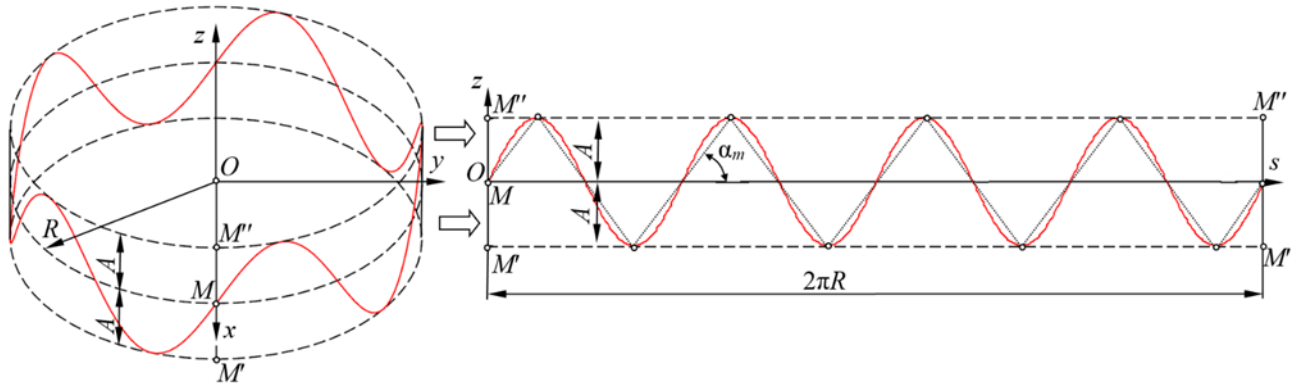


Рис. 5. К определению среднего угла подъема периодической кривой на цилиндрической поверхности
Fig. 5. To determination of average ascent angle of periodical curve on cylindrical surface

Средний угол подъема для такой кривой на плоской развертке определялся как

$$\alpha_{mj} = \arctg \left(\frac{2Z_j A}{\pi R} \right), \quad (15)$$

где Z_j – число зубьев центрального плоского колеса; A – амплитуда кривой; R – радиус окружности основания цилиндрической поверхности.

Проанализируем применимость формулы (15) для СРП. Рассмотрим передачу со следующими параметрами: передаточное отношение $i_{12}^{(3)} = 55$, числа зубьев центральных колес $Z_2 = 11$, $Z_3 = 9$, радиус основной сферы $R = 50$ мм, угол наклона кривошипа ведущего вала $\Theta = A/R = 6/50 = 0,12$ рад, где A , в данном случае, условная амплитуда траектории

точки сателлита, расположенной на основной сфере. Минимальное расстояние от оси ролика до экваториальной плоскости $L_{kmin} = 10$ мм, высота оси ролика принята равной ширине зубчатых венцов центральных колес $b_w = 9$ мм. Изменение углов подъема центральной кривой ведомого центрального плоского колеса ($Z_2 = 11$), приведенной на рис. 2, измеренное вдоль окружности с радиусом R_m , показано на рис. 6. Средний угол, рассчитанный по формуле (15), составил $\alpha_{m2} = 0,699$ рад.

Отсутствие симметрии графика 1 на рис. 6 объясняется асимметрией сферической центральной кривой относительно средней окружности с радиусом R_{gm} (рис. 4), в отличие от цилиндрической кривой, у которой симметрия наблюдается (рис. 5).

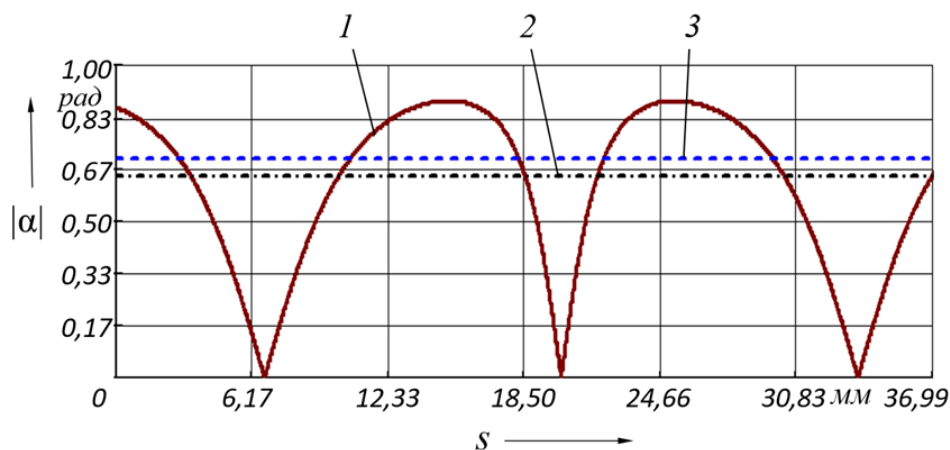


Рис. 6. Углы подъема центральной кривой: 1 – по формулам (8)–(14); 2 – по формуле (16); 3 – по формуле (15)
 Fig. 6. Ascent angle of central curve: 1 – by equation (8)–(14); 2 – by equation (16); 3 – by equation (15)

Известно также, что среднее значение функции $f(s)$ на отрезке $[0, 2\pi R_m]$ определяется согласно выражению

$$\alpha_{m0j} = \frac{\int_0^{2\pi R_m} f(s) ds}{2\pi R_m}. \quad (16)$$

Для сравнения на рис. 6 показаны значения средних углов подъема кривой, рассчитанные различными способами. При этом действительное среднее значение угла $\alpha_{m02} = 0,649$ рад. Значение, полученное по формуле (15), больше на 7,7 %.

Проанализируем, как на значения среднего угла подъема кривых влияет угол наклона кривошипа Θ . При неизменных остальных параметрах СРП для исследования был выбран диапазон его изменения 0,06...0,18 рад, потому что при дальнейшем увеличении до $\Theta = 0,2$ рад возникает явление самопересечения профиля на вершинах центральных кривых (рис. 7), наруша-

ется непрерывность контакта и зацепление теряет работоспособность.

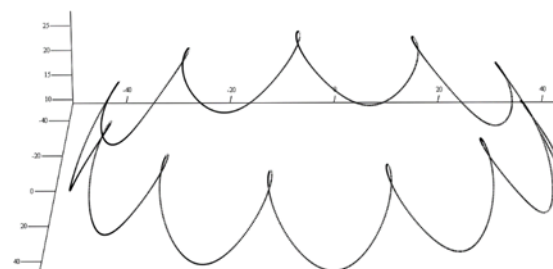


Рис. 7. Явление самопересечения центральной кривой

Fig. 7. Phenomenon of the self-intersection of the central curve

Результаты анализа приведены в таблице 1. Установлено, что реальные значения средних углов подъема кривых меньше на 3...9 %, чем те, которые определяются по формуле для кусочно-винтовых кривых, причем погрешность увеличивается с увеличением угла наклона кривошипа ведущего вала Θ .

Таблица 1
 Влияние угла наклона кривошипа на углы подъема центральной кривой

Table 1

Influence of the crank angle on the ascent angles of center curve

Угол Θ , рад	α_{m0} , рад	α_m , рад	Погрешность, %
0,06	0,385	0,398	3,376
0,08	0,486	0,511	5,144
0,10	0,573	0,611	6,632
0,12	0,649	0,699	7,704
0,14	0,714	0,775	8,543
0,16	0,773	0,842	8,926
0,18	0,826	0,900	8,959

Определение КПД СРП

Для оценки КПД передачи применим метод В.Н. Кудрявцева [9], разработанный для зубчатых планетарных передач с двухвенцовым сателлитом и двумя внутренними зацеплениями и применим его для СРП. КПД зубчатой передачи

$$\eta_p = \frac{1}{1 + |1 - i_{hb}^{(e)}| \cdot \psi_h}, \quad (17)$$

где $i_{hb}^{(e)}$ – передаточное отношение при передаче вращения от водила h к ведомому центральному колесу b (центральное колесо e – неподвижно); ψ_h – коэффициент потерь.

Для СШП эти формулы также применимы, только в качестве передаточного отношения $i_{hb}^{(e)}$ будет использовано $i_{12}^{(3)}$ (обозначение звеньев см. на рис. 1). Пренебрегая потерями в подшипниках, коэффициент потерь ψ_h складывается из двух составляющих

$$\psi_h = \psi_{h2} + \psi_{h3}, \quad (18)$$

где ψ_{h2} и ψ_{h3} – коэффициенты потерь в контактах роликов левого и правого ряда роликов сателлита с ведомым и неподвижным центральными плоскими колесами соответственно.

Для определения составляющих коэффициентов потерь используем выражения для определения КПД цилиндрических передач с промежуточными телами качения, состоящей из трех втулок: внутренней и наружной с беговыми дорожками, обращенными друг к другу, и промежуточной втулки с осевыми пазами. Если данная передача спроектирована по схеме, при которой осуществляется передача вращения от промежуточной втулки к наружной при остановленной внутренней втулке, то коэффициент потерь может быть выражен следующим образом [10]:

$$\psi_{hj} = 1 - \frac{\sin(\alpha_{mj} - \psi) \cos(\alpha_{m1} + 2 \cdot \psi)}{u_j \cos(\psi) \sin(\alpha_{m1} + \alpha_{mj})}, \quad (19)$$

где α_{mj} – средний угол подъема многопериодной беговой дорожки наружной втулки; α_{m1} – средний угол подъема однопериодной дорожки внутренней втулки; ψ – угол трения, равный арктангенсу от приведенного коэффициента трения f , учитывающего скольжение и качение; u_j – передаточное отношение в зацеплении, равное отношению числа периодов беговой дорожки наружной втулки и числа тел качения: $u_j = Z_j/n_{sj}$.

Применим выражение (19) для исследуемой СРП с параметрами, указанными выше. При этом беговые дорожки заменяются центровыми линиями, α_{m1} – средний угол подъема однопериодной кривой, представляющей собой окружность, соединяющую центры масс роликов в любом ряду, $j = 2, 3$ – индекс принадлежности параметров ведомому 2 и остановленному 3 центральному плоскому колесам соответственно, u_j – передаточное отношение в зацеплении роликов соответствующего ряда с неподвижным или ведомым

плоскими центральными колесами: $u_j = Z_j/n_{sj}$, где Z_j – число зубьев центрального плоского колеса, n_{sj} – число роликов в ряду, контактирующих с этим колесом (на единицу больше Z_j).

В результате расчетов получен средний КПД СРП, равный 0,256, при приведенном коэффициенте трения $f = 0,01$. Для сравнения: среднее значение угла подъема $\alpha_{m01} = 0,078$ рад, а среднее значение для однопериодной кусочно-винтовой кривой $\alpha_{m1} = 0,076$ рад. Исследовано, как изменяется КПД передачи при увеличении f (рис. 8).

Установлено, что использование формулы (15) для определения средних углов подъема дает более адекватную картину при исследовании КПД СРП при различных коэффициентах трения, т. к. более соответствует результатам экспериментальных исследований и обеспечивает соблюдение основной теоремы зацепления для данных передач, согласно которой отношение тангенсов углов подъема кривых

равно отношению чисел их периодов. Применение формулы (16) такого постоянства не обеспечивает, при коэффициенте

трения f , равном нулю, КПД СРП составляет 0,46, что противоречит законам механики.

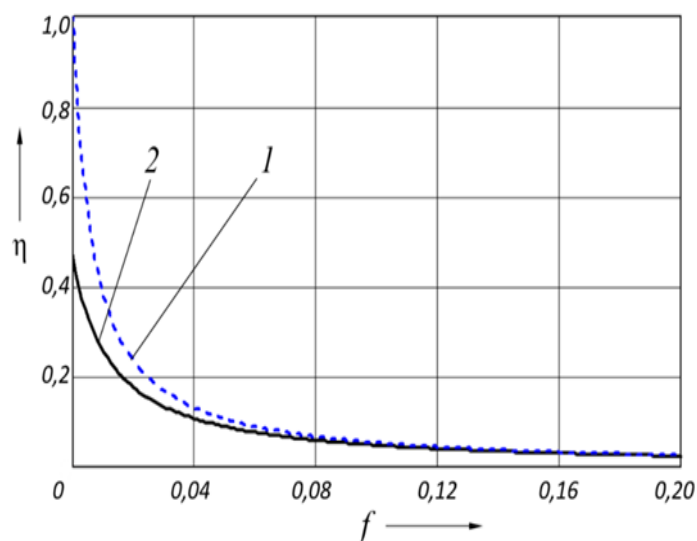


Рис. 8. Зависимость КПД СРП от приведенного коэффициента трения при различных способах определения средних углов подъема центральных кривых:

1 – по формуле (15); 2 – по формуле (16)

Fig. 8. Graphic dependency SRT efficiency from reduced friction coefficient by different ways of determination of the ascent angle of central curve:

1 – by equation (15); 2 – by equation (16)

Выводы

Разработана конструкция механической передачи для реализации диапазона передаточных отношений 16...200, которая по техническому уровню, показателем которого является отношение массы к передаваемому моменту, может составить конкуренцию червячным и волновым передачам. Это обосновывается снижением радиальных габаритов передачи при замене плоскопараллельного движения сферическим и повышением числа параллельных потоков мощности, т. е. числа роликов, одновременно передающих нагрузку. Предложены алгоритмы и выражения для определения средних углов подъема центральных кривых, по которым формируются зубья центральных плоских колес передачи. Углы подъема являются важным гео-

метрическим параметрами при определении сил, действующих в СРП, и теоретической оценке его КПД. При расчетах целесообразно использовать формулу для кусочно-винтовых кривых, однако корректировать при этом угол Θ , подставляемый в эту формулу таким образом, чтобы погрешность по отношению к действительным средним углам подъема кривых была минимальна. Установлена зависимость среднего КПД от приведенного коэффициента трения, свидетельствующая о целесообразности применения СРП при обеспечении f менее 0,01. Указанные значения достижимы с учетом замены скольжения качением роликов, установленных на осях, закрепленных в отверстиях сателлита.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Зубчатые передачи и трансмиссии в Беларуси: проектирование, технология, оценка свойств : монография / В.Б. Альгин и др.: под общ. ред. В.Б. Альгина. В.Е. Старжинского. – Минск: Бе-

ларуская навука, 2017. 407 с.

2. Efremkov E.A., Martyushev N.V., Skeebe V.Yu. eds. Research on the Possibility of Lowering the Manufacturing Accuracy of Cycloid Transmission

Wheels with Intermediate Rolling Elements and a Free Cage // *Applied Sciences*. 2022. Vol. 12, iss. 1. pp. 5-10.

3. Lustenkov M.E. Strength calculations for cylindrical transmissions with compound intermediate rolling elements // *Int. J. of Mechanisms and Robotic Systems*. 2015. Vol. 2. No. 2. pp.111 – 121.
4. Лустенков М.Е., Фитцова Е.С. Механизм с изменяющимся углом между осями валов // *Вестник Брянского государственного технического университета*. 2014. № 1. С. 46-50.
5. Бостан И.А. Планетарные прецессионные передачи с многопарным зацеплением. Кишинев: Штииница, 1991. 356 с.
6. Hong J, Yao L., Ji W. eds. Kinematic Modeling for the Nutation Drive Based on Screw Theory // *Procedia CIRP*. 2015. No. 36. pp. 123–128.

7. Lustenkov M.E., Lustenkova E.S. Load Capacity of Spherical Roller Transmission with Double-Row Pinion // *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*. 2020. 795 (2020) 012020. 6 p.
8. Лустенков М.Е. Определение КПД передач с составными промежуточными телами качения // *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*. 2014. № 6. С. 13–19.
9. Кудрявцев В.Н., Кирдяшев Ю.Н., Гинзбург Е.Г. и др. Планетарные передачи: справочник / под ред. В.Н. Кудрявцева и Ю.Н. Кирдяшева. Л.: Машиностроение, 1977. 536 с.
10. Лустенков М.Е. Передачи с промежуточными телами качения: определение и минимизация потерь мощности: монография. Могилев: Белорус.-Росс. ун-т. 2010. 274 с.: ил.

REFERENCES

1. Algin VB, Starzhinsky VE. Gears and transmissions in Belarus: design, technology, evaluation of properties: monograph. Minsk: Belorusskaya navuka; 2017.
2. Efremenkova EA, Martyushev NV, Skeebe VYu. Research on the possibility of lowering the manufacturing accuracy of cycloid transmission wheels with intermediate rolling elements and a free cage. *Applied Sciences*. 2022;12(1):5-10.
3. Lustenkov ME. Strength calculations for cylindrical transmissions with compound intermediate rolling elements. *Int. J. of Mechanisms and Robotic Systems*. 2015;2(2):111 – 121.
4. Lustenkov ME, Fitsova ES. A mechanism with a changing angle between the shaft axes. *Bulletin of the Bryansk State Technical University*. 2014;1:46-50.
5. Bostan IA. Planetary precession gears with multi-pair gearing. Chisinau: Stiintsa; 1991.
6. Hong J, Yao L, Ji W. Kinematic modeling for the nutation drive based on screw theory. *Procedia CIRP*. 2015;36:123–128.
7. Lustenkov ME, Lustenkova ES. Load capacity of spherical roller transmission with double-row pinion. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*. 2020;795(012020):6.
8. Lustenkov ME. Determination of the efficiency of gears with composite intermediate rolling elements. *Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedeniy. Mashinostroyeniye*. 2014;6:13-19.
9. Kudryavtsev VN, Kiryashev YuN, Ginzburg EG. Planetary transmissions: reference. Leningrad: Mashinostroyeniye; 1977.
10. Lustenkov ME. Transmissions with intermediate rolling elements: determination and minimization of power losses: monograph. Mogilev: Belarusian-Russian University; 2010.

Информация об авторах:

Лустенков Михаил Евгеньевич – профессор, доктор технических наук, ректор Белорусско-Российского университета: Scopus-Author ID 36545142000, Research- ID-Web of Science R-6723-

2016, Author-ID-РИНЦ 556521, тел. +375 222244777.

Моисеенко Андрей Николаевич – соискатель Белорусско-Российского университета, тел. +375 222244777.

Lustenkov Mikhail Evgenievich – Professor, Doctor of Technical Sciences, Rector of the Belarusian-Russian University; Scopus-Author ID 36545142000, Research- ID-Web of Science R-6723-2016, Author-ID-RSCI 556521; phone: +375 222244777.

Moiseenko Andrey Nikolaevich – Competitor of the Belarusian-Russian University; phone: +375 222244777.

Вклад авторов: все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.
Contribution of the authors: the authors contributed equally to this article.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

The authors declare no conflicts of interests.

Статья опубликована в режиме Open Access.

Article published in Open Access mode.

Статья поступила в редакцию 22.03.2023; одобрена после рецензирования 28.04.2023; принята к публикации 26.05.2023. Рецензент – Ширококов К.П., кандидат технических наук, доцент ООО Научно-технический центр «ТехПром».

The article was submitted to the editorial office on 22.03.2023; approved after review on 28.04.2023; accepted for publication on 26.05.2023. The reviewer is Shirobokov K.P., Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Scientific and Technical Center "TechProm".