

УДК 621.83.06

Е. С. Лустенкова

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ СФЕРИЧЕСКИХ РОЛИКОВЫХ ПЕРЕДАЧ ПО КРИТЕРИЮ МАКСИМАЛЬНОГО КПД

UDC 621.83.06

E. S. Lustenkova

CALCULATION OF OPTIMAL GEOMETRIC PARAMETERS OF SPHERICAL ROLLER TRANSMISSIONS AGAINST THE MAXIMUM EFFICIENCY CRITERION

Аннотация

Сферические роликовые передачи с двухрядным сателлитом являются инновационной разработкой в области электромеханических приводов. Они компактны, соосны, имеют низкую материалоемкость. Передачи могут встраиваться в кинематические цепи робототехнических систем, сервоприводов, манипуляторов. Приведены формулы для оценки КПД сферических роликовых передач для двух возможных схем силового взаимодействия основных элементов с роликами. Разработан алгоритм определения оптимальных геометрических параметров передач по критерию максимального КПД. Рассмотрены вопросы практической реализации результатов исследования при создании мотор-редукторов. Экспериментальные образцы передачи применены в электромеханическом приводе автомобильного домкрата и усилителя момента.

Ключевые слова:

электромеханический привод, сферическая роликовая передача, сферический механизм, КПД, ролик, мотор-редуктор, автомобильный домкрат.

Abstract

Spherical roller transmissions with a two-row satellite are an innovative development in the field of electromechanical drives. They are compact, coaxial and have low material consumption. These transmissions can be integrated into kinematic chains of robotic systems, servo-controlled drives and manipulators. Formulas are presented to estimate the efficiency of spherical roller transmissions for two possible schemes of force interaction of the main elements with the rollers. An algorithm has been developed for determining the optimal geometric parameters of the transmissions against the criterion of maximum efficiency. The issues of practical application of the research results for the development of gear motors are considered. Experimental samples of the transmission have been used in the electromechanical drives of a car jack and a torque amplifier.

Keywords:

electromechanical drive, spherical roller transmissions, spherical mechanism, efficiency, roller, gear motor, car jack.

Введение и постановка задачи

Сферические роликовые передачи (СРП) с двухрядным сателлитом применяются для получения широкого диапазона передаточных отношений (16...200) при необходимости снизить массу и габариты привода [1]. Кинематические

зависимости СРП аналогичны зависимостям для планетарных зубчатых передач с двухвенцовым сателлитом, только вместо количества зубьев используют в расчетах число тел качения (роликов) в двух рядах и число периодов периодических замкнутых беговых дорожек, по которым перемещаются



ролики. В диапазоне передаточных отношений 16...60 СРП составляют альтернативу червячным передачам. При превышении указанного диапазона СРП могут конкурировать с планетарными зубчатыми передачами с двухвенцовым сателлитом и волновыми передачами. Они имеют компоновочные преимущества (соосность ведущего и ведомого валов) и не используют в своей конструкции дорогостоящие материалы (бронзу). Помимо снижения скорости и увеличения момента, СРП могут выполнять функции шарниров [2]. Разработаны методики силового анализа для оценки нагруженности основных звеньев СРП [3] и методики прочностных расчетов [4]. Получены выражения для определения КПД передач в зависимости от их геометрии и коэффициентов трения [5]. Целями работы являлись определение оптимальных геометрических параметров передач на стадии проектных расчетов для снижения потерь мощности, оценка работоспособности экспериментальных образцов СРП

и возможностей практической реализации результатов исследований.

Конструкция СРП с двухрядным сателлитом, оценка ее кинематических характеристик и КПД

Основные детали и узлы СРП показаны на рис. 1. Существуют две схемы силового взаимодействия звеньев передачи. Применение первой схемы обеспечивает положительные значения передаточных отношений $i^{(3)}_{12}$, при этом число роликов внутреннего ряда сателлита, которые контактируют с беговой дорожкой, изготовленной на торце ведомого кулачка, соединенного с ведомым валом, больше, чем число роликов наружного ряда, контактирующих с неподвижной беговой дорожкой. По второй схеме число роликов внутреннего ряда меньше, чем наружного, ведущий и ведомые валы вращаются в разные стороны.



Рис. 1. Основные узлы и детали СРП: 1 – ведущий вал; 2 – сателлит; 3 – ролики наружного ряда; 4 – ролики внутреннего ряда; 5 – ведомый вал с ведомым кулачком, на торце которого выполнена периодическая замкнутая беговая дорожка; 6 – наружные кулачки, закрепляемые в корпусе, образующие неподвижную беговую дорожку; 7 – крышка корпуса; 8 – корпус



Передаточное отношение исследуемых СРП вычисляется согласно выражению

$$i_{12}^{(3)} = \frac{(Z_3 + 1) \cdot Z_2}{Z_2 - Z_3}, \quad (1)$$

где Z_2 и Z_3 – числа периодов беговых дорожек ведомого кулачка и остано-

$$\eta_{m1} = \frac{\sin(\alpha_{m3} - \psi) \cdot \sin(\alpha_{m2} + \psi) \cdot (\operatorname{tg}(\alpha_{m1}) + \operatorname{tg}(\alpha_{m3}))}{|i_{12}^{(3)}| \cdot \sin(\alpha_{m2} - \alpha_{m3} + 2 \cdot \psi) \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{m1}) \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{m3})}, \quad (2)$$

где α_{m1} , α_{m2} и α_{m3} – средние углы подъема однопериодной (кольцевой), ведомой и неподвижной беговых дорожек при их развертке на плоскость; ψ – угол трения, принимаемый одинаковым во всех контактирующих парах. Угол трения зависит от приведенного коэффициента трения f : $\operatorname{tg}(\psi) = f$. Коэффициент трения f является приведенным, т. к. учитывает не только скольжение роликов по беговым дорожкам, но и сопротивление качению. Его значения принимают $f = 0,02 \dots 0,1$. Однопериодная дорожка существует в передаче условно. Центры масс роликов в обоих рядах расположены вдоль окружностей, находящихся в плоскости, наклоненной по отношению к плоскости, перпендикулярной оси передачи, на угол Θ . При работе СРП эти окружности вращаются относительно оси передачи и в теоретической модели рассматриваются как однопериодные за-

ленных кулачков.

На основе силового анализа роликового зацепления были получены формулы для определения КПД как функции геометрических параметров и приведенных коэффициентов трения в парах контактирующих поверхностей [1]. Для первой силовой схемы

замкнутые кривые с $Z_1 = 1$.

Средние углы подъема определяют по преобразованной формуле [6]

$$\alpha_{mj} = \operatorname{arctg}(0,637 \cdot Z_j \cdot \Theta), \quad (3)$$

где j – индекс, характеризующий принадлежность параметра ведущему ($j = 1$), ведомому ($j = 2$) или остановленному ($j = 3$) звеньям (дорожкам).

Углы подъема замкнутых беговых дорожек зависят от чисел их периодов, от радиусов сферических поверхностей R_j ($j = 2$ или 3), на которых они располагаются, и от амплитуд кривых A_j , измеряемых по сферическим поверхностям [7].

Для второй силовой схемы $Z_3 > Z_2$ и, соответственно, $\alpha_{m3} > \alpha_{m2}$. Средний КПД зацепления

$$\eta_{m2} = \frac{\sin(\alpha_{m3} + \psi) \cdot \sin(\alpha_{m2} - \psi) \cdot (\operatorname{tg}(\alpha_{m1}) + \operatorname{tg}(\alpha_{m3}))}{|i_{12}^{(3)}| \cdot \sin(\alpha_{m3} - \alpha_{m2} + 2 \cdot \psi) \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{m1}) \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{m3})}. \quad (4)$$

Установим влияние геометрических параметров на КПД роликового зацепления. КПД зависит от приведенного коэффициента трения f , отношения $A_j/R_j = \Theta$, чисел периодов беговых дорожек Z_2 и Z_3 , которые могут быть выражены через передаточное отношение $i_{12}^{(3)}$ и абсолютную разницу чисел периодов $\Delta_Z = |Z_2 - Z_3|$.

Алгоритм определения оптимальных геометрических параметров СРП

В задачи исследования входило определение оптимального отношения $\Theta = A_j/R_j$ по критерию максимального КПД, о наличии которого (отношения) свидетельствуют вычисления по формулам (2) и (3), при заданных Z_j и f



и изменяющемся угле α_{m2} (углы α_{m1} и α_{m3} являются зависимыми параметрами, выражаемыми через R_j и передаточное отношение). Поиск оптимального значения A_j/R_j равнозначен поиску оптимальных значений средних углов подъема α_{m2} и α_{m3} . Определив оптимальное значение Θ при заданных конструктивно R_3 и R_2 , задача проектного расчета сводилась к установлению соответствующих амплитуд A_3 и A_2 .

Рассматриваем сначала первую си-

$$\eta_{m1} = \frac{\sin\left(\arctg\left(\frac{Z_2 - \Delta Z_s}{Z_2} \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{m2})\right) - \psi\right) \cdot \sin(\alpha_{m2} + \psi) \cdot \Delta Z_s}{(Z_2 - \Delta Z_s) \cdot \sin\left(\alpha_{m2} - \arctg\left(\frac{Z_2 - \Delta Z_s}{Z_2} \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{m2})\right) + 2 \cdot \psi\right) \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{m2})}. \quad (6)$$

Таким образом, получено выражение для КПД как функция четырех переменных (α_{m2} , Z_2 , ΔZ_s и ψ). Последние три параметра задаются при проектировании. После замены α_{m2} на x , η_{m1} на $y(x)$ и введения коэффициентов

$$\begin{aligned} b_1 &= \frac{Z_2 - \Delta Z_s}{Z_2}; & b_2 &= \Delta Z_s; \\ b_3 &= Z_2 - \Delta Z_s; & b_4 &= \psi \end{aligned} \quad (7)$$

уравнение (6) преобразуется к виду

$$y(x) = \frac{\sin(\arctg(b_1 \cdot \operatorname{tg}(x)) - b_4) \cdot \sin(x + b_4) \cdot b_2}{b_3 \cdot \sin(x - \arctg(b_1 \cdot \operatorname{tg}(x)) + 2 \cdot b_4) \cdot \operatorname{tg}(x)}. \quad (8)$$

Решение уравнения $\frac{d}{dx} y(x) = 0$

и будет являться искомым оптимальным значением α_{m2} , через которое могут быть выражены и остальные параметры. Была использована система Mathcad, однако символьное решение не удалось вследствие сложности уравнения (8). Поэтому с помощью программы были получены численные решения уравнения

$$\Theta_{opt} = \frac{1,57 \cdot \operatorname{tg}(\operatorname{Maximize}(y, x))}{Z_2}, \quad (9)$$

где Θ_{opt} – оптимальное значение угла Θ по критерию максимального КПД; Maximize – оператор поиска макси-

мальную схему. Преобразуем выражение (2):

$$\frac{\operatorname{tg}(\alpha_{m1}) + \operatorname{tg}(\alpha_{m3})}{\operatorname{tg}(\alpha_{m1}) \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{m3})} = \frac{1 + Z_3}{\operatorname{tg}(\alpha_{m3})}. \quad (5)$$

В выражении (4) учтено, что $\operatorname{tg}(\alpha_{m3})/\operatorname{tg}(\alpha_{m1}) = Z_3/Z_1$, при этом $Z_1 = 1$. Подставим в формулу (2) зависимости (1) и (5). Примем во внимание, что $\operatorname{tg}(\alpha_{m2})/\operatorname{tg}(\alpha_{m3}) = Z_2/Z_3$, и обозначим $\Delta Z_s = |Z_2 - Z_3|$ для любой из двух силовых схем. После преобразований

мальное значение функции $y(x)$ при задании начального приближения x или его интервала в системе Mathcad.

Уравнение (9) было получено после преобразования выражения (3). Результаты вычислений в каждой точке, соответствующей дискретному значению Z_2 , показаны в виде графиков на рис. 2.

Установлено, что для второй силовой схемы зависимости оптимального угла подъема будут идентичными, если провести замену α_{m3} на x , η_{m2} на $y(x)$, а в коэффициентах $b_1 \dots b_4$, вычисляемых по формулам (7), число периодов Z_2 заменить на Z_3 . Результаты анализа для второй силовой схемы приведены на рис. 2 в скобках.



Исследование графиков на рис. 2 показывает, что при малых значениях передаточных отношений повышается Θ_{opt} , увеличение разницы между числами периодов ΔZ_s снижает значе-

ния Θ_{opt} , а приведенный коэффициент трения f оказывает не такое значительное влияние на значение угла Θ_{opt} , как на КПД зацепления.

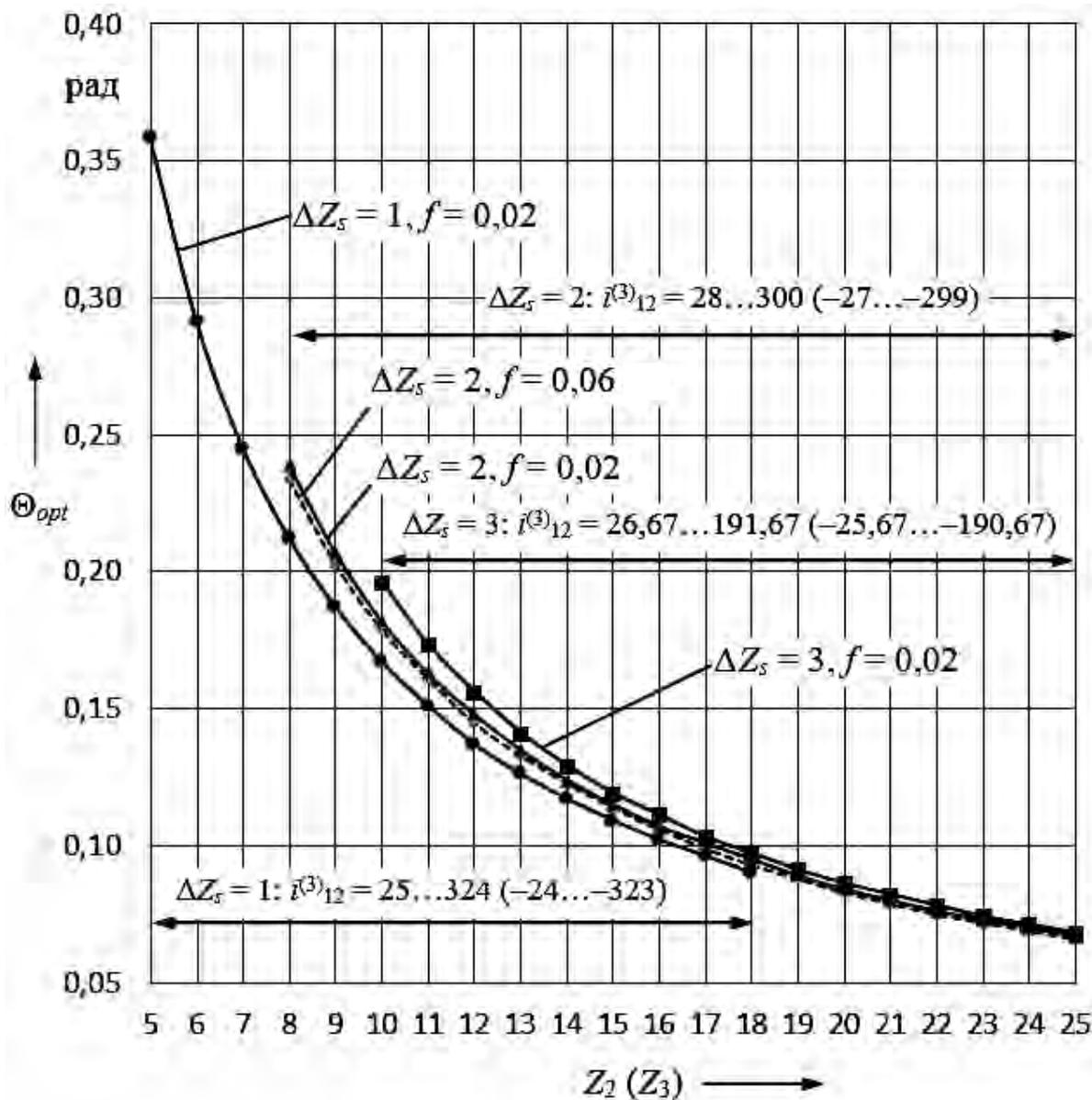


Рис. 2. Оптимальное значение угла Θ в зависимости от чисел периодов беговых дорожек

Экспериментальные образцы СРП в электромеханических приводах

ПШТК цилиндрического типа использовались для создания средств механизации, включая лебедки, гайковер-

ты, баллонные ключи для грузовых автомобилей [8]. СРП с двухрядным сателлитом применена в электромеханическом приводе автомобильного домкрата с электромеханическим приводом. Ведущий винт ромбического



домкрата 1 (рис. 3) вращается с помощью двигателя постоянного тока 2. Снижение скорости и увеличение момента обеспечивается редуктором 3, разработанным на основе сферической роликовой передачи с двухрядным са-

теллитом. Передаточное отношение редуктора $i^{(3)}_{12} = -44$ (реализована вторая силовая схема), максимальный диаметр корпуса 82 мм при массе 1,762 кг.

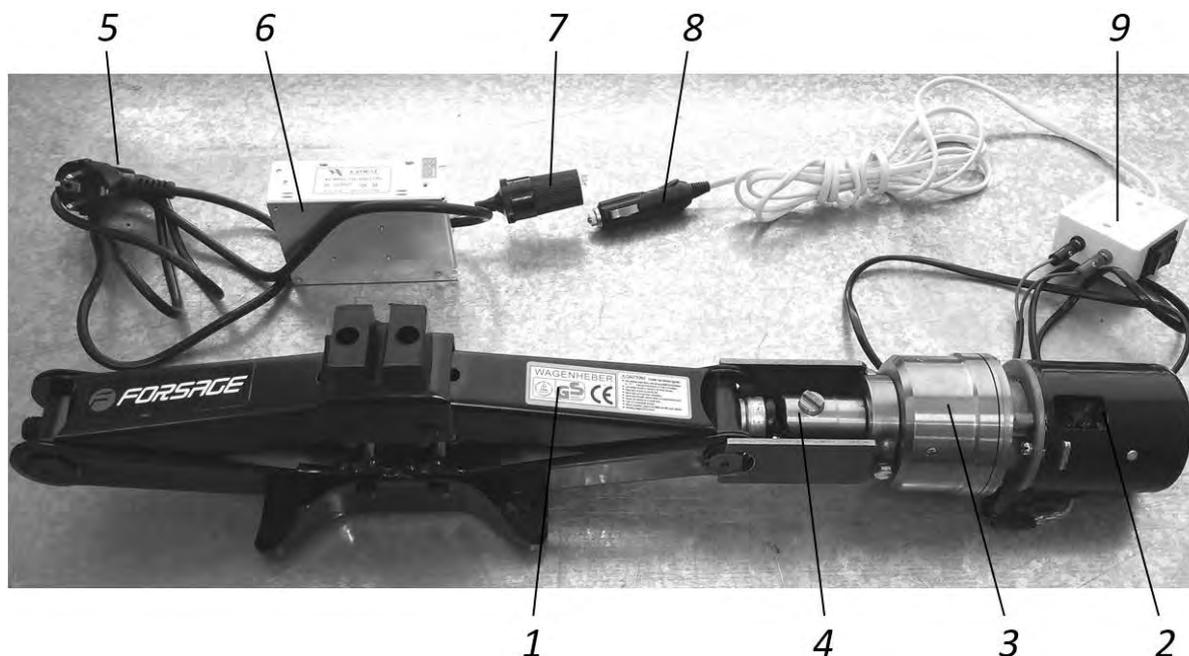


Рис. 3. Домкрат с электромеханическим приводом и стендом

Разработана установка для испытаний привода домкрата. С помощью провода 5 она подключается к однофазной сети переменного тока с напряжением 220 В. Блок питания 6 обеспечивает постоянный ток и напряжение 12 В в патроне 7 автомобильного прикуривателя. Соединение с приводом осуществляется с помощью штекера 8. Блок управления приводом 9 обеспечивает включение, выключение и реверс вращения винта домкрата.

Апробация подтвердила работоспособность привода при опускании-поднятии груза массой 815 кг. Данный вес является недостаточным для автомобильного домкрата, однако его максимальное значение ограничено характеристиками двигателя постоянного тока. Средний КПД редукторной части привода составил 0,75...0,81. При подключении редукторной части к асин-

хронному электродвигателю с мощностью 0,25 кВт был обеспечен подъем края платформы с грузом массой 1,4 т.

На основе СРП с двухрядным сателлитом также был разработан мотор-редуктор с передаточным отношением $i^{(3)}_{12} = 105$ (реализована первая силовая схема). Диаметр корпуса редуктора 146 мм. За счет фрезерования частей поверхности корпуса обеспечена высота центров редуктора 70 мм и возможность соединения с асинхронным электродвигателем АИРЕ 74С1 У3 [9]. Номинальная частота вращения вала двигателя 1340 мин⁻¹. При мощности 0,75 кВт двигатель обеспечивает момент на валу 5,35 Н·м при номинальном режиме работы. Элементы редукторной части и мехатронный модуль (мотор-редуктор) перед окончательной сборкой показаны на рис. 4 и 5.

Мотор-редуктор был испытан на

стенде для определения КПД в лаборатории испытаний механических приводных систем Белорусско-Российского университета [10]. При частоте вращения ведомого вала $n_2 = 12,8 \text{ мин}^{-1}$ он обеспечил передачу момента $T_2 = 348 \text{ Н}\cdot\text{м}$, что со-

ответствует среднему КПД $\eta = 0,62$. Данный результат следует отметить как удовлетворительный для экспериментального образца с учетом передаточного отношения и 9...10 степеней точности изготовления деталей.

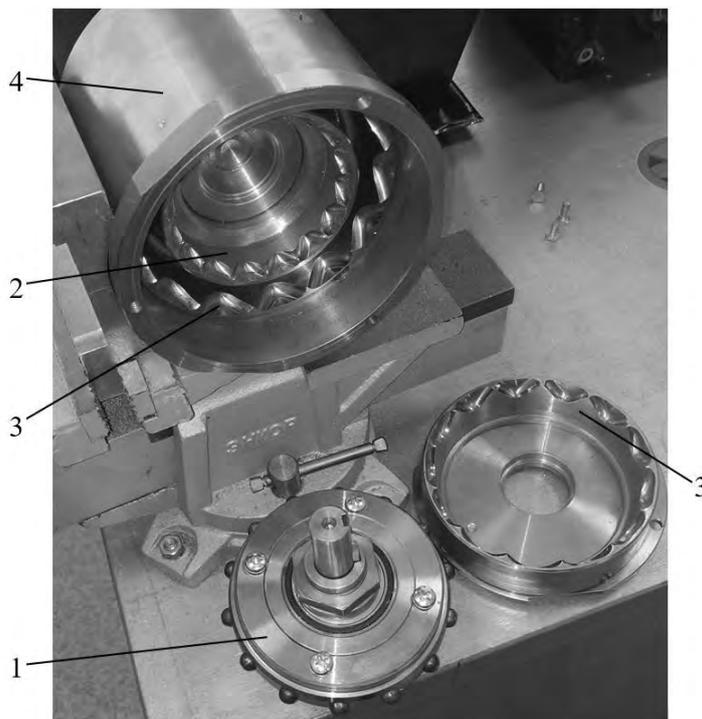


Рис. 4. Основные узлы мотор-редуктора: 1 – ведущий вал с сателлитом, установленным на подшипниках; 2 – ведомый вал с ведомым кулачком; 3 – кулачки, закрепленные в корпусе, образующие неподвижную беговую дорожку; 4 – корпус

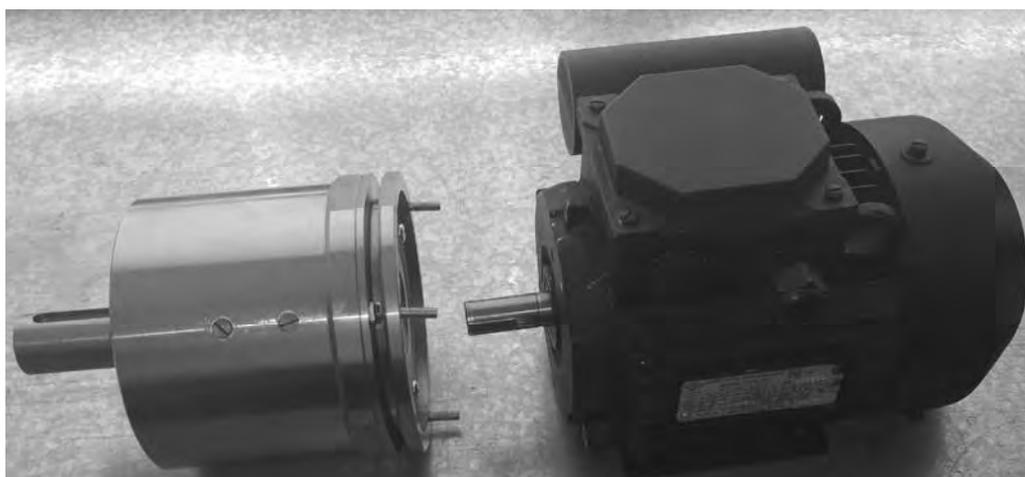


Рис. 5. Основные элементы мотор-редуктора: асинхронный электродвигатель и редуктор-насадка

Еще одним примером практической реализации результатов исследо-

ваний явилась разработка усилителя момента с передаточным отноше-

ем $i^{(3)}_{12} = 16$ и диаметром корпуса 100 мм. Детали и основные узлы усилителя показаны на рис. 1, а усилитель в сборе – на рис. 6. Усилитель может приводиться в действие дрелью, шуруповертом и т. д., что также позволяет рассматривать его как элемент электромеханического привода.

Во всех рассмотренных экспериментальных образцах использовалась

консистентная смазка, закладываемая при сборке. Детали кулачков изготавливались из низкоуглеродистых легированных сталей без термообработки, т. к. контакт роликов с беговыми дорожками в течение нескольких часов приработки приводил к упрочнению поверхностей кулачков. Ролики при этом имели твердость поверхности до 63...65 HRC.

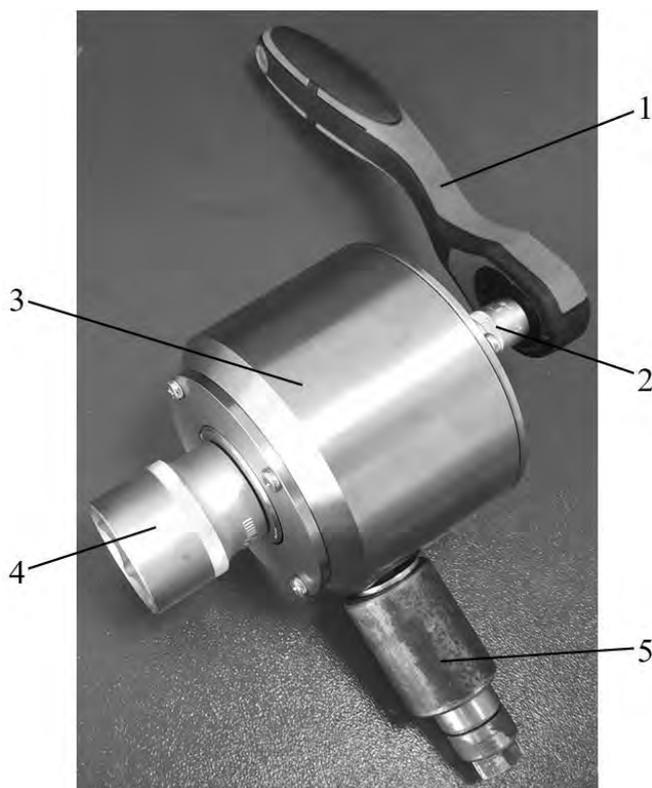


Рис. 6. Усилитель момента в сборе: 1 – рукоять; 2 – ведущий вал; 3 – редуктор; 4 – ведомый вал с накладной головкой; 5 – упор

Усилитель может применяться для сборки и демонтажа резьбовых соединений, крепящих колеса автомобилей. Данный механизм был реализован на основе хоздоговора с ОАО «Басбел».

Выводы

Представлен алгоритм поиска оптимальных геометрических параметров сферических роликовых передач с двухрядным сателлитом, который пред-

полагает определение угла Θ с помощью графиков либо программного обеспечения, позволяющего осуществлять поиск максимума функции. Разработан ряд редукторных механизмов с передаточными отношениями 16, 44, 105, подтвердивших работоспособность СРП. Экспериментально установлен средний КПД данных передач, составляющий 0,81...0,62 в зависимости от передаточного отношения. По техническим характеристикам СРП может кон-



куруировать с червячными передачами, т. к. обладает компоновочными преимуществами и не содержит дорогостоящих материалов. СРП рекомендуется для использования в малогабаритных

электромеханических приводах с большой редуцией скорости, в частности для средств малой механизации, бытовой техники и т. д.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Лустенков, М. Е.** Сферическая роликовая передача с двухрядным сателлитом: силовые расчеты и определение КПД / М. Е. Лустенков, Е. С. Лустенкова // Вестн. Брянского гос. техн. ун-та. – 2019. – № 5. – С. 32–43.
2. **Лустенков, М. Е.** Механизм с изменяющимся углом между осями валов / М. Е. Лустенков, Е. С. Фитцова // Вестн. Брянского гос. техн. ун-та. – 2014. – № 1. – С. 46–50.
3. **Лустенков, М. Е.** Оценка кинематических возможностей и КПД сферической и роликовой передач / М. Е. Лустенков, Е. С. Лустенкова // Вестн. машиностроения. – 2019. – № 3. – С. 25–28.
4. **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.
5. **Лустенков, М. Е.** Определение КПД передач с составными промежуточными телами качения / М. Е. Лустенков // Изв. вузов. Машиностроение. – 2014. – № 6. – С. 13–19.
6. **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.
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.** Ключ для демонтажа ведущих колес грузовых автомобилей ЗИЛ и ГАЗ / М. Е. Лустенков // Автомобильная промышленность. – 2003. – № 5. – С. 24–25.
9. **Лустенков, М. Е.** Выбор асинхронного электродвигателя для привода ленточного конвейера с цилиндрическим редуктором / М. Е. Лустенков, Б. Б. Скарыно, Е. С. Лустенкова // Изв. вузов. Машиностроение. – 2019. – № 2 (707). – С. 3–10.
10. **Лустенков, М. Е.** Теоретические и экспериментальные исследования сферических роликовых передач / М. Е. Лустенков, Е. С. Лустенкова // Вестн. Ижевского гос. техн. ун-та. – 2017. – Т. 20, № 1. – С. 23–27.

Статья сдана в редакцию 20 сентября 2019 года

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

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