

---

УДК 621.83.06

*И. С. Сазонов, М. Е. Лустенков*

## ПЕРЕДАЧИ ДЛЯ РАБОТЫ В УСЛОВИЯХ ОГРАНИЧЕННЫХ РАДИАЛЬНЫХ ГАБАРИТОВ

---

UDC 621.83.06

*I. S. Sazonov, M. Y. Lustenkov*

## TRANSMISSIONS FOR WORK WITH SMALL RADIAL DIMENSIONS

---

### **Аннотация**

Проведен сравнительный анализ некоторых типов механических планетарных передач для создания радиально малогабаритных редукторов. Предложен обобщенный критерий для их сравнения. Рассмотрена конструкция передачи с промежуточными телами качения с составными роликами и кулачками, образующими беговые дорожки. Приведена классификация механизмов данного типа.

### **Ключевые слова:**

планетарная передача, цевочная передача, волновая передача, кулачок, ролик, беговая дорожка.

### **Abstract**

The article provides the comparative analysis of some types of mechanical planetary transmissions for the manufacture of radially small-sized reducers. The generalized criterion for their comparison is offered. The design of the transmission with intermediate rolling elements with compound rollers and the cams forming racetracks is considered. The classification of mechanisms of the given type is offered.

### **Key words:**

planetary transmission, lantern gearing, wave gear transmission, cam, roller, racetrack.

---

### ***Введение***

В инженерной практике иногда необходимо передать мощность в ограниченные пространства и для этой цели встроить редукторный узел в малые радиальные размеры. Примерами являются механизмы и устройства, работающие в трубах и скважинах: редукторные вставки к электробурам и турбобурам, приводы устройств для отвинчивания колонны аварийных труб, приводы погружных насосов, скважинных приборов и т. д. Малые радиальные размеры должны иметь устройства для передачи усилий в труднодоступные места, применяемые аварийно-спасательными подразделениями МЧС, передачи, встраиваемые в корпуса трубчатой формы редукторных

гайковертов, баллонных ключей. В ограниченных радиальных пространствах размещаются механизмы автомобильных дифференциалов, т. к. это связано с профильной проходимостью транспортных средств. Малые радиальные габариты также должны иметь редукторные узлы, встраиваемые в кинематические цепи роботов и манипуляторов. При этом актуальной является задача выбора механической передачи для создания редуцирующего узла.

### ***Обоснование выбора типа передач***

Рассмотрим основные требования, предъявляемые к механическим передачам (и редукторам, созданным на их основе), работающим в условиях ограни-

ченных радиальных размеров.

1. Высокая нагрузочная способность. Для оценки этого параметра можно использовать коэффициент  $k_M$ , Н:

$$k_M = \frac{M_{\max}}{D_{\max}}, \quad (1)$$

где  $M_{\max}$  – номинальный передаваемый крутящий момент на выходном валу, Н·м;  $D_{\max}$  – наружный диаметр корпуса редуктора, м.

2. Соосность входного и выходного валов.

3. Способность выдерживать ударные нагрузки и кратковременные перегрузки.

4. Работоспособность в условиях ограниченной смазки. Консистентный смазочный материал должен закладываться при сборке и обеспечивать работоспособность передачи на протяжении срока эксплуатации (либо до очередного осмотра редуктора и замены смазки).

5. Возможность проектирования сквозного центрального отверстия, иногда с диаметром  $D_0$  до 40 % от  $D_{\max}$ . Это требование актуально для приводных систем манипуляторов, а также для многих редукторов, работающих в скважинах (для прохода бурового раствора, промывочной жидкости, размещения транзитных проводов и т. д.). В этом случае коэффициент  $k_M$ , Н/м, может быть определен по следующей формуле:

$$k_M = \frac{4 \cdot M_{\max}}{\pi(D_{\max}^2 - D_0^2)}. \quad (2)$$

6. Широкие кинематические возможности (возможность получения нескольких значений скоростей вращения путем торможения различных звеньев, работа в режиме дифференциала и др.).

Исследуем применимость в вышеуказанных условиях механических передач известных типов. В качестве обобщенного критерия сравнения используем коэффициент  $k_M$ , определяемый по фор-

муле (1). Так, редукторы со сквозными отверстиями выпускаются ограниченным количеством производителей.

Наиболее распространены планетарные зубчатые передачи, нагрузка в которых распределяется по потокам (сателлитам). Они могут образовывать соосные механизмы (редукторные и дифференциальные). Эти передачи исследованы Р. Уиллисом, В. Л. Кудрявцевым [1], а также В. Ф. Крайневым, Ф. Л. Литвиным, Л. П. Смирновым, С. Н. Кожевниковым, М. Д. Генкиным, Э. Л. Айрапетовым, Л. Н. Решетовым, О. В. Берестневым, Ю. А. Шацем, В. Н. Шанниковым, Г. Кляйном, Г. Ниманом, Э. Б. Вулгаковым и др. Повышение нагрузочной способности достигается применением косозубых колес, модификацией эвольвентного и использованием других видов зацеплений (Новикова, циклоидального, квазивинтового [2] и др.).

В настоящее время ресурсы повышения нагрузочной способности планетарных зубчатых передач конструктивными методами практически исчерпаны. Дальнейшее их совершенствование связано с применением новых смазочных материалов, материалов для изготовления деталей и новых видов их упрочнения. Передаточное число зубчатых планетарных передач зависит от их радиальных размеров. Они имеют ограниченные возможности проектирования сквозного отверстия и относительно невысокий коэффициент перекрытия, несмотря на многопоточность.

Одним из наиболее перспективных типов передач следует признать планетарные цевочные передачи с циклоидальным зацеплением. Аналогом цевочных передач являются планетарные зубчатые передачи, сконструированные по схеме КН-V, отличающиеся лишь тем, что вместо зубьев одного из колес (с внутренним зацеплением сателлитов) используются цевки либо ролики, установленные на пальцы, а эвольвентный зубчатый профиль зубьев заменен циклоидальным.

Как отмечают многие специалисты, по показателям надёжности, долговечности и компактности редукторы, созданные на основе цевочных передач, превосходят другие известные образцы редукторов как отечественного, так и зарубежного производства [3]. Одним из первых конструкцию редуктора такого типа предложил К. Хаман в 1900 г. [4]. Цевки могут быть установлены не только на колесе с внутренним зацеплением, но и на сателлите [5]. При этом сателлит является входным звеном, цевки которого обкатываются по поверхности внутренних зубьев неподвижного колеса и по наружным зубьям колеса, связанного с выходным валом. Известен патент [6], по которому сателлит выполнен с отверстиями, в которых размещены ролики, контактирующие с эксцентриком и неподвижным колесом. До недавнего времени существовали технологические сложности изготовления циклоидального профиля, однако сейчас при появлении станочного оборудования с ЧПУ нового поколения данные проблемы были устранены. В Республике Беларусь известны работы по совершенствованию планетарного цевочного зацепления, проводимые в ИМИНМАШ НАН Беларуси под руководством О. В. Берестнева [7]. Среди зарубежных фирм известность приобрели редукторы японской фирмы «Сумитомо» и словацкой фирмы «Твин Спин» (Спинэа) [8].

Планетарные цевочные передачи требуют высокой точности изготовления. В работе участвует лишь ограниченное число цевок, что снижает нагрузочную способность. В этих передачах сложно проектировать сквозное отверстие, следует решать вопрос уравнивания, т. к. сателлит размещается на эксцентрик. Конструкцию усложняет необходимость проектирования механизма съема движения с сателлита, совершающего плоскопараллельное движение. Относительное перемещение звеньев происходит в радиальном на-

правлении, что, хоть и незначительно, но увеличивает габариты передачи.

Широко известны волновые передачи (фрикционные и зубчатые). В США, Японии, Германии и других странах налажено серийное производство волновых редукторов общего назначения. В СССР также они выпускались серийно, с типоразмерами начиная с 50,8 мм (диаметр делительной окружности гибкого элемента). Значительный вклад в развитие теории волнового зацепления внесли М. Н. Иванов, Е. Г. Гинзбург, Н. И. Левитский, В. К. Рубцов и др. В настоящее время одним из мировых лидеров по производству волновых редукторов является фирма «Хармоник Драйв» (Германия). Она производит многоцелевые волновые редукторы, в том числе для космической и военной техники [9].

К недостаткам волновых передач можно отнести небольшие значения коэффициента  $k_M$  при диаметре корпуса до 120 мм, а также невозможность реализации малых передаточных отношений. Слабым элементом в конструкции таких передач является гибкое звено. В этой связи интересны попытки заменить его на связанные тела качения (роликовая цепь), предпринятые в [10] и затем в [11]. В [12] с помощью цепи создан аналог планетарной передачи.

Был проведен сравнительный анализ некоторых типов планетарных редукторов по критерию  $k_M$ , определяемому по формуле (1). При этом изучались геометрические параметры и технические характеристики соосных редукторов и мотор-редукторов с диаметрами корпуса до 200 мм (диаметр фланца не учитывался), представленные фирмами-производителями на официальных сайтах и в каталогах.

На рис. 1 приведена сравнительная оценка некоторых типов планетарных редукторов, а на рис. 2 – волновых редукторов, производимых фирмой «Хармоник Драйв».

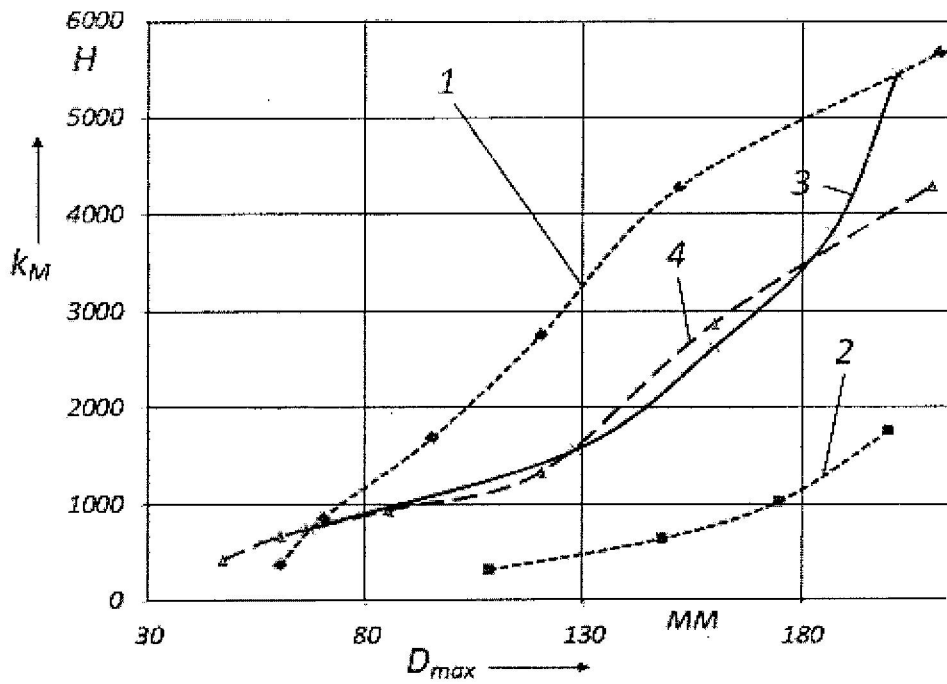


Рис. 1. Сравнительные характеристики некоторых типов планетарных редукторов: 1 – фирма «Алекс Динамикс Инк.»; 2 – НТЦ «Редуктор»; 3 – фирма «Спинэа»; 4 – ООО АВВИ

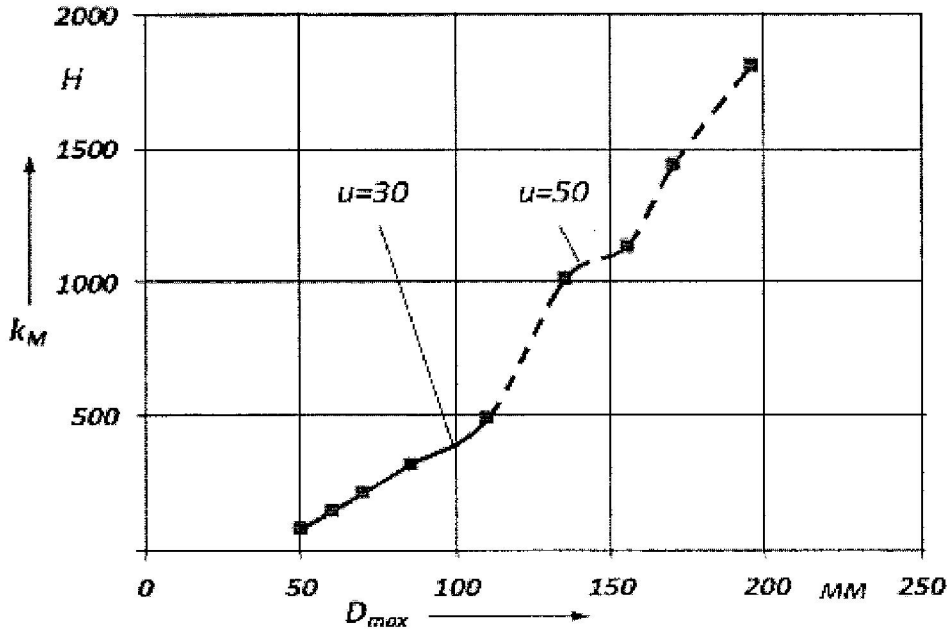


Рис. 2. Характеристика волновых зубчатых передач фирмы «Хармоник Драйв»

Однако она не может претендовать на универсальность, т. к. коэффициент  $k_M$  зависит от частоты вращения, передаточного числа, ресурса, условий экс-

плуатации и других факторов. Некоторые параметры фирмами-производителями могут быть завышены в рекламных целях. В то же время сравнение по

критерию  $k_M$  дает общее представление о современном уровне редукторных механизмов. Сравнивались характеристики одноступенчатых планетарных редукторов фирмы «Апекс Динамикс Инк.» (Тайвань) [13] и НТЦ «Редуктор» (Санкт-Петербург, РФ) [14], а также планетарно-цевочных редукторов с циклоидальным зацеплением TwinSpin фирмы «Спинэа» (Словакия) [15] и российского производителя ООО АВВИ [16]. Такой выбор обусловлен тем, что большинство производителей (более 80 %) изготавливают редукторы с диаметром корпуса более 200 мм.

В формулу (1) подставлялся номинальный крутящий момент. Исследуемые планетарные зубчатые и цевочные редукторы имели следующие передаточные числа: фирма «Апекс Динамикс Инк.» – 5, НТЦ «Редуктор» – 9, ООО АВВИ – 11, фирма «Твин Спин» – 60. Частота вращения принималась от 750 до 1000  $\text{мин}^{-1}$ . Передаточные числа волновых передач указаны на рис. 2. Номинальные крутящие моменты волновых редукторов определены производителями при частоте вращения ведущего вала 2000  $\text{об/мин}$  [9].

На основе анализа было установлено:

- в пределах от 50 до 150 мм коэффициент  $k_M$  имеет относительно низкие значения, что говорит о наличии резервов его увеличения;

- для обеспечения конкурентоспособности проектируемых редукторов в диапазоне диаметров корпусов от 50 до 150 мм коэффициент  $k_M$  должен иметь значения в пределах от 1000 до 5000 Н соответственно;

- увеличение частоты вращения и передаточных чисел при неизменных других характеристиках нагружения снижает коэффициент  $k_M$ .

Очевидно, что при прочих равных условиях (применяемые материалы, их термообработка, смазка и т. д.) большую нагрузочную способность будут иметь передачи с высокими коэф-

фициентом перекрытия (обладающие большей многопоточностью) и КПД. Есть основания предположить, что этими возможностями обладают некоторые разновидности механизмов из класса передач с промежуточными телами качения (ППТК) [17].

ППТК находят применение для решения специальных задач в машиностроении. Их исследования проводятся в Республике Беларусь, России, Румынии, США, Японии, Китае и др. странах. Для удовлетворения вышеприведенных условий необходимо рассматривать передачи с осевым перемещением тел качения в процессе работы. При этом центры тел качения располагаются на цилиндрической поверхности (ППТК цилиндрического типа), т. к. они отвечают условиям радиальной малогабаритности [8].

За обобщенный критерий, определяющий качество и степень соответствия проектируемой передачи современному уровню развития малогабаритных передач, был взят коэффициент  $k_M$ , рассчитываемый по формуле (1). Исходя из графиков, приведенных на рис. 1 и 2, получили уравнение лимитирующей прямой, характеризующей современный уровень развития производства радиально малогабаритных передач. В соответствии с этим уравнением было определено условие возможности успешного проектирования передачи:

$$k_M < 40 \cdot D_{\max} - 1700, \quad (3)$$

где  $k_M$  – коэффициент удельного передаваемого крутящего момента, Н;  $D_{\max}$  – максимальный диаметр корпуса редуктора, мм.

Если условие (3) не выполняется, значит, передача заданной нагрузки в указанных радиальных габаритах с помощью одной ступени передачи невозможна. Необходимо либо корректировать исходные данные, т. к. техническое задание невыполнимо, либо проектировать редуктор в многосекционном исполнении с параллельным соединением секций.

### Конструкция передачи с составными роликами и кулачками

Недостаток известных конструкций ППТК цилиндрического типа [19] – низкий КПД из-за скольжения в зацеплении.

Одним из резервов снижения потерь мощности в ППТК является их структурная оптимизация. При контакте сплошного (цельного) тела качения с тремя поверхностями неизбежно проскальзывание. Качение без скольжения теоретически возможно при контакте ролика с одной поверхностью при условии, что мгновенные центры скоростей расположены на линии контакта, а также с двумя поверхностями (роликовый подшипник качения). Качение без

скольжения недостижимо при контакте тел качения с тремя и более поверхностями (если они не являются фрагментами одной поверхности).

Решить задачу снижения потерь мощности можно структурным преобразованием механизма, заменив непосредственный контакт тел качения с основными деталями передачи на контакт с помощью кинематических соединений. В связи с этим разработаны конструкции передач с составными роликовыми сателлитами, контактирующими с кулачковыми поверхностями и пазами посредством промежуточных элементов (подшипников, втулок).

Предлагаемая конструкция роликового редуктора показана на рис. 3.

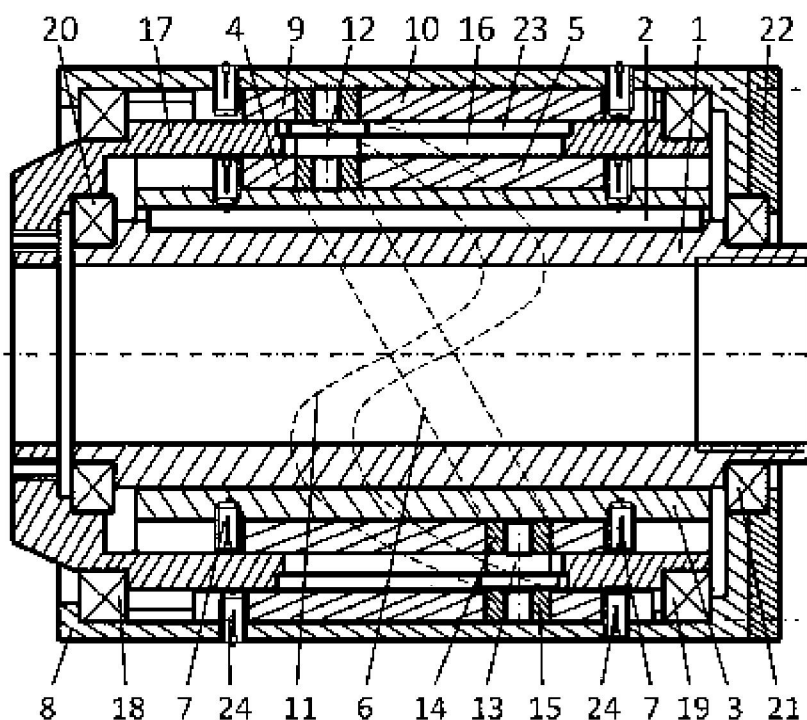


Рис. 3. Конструкция редуктора с составными роликами

Редуктор состоит из входного вала 1, на котором с помощью шпонки 2 установлена втулка 3. Эта втулка является основанием для закрепления торцовых внутренних кулачков 4 и 5, рабочие поверхности которых образуют беговую дорожку 6. Втулка 3 имеет возможность

ограниченного осевого перемещения относительно входного вала 1 с помощью подвижного шпоночного (либо шлицевого) соединения. Внутренние кулачки 4 и 5 имеют прорези и закрепляются на втулке 3 винтами 7. В корпусе 8 устанавливаются наружные кулачки

9 и 10, торцовые поверхности которых образуют периодическую беговую дорожку 11. По беговым дорожкам 6 и 11 перемещаются ролики 12. Каждый ролик состоит из трех составляющих: стержня 13 и двух втулок 14 и 15, каждая из которых может вращаться относительно стержня.

В процессе работы редуктора втулка 14 совершает качение по беговой дорожке 6, а втулка 15 – по беговой дорожке 11. Стержень 13 своими рабочими поверхностями контактирует с осевыми пазами 16 сепаратора 17, который является выходным валом редуктора. Сепаратор 17 установлен в корпусе 8 при помощи подшипников 18 и 19, а входной вал базируется на подшипниках 20 и 21, размещенных в сепараторе 17 и корпусе 8 с крышкой 22 соответственно.

Компенсация неточностей изготовления рабочих поверхностей деталей ППТК может осуществляться посредством самоустановки втулки 3 на валу 1 по шпонке 2. Регулировка зацепления и компенсация износа рабочих поверхностей внутренних кулачков производится размещением прокладок в их пазах перед винтами 7, а положения наружных кулачков 9 и 10, закрепленных в корпусе 8 и зафиксированных от поворота винтами 24, – с помощью прокладок, установленных в корпусе между кулачками и подшипниками 18 и 19.

Паза 16 сепаратора имеют ступе-

ни 23 (так же, как и стержни 13 роликов), предназначенные для устранения перекосов осей тел качения.

Каждая из трех составляющих роликов контактирует с соответствующей рабочей поверхностью наружных, внутренних кулачков и сепаратора, обеспечивая возможность качения без скольжения во всех контактирующих парах в зацеплении и повышению КПД редуктора.

Составные ролики могут иметь различную структуру и их классифицируют следующим образом.

По типу промежуточных элементов ролика:

- втулки, установленные на стержне по скользящей посадке;
- подшипники качения.

При использовании подшипников качения трение скольжения теоретически может отсутствовать во всех кинематических парах редуктора. Однако экспериментальные данные показывают низкую надежность подшипников качения с малыми диаметрами посадочных отверстий (до 10 мм), частые разрушения тел качения и сепаратора, что приводит к заклиниванию составляющих ролика. Втулки более надежны и имеют меньшую себестоимость изготовления.

По форме промежуточных элементов ролика:

- цилиндрическая (рис. 4, а);
- полусферическая (рис. 4, б, в);
- коническая (рис. 4, г);
- гиперболическая (рис. 4, д) и др.

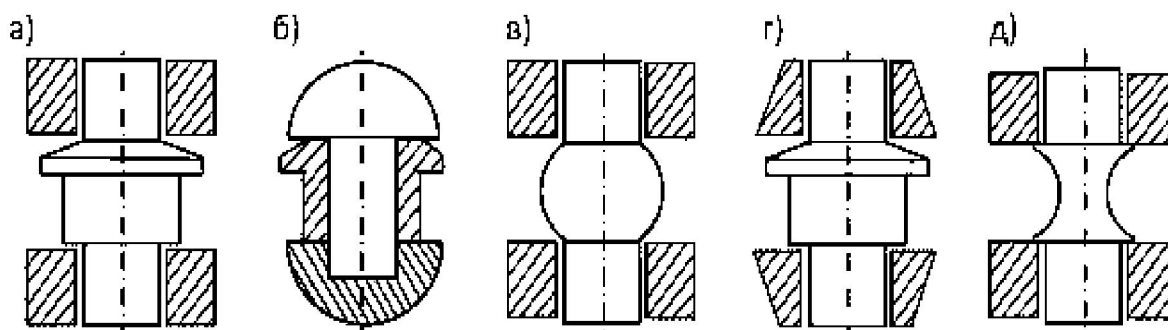


Рис. 4. Конструкции составных роликов

В зависимости от формы промежуточных элементов роликов форма рабочих поверхностей кулачков также может различаться (рис. 5).

Коническая форма элементов ро-

лика приводит к возникновению больших сил трения в контакте с беговой дорожкой, а также к возможности заклинивания при значительных осевых нагрузках на ролик.



Рис. 5. Различные виды составных кулачков: а, б – для контакта со сферическими поверхностями элементов роликов (а – однопериодная, б – многопериодная дорожки); в – для контакта с цилиндрическими поверхностями элементов роликов

Гиперболическая – ослабляет тело стержня и, как любая другая фасонная поверхность, требует дополнительных затрат при изготовлении и финишной обработке. Полусферическая форма в некоторых случаях облегчает изготовление беговых дорожек, снижает значительные изгибные нагрузки в стержне ролика [20] и позволяет центрировать ролик.

Однако полусферическая форма элементов ролика приводит к рассеянию полезных усилий и увеличению расклинивающих усилий в зацеплении. Вследствие этого наиболее рациональной формой по нагрузочной способности и КПД передачи является цилиндрическая форма рабочих поверхностей элементов ролика.

По виду рабочих поверхностей, объединенных со стержнем:

- рабочая поверхность, контактирующая с сепаратором;
- рабочая поверхность, контактирующая с внутренними кулачками;
- рабочая поверхность, контактирующая с наружными кулачками.

С точки зрения нагрузочной способности и КПД передач не все три вышеуказанных типа равнозначны и их выбор должен обосновываться предварительно проведенным силовым анализом и определением КПД на стадии проектирования. Составные тела качения могут применяться и в ППТК других типов (конических, сферических).

Таким образом, наиболее рациональным является применение роликов с промежуточными элементами в виде втулок с рабочими поверхностями цилиндрической формы.

### Выводы

На основе анализа требований, предъявляемых к редукторным механизмам, работающим в условиях ограниченных радиальных размеров, для сравнительной оценки механических передач различных типов предложен критерий  $k_M$ , равный отношению передаваемого номинального крутящего момента к диаметру корпуса редуктора. Также установлено, что для обеспечения конкурентоспособности проекти-



руемых редукторов в диапазоне диаметров корпусов от 50 до 150 мм коэффициент  $k_M$  должен иметь значения в пределах от 1000 до 5000 Н соответственно. Выдвинута гипотеза, что в наибольшей степени предъявляемым требованиям удовлетворяют ППТК. Предложены и классифицированы новые структурные схемы ППТК, отличающиеся применением составных роликов и кулачков, а

также механизмов регулирования зацепления, что позволяет повысить КПД передач путем обеспечения качения без проскальзывания во всех контактирующих парах в зацеплении, ремонтпригодность и долговечность проектируемых редукторных механизмов путем регулировки зацепления для компенсации износа кулачковых поверхностей.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Планетарные передачи: справочник / Под ред. В. Н. Кудрявцева, Ю. Н. Кирдяшева. – Л. : Машиностроение, 1977. – 535 с. : ил.
- 2 **Плеханов, В. Ф.** Особенности проектирования планетарных передач с квазиэвольвентным внутренним зацеплением сателлита / В. Ф. Плеханов // Вестн. машиностроения. – 2002. – № 8. – С. 3–5.
- 3 **Муравьев, Е. В.** Планетарно-цевочные редукторы и мотор-редукторы / Е. В. Муравьев // Редукторы и приводы. – 2005. – № 4–5. – С. 14–16.
- 4 Excentergetriebe : pat. 127529 Deutschland, Kl. 47 h / C. Hamann. – fil. 11.07.1900 ; pat. 27.01.1902. – 5 p.
- 5 Uber- oder untersetzungsgetriebe : pat. Deutschland 51260, Kl. 47 h, Gr. 7 / F. Deckel. – Apl. № D53238 XII/47h ; fil. 14.06.27 ; pat. 15.11.30. – 5 p.
- 6 Планетарный редуктор : а. с. 1024618 СССР, М. кл. F 16 h 1/28 / В. Н. Стрельников ; Украин. зап. политехн. ин-т. – № 3225365/25-28 ; заявл. 29.12.80 ; опубли. 23.06.83 // Открытия. Изобрет. – 1983. – № 23. – 2 с.
- 7 Планетарная цевочная передача : а. с. 1753102 А 1 СССР, М. кл. F 16 H 1/32 / О. В. Берестнев, Н. Г. Янкевич, Ю. Е. Никулин, В. П. Гайковой, М. В. Рудновский ; Ин-т проблем надежности и долговечности машин АН БССР. – № 4779768/28 (004277) ; заявл. 08.01.90 ; опубли. 07.08.92 // Открытия. Изобрет. – 1992. – № 29. – 4 с.
- 8 Редукторы TWIN SPIN. Серии, модели, модификации [Электронный ресурс] / Официальный сайт представителя компании «SPINEA» в Северо-Западном регионе. – 2009. – Режим доступа : [http://www.reduktor-spinea.ru/index.php?option=com\\_content&task=view&id=8](http://www.reduktor-spinea.ru/index.php?option=com_content&task=view&id=8). – Дата доступа : 20.08.2009.
- 9 Harmonic Drive AG. Just Move It!: General catalogue. – Harmonic Drive AG.: Germany. – 2011. – 528 p.
- 10 **Сычев, А. А.** Волновая передача с применением стандартной многорядной втулочно-роликовой цепи / А. А. Сычев // Вестн. машиностроения. – 1971. – № 9. – С. 41–43.
- 11 Волновая передача : а. с. 1539431 А 1 СССР, F 16 H 1/00 / В. В. Петросов, С. В. Петросова, Г. В. Петросов ; Тольяттинский политехн. ин-т и Волжский автомобильный завод им. 50-летия СССР. – № 4335030/25-28 ; заявл. 25.11.87 ; опубли. 30.01.90 // Открытия. Изобрет. – 1990. – №4. – 4 с.
- 12 Speed reducing coupling : pat. 3726158 USA, F 16 h 1/28 / Н. С. Brown. – Apl. № 112749 ; fil. 04.02.71 ; pat. 10.04.73. – 14 p.
- 13 Planetary Gearboxes. High Precision. High Speed. AD, ADR, ADS Series: Catalogue. – Apex Dynamics, Inc. : Taiwan, 2013 – 15 p.
- 14 Редукторы и мотор-редукторы планетарно-цевочные : каталог. – СПб. : Редуктор, 2005. – 32 с.
- 15 TwinSpin H Series: Catalogue. – Spinea, Inc. : Slovakia, 2012 – 13 p.
- 16 Планетарно-цевочные редукторы ПЦР (ПЦР-А) / ООО АВВИ // Разработка и производство высокоточных редукторов [Электронный ресурс]. – 2013. – Режим доступа : <http://www.avvi.ru/index.php/produkcija/planetarno-cevochnie-reduktori.html>. – Дата доступа : 15.07.2013.
- 17 **Становской, В. В.** Передачи со свободными телами качения, обзор патентной литературы / В. В. Становской, Т. А. Ремнева, С. М. Казакивичус / Прогрессивные зубчатые передачи : сб. науч. тр. – Новоуральск : НГТИ, 2003. – С. 61–94.
- 18 **Лустенков, М. Е.** Передачи с промежуточными телами качения: определение и минимизация потерь мощности : монография / М. Е. Лустенков. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2010. – 274 с.

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

20 **Прудников, А. П.** Обоснование конструкции и параметров цилиндрической кулачковой роликовой передачи для работы в условиях ограниченных диаметральных размеров : автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.02.02 / Белорус.-Рос. ун-т – Могилев, 2013. – 24 с.

*Статья сдана в редакцию 21 октября 2013 года*

**Игорь Сергеевич Сазонов**, д-р техн. наук, проф. Белорусско-Российский университет.  
Тел.: +375-222-26-61-00.

**Михаил Евгеньевич Лустенков**, канд. техн. наук, доц. Белорусско-Российский университет.  
Тел.: +375-222-25-36-71.

**Igor Sergeevich Sazonov**, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University. Phone: +375-222-26-61-00.

**Mikhail Yevgenyevich Lustenkov**, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.  
Phone: +375-222-25-36-71.