

УДК 621.833.06

А.Г. Приймаков¹, Р.Н. Джус², А.В. Елизаров¹¹Национальный университет гражданской защиты Украины, Харьков²Харьковский университет Воздушных Сил им. И. Кожедуба, Харьков

НОВЫЕ КОНСТРУКЦИИ СИЛОВЫХ ВОЛНОВЫХ РЕДУКТОРОВ ДЛЯ ПРОТИВОПОЖАРНОЙ, АВИАЦИОННОЙ И АВАРИЙНО-СПАСАТЕЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

Представлены новые конструкции силовых волновых редукторов, созданных на основе системно-логистического подхода. Отличительная особенность конструкций – использование промежуточных тел качения в кинематической паре «генератор – гибкое колесо». Конструкции созданы специально для противопожарной, авиационной и аварийно-спасательной техники.

Ключевые слова: волновой редуктор, генератор волн, гибкое колесо, промежуточное тело качения.

Введение

Постановка проблемы. Силовые волновые зубчатые (и фрикционные) передачи (СВЗП) получили широкое распространение в специальном машиностроении Украины [1 – 4], в частности, целесообразно использовать их в качестве приводов в автолестницах пожарных типа АЛ-17,30,31, автоподъемниках типа АПК-32,50, в роторах машин дорожно-котлованных типа МДК-2, в роторах траншейных машин колесных ТМК-2, в механизмах поворота стреловых кранов типа КС-4574 и др.

Во всех случаях замене подлежат зубчатые и червячные передачи с большим передаточным числом, высокой надежностью при ограничении по весу и габаритам. Однако, практика требует создания надежных высоконагруженных редукторов, способных к многократным перегрузкам в условиях нестационарного нагружения. Такими редукторами, по мнению авторов, есть силовые волновые редуктора с промежуточными телами качения [1 – 4].

Анализ последних достижений и публикаций. Разработкой редукторов данного вида занимаются М.В. Маргулис [4] и авторы данной статьи [1 – 3].

Цель работы. Задача исследования формулируется следующим образом: разработать семейство конструкций силовых волновых редукторов с промежуточными телами качения повышенной нагрузочной способности на основе системно-логистического подхода для противопожарной и аварийно спасательной техники Украины.

Изложение материалов исследований

Анализ каталогов передаточных механизмов, выпускаемых в настоящее время в СНГ, показал, что наиболее востребован-

ными являются механизмы с передаточными числами $U \approx 18 \dots 100$ (около 70 % общей потребности в механизмах) с вращающими моментами на выходе $T_{\text{ВЫХ}} \approx 300 \dots 150000 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Среди этих механизмов наиболее применяемыми являются механизмы с параметрами $U \approx 20 \dots 60$ и $T_{\text{ВЫХ}} \approx 1500 \dots 2000 \text{ Н}\cdot\text{м}$. На основе теоретических исследований были разработаны методики расчета и проектирования основных силовых и геометрических параметров и, в частности, две конструкции приводов с силовыми волновыми зубчатыми передачами с шариковым и роликовым зацеплением с $U = 30$ и $T_{\text{ВЫХ}} = 2000$ и $3000 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Их конструкции приведены на рис. 1, 2. На рис. 1 приведена конструкция впервые созданной силовой волновой роликовой передачи, состоящей из гибкого роликового колеса (ГРК) 1, жесткого колеса 2, генератора волн, включающего деформирующий диск 3 и опорный (дополнительный) диск 4, и эксцентрикового вала 5, являющегося ведущим звеном ведомого вала 7, корпуса 8, крышек 9 и 10 и роликов 11.

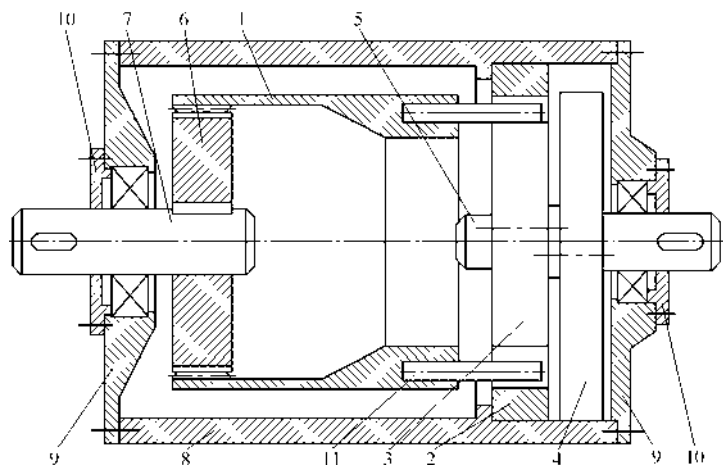


Рис. 1. Конструктивная схема волновой роликовой передачи (ВРП): 1 – гибкое колесо; 2 – жесткое колесо; 3 – деформирующий диск; 4 – опорный диск; 5 – эксцентриковый вал; 6 – шлицевое колесо; 7 – выходной вал; 8 – корпус; 9, 10 – крышки; 11 – ролики

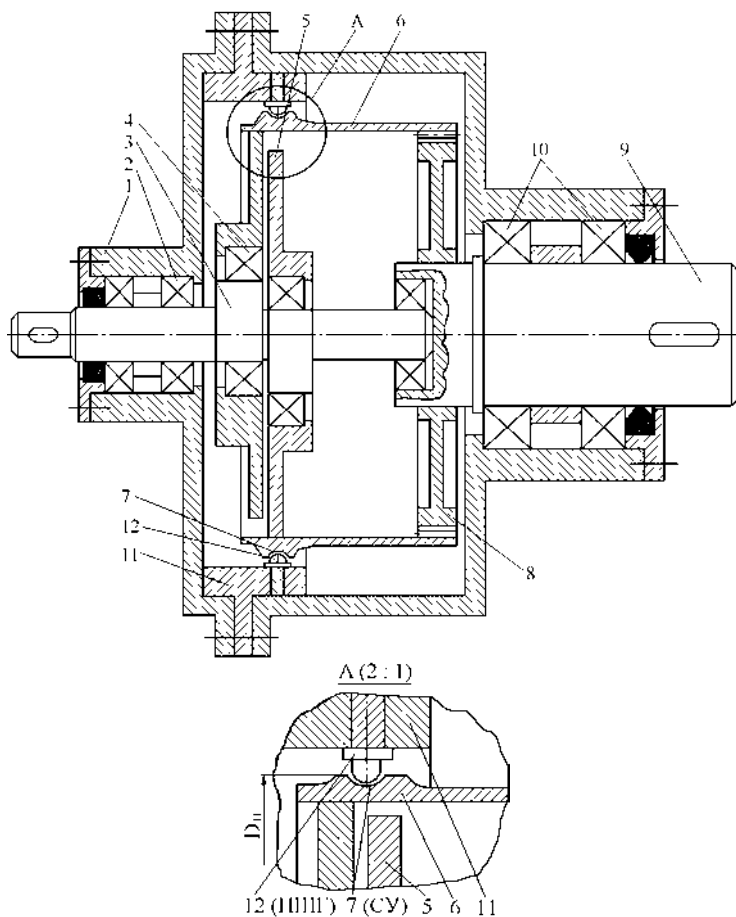


Рис. 2. Конструктивная схема волновой шариковой передачи (ВШП): 1 – корпус; 2 – подшипники; 3 – эксцентриковый вал; 4 – подшипники; 5 – диски; 6 – гибкое колесо; 7 – сферические углубления; 8 – шлицевое соединение; 9 – выходной вал; 10 – подшипники; 11 – жесткое колесо; 12 – пальцы с шарообразными головками

На рис. 2 приведена конструкция впервые созданной силовой волновой шариковой передачи, она включает: корпус 1, в котором на подшипниках 2 установлен эксцентриковый вал 3, на котором на подшипниках 4 установлены два диска 5, гибкое колесо (ГК) 6, по периметру, которого выполнены сферические углубления (СУ) 7, связано с помощью шлицевого соединения 8 с выходным валом 9, установленным на подшипниках 10, жесткое колесо 11 с закрепленным в нем пальцами с шариковой сферической головкой (ПШГ) 12, неподвижно установленное в корпусе. ВШП работает следующим образом. Электродвигатель через муфту (на рисунке не показаны) вращает эксцентриковый вал 3 вместе с диском 5, которые обкатывают и деформируют ГК 6 посредством взаимодействия СУ 7 и ПШГ 12, образуя волновое зацепление.

Известно, что волновые зубчатые передачи обладают рядом преимуществ перед неволновыми. Практика использования ВЗП в приводах тяжело нагруженных машин показала, что в 1,5...2,5 раза уменьшаются их массогабаритные характеристики и

на 30...40% динамические нагрузки при аналогичных эксплуатационных параметрах. В то же время, созданные ВЗП включают в себя гибкое колесо, которое является лимитирующим звеном, как по надежности, так и по трудоемкости изготовления. Поэтому актуальна разработка и исследование волновых передаточных механизмов с промежуточными телами качения (ВПМ ПТК), в которых гибкое звено заменено рядом промежуточных тел качения.

Предлагаемый передаточный механизм (рис. 3) представляет собой корпус 1, в котором на подшипниках 2 установлен ведущий вал 3. На кривошипном участке ведущего вала 3 на подшипниках 4 установлено прецессирующее колесо 5 с периодической зигзагообразной дорожкой качения и овалообразными выемками на сферической поверхности. Неподвижное колесо 6 с периодической зигзагообразной дорожкой качения на сферической поверхности закреплено винтами в корпусе 1. Подвижное колесо 7 с овалообразными выемками на сферической поверхности жестко связано с ведомым валом 8. Прецессирующее колесо 5 одновременно зацепляется с неподвижным колесом 6 через промежуточные тела качения 9, которые размещены в тонкостенном сепараторе 10, и с подвижным колесом 7 через промежуточные тела качения 11.

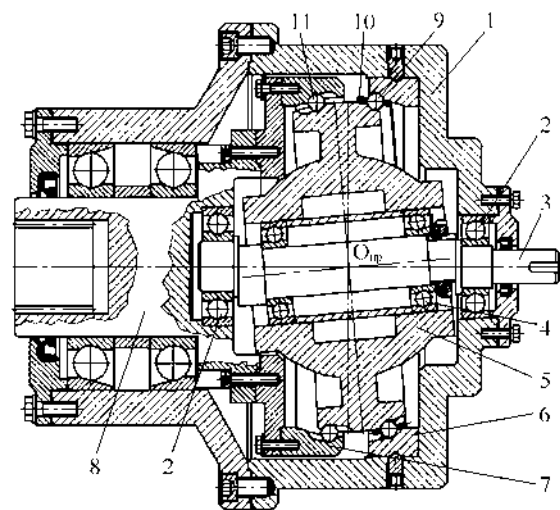


Рис. 3. Конструктивная схема одноступенчатого ВПМ ПТК

Работает передаточный механизм следующим образом. Вращение ведущего кривошипного вала 3

преобразуется в прецессирующее движение колеса 5 вокруг центра прецессии $O_{пр}$. При этом шарики 9, находящиеся в тонкостенном сепараторе 10, одновременно обкатываются по периодическим зигзагообразным дорожкам качения прецессирующего 5 и неподвижного 6 колес и, благодаря разнице в количестве периодов дорожек качения этих колес, сообщают колесу 5 вращение с редукцией вокруг собственной геометрической оси. Вращение передается с прецессирующего колеса 5 на ведомый вал 8 с помощью промежуточных тел качения 11, которые обкатываются по боковым поверхностям овалообразных выемок, выполненных на сферических поверхностях прецессирующего 5 и подвижного 7 колес.

Возможна также конструкция двухступенчатого ВПМ ПТК. Действие сил в зацеплении колес ВПМ ПТК через шарики показано на рис. 4. Сила F , действующая на прецессирующее колесо со стороны неподвижного колеса через шарик, может быть разложена на составляющие по осям координат X, Y, Z . Составляющая F_x определяет меру давления прецессирующего колеса на неподвижное колесо, F_y – вызывает вращение с редукцией прецессирующего колеса; F_z – не выполняет полезной работы и замкнута на корпусе передачи. При конструировании дорожек качения необходимо стремиться максимизировать составляющую F_y и минимизировать составляющие F_x, F_z .

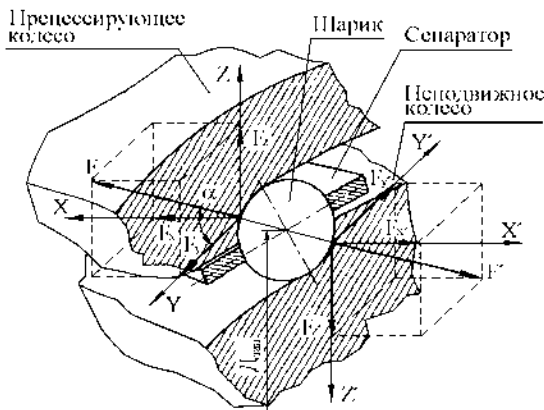


Рис. 4. Схема действия сил в зацеплении колес

Диаметр поверхности, на которой располагаются тела качения (шарики) в тонкостенном сепараторе, можно вычислить по формуле:

$$D_{зац} = \frac{T_{вр.вых}}{K[F] \cos \alpha}, \quad (1)$$

где $T_{вр.вых}$ – вращающий момент на выходном валу редуктора, $H \times m$; $[F]$ – допускаемая нагрузка на один шарик, H ; K – количество шариков, одновременно несущих нагрузку; α – угол между линией зацепления и осью Y .

Максимальное контактное напряжение в точке контакта шарика и дорожки может быть определено по формуле:

$$\sigma_{Hmax} = \frac{4100}{\mu\nu} \sqrt[3]{F(\sum \rho)^2} \leq [\sigma], \quad (2)$$

где μ, ν – коэффициенты, зависящие от кривизны сопрягаемых поверхностей; σ_{Hmax} – максимальное контактное напряжение, МПа; $\sum \rho$ – приведенная кривизна сопрягаемых поверхностей, m ; $[\sigma]$ – допускаемое контактное напряжение, МПа. Допускаемую нагрузку на один шарик (рис. 4) находим из формулы:

$$[F] = \frac{[\sigma] \mu^3 \nu^3}{4100^3 (\sum \rho)^2}. \quad (3)$$

Подставляя (3) в (1), получаем:

$$D_{зац} = \frac{4100^3 T_{вр.вых} (\sum \rho)^2}{K [\sigma]^3 \mu^3 \nu^3 \cos \alpha}. \quad (4)$$

Заготовки для колес ВПМ ПТК в серийном производстве целесообразно получать с помощью точных методов штамповки с последующей незначительной обработкой резанием дорожек качения и остальных поверхностей.

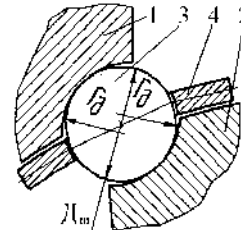


Рис. 5. Конструкция шарика ВПМ ПТК.
 $r_d = (1, 1 \dots 1, 15) D_{ш}$, где $D_{ш}$ – диаметр шарика в зацеплении, мм.

Предложенный новый передаточный механизм (рис. 6) представляет собой корпус 1, в котором на подшипниках 2, 3 установлен ведущий вал 4. На ведущем валу 4 по посадке с гарантированным зазором установлена эксцентриковая втулка 5. На подшипниках 6, 7 установлены два диска 8, 9. Прецессирующее колесо 10 с двумя периодическими зигзагообразными дорожками качения на сферической поверхности контактирует с дисками 8, 9. Неподвижное колесо 11 с периодической зигзагообразной дорожкой качения на сферической поверхности закреплено в корпусе 1. Подвижное колесо 12 с периодической зигзагообразной дорожкой качения на сферической поверхности жестко связано с выходным валом 13. Прецессирующее колесо 10 одновременно входит в зацепление с неподвижным колесом 11 через промежуточные тела качения 14, которые размещены в тонкостенном сепараторе 15 и с подвижным колесом 12 через промежуточные тела качения 16, которые размещены в тонкостенном сепараторе 17.

Работает передаточный механизм следующим образом. При вращении ведущего вала 4 посредством дисков 8, 9 генерируются волны прецессии колеса 10. При этом шарики 14, находящиеся в тонкостенном сепараторе 15, контактируют одновременно с перио-

дическими зигзагообразными дорожками качения прецессирующего 10 и неподвижного 11 колес и, благодаря разнице в количестве периодов дорожек качения этих колес, сообщают колесу 10 вращение с редукцией вокруг собственной геометрической оси. Другая цепь шариков 16, находящихся в тонкостенном сепараторе 17, контактирует одновременно с периодическими зигзагообразными дорожками качения прецессирующего 10 и подвижного 12 колес, и сообщает подвижному колесу 12 вращение с редукцией. Передаточное отношение будет определяться количествами периодов дорожек качения прецессирующего, подвижного и неподвижного колес. Кинематическая схема предложенного ВПМ ПТК представлена на рис. 7.

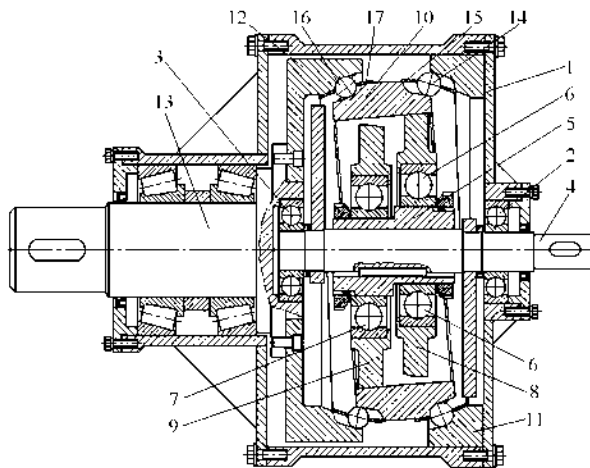


Рис. 6. Конструкція ВПМ ПТК

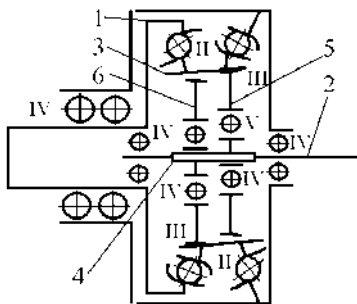


Рис. 7. Структурна схема нової конструкції ВПМ ПТК

Она имеет шесть подвижных звеньев, одну пару V класса (входной вал - эксцентриковая втулка), пять пар IV класса (подшипники входного вала, подшипники дисков, подшипники выходного вала), две пары III класса (диски - прецессирующее колесо) и две пары II класса (волновые шариковые зацепления). Выполненный расчет по формуле Малышева показал отсутствие избыточных связей:

$$q = 1 - 6 \times 6 + 5 \times 1 + 4 \times 5 + 3 \times 2 + 2 \times 2 = 0. \quad (4)$$

Механизм не имеет избыточных связей и поэтому может быть принят нами для разработки.

Выводы

Таким образом, в статье представлено новое семейство конструкций силовых волновых редукторов повышенной надёжности и нагрузочной способности. Улучшение эксплуатационных характеристик достигается трансформацией гибкого колеса, лимитирующего надёжность и нагрузочную способность, в систему промежуточных тел качения.

Список литературы

1. Приймаков А.Г. Основы конструирования силовых волновых механизмов с позиции трибофаттики: моногр. / А.Г. Приймаков, Ю.А. Градыский, Г.А. Приймаков. – Х.: Оберіг, 2012. – 302 с.
2. Приймаков А.Г. Теория и конструирование силовых волновых зубчатых передач: моногр. / А.Г. Приймаков, Ю.С. Воробьев, Г.А. Приймаков. – Х.: Оберіг, 2010. – 383 с.
3. Приймаков А.Г. Расчет и проектирование герметичных силовых волновых зубчатых передач: моногр. / А.Г. Приймаков, Г.А. Приймаков, Н.П. Швырев. – Х.: Оберіг, 2010. – 112 с.
4. Маргулис М.В. Снижение материалоемкости машин / М.В. Маргулис. – К.: Общ-во «Знання» УССР, 1985. – 32 с. (Серия VIII «Новое в науке, технике, производстве», № 24).

Поступила в редколлегию 21.06.2012

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Ю.А. Абрамов, Национальный университет гражданской защиты Украины, Харьков.

НОВІ КОНСТРУКЦІЇ СИЛОВИХ ХВИЛЬОВИХ РЕДУКТОРІВ ДЛЯ ПРОТИПОЖЕЖНОЇ, АВІАЦІЙНОЇ І АВАРІЙНО-РЯТУВАЛЬНОЇ ТЕХНІКИ

О.Г. Приймаков, Р.М. Джус, О.В. Єлізаров

В даній статті представлено нові конструкції силових хвильових редукторів, створених на основі системно-логістичного підходу. Визначальна особливість конструкцій – використання проміжних тіл кочення в кінематичній парі «генератор – гнучке колесо». Конструкції створені спеціально для протипожежної, авіаційної і аварійно-рятувальної техніки.

Ключові слова: хвильовий редуктор, генератор хвиль, гнучке колесо, проміжне тіло кочення.

NEW DESIGNS OF POWER WAVE REDUCERS FOR FIRE-PREVENTION AND RESCUE EQUIPMENT

A.G. Priymakov, R.N. Dzhus, O.V. Yelizarov

In article New designs of the power wave reducers created on the basis of a system and logistic approach are presented. Distinctive feature of designs – use of intermediate bodies of a rolling in kinematical pair «the generator – a flexible wheel». Designs are created specially for fire-prevention, engineering and rescue equipment.

Keywords: wave reducer, generator of waves, flexible wheel, intermediate body of a rolling.