

**ВОЛНОВАЯ ЗУБЧАТАЯ ПЕРЕДАЧА В ЭЛЕКТРОПРИВОДАХ  
ТРУБОПРОВОДНОЙ АРМАТУРЫ**© 2009 В. К. Итбаев<sup>1</sup>, С. С. Прокшин<sup>1</sup>, Д. Г. Громаковский<sup>2</sup>, А. В. Васильев<sup>3</sup><sup>1</sup>Уфимский государственный авиационный технический университет<sup>2</sup>Самарский государственный технический университет<sup>3</sup>Тольяттинский государственный университет

Предлагается кинематическая схема и конструкция электропривода для запорной арматуры трубопроводов на основе волновой зубчатой передачи. Привод обеспечивает снижение массы, повышение максимального момента, контроль положения управляемых элементов, отклонение в крайних положениях. Реализованы и испытаны два типоразмера привода.

*Гибкое колесо, генератор волн, эцицикл.*

Электроприводы для обслуживания запорных устройств магистральных трубопроводов и технологических трубопроводных сетей производятся на десятках предприятий в России, США, Японии и других стран, создавая сложную конкурентную среду. Эффективная деятельность в этой части рынка возможна лишь при значительных изменениях в решениях на схематическом и технологическом уровнях, поскольку резервы улучшения характеристик изделий рассматриваемого класса при общепринятых приемах проектирования в основном исчерпаны. Существенные качественные изменения электропривода могут быть реализованы применением волновых зубчатых передач (ВЗП) вместо обычных и планетарных схем. Такие недостатки ВЗП, как относительно малый ресурс и ограниченный диапазон передаточных отношений (от 80... 200), компенсируются их преимуществами по объемно-массовым характеристикам, КПД, отсутствию значительного мертвого хода, нетребовательностью к условиям смазки и др. [1-4].

Схема одного из реализованных проектов электроприводов с ВЗП приведена на рис. 1.

Электродвигатель 1, вал которого посредством шестерни 2 воздействует на колесо 3, посредством компенсирующей муфты 4 связанное с генератором 5 ВЗП, создающим (в рассматриваемом случае) две волны деформации гибкого колеса 6, внешние

зубья которого А входят в зацепление с внутренними зубьями эцицикла 7, который соединен с венцом червячного колеса 8 механизма ручного дублера. Последний взаимодействует с червяком 9, вал которого подпружинен и имеет возможность осевого перемещения, пропорционального величине момента сопротивления на валу 10, связанном посредством муфты 11 с гибким колесом 6. Кроме того, на гибком колесе выполнен дополнительный зубчатый венец В с числом зубьев  $z$ , равным  $z_g$  – числу зубьев гибкого колеса, образующий с двухвенцовым колесом 12 передачу внутреннего зацепления с нулевой разницей чисел зубьев. Наружный венец колеса 12 образует винтовую передачу с колесом 13.

Информация о величине момента сопротивления воспринимается датчиком 14, вырабатывающим сигналы для отключения питания двигателя в случае увеличения момента до недопустимой величины, а информация о текущем угловом положении вала 10 контролируется датчиком 15, создающим сигнал (например, в виде изменяющегося электрического сопротивления, индуктивности и т. п.), который выводится на пульт управления или в систему автоматического управления. Кроме того, имеется указатель 16 для визуального контроля положения вала 10. Ручное управление осуществляется рукояткой дублера 17.



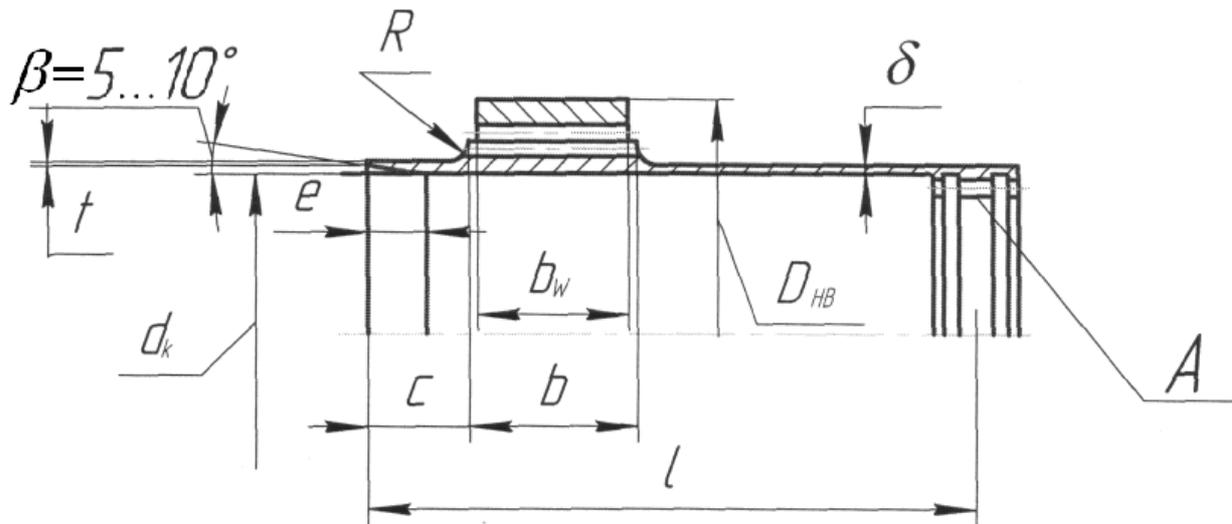


Рис. 2. Пример выбора размеров гибкого колеса

нератора. В нашем случае (кулачковый генератор с центральным отверстием большого диаметра) необходимо согласовать  $d_k$  с наружным диаметром  $D$  стандартного гибкого подшипника по ГОСТ 23179-68, размер  $l$  при соединении гибкого колеса с исполнительным валом привода посредством зубчатого соединения может быть найден по формуле  $l = (0,4...0,6)d_k$ .

Ширина зубчатого венца эпицикла  $b$  назначается из условия

$$b = \psi_{bd} \cdot d_k,$$

а толщина оболочки гибкого колеса по формуле

$$\delta = (0,012...0,014)d_k$$

в соответствии с рекомендациями [1].

Конструктивные размеры, определяющие форму гибкого колеса в продольном сечении, можно принять по следующим рекомендациям:  $R = (10...20)t$ , здесь  $t$  – модуль зацепления;  $c = (0,5...0,3)b$ . Фаска  $e$ , выполняемая под углом  $\beta$ , назначается таким образом, чтобы размер  $t$  находился в пределах  $0,5...0,8$  мм, исключая заострение по этому торцу колеса.

Геометрический расчет зацепления гибкого колеса с эпициклом выполняется с использованием методики, изложенной в работе [1], или другими методами.

Диаметр базирования эпицикла  $D_{HB}$  определяется из условия жесткости по отношению к воздействию радиальных нагрузок  $F_r$ , возникающих в зацеплениях.

Отметим, что недостаточная радиальная жесткость эпицикла – основная причина проскока гибкого колеса. Из нашего опыта известно, что установка эпицикла с натягом в корпусные детали, как правило, изготавливаемые из алюминиевых сплавов, а также использование бандажированных конструкций должного эффекта не обеспечивают.

Механизм ручного дублирования управления включает в себя червяк 9 (рис. 1), установленный на валу и зацепляющийся с червячным зубчатым венцом эпицикла 8, которые образуют червячную самотормозящую передачу. Работа ручного дублера производится при остановленном с помощью тормоза 18 двигателе воздействие на рукоятку 17 и возможна даже при работающем двигателе, если тормоз выключен. Червячная передача выполнена с использованием обратной пары трения – колесо выполнено из стали, а червяк из бронзы. Такое решение существенно сокращает расход бронзы. Для

соблюдения требований к совпадению средних плоскостей червяка и колеса применены специальные средства. При отсутствии электропитания необходимо исключить вращение вала электродвигателя автоматическим или иным тормозным устройством для исключения дополнительной степени свободы.

В результате разработки электроприводов с ВЗП выполнены три проекта и успешно испытаны опытные образцы двух электроприводов, обеспечивающих номинальные моменты  $T_g$  15000 и 1200 Нм. Разработан малогабаритный привод с номинальным моментом 300 Нм. При этом значения удельного момента находятся в диапазоне 22...65 Нм/кг. Для сравнения, удельный момент приводов с червячными передачами не превышает 8...10 Нм/кг. Заметим, что приводы с одноступенчатыми червячными передачами при моментах более 500...600 Нм не используются и требуют применения дополнительных редукторов.

### Библиографический список

1. Иванов М. Н. Волновые зубчатые передачи. - М., 1981.
2. Гинзбург Н. А. Волновые зубчатые передачи. - М., 1969.
3. Трение, изнашивания и смазка. Справочник. В 2-х кн. Кн.2 / В.В.Алисин, Б. М. Асташкевич, Э. Д. Браун и др.; Под ред. И. В. Крагельского и В. В. Алисина. - М.: Машиностроение, 1979. – 358 с.
4. ГОСТ 23108-78. Редукторы волновые одноступенчатые. Основные параметры. Введ. 01.01.1978.

### References

1. Ivanov M. N. Wave Tooth Gearing. Moscow, 1981.
2. Gunzburg N. A. Wave Tooth Gearing. Moscow, 1969.
3. Friction, and Lubrication. Book. In 2 books. Book 2. V. V. Alisin, B. M. Astashkevich, E. D. Braun etc. Editors I. V. Kragelsky and V. V. Alisin. Moscow, Mashinostroyenie, 1979. P: 358.
4. Russian State Standard 23108-78. Wave One-Stage Reductors. Main Parameters. Valid since 01.01.1978.

## WAVE GEARING IN VALVE ELECTRIC DRIVES

© 2009 V. K. Itbayev<sup>1</sup>, S. S. Prokshin<sup>1</sup>, D. G. Gromakovsky<sup>2</sup>, A. V. Vasilyev<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Ufa State Aviation Technical University

<sup>2</sup>Samara State Technical University

<sup>3</sup>Togliatti State University

Mechanical diagram and design of an electric drive for cut-off valves based on wave gearing is proposed. The drive provides mass reduction, maximum moment increase, element position control, deviation in extreme positions. Two standard sizes of the drive are realized and tested.

*Flexible gear, wave generator, epicycle.*

### Информация об авторах

**Итбаев Валерий Каюмович**, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Основы конструирования механизмов и машин», Уфимский государственный авиационный технический университет. Область научных интересов: машиноведение, конструирование механизмов и машин. Email: okmim@ugatu.ac.ru.

**Прокшин Сергей Сергеевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Основы конструирования механизмов и машин», Уфимский государственный авиационный техни-

ческий университет. Область научных интересов: машиноведение, конструирование механизмов и машин. Email: okmim@ugatu.ac.ru.

**Громаковский Дмитрий Григорьевич**, доктор технических наук, профессор, директор научно-технического центра “Надежность технологических, энергетических и транспортных машин”, Самарский государственный технический университет. Область научных интересов: трение деталей и узлов машин, машиноведение, надежность машин. Email: pnms3@mail.ru.

**Васильев Андрей Витальевич**, доктор технических наук, профессор, директор института химии и инженерной экологии, Тольяттинский государственный университет. Область научных интересов: машиноведение, виброакустика, инженерная экология, экологический мониторинг. Email: avassil62@mail.ru.

**Itbayev, Valery Kayumovitch**, doctor of technical science, head of the department “Fundamentals of designing machines and mechanisms”, Ufa State Aviation Technical University. Area of research: science of machines, designing machines and mechanisms. E-mail: okmim@ugatu.ac.ru.

**Prokshin, Sergey Sergeevitch**, candidate of technical science, associate professor of the department “Fundamentals of designing machines and mechanisms”, Ufa State Aviation Technical University. Area of research: science of machines, designing machines and mechanisms. E-mail: okmim@ugatu.ac.ru.

**Gromakovsky, Dmitry Grigoryevitch**, doctor of technical science, professor, director of scientific-and-technological centre “Reliability of technological, energy-converting and transport machines” of Samara State Technical University. Area of research: friction of machine elements and units, science of machines. E-mail: pnms3@mail.ru.

**Vasilyev, Andrey Vitalyevitch**, doctor of technical science, professor, director of the institute of chemistry and engineering ecology, Togliatti State University. Area of research: science of machines, vibroacoustics, engineering ecology, ecological monitoring. E-mail: avassil62@mail.ru.