

# Расчет и конструирование машин

УДК 621.833.7

## Исследование крутильной жесткости волновых зубчатых передач внешнего деформирования с гибким колесом-кольцом

*Ю.В. Костиков, Г.А. Тимофеев, Ф.И. Фурсяк*

*Рассмотрены кинематические схемы редукторов с волновой зубчатой передачей и генератором волн внешнего деформирования с гибким колесом-кольцом. Выполнены экспериментальные исследования крутильной жесткости. Приведены результаты экспериментальных исследований.*

**Ключевые слова:** волновая зубчатая передача, генератор волн, гибкое и жесткое колеса, волновая муфта, крутильная жесткость.

## Investigation of the torsional stiffness of external deformation wave gears with a flexible wheel-ring

*Yu.V. Kostikov, G.A. Timofeev, F.I. Fursyak*

*The paper considers the kinematic schemes of reducers with a wave gear and an external deformation wave generator with a flexible wheel-ring. The experimental investigations of torsional rigidity have been conducted. The results of experimental investigations are presented.*

**Keywords:** wave gear, wave generator, flexible and rigid wheels, wave coupling, torsional stiffness.



**КОСТИКОВ**  
**Юрий Васильевич**  
доцент, кандидат  
технических наук



**ТИМОФЕЕВ**  
**Геннадий Алексеевич**  
профессор, доктор  
технических наук



**ФУРСЯК**  
**Федор Иосифович**  
кандидат технических наук  
кафедры «Теория  
механизмов и машин»  
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)  
e-mail: timga@bmstu.ru

В промышленности при производстве малоинерционных приводов поворотных платформ, особенно для обеспечения радиорелейной связи, нередко требуется центральное отверстие большого диаметра для прокладки коммуникаций. Так, в конструкции привода [1] в качестве выходной ступени использована волновая зубчатая передача, гибкое колесо которой деформируется изнутри генератором волн, смонтированным на центральном полумесяце вала. Это потребовало применения подшипников большого диаметра. Более удачным конструктивным решением для таких приводов является применение волновых зубчатых передач, гибкие колеса которых деформируются внешним образом. Кинематические схемы и конструкции которых, защищенные авторскими свидетельствами, разработаны на кафедре «Теория механизмов и машин» МГТУ им. Н.Э. Баумана [2–5].

При большом разнообразии в конструктивных решениях таких передач из их числа можно выделить две разновидности — волновые передачи с гибким колесом-кольцом и волновые передачи с гибким колесом, выполненным в виде тонкостенной оболочки различной конфигурации. Первые более технологичны и, поскольку осевые размеры гибкого колеса-кольца в несколько раз меньше гибкого колеса-оболочки, это позволяет существенно уменьшить габаритно-массовые показатели привода в целом. Кроме того использование механизма параллельных кривошипов в конструкции генератора волн не требует дополнительной кинематической цепи для установки датчиков обратной связи.

Настоящие экспериментальные исследования были проведены для выявления влияния условий деформирования гибкого колеса-кольца волновой зубчатой передачи внешнего деформирования на ее крутильную жесткость, которая является одним из определяющих качественных показателей для указанных электромеханических приводов. Исследования проводились на шести экземплярах волновых зубчатых передач с гибким колесом-кольцом, выполненных по единой структурной схеме (рис. 1), с двумя типами генераторов волн (по три каждого типа) — конст-

руктивные особенности балочкового генератора волн и кольцевого показаны на рис. 1, а, б. В этих передачах гибкое колесо-кольцо (3) в двух диаметрально противоположных зонах по малой оси деформации находится в зацеплении с двумя жесткими колесами (6 и 10), причем колесо (6) имело на два зуба меньше, чем гибкое колесо, и составляло с ним волновую передачу. Жесткое колесо (10) имело столько же зубьев, что и гибкое колесо, и образовывало с ним зубчатую муфту. Таким образом вращательное движение от электродвигателя (8) через зубчатую пару (9), генератор волн и гибкое колесо (3) сообщалось выходному валу (5) редуктора. Геометрические параметры волнового зацепления передачи и волновой зубчатой муфты рассчитывались по методике [3, 4], разработанной на кафедре «Теория механизмов и машин» МГТУ им. Н.Э. Баумана и сведены в таблицу.

Таблица

Параметры	Волновое зацепление	Волновая муфта
Передаточное отношение	180	1
Модуль зубчатых колес	0,5 мм	0,5 мм
Число зубьев колеса с внутренними зубьями	362	362
Число зубьев колеса с внешними зубьями	360	362
Угол профиля исходного контура по ГОСТ 9587—68	20 град	20 град
Угол зацепления	20 град	53 град
Коэффициент смещения исходного контура:		
для гибкого колеса	3,0	3,0
для жесткого колеса	3,263	1,35
Межосевое расстояние	1,36 мм	1,36 мм
Радиальная деформация по малой оси	0,467 мм	0,467 мм
Высота зубьев:		
гибкого колеса	0,944 мм	0,944 мм
жесткого колеса	0,94 мм	1,17 мм

Особенность конструкции балочкового генератора волн (рис. 1) заключается в том, что внутренние торцевые поверхности деформирующих элементов — дисков (7) генератора волн имеют выступы в виде консольных балочек, па-

параллельных оси вращения трех кривошипных валов (1). Деформирующая поверхность дисков генератора волн представляет собой цилиндрическую поверхность с прямоугольными пазами, глубина которых такова, что 80% ширины гибкого колеса-кольца перекрывалась балочками деформирующего элемента, а оставшаяся ширина опиралась на цилиндрические пояски дисков генератора волн. Ширина прямоугольных пазов равняется толщине балочек плюс учетверенное значение межосевого расстояния зубчатого зацепления волновой ступени. Балочковая конструкция генератора волн обеспечивает равномерное распределение усилия деформации по образующей гибкого колеса и отсутствие депланации его торцевых сечений. На редукторах с балочковым генератором волн (условное обозначение — РБ) исследовалось влияние радиальных условий деформации гибкого колеса. Расчетные параметры зацепления РБ-Р приведены в таблице, РБ-Н имел преднатяг в волновом зацеплении за счет увеличения эксцентриситета кривошипных валов на 5% по сравнению с расчетным значением, РБ-Л имел повышенные зазоры за счет уменьшения на 11% эксцентриситета кривошипных валов. Таким образом имитировались условия деформации и зацепления гибкого колеса, возникающие при различных взаимных расположениях погрешностей изготовления деталей генератора волн, гибкого и жесткого колес.

Влияние депланации торцевых сечений гибкого колеса исследовалось на трех редукторах с кольцевыми генераторами волн (см. рис. 1) (условное обозначение — РК). Кольцевой генератор волн является наиболее технологичным по сравнению с другими типами генераторов волн, так как в качестве деформирующих элементов в нем используются два плоских диска (2). Однако в этом случае нагружение гибкого колеса силами деформации кососимметрично относительно торцевой плоскости, проходящей через середину зубчатого венца. Момент от сил деформации вызывает депланацию торцевых сечений гибкого колеса, величина которой зависит от краевых условий расположения гибкого колеса, т. е. от свободного хода гибкого колеса в осевом направлении между опорными

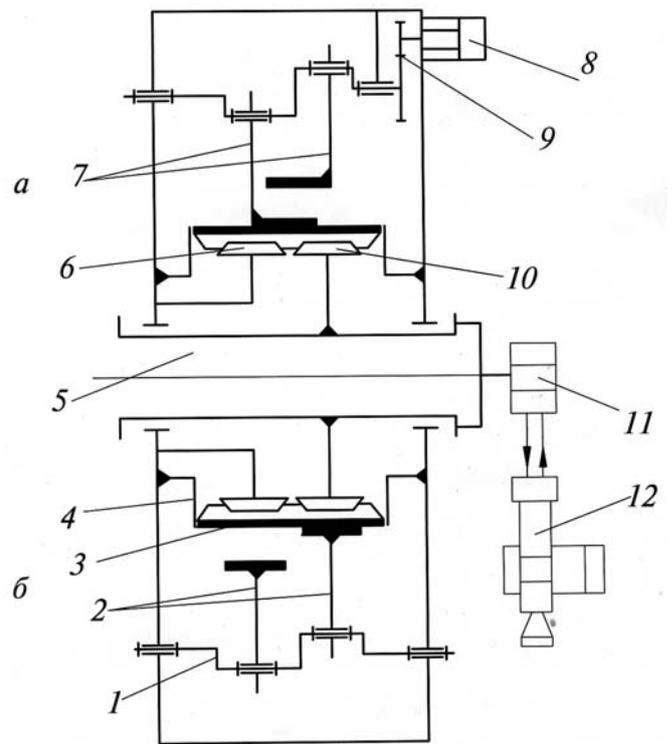


Рис. 1. Структурная схема привода

элементами (4). В редукторах типа РК значение свободного хода гибкого колеса в осевом направлении задавалось 1,5, 0,3 и 0,05 мм, соответственно обозначение передач РК-1,5, РК-0,3, РК-0. Передачи РК имели преднатяг в волновом зацеплении такой же, как и в передачах РБ-Н.

Все редукторы конструировались из условия реализации заданного передаточного отношения при вписывании в единый габарит. Так же при разработке данных конструкций соблюдался принцип единства базовых поверхностей выходного вала (5) и механизма параллельных кривошипов (1), что позволило в одном корпусе производить последовательно сборку всех шести редукторов, и тем самым свести к минимуму влияние погрешностей изготовления корпуса на сравниваемые качественные показатели.

Крутильная жесткость редукторов исследовалась в статике на стенде, аналогично [1], с помощью измерительной призмы (11) и авто-

коллиматора (12), схема которого показана на рис. 1. Входной вал (1) исследуемого редуктора в процессе эксперимента жестко стопорился, выходной вал (5) нагружался крутящим моментом ( $M$ , Н·м), создаваемым рычажным устройством с набором грузов. Угол поворота выходного вала ( $\Delta\phi$ ) определялся оптической системой, состоящей из автоколлиматора АКТ-400 (12) с ценой деления отсчетной шкалы, равной 1 угл. с и паспортизированной 4-гранной призмы (11). С целью уменьшения погрешностей измерения призма крепилась на ненагруженном конце выходного вала (5). Крутящий момент изменялся за счет варьирования массы подвешиваемых грузов. Для более точного определения характера изменения упругой составляющей мертвого хода в зоне малой крутильной жесткости статическое нагружение до номинального крутящего момента  $M = 160$  Н·м и последующая разгрузка производились ступенчато: до 40 Н·м с шагом нагружения 5 Н·м; свыше 40 Н·м с шагом нагружения 20 Н·м. Графики крутильной жесткости  $\Delta\phi(M)$ , зависимость упругого угла поворота выходного вала от приложенного крутящего момента строились по результатам многократно повторенных циклов нагружения и разгрузки, соответствующих реверсивному режиму работы редуктора. Коэффициент крутильной жесткости рассчитывался как отношение приращения крутящего момента к соответствующему приращению угла поворота выходного вала, в дальнейшем — ошибки мертвого хода.

Характеристики крутильной жесткости передач с балочковым генератором волн приведены на рис. 2. Анализ графиков крутильной жесткости редукторов типа РБ показывает, что радиальный преднатяг в волновом зацеплении, полученный за счет увеличения межосевого расстояния на 5% по сравнению с расчетным, увеличивает коэффициент крутильной жесткости в 1,3 раза и уменьшает ошибку мертвого хода в 2,5 раза. Увеличенный радиальный зазор в волновом зацеплении при уменьшении межосевого расстояния на 11% приводит к появлению люфта до 7 угл. мин, снижению коэффициента крутильной жесткости в 1,85 раза и увеличению ошибки мертвого хода в 7,5 раз.

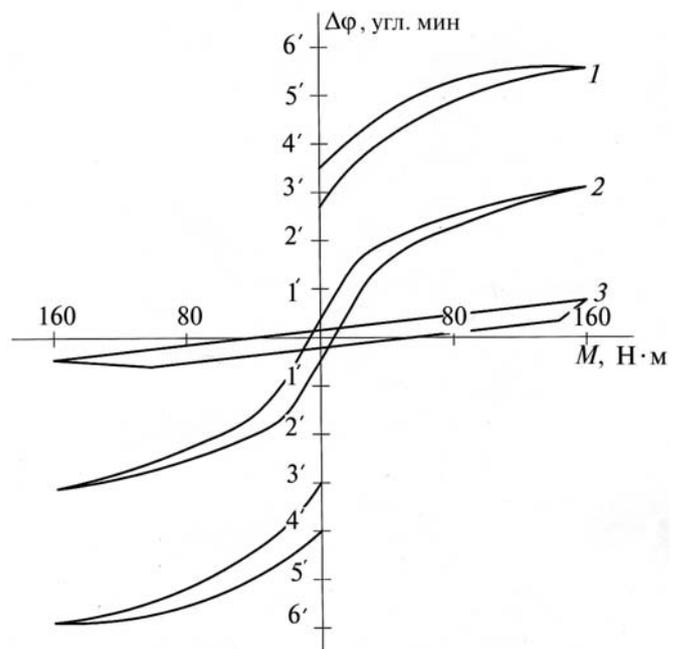


Рис. 2. Крутильная жесткость редукторов:  
1 — РБ-Л; 2 — РБ-Р;  
3 — РБ-Н

Условия деформации гибкого колеса влияют не только на качественные показатели, но и на форму гистерезисной петли крутильной жесткости: РБ-Н имеет линейную характеристику, РБ-Р имеет нелинейную с ярко выраженными двумя зонами различного изменения жесткости, РБ-Л имеет нелинейную характеристику во всем диапазоне нагружения с разрывностью характеристики за счет появления люфта.

Зависимость ошибки мертвого хода (кривая 1) и коэффициента крутильной жесткости (кривая 2) от изменения межосевого расстояния показаны на рис. 3. Анализ полученных результатов позволяет сделать вывод, что характер изменения указанных параметров определяется условиями изменения формы деформированного гибкого колеса под нагрузкой и последовательным входом в зацепление зубьев гибкого и жесткого колес.

На крутильную жесткость редукторов типа РК существенно влияет величина свободного хода гибкого колеса в осевом направлении.

На рисунке 4 представлены характеристики крутильной жесткости. Уменьшение свободного хода гибкого колеса в осевом направлении

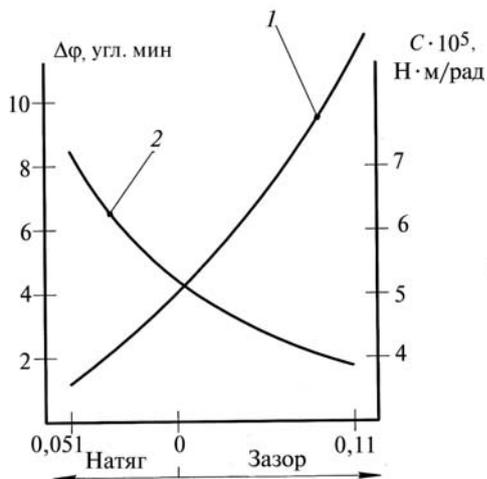


Рис. 3. Зависимость  $\Delta\varphi$  (1) и  $C$  (2) от  $\Delta a_0$

от 1,5 мм до нуля приводит к возрастанию коэффициента крутильной жесткости в 4,6 раза (рис. 5, кривая 2) и снижению ошибки мертвого хода в 7,5 раз (рис. 5, кривая 1). Сопоставление графиков 3 на рис. 2 и на рис. 4 доказывает, что изменение крутильной жесткости редукторов типа РК связано именно с деформацией торцевых сечений гибкого колеса-кольца. Линейность характеристики крутильной жесткости в редукторах РК достигается при полном исключении возможности осевого перемещения гибкого колеса, а в редукторах РБ, с теми же условиями деформации гибкого колеса, боковой зазор между гибким

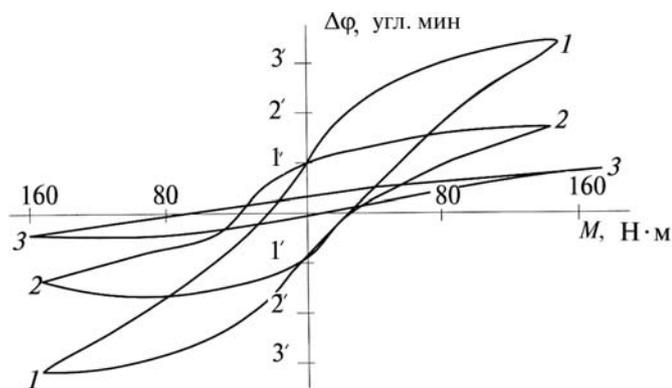


Рис. 4. Зависимость  $\Delta\varphi$  от  $M$  волнового редуктора с кольцевым генератором волн:  
1 — РК-1,5; 2 — РК-0,3; 3 — РК-0

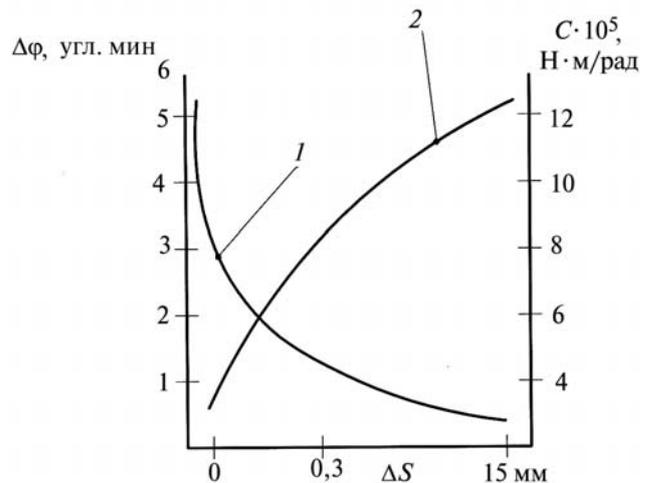


Рис. 5. Зависимость  $\Delta\varphi$  (1) и  $C$  (2) привода с кольцевым генератором волн от осевого зазора

колесом и ограничивающими кольцами (4 и 10) составлял 0,3 мм.

### Выводы

Использование результатов данных исследований позволит конструкторам на стадии проектирования целенаправленно рассчитывать и задавать геометрические параметры волнового зацепления, обеспечивающие наилучшие характеристики волновых зубчатых передач для заданных условий эксплуатации.

### Литература

1. Тимофеев Г.А., Костиков Ю.В., Фурсяк Ф.И. Исследование малоинерционного привода с волновыми зубчатыми передачами // Приводы и компоненты машин. 2011. № 2–3. С. 91–22.
2. А. с. № 541057. Волновая передача. 1976, № 48.
3. Конструкции и геометрический расчет волновых зубчатых передач / В.А. Гавриленко, Н.А. Скворцова и др. // Труды МВТУ № 291 «Теория механизмов». М. 1978. Вып. 8. С. 22–33.
4. Тимофеев Г.А., Костиков Ю.В., Фурсяк Ф.И. Волновые редукторы внешнего деформирования // Вестник машиностроения. 1977. № 1. С. 21–24.
5. Тимофеев Г.А. Система автоматизированного проектирования приводов с волновыми зубчатыми передачами // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 1996. № 2. С. 24–33.

Статья поступила в редакцию 02.05.2012