



КОСТИКОВ
Юрий Васильевич
кандидат технических наук, доцент



ТИМОФЕЕВ
Геннадий Алексеевич
доктор технических наук, профессор



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

Исследование кинематической точности волновых зубчатых передач внешнего деформирования

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

Рассмотрены конструкции редукторов с волновой зубчатой передачей в выходной ступени и разными генераторами волн внешнего деформирования. Проведены экспериментальные исследования кинематической точности, влияния геометрических параметров волновых передач на их кинематическую точность и погрешность мертвого хода.

Ключевые слова: волновая зубчатая передача, генератор волн, гибкое и жесткое колеса, волновая муфта, кинематическая точность, погрешность мертвого хода.

Investigation of kinematic accuracy of external deformation wave gears

Yu.V. Kostikov, G.A. Timofeev, F.I. Fursyuk

The article deals with the structure of the wave gear reducers at the output stage and with different external deformation waves generators. The experimental study of the kinematic accuracy, the influence of wave transmission geometrical parameters on their kinematic accuracy and the backlash error has been carried out.

Keywords: wave gear, wave generator, flexible and rigid wheels, wave coupling, kinematic accuracy, backlash error.

В ряде электромеханических приводов компоновочных особенностей в выходном механизме предусмотрено сквозное центральное отверстие, необходимое для различного рода коммуникаций. Высокие требования к точности воспроизведения требуемых законов движения таких приводов не всегда могут быть выполнены только повышением точности изготовления его элементов конструкции. Поэтому разработка новых конструктивных схем и решений является весьма актуальной задачей [1].

Одним из перспективных направлений повышения качественных показателей исполнительных механизмов быстродействующих электромеханических приводов является использование в их выходных ступенях волновых зубчатых передач, гибкие колеса которых деформируются внешним образом [2–6]. На рисунке 1 представлен чертеж волновой передачи с гибким колесом 5, выполненным в виде тонкостенной оболочки, жестко присоединенной к корпусу 1. Деформирующие кольца 2 генератора волн создают зацепление зубчатого венца гибкого колеса 5 с жестким колесом 3 в двух диаметрально противоположных зонах по малой оси деформации. Вращательное движение от электродвигателя 8 через зубчатую пару колес преобразуется с помо-

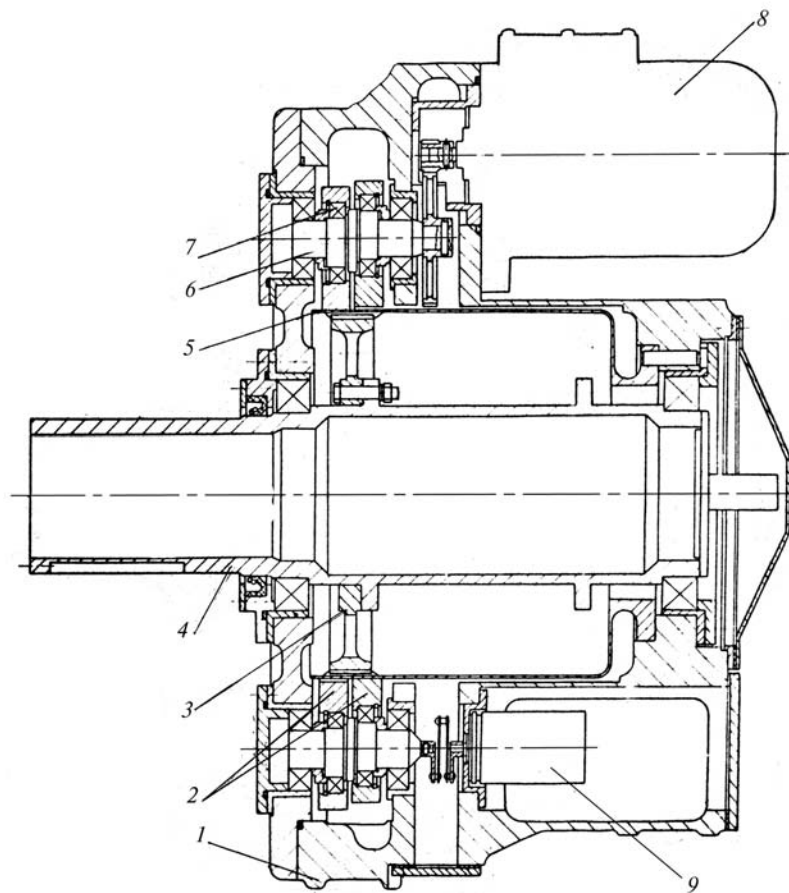


Рис. 1. Волновой зубчатый редуктор внешнего деформирования

щью генератора волн 2, 6, 7, кольца которого совершают поступательное движение по круговым траекториям, через волновое зацепление во вращательное движение выходного вала 4. Кроме того, использование механизма параллельных кривошипов 2, 6, 7 в конструкции генератора волн позволяет реализовать многодвигательный привод и не требуют дополнительной кинематической цепи для установки датчиков 9 обратной связи. Результаты исследования крутильной жесткости волновых передач с гибким колесом-кольцом приведены в статье [5].

Настоящие экспериментальные исследования были проведены с целью выявления влияния условий деформирования гибкого колеса и геометрических параметров зацепления волновой зубчатой передачи внешнего деформирования на ее кинематическую точность, которая является одним из определяющих качественных показателей для указанных электромеханиче-

ских приводов. Эксперименты проводились на волновых зубчатых передачах, выполненных по единой кинематической схеме, но с различными конструктивными решениями гибких колес и генераторов волн (рис. 1–3). На передачах, конструкция которых показана на рис. 1 с гибким колесом в виде цилиндрической оболочки, исследовалось влияние углов облегания гибкого колеса 5 кольцевым генератором волн 2, 6, 7. Другие исследования проводились на волновых зубчатых передачах с гибким колесом-кольцом (см. рис. 2), которые имели два вида генераторов волн. Особенности балочкового генератора волн описаны в статье [5], его конструкция показана на рис. 2, а, а кольцевого — на рис. 2, б. В этих конструкциях гибкое колесо-кольцо 3 в двух диаметрально противоположных зонах по малой оси деформации находится в зацеплении с двумя жесткими колесами 6 и 13, причем жесткое колесо 6 составляло с ним волновую передачу. Жесткое колесо 13

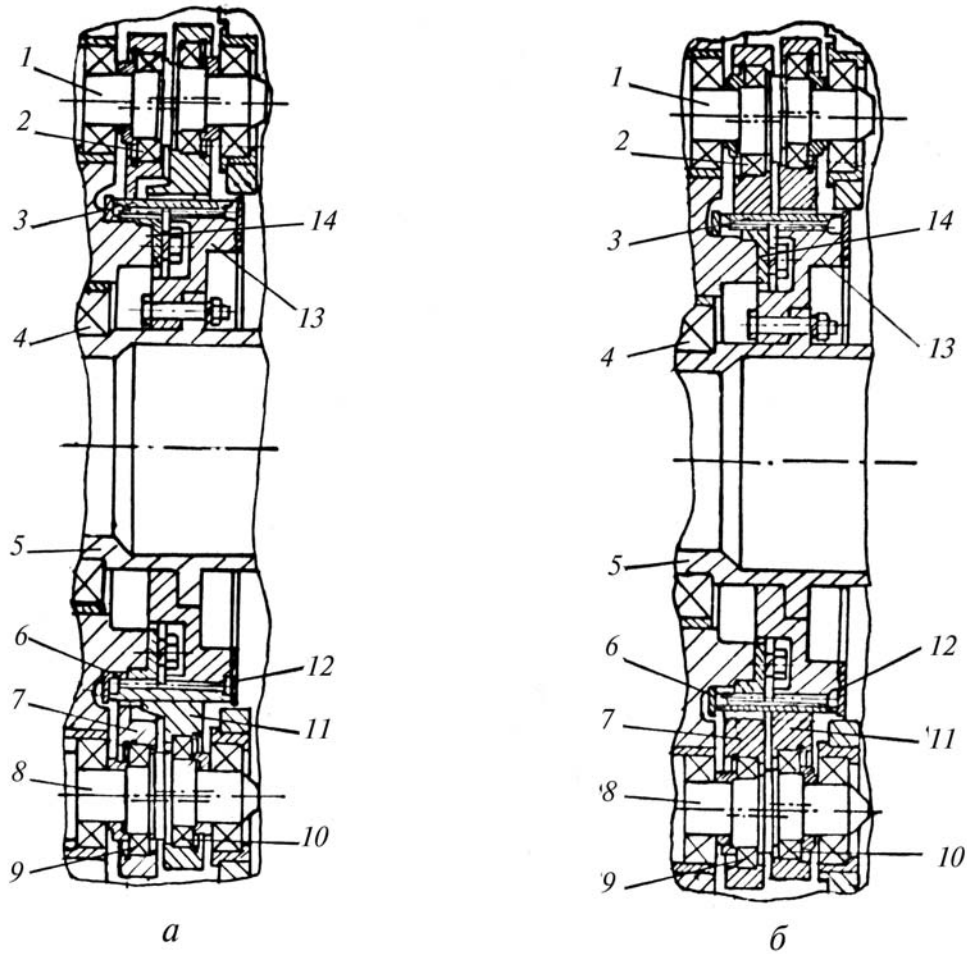


Рис. 2. Узлы генераторов волн:
a — балочковый; *б* — кольцевой

образовывало с ним волновую зубчатую муфту. Таким образом, вращательное движение ведущего вала 1 (см. рис. 2) преобразовывалось с помощью механизма параллельных кривошипов 1, 2, 7, 8, 9, 10, 11 генератора волн во вра-

щательное движение гибкого колеса 3, которое сообщалось выходному валу 5 редуктора. Геометрические параметры волнового зацепления передачи и волновой зубчатой муфты рассчитывались по методикам [3, 6–8],

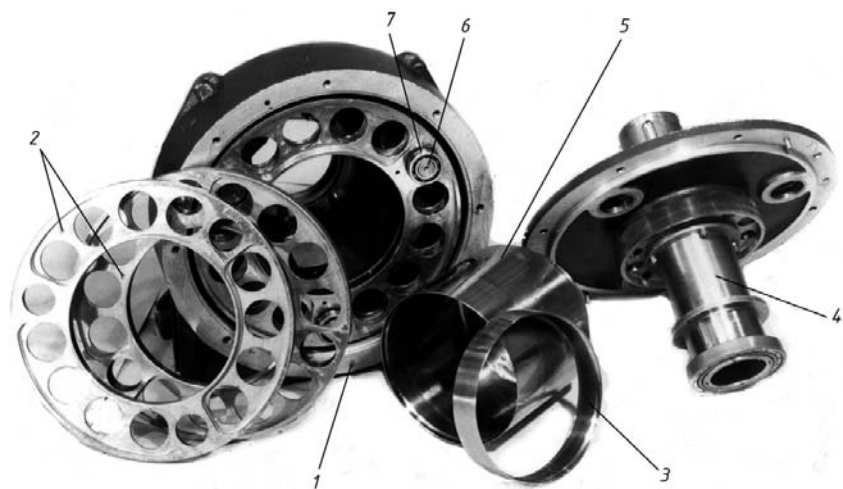


Рис. 3. Детали и узлы волновой зубчатой передачи:

разработанным на кафедре «Теория механизмов и машин» МГТУ им. Н.Э. Баумана, а их числовые значения приведены в статье [5]. В волновых передачах с гибким колесом-кольцом задавались углы облегания $\beta = 45^\circ$ и $\beta = 60^\circ$.

На редукторах с балочковым генератором волн исследовалось влияние радиальных условий деформации гибкого колеса: одна конструкция имела расчетные параметры зацепления (условное обозначение БР-Р), вторая — увеличенный эксцентриситет кривошипных валов на 5% по сравнению с расчетным значением (БР-Н), третья — уменьшенный на 11% эксцентриситет кривошипных валов (БР-Л). Таким образом имитировались условия деформации и зацепления гибкого колеса, возникающие при различных взаимных расположениях погрешностей изготовления деталей генератора волн.

Влияние депланации торцевых сечений гибкого колеса исследовалось на трех редукторах с кольцевыми генераторами волн (см. рис. 2, б). Кольцевой генератор волн является наиболее технологичным по сравнению с другими типами генераторов волн, так как в качестве деформирующих элементов используются два плоских диска 7, 11. 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 величины свободного хода гибкого колеса в осевом направлении между опорными элементами 12. В этих редукторах величина свободного хода гибкого колеса в осевом направлении задавалась 1,5, 0,3 и 0,05 мм (соответственно условное обозначение БК-1,5; БК-0,3; БК-0,05).

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 валов 1, 8 механизма параллельных кривошипов, что позволило в одном

корпусе производить последовательно сборку всех редукторов, и тем самым свести к минимуму влияние погрешностей изготовления корпуса на сравниваемые качественные показатели.

Кинематическая погрешность редукторов исследовалась в динамике (при варьировании нагрузкой — моментом сопротивления на ведомом валу) индуктивно-амплитудным методом [9] на стенде, фотография которого приведена на рис. 4. Механическая редукция исследуемого редуктора 11 сравнивалась с эталонной электрической редукцией между многополюсным воздушным вращающимся трансформатором ИПУ-5А 9, установленным на выходном валу, и синусно-косинусно вращающимся трансформатором 5БВТ-11 12, кинематически связанным с входным валом. Электрический сигнал рассогласования, возникающий при расфазировании индукционных преобразователей угла ИПУ-5А и 5БВТ-11, пропорциональный изменению мгновенного передаточного отношения редуктора, регистрировался комплексом аппаратуры, состоящей из измерительного усилителя У2-6 5, генератора сигналов ГЗ-39 6, синхронного детектора 4. Характер изменения кинематической погрешности записывался на шлейфовом осциллографе 2 марки К12-22. Ступенчатое нагружение редуктора крутящим моментом $M_{кр}$ до 160 Н·м осуществлялось с помощью порошкового тормоза 13 ПТ-40М. Тарировка индуктивно-амплитудного кинематомера производилась по эталонной 4-гранной призме 8 автоколлиматором АК-1 7 с ценой деления отсчетной шкалы равной 1 с". Высокочастотная электрическая редукция, бесконтактная связь и малая инерционность индуктивных преобразователей угла в комплексе с усилительной, измерительной и регистрирующей аппаратурой, обладающей высокой разрешающей способностью, обеспечили погрешность измерения до пяти угловых секунд. Исследования кинематической погрешности проводились в установившемся режиме за полный оборот выходного вала с последующим реверсом его вращения, при ступенчатом изменении нагрузки на выходном валу $M_{кр} = 20, 40, 80, 120$ и 160 Н·м. Пример записи

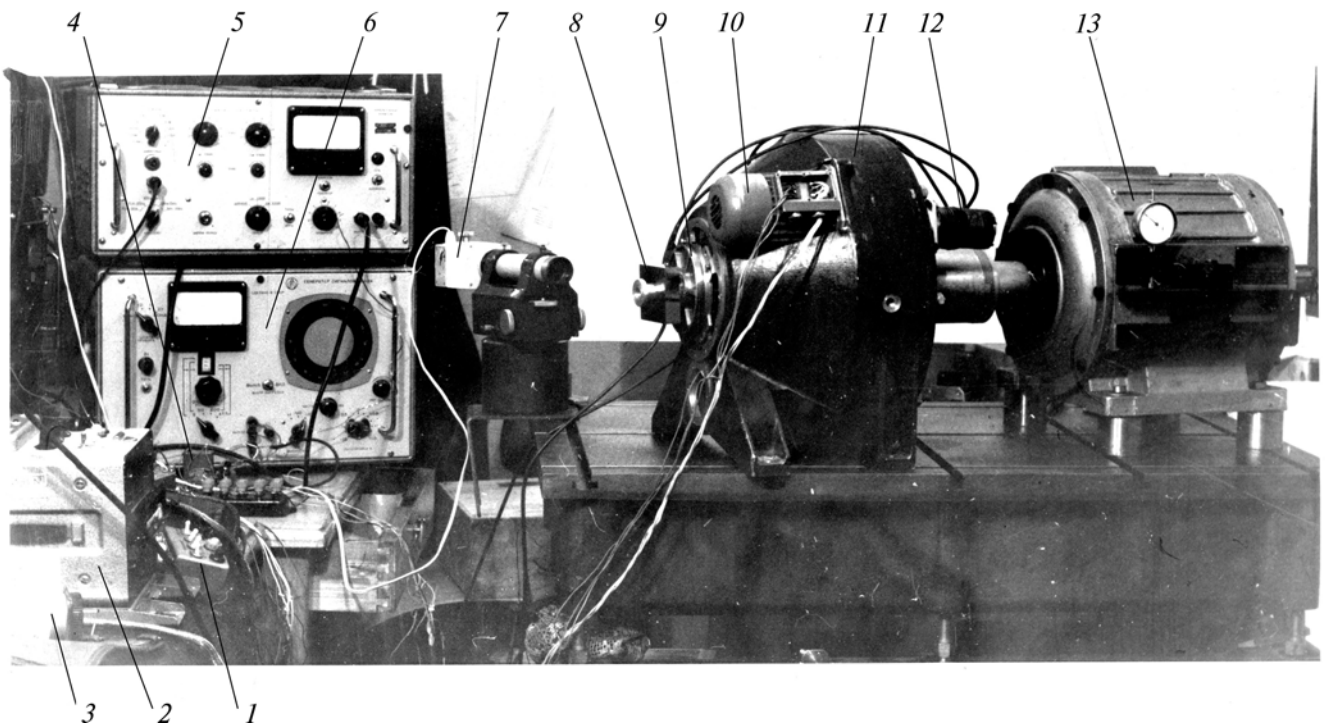


Рис. 4. Испытательный стенд

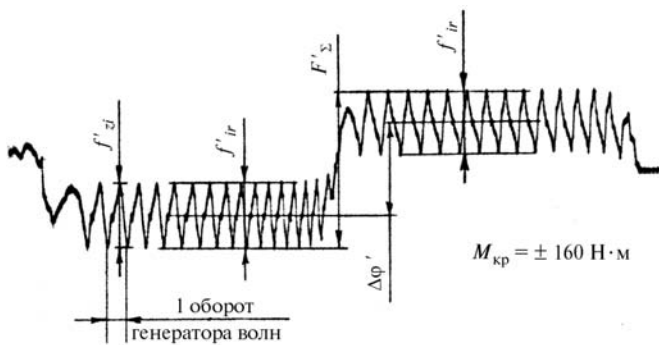


Рис. 5. Осциллограмма кинематической погрешности редуктор ВР10-45

осциллограммы характера изменения кинематической погрешности (рис. 5) позволили провести исследование изменения всех составляющих кинематической погрешности: F'_{Σ} — суммарная кинематическая погрешность — наибольшая алгебраическая разность значений кинематической погрешности передачи за полный цикл изменения относительного положения зубчатых колес, включая прямое и обратное вращение; f'_{zi} — циклическая погрешность — удвоенная амплитуда гармонической составляющей кинематической погрешности; f'_{ir} — местная кинематическая по-

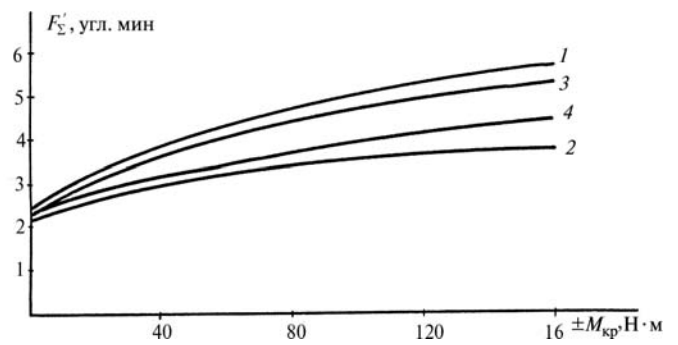


Рис. 6. Зависимость F'_{Σ} от момента $M_{кр}$

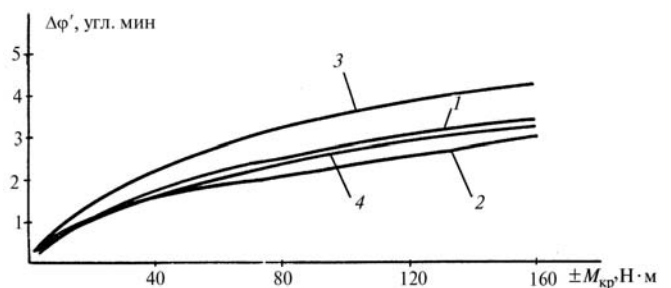


Рис. 7. Зависимость $\Delta\varphi'$ от момента $M_{кр}$

грешность — наибольшая алгебраическая разность значений циклических погрешностей в пределах полного изменения относитель-

го положения зубчатых колес без реверса вращения выходного звена; $\Delta\phi'$ — ошибка мертвого хода — алгебраическая сумма люфтов в кинематических парах и упругих перемещений соответствующих элементов передачи, приведенные к ведомому валу 4 (см. рис. 1) и определяемая, как дополнительный угол поворота ведомого звена при неподвижном ведущем валу 6. По результатам анализа полученных осциллограмм построены графики суммарной кинематической погрешности (рис. 6), ошибки мертвого хода (рис. 7), местной кинематической погрешности (рис. 8) редукторов РБ-Р (кривая 1), РК-0,3 (кривая 2), РБ-Л (кривая 3), РБ-Н (кривая 4) от величины приложенного крутящего момента.

Из анализа полученных графиков следует, что, в редукторах с расчетными параметрами волнового зацепления увеличение суммарной кинематической погрешности при повышении нагрузки определяется появлением и возрастанием ошибки мертвого хода, в то время как местная кинематическая погрешность имеет тенденцию к незначительному снижению. Уменьшение прироста ошибки мертвого хода и уменьшение местной кинематической погрешности связано с изменением формы гибкого колеса под нагрузкой и увеличением чис-

ла зубьев, находящихся в зацеплении, что подтверждается проведенными исследованиями крутильной жесткости — с увеличением нагрузки крутильная жесткость передач увеличивается [5, 9].

Влияние точности изготовления элементов волнового зацепления, имитируемого изменением межосевого расстояния, не однозначно — в редукторах с предварительным натягом в волновом зацеплении при увеличении нагрузки местная кинематическая погрешность растет, а в редукторах с повышенным радиальным зазором — уменьшается. Натяг в ненагруженной передаче приводит к появлению ошибки мертвого хода. Радиальный зазор до нескольких процентов от межосевого расстояния не вызывает появления люфта в ненагруженной передаче. Большее значение ошибки мертвого хода и более интенсивный ее рост под нагрузкой в редукторах с кольцевым генератором волн, чем в редукторах с балочковым генератором волн, вызван деформацией торцевых сечений гибкого колеса.

Характер влияния углов облегания на составляющие кинематической погрешности показаны на рис. 9–11, анализ полученных результатов позволяет сделать вывод, что в кинематической погрешности

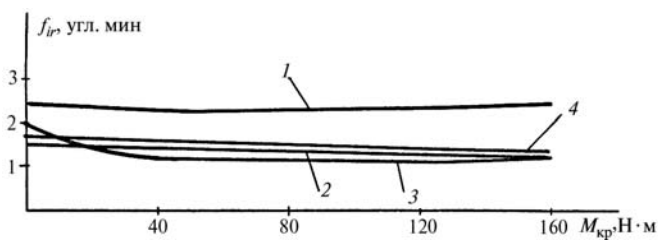


Рис. 8. Зависимость f_{ir} от момента $M_{кр}$

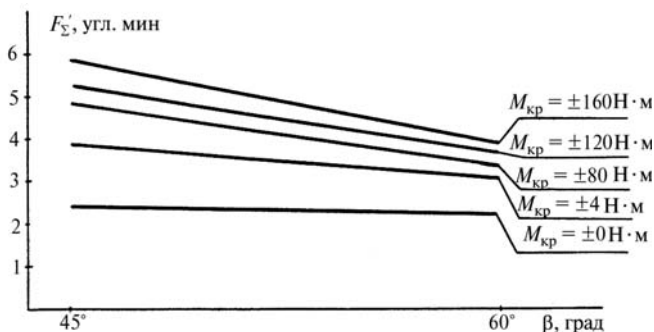


Рис. 9. Зависимость F'_Σ от момента $M_{кр}$ и угла облегания β

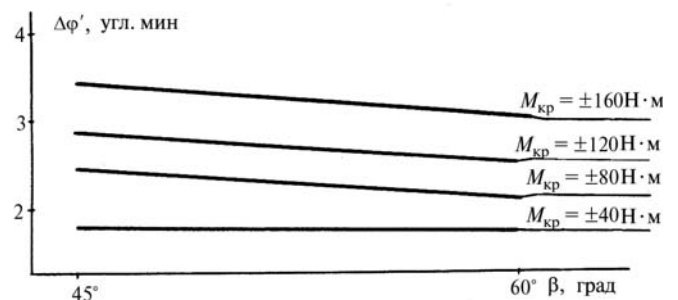


Рис. 10. Зависимость $\Delta\phi'$ от момента $M_{кр}$ и угла облегания β

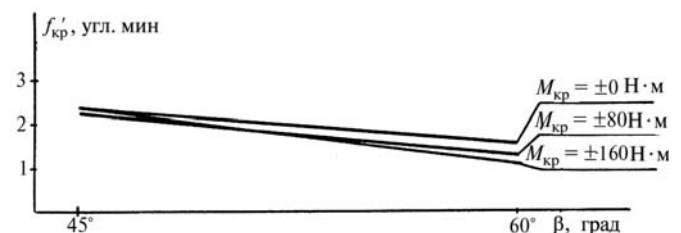


Рис. 11. Зависимость f'_{kr} от момента $M_{кр}$ и угла облегания β

матических передачах изменение угла облегания незначительно влияет на величины всех составляющих кинематической погрешности. В силовых передачах увеличение угла облегания приводит к уменьшению суммарной кинематической погрешности на 10...15%.

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 // Дис. на соиск. ученой степени д-ра техн. наук. М. 1997. 352 с.
2. А. С. 541057 СССР, МКИ F16H 1/00. Волновая передача / В.Б. Тарабарин, Г.А. Тимофеев // Бюллетень изобретений. 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. Костиков Ю.В., Тимофеев Г.А., Фурсяк Ф.И. Исследование крутильной жесткости волновых зубчатых передач внешнего деформирования с гибким колесом-кольцом // Приводы и компоненты машин. 2011. № 4.

6. Костиков Ю.В., Тимофеев Г.А., Фурсяк Ф.И. Оценка точности волновых редукторов. М.: ВИНТИ, Депонированные рукописи. № 7. 1981.

7. Тимофеев Г.А. Геометрический расчет волновой передачи с волновой зубчатой муфтой // Вестник машиностроения. 1979. № 5. С. 38—42.

8. Тимофеев Г.А. Система автоматизированного проектирования приводов с волновыми зубчатыми передачами // Вестник МГТУ. Сер. Машиностроение. 1996. № 2. С. 24—33.

9. Костиков Ю.В., Тимофеев Г.А. Динамические характеристики передач с гибкими и жесткими звеньями // Труды МВТУ. № 408. Теории механизмов. М. 1984. Вып. 10. С. 21—28.

Статья поступила в редакцию 30.03.2012