

УДК 621.833.6

**М.Ф. Пашкевич, д-р техн. наук, проф., Д.В. Давыденко****ФРИКЦИОННЫЕ ШАРИКОПОДШИПНИКОВЫЕ ПЕРЕДАЧИ И ИХ ПРИМЕНЕНИЕ**

Приведены результаты экспериментального исследования кинематической точности и плавности работы шарикоподшипниковой передачи с регулируемым передаваемым моментом. Предложены конструкции устройств, использующих шарикоподшипниковые редуцирующие узлы.

В машинах и механизмах, между приводным двигателем и исполнительным звеном используются передаточные механизмы. Чаще всего в качестве передаточных механизмов используют зубчатые передачи, и это оправдано в тех случаях, когда речь идет о силовых приводах.

Между тем существуют такие механизмы, в которых весьма желательно обеспечить постоянство передаваемого момента, а также механизмы для настройки и регулировки, в которых важна кинематическая точность и плавность работы регулирующего устройства. Задача обеспечения постоянства передаваемого момента чаще всего решается на основе использования муфт предельного момента, т. е. дополнительных устройств. Также на основе применения дополнительных устройств или высокоточных передач обеспечивается высокая кинематическая точность и плавность работы приводов. И в каждом из этих случаев требуются дополнительные затраты.

Использование планетарных шариковых фрикционных передач способно наиболее просто и эффективно решить указанные задачи. Однако известные конструкции таких передач обладают существенными недостатками. В этих передачах в качестве планетарных колес используют трудно изготавливаемые, высокоточные специальные кольца, нажимной механизм имеет чаще всего сложную и несовершенную конструкцию, или отсутствует вовсе, а усилие натяга между шариками и беговыми дорожками в этом случае достигается путем регулирования при сборке передачи.

Известно, что обычный шарикоподшипник является фрикционным планетарным механизмом. Если его внутреннее кольцо и сепаратор связать соответственно с приводным двигателем и ведомым валом привода, а наружное кольцо затормозить, то получится фрикционная шарикоподшипниковая передача типа 2К-Н, и ее передаточное число будет определяться соотношением [1]

$$i = 2D / (D - d),$$

где  $D$  – диаметр окружности центров тел качения,  $d$  – диаметр тел качения.

Построенные на основе шарикоподшипников планетарные передачи весьма компактны, обладают низкой технологической себестоимостью и обеспечивают широкие кинематические возможности в части получения значительных передаточных отношений при многоступенчатом исполнении. В [1] отмечается, что такие передачи способны выступать в качестве силовых передач. По-видимому, от таких передач следует также ожидать высокой кинематической точности и высокой плавности работы. Однако их кинематическая точность и ряд других параметров и характеристик их технического уровня пока не исследованы. Поэтому в настоящей работе проводились исследования кинематических погрешностей экспериментального образца планетарной фрикционной передачи, построенной на основе 208 шарикоподшипника (рис. 1). В этой передаче  $D = 60$  мм,  $d = 12,7$  мм, поэтому передаточное число  $i = 2,54$ .

Передача содержит корпус 1, крышку 2, быстроходный 3 и тихоходный 4 валы,

установленный в корпусе подшипник 13, наружное кольцо 5 которого заторможено, а внутреннее кольцо 6 плотно насажено на быстроходный вал 3. На быстроходном валу 3 расположен нажимной диск 7, который может перемещаться в осевом направлении при помощи гайки 8 и упорного подшипника 9. На нажимном диске 7 крепится стойка 10 для индикатора 11. В гнездах корпуса 1 расположены пружины 12, на которые опирается нажимной диск 7.

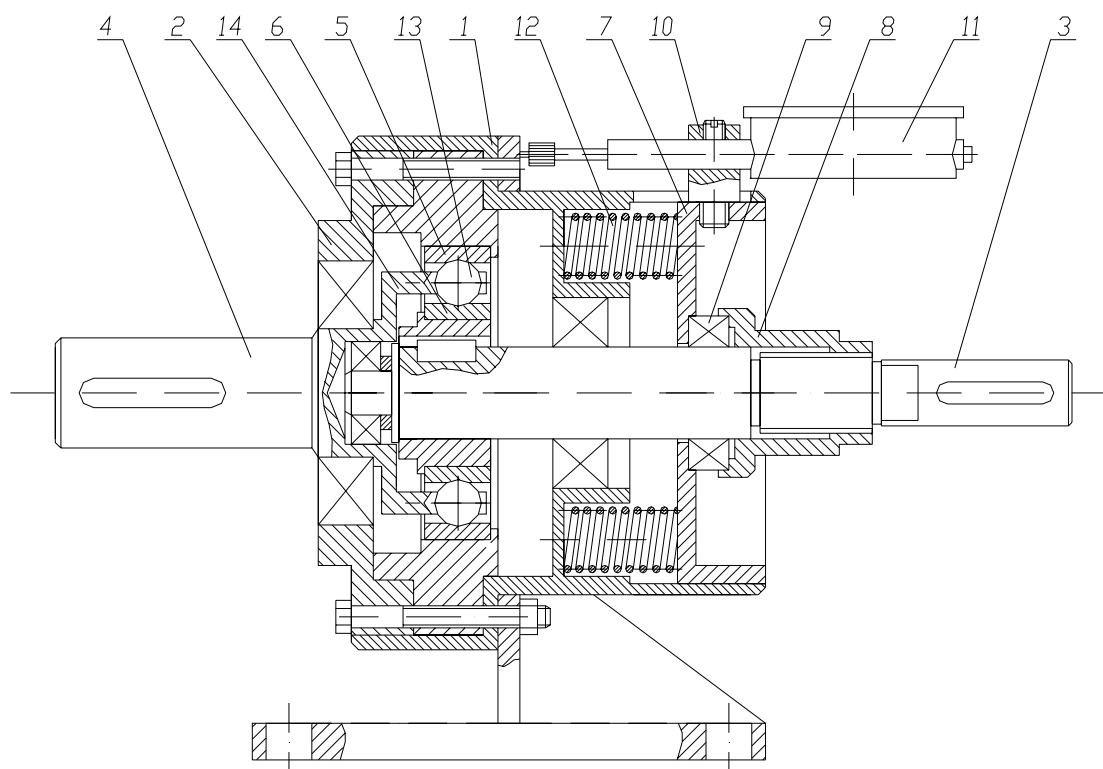


Рис. 1. Экспериментальная фрикционная шарикоподшипниковая передача

При вращении быстроходного вала 3 вращается внутреннее кольцо подшипника. Его наружное кольцо не вращается. Поэтому шарики получают планетарное движение вокруг оси подшипника и увлекают за собой сепаратор – водило 14, которое жестко связано с тихоходным валом 4. Для регулирования (например, увеличения) передаваемого момента вращают гайку 8. При этом происходит перемещение влево нажимного диска 7 и сжатие пружин 12. Силы сжатия пружин 12 воздействуют на диск 7 и через упорный подшипник 9 и гайку 8 передаются на быстроходный вал 3, стремясь переместить его вправо вместе с внутренним кольцом подшипника. За счет этого увеличиваются осевые расклинивающие усилия в подшипнике, в результате чего возрастают силы трения между шариками и беговыми дорожками внутреннего и наружного колец, и, следовательно, увеличивается передаваемый редуктором момент. Контролируют величину расклинивающих усилий по показаниям индикатора 11 и результатам тарировки пружин 12.

Исследование передачи проводилось на автоматизированном стенде в соответствии с методикой, подробно изложенной в [2]. Для оценки кинематической точности передачи применялся преобразователь угловых перемещений типа ВЕ178А, который присоединялся непосредственно к ведомому валу передачи. Величина кинематической погрешности определялась на основе анализа последовательности прямоугольных импульсов, генерируемых преобразователем (2500 импульсов) и регистрируемых измерительной сис-

темой. Отклонения периода и длительности импульсов от номинальных значений являлись мерой неравномерности вращения вала и, следовательно, мерой кинематической погрешности передачи. Точность измерений обеспечивалась информационно-измерительной системой на базе ЭВМ и специального программного комплекса.

Измерения проводились без натяга и при различных натягах в подшипнике (520; 624; 728; 832; 928 Н), а также различных частотах вращения ведущего вала (625; 990; 1480 мин<sup>-1</sup>). Результаты исследований представлялись в виде графиков изменения кинематической погрешности за один оборот ведомого вала передачи. Путем разложения функции кинематической погрешности в ряд Фурье получали также амплитудно-частотный спектр этой погрешности.

На рис. 2, в качестве примера, дано графическое представление кинематической погрешности передачи и ее амплитудно-частотного спектра. Эти графики получены при частоте вращения ведущего вала 1480 мин<sup>-1</sup> и усилии натяга в подшипнике 624 Н.

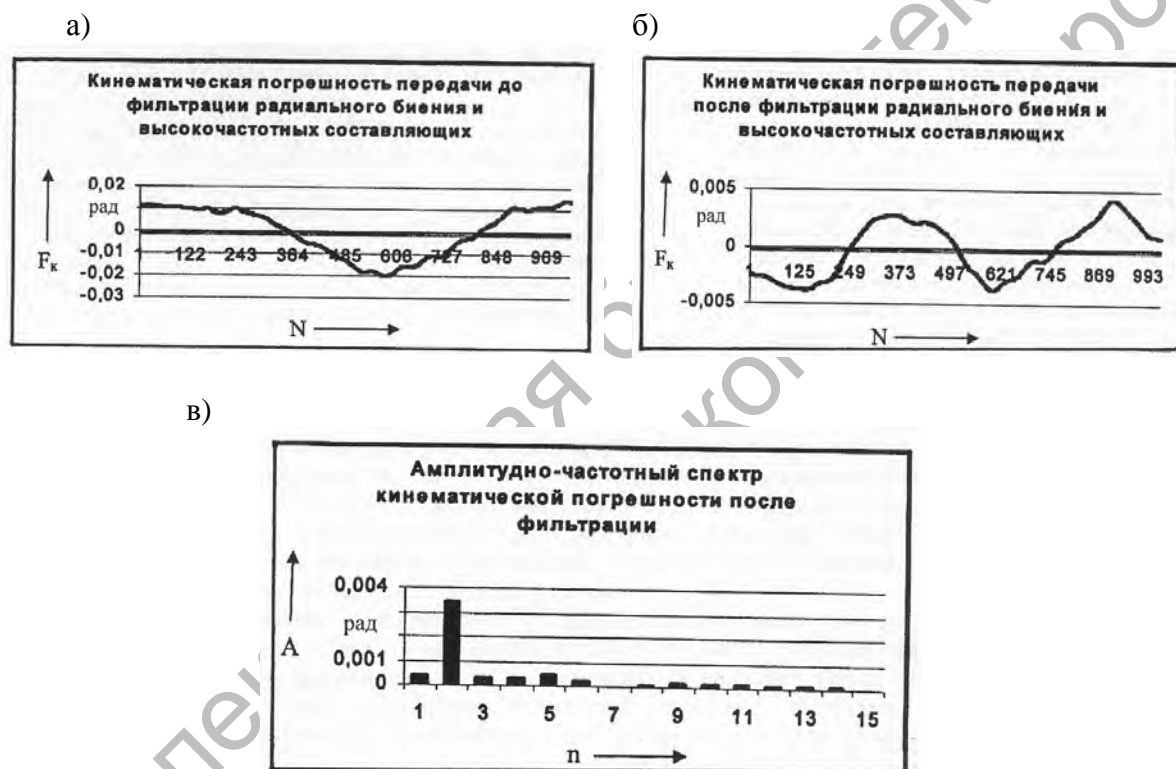


Рис. 2. Графики кинематической погрешности и ее амплитудно-частотный спектр

На рис. 2 приняты следующие обозначения:  $F_k$  - кинематическая погрешность;  $N$  - номер измерения;  $A$  - амплитуда;  $n$  - номер гармонической составляющей. Как видно из первого графика (рис. 2, а), размах функции кинематической погрешности велик, он превышает 0,03 рад. А причиной этого является чрезмерное радиальное биение ведомого вала передачи, установленного при сборке на одном подшипнике, которое составляло более 0,3 мм. Снижение этого биения в передаче приведет к безусловному уменьшению ее наибольшей кинематической погрешности. И для того, чтобы оценить это уменьшение за счет ограничения радиального биения ведомого вала, мы провели фильтрацию радиального биения, т. е. исключение первой гармонической составляющей кинематической погрешности, которая вызвана радиальным биением. Для этой цели была использована специальная программа для ЭВМ. Были отфильтрованы и вы-

сокочастотные составляющие кинематической погрешности, которые соответствовали уровню шума при записи сигналов от преобразователя.

На втором графике (рис. 2, б) представлена функция кинематической погрешности после фильтрации радиального биения и высокочастотных составляющих. Как следует из графика, наибольшее значение кинематической погрешности (размах кривой) теперь не превышает 0,0075 рад, или 26 угловых минут. Это высокая кинематическая точность.

Третий график (рис. 2, в) – амплитудно-частотный спектр – свидетельствует о том, что амплитуда второй гармонической составляющей, дважды проявляющейся за один оборот ведомого вала, наиболее значима. Ее следует считать характеристикой кинематической точности передачи, и ее размах составляет 0,007 рад, т. е. 24 угловые минуты. Третья и последующие гармонические составляющие, многократно повторяющиеся за один оборот ведомого вала и характеризующие плавность работы передачи, незначительны. Наибольшая из них, пятая гармоника, имеет размах не более 0,001 рад, т. е. не более 5 угловых минут, что свидетельствует о высокой плавности работы передачи.

Высокая кинематическая точность и высокая плавность работы фрикционных шарикоподшипниковых передач открывают возможность их применения в приборах точной механики, а также в точных приводах технологического оборудования. Одной из областей применения передачи, где требуется ее высокая плавность работы, являются верньерные устройства для грубой и тонкой настройки механизмов. Типовая конструктивная схема верньерного устройства, построенного на основе фрикционной шарикоподшипниковой передачи, представлена на рис. 3.

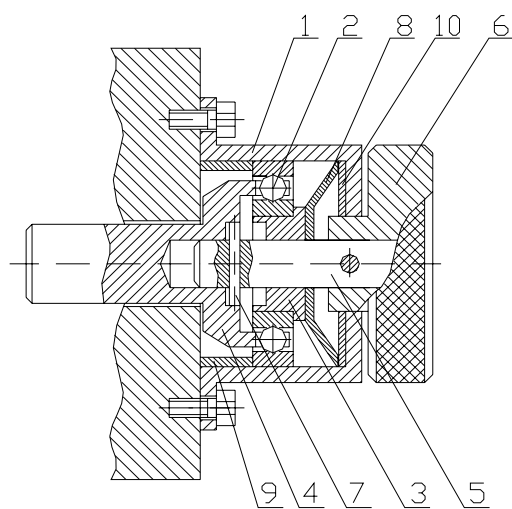


Рис. 3. Конструктивная схема верньерного устройства

Это устройство содержит корпус 1, в котором установлен шарикоподшипник 2, во внутреннее кольцо которого запрессована втулка 3, являющаяся ведущим звеном редуктора. Стандартный сепаратор шарикоподшипника заменен сепаратором 4 специальной конструкции. Он является ведомым звеном шарикоподшипниковой передачи. В центральное отверстие сепаратора вставляется ось 5 верньерного устройства, на одном конце которой закреплена регулировочная ручка 6, а на другом – штифт 7, служащий для вращения либо сепаратора 4, либо втулки 3 совместно с внутренним кольцом подшипника. Для создания натяга в шарикоподшипнике служат тарельчатая пружина 8 и распорная втулка 9. Тарельчатая пружина опирается на антифрикционную шайбу 10.

При грубой регулировке ручку 6 подают влево, штифт 7 размещают в радиальном пазу сепаратора 4, и при вращении ручки 6 поворачивают сепаратор, производя грубую настройку механизма. Для тонкой настройки ручку 6 подают вправо, штифт 7 размещают в радиальном пазу втулки 3 и, вращая ручку 6, поворачивают эту втулку, а вместе с ней и ведущее звено редуктора, т. е. внутреннее кольцо шарикоподшипника. При этом происходит редуцирование вращения ручки в соответствии с передаточным отношением редуктора, передача этого вращения на сепаратор 4 и, следовательно, тонкая настройка механизма.

Надежность регулировки передаваемого шарикоподшипниковой передачей момента путем изменения натяга в шарикоподшипнике, а также компактность передачи,

предопределяют возможность ее использования в качестве устройства предельного момента. Такие устройства применяют, например, в ручных и механизированных инструментах (гайковертах) для создания контролируемых моментов затяжки резьбовых соединений.

На рис. 4 представлена конструктивная схема отвертки с устройством для регулировки передаваемого момента. Устройство регулировки размещено в корпусе 1. Оно содержит ведущее звено 2, на котором закреплена рукоятка 3, и представляет собой шарикоподшипник 4 с сепаратором 5 оригинальной конструкции с шестигранным отверстием для закрепления в нем рабочего элемента 6, в данном случае – стержня отвертки. Для силового воздействия на стержень 6 между звеном 2 и стержнем 6 установлен шарик 7. Создание натяга в шарикоподшипнике 4, соответствующего требуемому моменту затяжки резьбового соединения, в устройстве обеспечивает упругий элемент (тарельчатая пружина) 8. Натяг (следовательно, и передаваемый момент) регулируется при помощи резьбовой крышки 9.

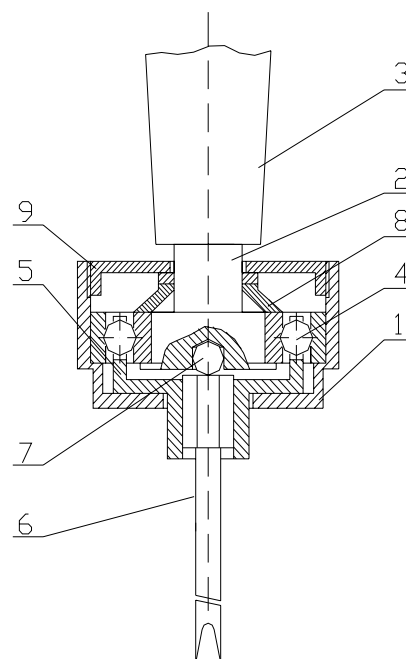


Рис. 4. Конструктивная схема отвертки с устройством регулировки момента затяжки

При вращении рукоятки 3 вращается внутреннее кольцо подшипника 4. Наружное кольцо подшипника вместе с корпусом 1 заторможено, а потому приходит во вращение сепаратор 5 с редуцированной частотой вращения, определяемой передаточным числом редуктора. Направление этого вращения совпадает с направлением вращения рукоятки.

В процессе работы устройства неподвижность корпуса 1 обеспечивается либо вручную, если передаваемый момент невелик, либо при помощи специального рычага, связанного с корпусом и предназначенного для фиксации его неподвижного положения.

В данном случае высокая кинематическая точность шарикоподшипниковой передачи не нужна. Главным критерием, определяющим ее работоспособность, является возможность передавать требуемую величину момента в зависимости от натяга в подшипнике. К достоинствам устройства относятся минимальные массогабаритные параметры, компактность, низкая металлоемкость, высокая точность регулировки момента, реверсивность, нечувствительность к перегрузкам, высокая технологичность, простота конструкции и, как следствие этого, низкая себестоимость.

Таким образом, малогабаритные фрикционные шарикоподшипниковые передачи могут найти достаточно широкую область своего эффективного применения в машиностроении, включающую:

- мало и средненагруженные реверсивные передачи для высокоточных приводов машин, механизмов и технологических систем;
- кинематические высокоточные приводы для механизмов регулировки и настройки;
- ручные и механизированные инструменты для регулируемой затяжки резьбовых соединений.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Терехов, А. П.** Шариковые планетарно-фрикционные редукторы / А. П. Терехов, В. Г. Полякевич. – М. : Машгиз, 1955. – 86 с.
2. Планетарные кулачково-плунжерные передачи. Проектирование, контроль и диагностика / М. Ф. Пашкевич [и др.]. – Могилев: Бел.-Рос. ун-т, 2003. – 221 с.

Белорусско-Российский университет  
Материалы поступил 28.10.2005

**M.F. Pashkevich, D.V. Davydenko**  
**Frictional ball-bearing transfers**  
**and their application**  
Belarusian-Russian University

Results of an experimental research of kinematic accuracy and smoothness of work of ball-bearing transfer with the adjustable transmitted moment are given. Designs of the devices using ball-bearing reducing sites are offered.