

УДК 621.833.6

М. Ф. Пашкевич, д-р техн. наук, проф., Д. В. Давыденко

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ФРИКЦИОННЫХ ШАРИКОПОДШИПНИКОВЫХ ПЕРЕДАЧ В СТАТИЧЕСКИХ УСЛОВИЯХ

Приведены результаты экспериментальных исследований вращающих моментов на ведущем и ведомом валах и КПД планетарных фрикционных передач в статических условиях. Исследованы радиальные шарикоподшипники 106, 107, 206, 207, 306, 307. Рассмотрены эксплуатационные возможности фрикционных шарикоподшипниковых передач. Приведены данные, необходимые для проектирования нажимного устройства в таких передачах. Предложены области применения устройств, использующих шарикоподшипниковые редуцирующие узлы.

В приводах машин, механизмов и технологического оборудования для снижения частоты вращения ведущего вала используют редуцирующие механизмы. В качестве таких механизмов используют различные передачи, отличающиеся своими размерами, передаваемыми нагрузками, передаточными отношениями и другими характеристиками.

Во многих случаях крупногабаритные редукторы можно заменить компактными, легкими и весьма простыми шариковыми планетарно-фрикционными редукторами. Вследствие замены трения скольжения в зубчатых редукторах на трение качения в шариковых повышается общий ресурс работы привода.

В известных конструкциях планетарных фрикционных шариковых передач имеются существенные недостатки. Прежде всего это сложность изготовления, т. к. в этих передачах используются высокоточные специальные кольца с дорожками качения на их цилиндрических поверхностях [1]. Изготовление таких дорожек качения, особенно на внутренней поверхности, и редуктора в целом требует применения специального оборудования и инструмента, что вызывает определенные сложности. Нажимной механизм в специальных конструкциях фрикционных шариковых передач не позволяет надежно регулировать натяг в шариковом зацеплении, имеет сложную и несовершенную кон-

струкцию. В ряде случаев такой механизм отсутствует вовсе, а натяг в этом случае достигается условиями сборки передачи [2].

В качестве фрикционного шарикового редуктора можно использовать стандартный радиальный шариковый подшипник, который лишен указанных недостатков, т. к. является точным планетарным механизмом, не требующим дополнительной регулировки.

Если в таком фрикционном планетарном механизме, построенном на основе стандартного радиального шарикоподшипника, внутреннее кольцо связать с ведущим валом двигателя, а сепаратор – с ведомым валом привода, то при заторможенном наружном кольце получится фрикционная шарикоподшипниковая передача типа 2К–Н. Основным элементом, который необходимо добавить к данной фрикционной передаче, является нажимное устройство, которое должно создавать натяг в шарикоподшипнике.

Данная работа посвящена установлению зависимостей между вращающимися моментами на ведущем и ведомом валах передачи и осевым расклинивающим усилием в шариковом зацеплении. Проводились экспериментальные исследования планетарных фрикционных передач, построенных на основе радиальных шарикоподшипников 106, 107, 206, 207, 306, 307. Все подшипники имели класс точности 0, а передачи были по-

строены в одном и том же корпусе и имели одинаковые конструкции (рис. 1). В них только менялись исследуемые шарикоподшипники.

Конструкция передач содержит корпус 1, крышку 2, ведущий 4 и ведомый 3 валы, установленный в неподвижной втулке, связанной с корпусом, исследуемый подшипник 5, наружное кольцо 6 которого заторможено в неподвижной втулке, а внутреннее коль-

цо 7 плотно насажено на ведущий вал 4. На ведущем валу 4 установлена нажимная втулка 8, которая может перемещаться в осевом направлении при помощи гайки 9 и упорного подшипника 10. На нажимной втулке 8 крепится стойка 11 для закрепления индикатора 12. Гофрированные пружины 13, на которые опирается нажимная втулка 8, служат для создания натяга в исследуемом подшипнике.

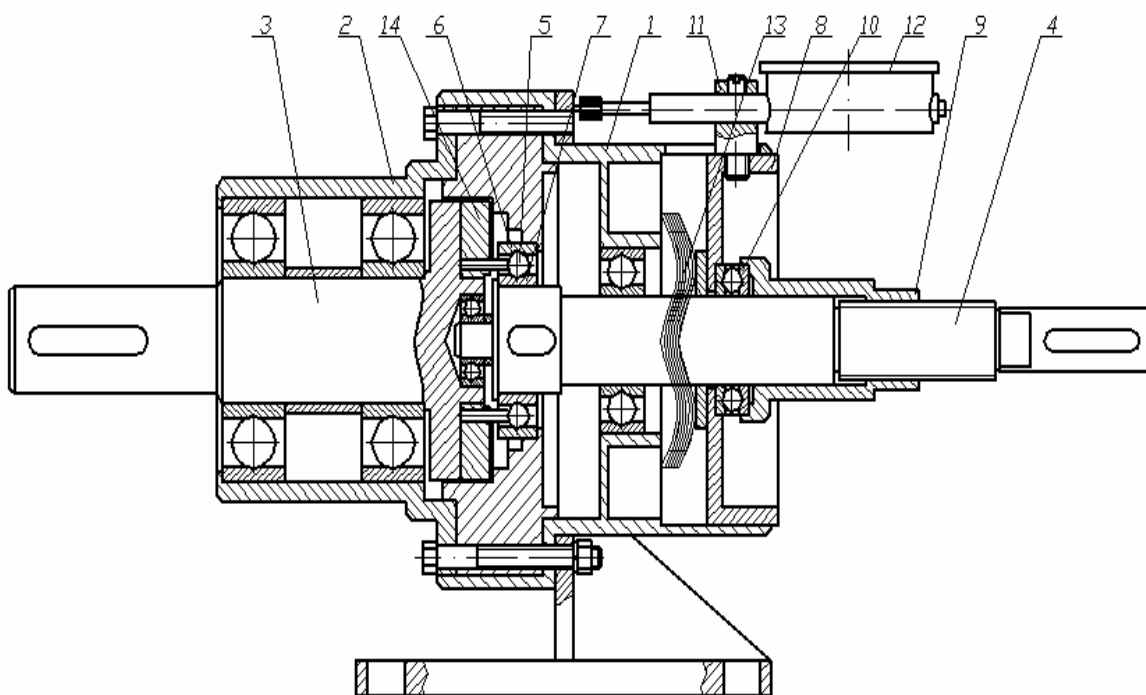


Рис. 1. Экспериментальная фрикционная шарикоподшипниковая передача

При вращении ведущего вала 4 вращается внутреннее кольцо подшипника; наружное кольцо не вращается, поэтому шарики получают планетарное движение вокруг оси подшипника и увлекают за собой водило 14 с роликами, концы которых размещены в углублениях сепаратора шарикоподшипника. Водило жестко связано с ведомым валом 3. Для регулирования (например, увеличения) передаваемого момента вращают гайку 9. При этом происходит перемещение влево нажимной втулки 8 и сжатие пружин 13. Силы сжатия пружин

13 воздействуют на втулку 8 и через гайку 9 передаются на ведущий вал 4, стремясь переместить его вправо вместе с внутренним кольцом подшипника. Контролируют величину раскливающих усилий по показаниям индикатора 12 и результатам тарировки пружин 13.

Экспериментальные исследования проводились на специальном испытательном стенде, схема которого представлена на рис. 2. Стенд содержит основание 1, нагрузитель 2 (порошковый электромагнитный тормоз ПТ – 16М с обмоткой возбуждения 3), испытуемую

передачу 4, блок питания 5 нагрузителя и муфту 7 для соединения ведомого вала передачи с валом тормоза. На конце ведущего вала передачи закреплен рычаг 6, служащий для привода этого вала во вращение.

Измерения выполнялись следующим образом. Сначала задавалось осевое расклинивающее усилие в передаче, затем посредством рычага 6 и специального динамометрического устройства (на схе-

ме не показано) приводился в движение ведущий вал. Момент на ведомом валу регистрировался в самом начале вращения при помощи индикатора часового типа, расположенного на тормозе. Показание индикатора 0,01 мм соответствовало 0,554 Н·м. Нагружение ведомого вала передачи осуществлялось при помощи электромагнитного тормоза путем подачи на его обмотку возбуждения регулируемого напряжения от блока питания.

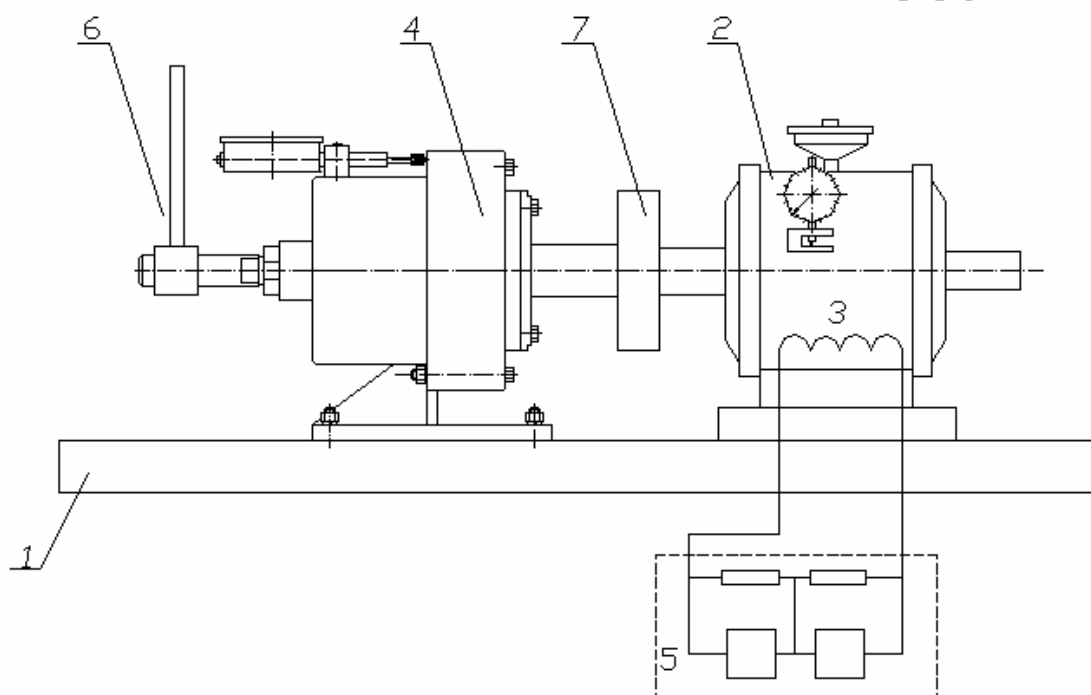


Рис. 2. Схема стенда для исследования фрикционной шарикоподшипниковой передачи

Были проведены две серии экспериментов. В первой серии применялись подшипники со смазкой. В качестве смазки использовался солидол жировой ГОСТ 1033-79. Во второй серии применялись подшипники без смазки. Для каждой серии были проведены 12 измерений, в которых осевое усилие P изменялось от 53 до 1284 Н. При каждом усилии выполнялось по четыре нагружения и измерения.

Использование методов математической статистики для обработки экспе-

риментальных данных [3] позволило установить, что полученные зависимости имеют линейный вид. В общем случае модель в линейном виде может быть представлена соотношением

$$y = a_0 + a_1 x. \quad (1)$$

В табл. 1...4 представлены все полученные зависимости в виде формулы (1) и для каждой из них рассчитан коэффициент корреляции R .

Табл. 1. Зависимости вращающего момента M_1 от осевого усилия P

| Номер серии подшипника | Подшипник со смазкой | | Подшипник без смазки | |
|------------------------|-------------------------------|-------|-------------------------------|-------|
| | M_1 | R | M_1 | R |
| 106 | $M_1 = 0,003 \cdot P + 1,172$ | 0,993 | $M_1 = 0,003 \cdot P + 1,495$ | 0,996 |
| 107 | $M_1 = 0,007 \cdot P + 0,665$ | 0,991 | $M_1 = 0,006 \cdot P + 2,446$ | 0,997 |
| 206 | $M_1 = 0,008 \cdot P + 1,783$ | 0,997 | $M_1 = 0,007 \cdot P + 1,376$ | 0,997 |
| 207 | $M_1 = 0,008 \cdot P + 1,464$ | 0,997 | $M_1 = 0,007 \cdot P + 1,749$ | 0,999 |
| 306 | $M_1 = 0,008 \cdot P + 1,942$ | 0,994 | $M_1 = 0,007 \cdot P + 2,039$ | 0,999 |
| 307 | $M_1 = 0,008 \cdot P + 1,954$ | 0,992 | $M_1 = 0,006 \cdot P + 3,807$ | 0,998 |

Табл. 2. Зависимости вращающего момента M_2 от осевого усилия P

| Номер серии подшипника | Подшипник со смазкой | | Подшипник без смазки | |
|------------------------|-------------------------------|-------|-------------------------------|-------|
| | M_2 | R | M_2 | R |
| 106 | $M_2 = 0,006 \cdot P + 2,077$ | 0,990 | $M_2 = 0,006 \cdot P + 2,449$ | 0,998 |
| 107 | $M_2 = 0,014 \cdot P + 1,091$ | 0,995 | $M_2 = 0,010 \cdot P + 4,158$ | 0,996 |
| 206 | $M_2 = 0,016 \cdot P + 3,382$ | 0,998 | $M_2 = 0,012 \cdot P + 2,740$ | 0,997 |
| 207 | $M_2 = 0,017 \cdot P + 2,636$ | 0,998 | $M_2 = 0,013 \cdot P + 3,566$ | 0,998 |
| 306 | $M_2 = 0,017 \cdot P + 3,268$ | 0,995 | $M_2 = 0,015 \cdot P + 3,895$ | 0,999 |
| 307 | $M_2 = 0,006 \cdot P + 3,586$ | 0,989 | $M_2 = 0,013 \cdot P + 7,010$ | 0,997 |

Табл. 3. Зависимости вращающих моментов M_1 от M_2

| Номер серии подшипника | Подшипник со смазкой | | Подшипник без смазки | |
|------------------------|---------------------------------|------|---------------------------------|------|
| | M_1 | R | M_1 | R |
| 106 | $M_1 = 0,484 \cdot M_2 + 0,175$ | 0,99 | $M_1 = 0,531 \cdot M_2 + 0,194$ | 0,99 |
| 107 | $M_1 = 0,487 \cdot M_2 + 0,157$ | 0,99 | $M_1 = 0,628 \cdot M_2 - 0,162$ | 0,99 |
| 206 | $M_1 = 0,486 \cdot M_2 - 0,079$ | 0,99 | $M_1 = 0,532 \cdot M_2 - 0,076$ | 0,99 |
| 207 | $M_1 = 0,487 \cdot M_2 + 0,281$ | 0,99 | $M_1 = 0,51 \cdot M_2 - 0,068$ | 0,99 |
| 306 | $M_1 = 0,504 \cdot M_2 + 0,141$ | 0,99 | $M_1 = 0,5 \cdot M_2 + 0,132$ | 0,99 |
| 307 | $M_1 = 0,443 \cdot M_2 + 0,611$ | 0,99 | $M_1 = 0,472 \cdot M_2 + 0,507$ | 0,99 |

Табл. 4. Зависимости КПД передач от осевого усилия Р

| Номер серии подшипника | Подшипник со смазкой | | Подшипник без смазки | |
|------------------------|--|------|---|------|
| | η | R | η | R |
| 106 | $\eta = 0,0001 \cdot P + 0,787$ | 0,91 | $\eta = 4 \cdot 10^{-5} \cdot P + 0,79$ | 0,74 |
| 107 | $\eta = 0,0001 \cdot P + 0,798$ | 0,81 | $\eta = 1,87 \cdot 10^{-5} \cdot P + 0,76$ | 0,57 |
| 206 | $\eta = 6 \cdot 10^{-5} \cdot P + 0,834$ | 0,80 | $\eta = 1,48 \cdot 10^{-5} \cdot P + 0,857$ | 0,57 |
| 207 | $\eta = 7 \cdot 10^{-5} \cdot P + 0,789$ | 0,85 | $\eta = 5,7 \cdot 10^{-5} \cdot P + 0,886$ | 0,22 |
| 306 | $\eta = 3 \cdot 10^{-5} \cdot P + 0,820$ | 0,80 | $\eta = 3,07 \cdot 10^{-5} \cdot P + 0,856$ | 0,58 |
| 307 | $\eta = 0,0001 \cdot P + 0,776$ | 0,95 | $\eta = 5,48 \cdot 10^{-5} \cdot P + 0,825$ | 0,77 |

По результатам проведения эксперимента были построены графики (рис. 3...6), на которых цифрами 1...6 обозначены графики для подшипников 106, 107, 206, 207, 306 и 307 соответственно.

Рис. 3 и 4 иллюстрируют зависимости моментов M_1 и M_2 от осевого расклинивающего подшипник усилия Р. Видно, что эти зависимости являются линейными с достаточно высоким коэффициентом корреляции, причем величина передаваемых моментов без смазки заметно превышает величину тех же моментов со смазкой. По-видимому, это происходит из-за того, что при использовании подшипника без смазочного материала сила трения между шариками и дорожками качения подшипника больше, чем при наличии смазки, и это приводит к возрастанию передаваемых моментов. Например, при использовании смазочного материала в 206 подшипнике при осевом расклинивающем усилии $P = 749$ Н величины моментов $M_1 = 3,73$ Н·м, $M_2 = 7,94$ Н·м, а без использования смазки $M_1 = 6,37$ Н·м, $M_2 = 12,1$ Н·м.

Кроме того, на рис. 3 и 4 показано, что как с использованием смазочного материала в подшипнике, так и без него, с увеличением серии подшипника также возрастают значения передаваемых мо-

ментов. Это, по-видимому, обусловлено тем, что с увеличением серии подшипника возрастают его ширина и диаметры шариков, что приводит к увеличению площади контакта шарика с дорожкой качения, и, следовательно, величина момента возрастает.

Также были построены зависимости вращающихся моментов на ведущем валу M_1 от моментов на ведомом валу M_2 со смазкой в подшипниках и без смазки (рис. 5). Эти зависимости дают возможность определить мощность на входе привода. При требуемом значении момента M_2 по рис. 5 определяется момент M_1 , затем рассчитывается мощность на ведущем валу привода, и по каталогу выбирается электродвигатель с номинальной мощностью, равной или превышающей расчетную.

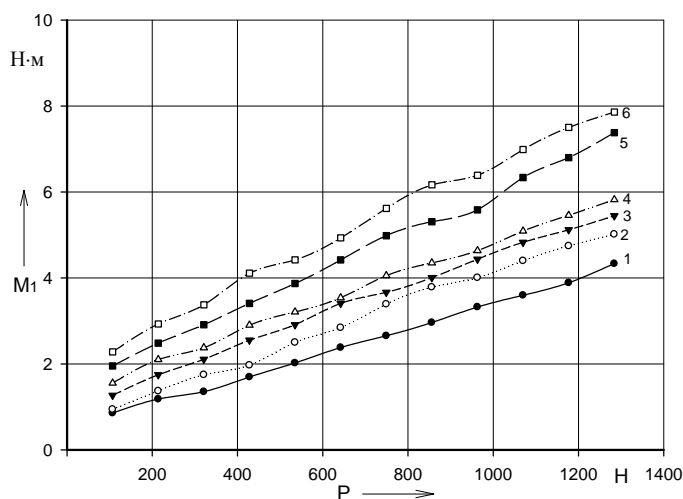
Из построенных графиков следует, что с увеличением момента M_2 момент M_1 увеличивается, и это увеличение происходит по линейному закону. Также на рисунках показано, что значение момента M_1 при использовании подшипников со смазкой ниже, чем при использовании подшипников без смазки. Это отражено и в табл. 3 – коэффициенты пропорциональности в уравнениях моментов без смазки выше по сравнению с соответствующими коэффициен-

тами в уравнениях со смазкой. Например, для 206 подшипника при значении крутящего момента $M_2 = 10$ Н·м значение момента M_1 при использовании смазки в подшипнике равно 4,8 Н·м, а без смазки $M_1 = 5,2$ Н·м.

Анализ графиков также показал, что значения вращающего момента M_1 при использовании подшипников со смазкой практически не зависят от серии подшипника и его геометрических размеров, т. е. колебание величины момента M_1 находится в пределах случай-

ной погрешности измерения. Для подшипников без смазки ширина поля рассеивания значений момента M_1 была немного больше, чем со смазкой, и это скорее всего связано с проскальзыванием в местах контакта тел качения с кольцами и сепаратором подшипника. Следовательно, можно сделать вывод, что зависимость вращающего момента M_1 на ведущем звене передачи от момента M_2 на ведомом звене для всех подшипников будет общей независимо от серии и типоразмера подшипника.

а)



б)

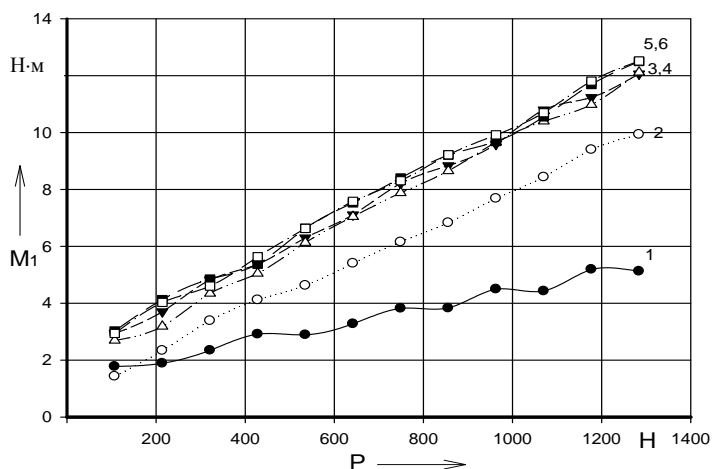
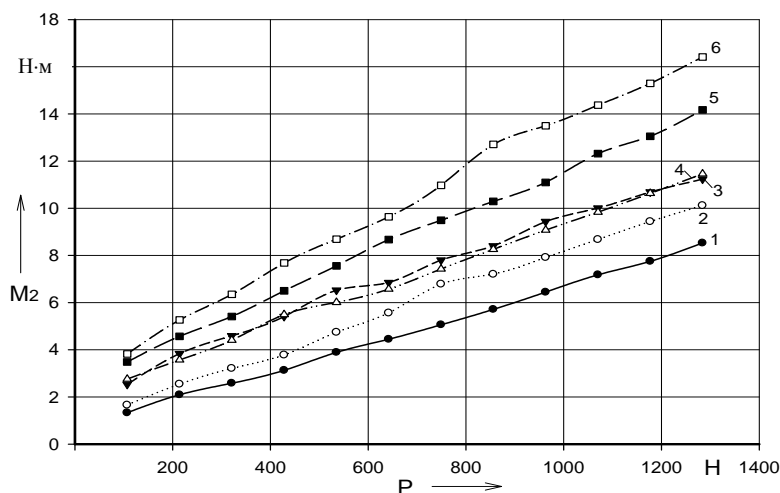


Рис. 3. Зависимости вращающих моментов на ведущем валу от осевого усилия: а – подшипники со смазкой; б – подшипники без смазки

а)



б)

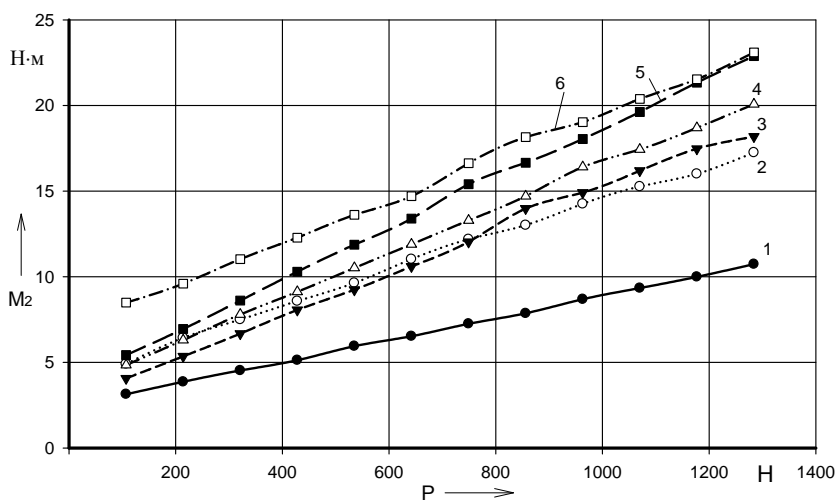


Рис. 4. Зависимости крутящего момента на ведомом валу от осевого усилия: а – подшипники со смазкой; б – подшипники без смазки

Результаты проведенных экспериментов позволяют определить КПД шарикоподшипниковых передач в статике. Так как зависимость вращающих моментов M_1 и M_2 от осевого расклинивающего усилия P линейная и описывается уравнением $a_0 + a_1 \cdot P$, то величины постоянных коэффициентов этой модели соответствуют потерям на холостом ходу, и поэтому формула КПД

$$\eta = \frac{M_2}{M_1 \cdot u} \quad (2)$$

может быть приведена к виду

$$\eta = \frac{1}{u} \cdot \frac{M_2 + M_{2XX}}{M_1 + M_{1XX}} = \frac{a_2 \cdot P + M_{2XX}}{a_1 \cdot P + M_{1XX}}, \quad (3)$$

где M_{1XX} и M_{2XX} – моменты холостого хода на ведущем и ведомом валах соответственно.

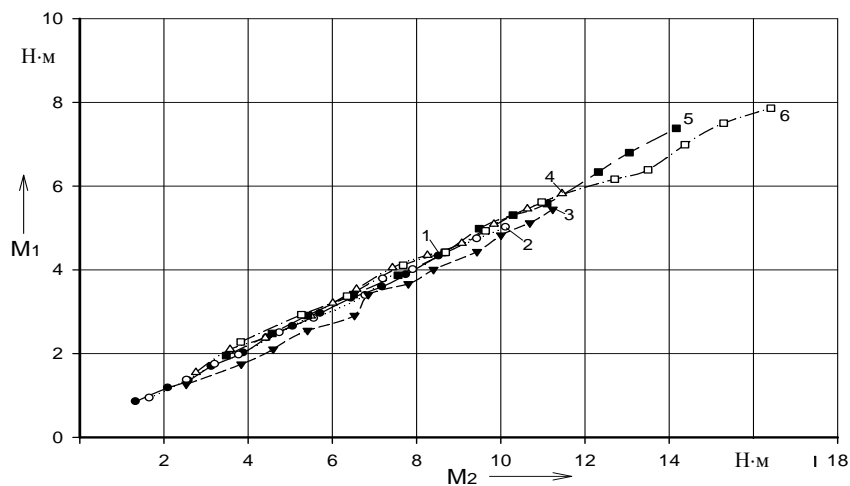
Следовательно, при различных сочетаниях коэффициентов a_1 , a_2 , M_{1XX} и M_{2XX} , имеющих значительный разброс своих значений, зависимости КПД от осевого усилия P будут либо возрастающими, либо убывающими. Наиболее отчетливо это наблюдается при отсутствии смазки, об этом свидетельствуют графики на рис. 6, б. Видно, что разброс

значений КПД достаточно велик и достигает 10 %.

При использовании смазки влияние коэффициентов a_1 , a_2 , M_{1xx} и M_{2xx} становится менее значимым, и поэтому

зависимости КПД от осевого расклинивающего усилия, представленные на рис. 6, а, для всех подшипников являются возрастающими.

а)



б)

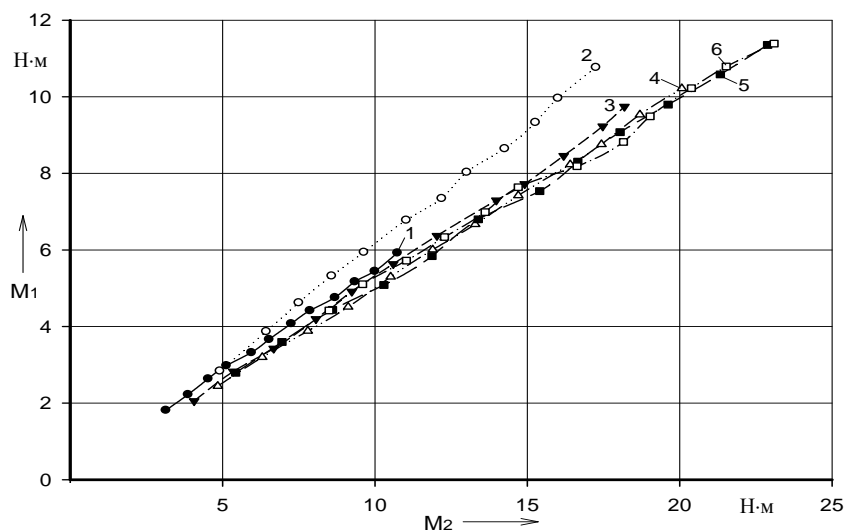
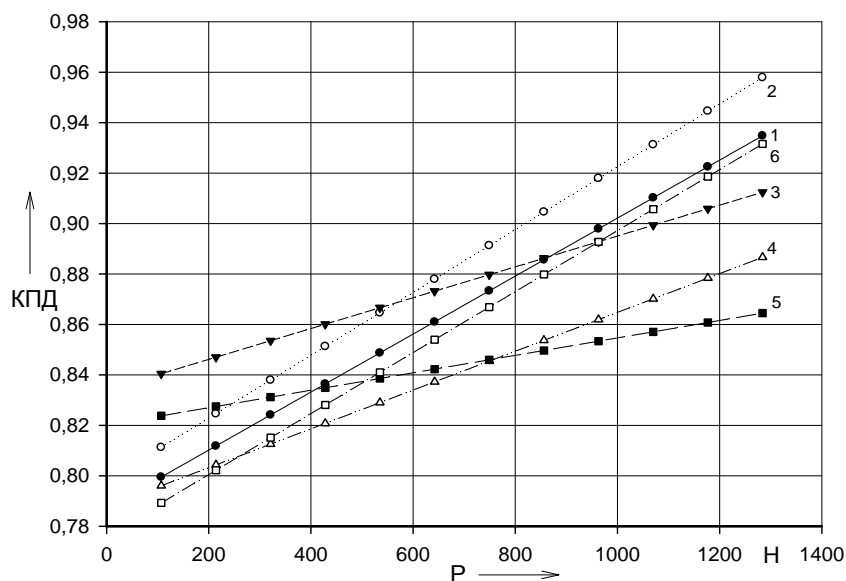


Рис. 5. Зависимости вращающих моментов на ведущем валу от моментов на ведомом валу: а – подшипники со смазкой; б – подшипники без смазки

Из табл. 4 следует, что постоянные коэффициенты в уравнениях КПД для подшипников без смазки по сравнению с соответствующими коэффициентами в уравнениях для тех же подшипников со смазкой могут иметь как большие, так и меньшие значения и регрессионные связи КПД и P в ряде случаев имеют низкий

коэффициент корреляции. В то же время коэффициент пропорциональности в уравнениях для подшипников со смазкой во всех случаях больше, чем соответствующий коэффициент в уравнениях для подшипников без смазки, и регрессионная связь имеет более высокие значения коэффициента корреляции.

а)



б)

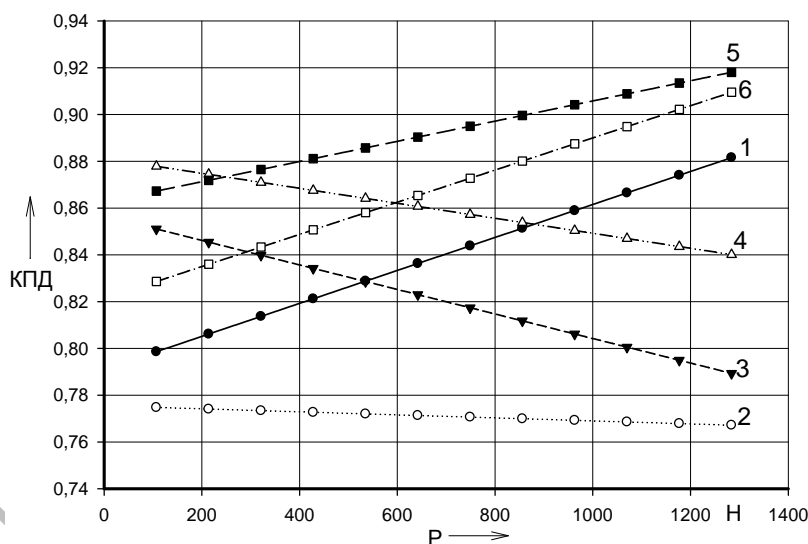


Рис. 6. Зависимость КПД шарикоподшипниковых передач от осевого раскливающего усилия: а – подшипники со смазкой; б – подшипники без смазки

Таким образом, для стабилизации условий контакта шарика с дорожками качения обязательным требованием является использование смазки. В этом случае при увеличении осевого усилия P КПД шарикоподшипниковой передачи имеет тенденцию к возрастанию.

Данные, полученные в результате проведения экспериментальных исследований по определению вращающих моментов шарикоподшипниковых пере-

дач, необходимы для проектирования нажимных устройств. Так как при длительной работе шарикоподшипников в нагруженном состоянии происходит их значительный нагрев, уровень которого еще мало изучен, то на данном этапе исследований можно рекомендовать шарикоподшипниковые редукторы для практического использования в приводах тех механизмов, от которых не требуется длительная работа в нагружен-

ном состоянии.

Например, одной из областей применения этих редукторов могут являться ручные механизмы предельного момента. Такие устройства можно использовать в ручных и механизированных инструментах [4] (гайковертах, отвертках) для создания контролируемых моментов затяжки резьбовых соединений. Главным критерием, определяющим возможность применения шарикоподшипниковых передач, является способность передавать требуемую величину момента в зависимости от натяга в подшипнике. К достоинствам конструкций относятся минимальные массогабаритные параметры, компактность, низкая металлоемкость, высокая точность регулировки момента, реверсивность, нечувствительность к перегрузкам, вы-

сокая технологичность, простота конструкции и, как следствие этого, низкая себестоимость.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Пашуков, С. А.** Дифференциальный шариковый фрикционный вариатор / С. А. Пашуков // Тр. XXII Российской школы. – М. : РАН, Наука и технологии, 2002. – С. 89–93.
2. **Терехов, А. П.** Шариковые планетарно-фрикционные редукторы / А. П. Терехов, В. Г. Полякевич. – М. : Машгиз, 1955. – 86 с.
3. **Герасимович, А. И.** Математическая статистика / А. И. Герасимович. – Минск : Выш. шк., 1983. – 279 с.
4. **Патент 2898 РБ на полезную модель, МКИ В 25 В 15/00.** Ручной инструмент для затяжки крепежа / М. Ф. Пашкевич, Д. В. Давыденко ; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т. – № u20050844 ; заявл. 27.12.05 ; опубл. 30.08.06, Бюл. № 1. – 71 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 22.03.2010

M. F. Pashkevich, D. V. Davydenko
The experimental study of friction
ball-bearing transmissions in static
conditions

The results of the experimental research into the torques on driving and driven shafts, and the efficiency of planetary friction transmissions in static conditions are given. Radial ball bearings 106, 107, 206, 207, 306, 307 are studied. Performance capabilities of friction ball-bearing transmissions are considered. The data needed for designing the pressing device in such transmissions are presented. The areas of the application of mechanisms with ball-bearing reducing components are proposed.