

**Кузьменко А.Г.,
Криворотько В.М.,
Серпутько Л.В.**

Хмельницкий национальный университет,
г. Хмельницкий, Украина

**ПРОСКАЛЬЗЫВАНИЕ
В ПОДШИПНИКАХ КАЧЕНИЯ.
ЧАСТЬ III. ПРОСКАЛЬЗЫВАНИЕ В РА-
ДИАЛЬНЫХ ШАРИКОПОДШИПНИКАХ КА-
ЧЕНИЯ И ЕГО ИСПОЛЬЗОВАНИЕ**

Введение

В работе [1] рассмотрена теоретическая основа способа экспериментального определения величины проскальзывания шарика по дорожкам в подшипниках качения. Способ определения проскальзывания основан на сравнении экспериментального числа оборотов с теоретическими, полученными при условии отсутствия проскальзывания в контакте.

В работе [2] этот способ реализован применительно к осевым шарикоподшипникам. Установлено, что в этом случае коэффициент проскальзывания находится в пределах 3 - 3,5 % и слабо зависит от нагрузки и оборотов.

В данной работе предложенный способ реализуется применительно к радиальным шарикоподшипникам на разных установках и по разным методикам. Устанавливается влияние на коэффициент проскальзывания условий испытаний и таких факторов, как нагрузка и скорость вращения.

1. Методики и результаты определения проскальзывания в подшипниках разных типов

1.1. Радиальный шарикоподшипник № 200

Методика испытаний № 1

1. Испытания на проскальзывание производились на специально спроектированной, изготовленной и отлаженной в лаборатории теоретической и экспериментальной трибологии (ТЭТ Lab) Хмельницкого национального университета – ХНУ установке ТЭТ Lab-03.

Особенностью установки является электрический привод с оборотами изменяемыми от 50 до 1500 об/мин. Рабочая часть установки представляет собой вал в двух базовых шарикоподшипниках. К одному концу вала через шкив и ременную передачу передается движение. На другом конце вала крепится съемная шайба с цилиндрическим хвостовиком, на котором крепятся испытываемые подшипники. Необходимая нагрузка прикладывается к подшипнику через рычаг.

2. Число оборотов внутреннего кольца подшипника № 200 и число оборотов сепаратора измерялись с помощью электронного тахометра.

В первой серии испытаний, выполненных по методике № 1 на точное измерение число оборотов вала влияла особенность электрической схемы регулировки числа оборотов через возбуждение в магнитной системе электродвигателя. Наличие обратной связи в электрической схеме приводило к тому, что наблюдались нерегулярные малые колебания чисел оборотов.

Напомним, что способ измерения величины проскальзывания дифференциальный, основанный на точном измерении разницы чисел оборотов внутреннего кольца подшипника и чисел оборотов сепаратора.

Это обстоятельство при измерении коэффициента проскальзывания приводило к большим колебаниям измеренного значения этой величины.

Представление о характере разброса данных о коэффициенте проскальзывания дают графики рис. 1.1.

Из рассмотрения результатов следует, что по выбранной методике получено недопустимо большое рассеяние значений коэффициента проскальзывания. По существу эта методика не может быть рекомендована для практического использования. То есть выполнять опыты по изучению проскальзывания в ПК с приводом от двигателя постоянного тока не рекомендуется. Приведенные результаты играют роль отрицательного опыта.

По данным таблиц 1 и 2 был построен график (рис. 1.1).

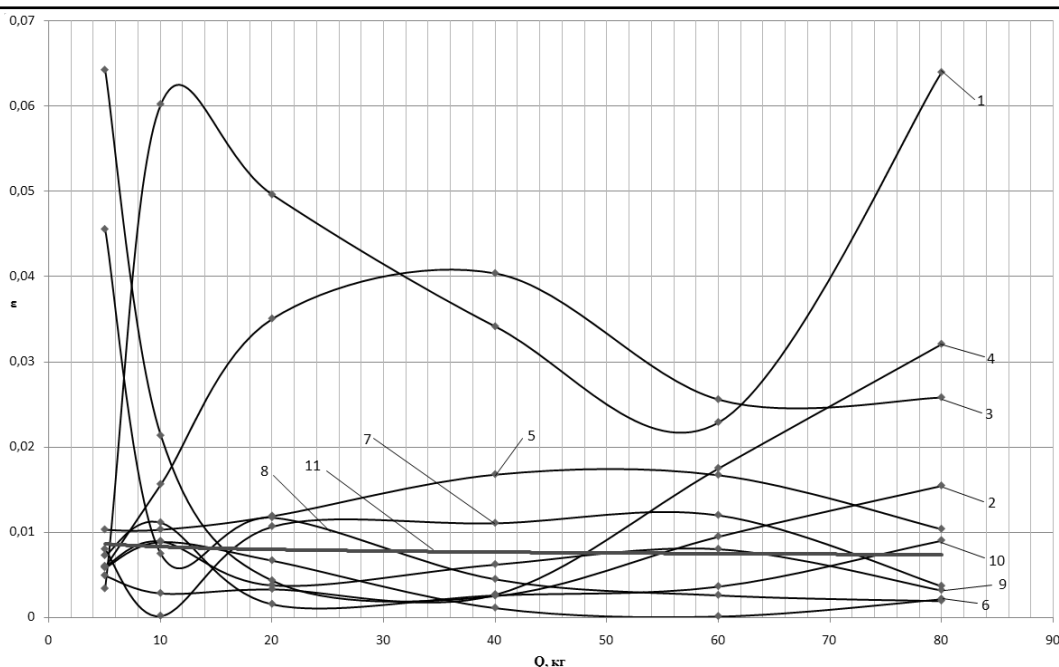


Рис. 1.1 – График зависимости $\varepsilon = \varepsilon(Q)$, смазка Литол-24:
 1 – $n_k \approx 50$ об/мин; 2 – $n_k \approx 100$ об/мин; 3 – $n_k \approx 200$ об/мин; 4 – $n_k \approx 400$ об/мин;
 5 – $n_k \approx 600$ об/мин; 6 – $n_k \approx 800$ об/мин; 7 – $n_k \approx 1000$ об/мин; 8 – $n_k \approx 1200$ об/мин;
 9 – $n_k \approx 1400$ об/мин; 10 – $n_k \approx 1600$ об/мин; 11 – среднее значение

Таблица 1

Сводная таблица коэффициентов проскальзывания в подшипнике 200 без смазки

Число оборотов верхнего кольца n_k , об/мин	Q , кг						ε_{cp}
	5	10	20	40	60	80	
50	0,0154	0,0465	0,0447	0,0100	0,0389	0,0170	0,0288
100	0,0150	0,0079	0,0185	0,0286	0,0607	0,0063	0,0228
200	0,0316	0,0321	0,0414	0,0138	0,0359	0,0264	0,0302
400	0,0071	0,0113	0,0041	0,0012	0,0020	0,0083	0,0057
600	0,0174	0,0184	0,0164	0,0078	0,0134	0,0214	0,0158
800	0,0075	0,0089	0,0103	0,0081	0,0113	0,0135	0,0099
1000	0,0089	0,0167	0,0162	0,0158	0,0148	0,0163	0,0148
1200	0,0102	0,0115	0,0143	0,0142	0,0137	0,0163	0,0134
1400	0,0131	0,0121	0,0114	0,0132	0,0167	0,0200	0,0144
1600	0,0132	0,0121	0,0134	0,0192	0,0206	0,0186	0,0162
Общее среднее	$\bar{\varepsilon} : 0,0074; 0,0074; \nu : 0,430; 0,430; \bar{\nu} : 0,0172; 0,0172$						

Итоговые результаты представлены в табл. 2.

Таблица 2

Итоговая таблица результатов

Условия опыта	$\bar{\varepsilon}$	σ_{ε}	ν_{ε}
Литол-24	0,0143	0,0103	0,720
Без смазки	0,0172	0,0074	0,430

1.2. Радиальный шарикоподшипник № 6306 RS

Испытания проводились на токарном станке типа СП40.1. числа оборотов изменялись плавно с помощью вариатора, в диапазоне 250 - 2750 об/мин. Испытания проводились под нагрузкой 100 кг. Параметры подшипника $d_{cp} : 51$ 51мм, $d_i : 12,3$ 12,3 мм, со смазкой представлены в табл. 3, без смазки – табл. 4.

Теоретическое значение числа оборотов сепаратора определялось по формуле.

Средний коэффициент проскальзывания подшипника 6306 RS со смазкой составил $\epsilon_{cp} : 0,0231$, без смазки $\epsilon_{cp} : 0,0239$.

1.3. Сферический подшипник №2216*

$d_1 : 40$ мм, $d_2 : 64,6$ мм, $d_c : 52,5$ мм; испытания проводились без смазки на станке типа 16K20 при 500 и 1500 об/мин, при нагрузке 80 кг.

Определение частоты вращения кольца и сепаратора производились цифровым тахометром типа DT 2234B 2234B.

Испытания показали, что для сферического подшипника средний коэффициент проскальзывания составляет $\epsilon_{cp} : 0,0048$.

1.4. Радиальный шарикоподшипник №60205

Испытания производились на станке 1T20. При этом внешнее кольцо оставалось неподвижным и через него передавалась нагрузка, внутреннее кольцо вращалось со шпинделем. Опыты проводились со смазкой и без смазки; при частоте вращения в диапазоне 200 - 50 об/мин; при нагрузке 2 - 20 кг.

Результаты испытаний представлены на рис. 1.2 - 1.5 и в табл. 3.

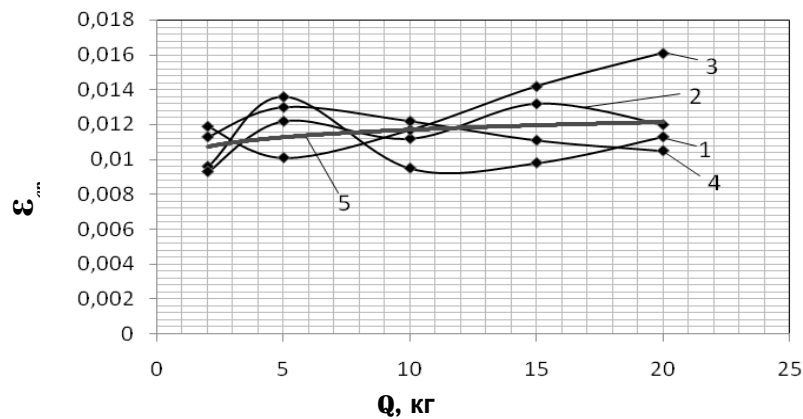


Рис. 1.2 – График зависимости коэффициента проскальзывания от нагрузки (со смазкой литол-24): 1 – 200 мин⁻¹; 2 – 300 мин⁻¹; 3 – 400 мин⁻¹; 4 – 500 мин⁻¹; 5 – среднее значение

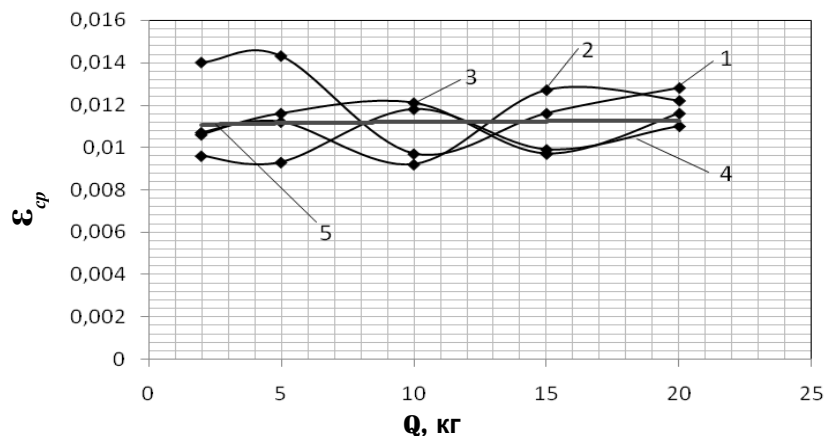


Рис. 1.3 – График зависимости коэффициента проскальзывания от нагрузки (без смазки): 1 – 200 мин⁻¹; 2 – 300 мин⁻¹; 3 – 400 мин⁻¹; 4 – 500 мин⁻¹; 5 – среднее значение

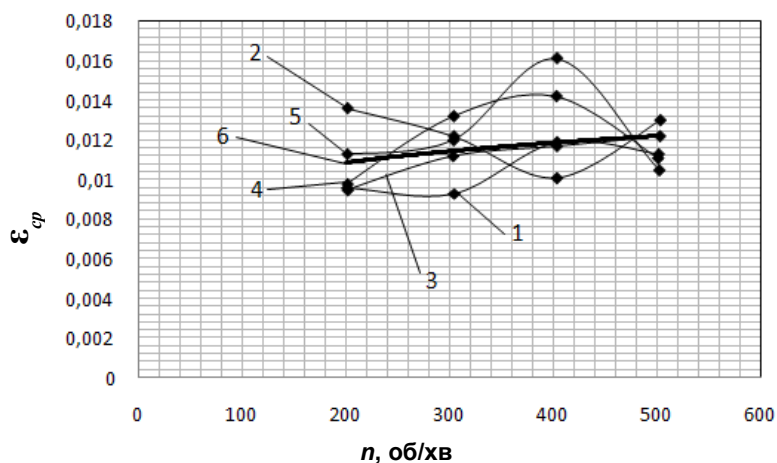


Рис. 1.4 – График зависимости коэффициента проскальзывания от частоты вращения (со смазкой):
1 – 2 кг; 2 – 5 кг; 3 – 10 кг; 4 – 15 кг; 5 – 20 кг; 6 – среднее значение

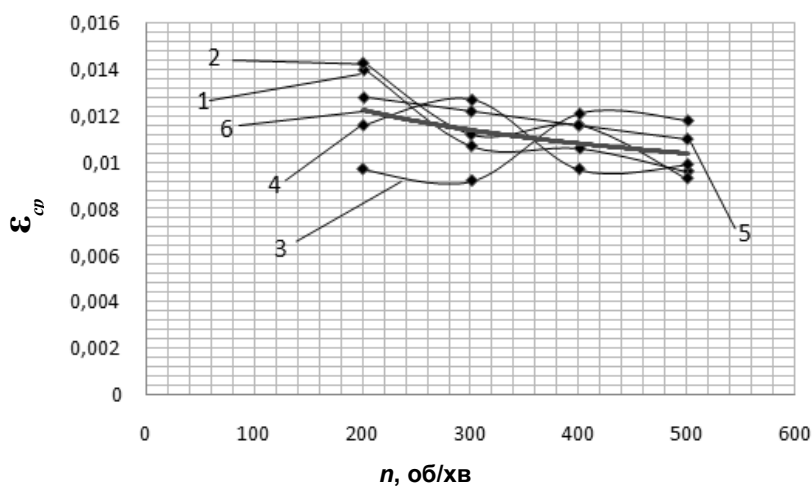


Рис. 1.5 – График зависимости коэффициента проскальзывания от частоты вращения (без смазки):
1 – 2 кг; 2 – 5 кг; 3 – 10 кг; 4 – 15 кг; 5 – 20 кг; 6 – среднее значение

Таблица 3

Итоговая таблица результатов испытаний подшипника 60205

Условия опыта	$\bar{\xi}$	σ_{cp}	ν_{ξ}
Со смазкой	0,0117	0,00071	0,0607
Без смазки	0,0113	0,00079	0,0699

Таблица 4

Коэффициенты проскальзывания радиальных ПК

№	Тип ПК (смазка)	$\bar{\xi}$	σ_{ξ}	ν_{ξ}
1	200 Со смазкой	0,0143	0,0103	0,720
	Без смазки	0,0172	0,0074	0,430
2	6306 RS Со смазкой	0,0231	–	–
	Без смазки	0,0339	–	–
3	2216 K Сферический роликоподшипник без смазки	0,0048	–	–
4	60205 Со смазкой	0,0117	0,0071	0,0607
	Без смазки	0,0113	0,0079	0,0699

Выводы по п. 1 части III

В результате испытаний радиальных ПК на проскальзывание установлено:

1. Результаты испытаний существенно зависят от методики испытаний, в частности от привода вращения испытываемого подшипника. При использовании в качестве привода двигателя постоянного тока получен недопустимо большой разброс величины коэффициентов проскальзывания.

Причина этого факта состоит в малых колебаниях оборотов вала и внутреннего подшипника, соизмеримых с оборотами вращения сепаратора испытываемого ПК.

2. Применение в испытательных установках двигателя переменного тока устраняет отмеченный дефект установок с двигателем постоянного тока.

3. Установлено, что в радиальных, как и в осевых ПК влияние нагрузки, частоты вращения и смазки не является существенным. Эти факторы при использовании найденных значений ε можно не учитывать.

4. Величина коэффициента проскальзывания ε зависит от размеров ПК. В широком диапазоне размеров и типов ПК величина ε колеблется в пределах 1 - 2 %, что согласуется с этой величиной в осевых ПК.

5. Можно утверждать, что в больших ПК ε имеет значение меньше, чем в малых. Так в сферическом радиальном роликоподшипнике 2216 *K* коэффициент проскальзывания на порядок ниже, чем в наиболее распространенных по размеру ПК №200 или №306.

6. Учитывая простоту способа экспериментального определения ε можно рекомендовать во всех случаях необходимости иметь их более точные значения целесообразно проводить эксперимент.

2. Установки использующие эффект проскальзывания в ПК

2.1. Радиальный подшипник качения как планетарная передача

2.1.1. Аналогия

¹⁰ Из рассмотрения схем радиального шарикоподшипника с неподвижным наружным кольцом (рис. 2.2) и простой планетарной передачи рис. 2.1. легко увидеть полную аналогию схем. По существу РПК является планетарной передачей, в которой шарики играют роль сателлитов; сепаратор – водило; внутреннее кольцо – внутреннее зубчатое колесо; наружное неподвижное кольцо – наружное зубчатое зацепление.

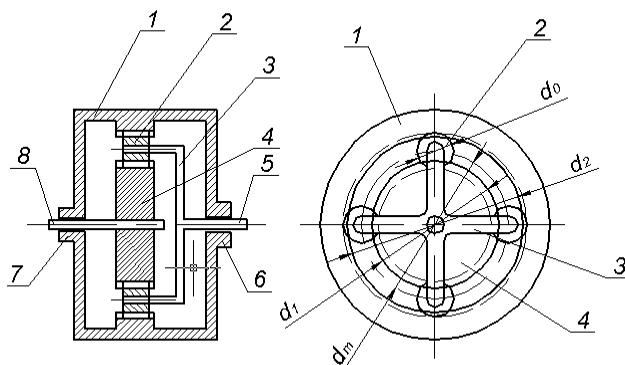


Рис. 2.1 – Схема простой планетарной передачи:

1 – неподвижное зубчатое колесо; 2 – сателлит; 3 – водило;

4 – подвижное зубчатое колесо; 5 – входной вал;

6, 7 – подшипники входного и выходного валов; 8 – выходной вал

Более детально можно видеть аналогию сравнивая схему простого планетарного редуктора (ПР) рис. 2.1 и схему радиального подшипника качения (РПК) рис. 2.2.

ПР работает следующим образом. Входной вал 5 имеет n_1 оборотов в единицу времени. Такое же число оборотов водила и центров вращения сателлитов. В результате взаимодействия сателлитов и шестерен 1 и 4 шестерня 4 и входной вал 8 имеют n_2 оборотов, при этом $n_2 < n_1$, и $\frac{n_1}{n_2} = i$ передаточное отношение планетарного редуктора.

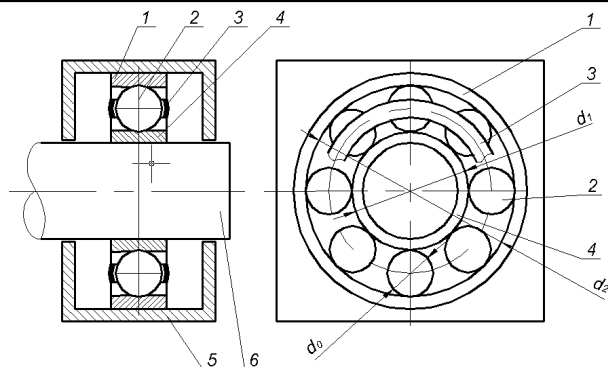


Рис. 2.2 – Схема радиального подшипника качения:
1 – наружное неподвижное кольцо; 2 – шарики; 3 – сепаратор;
4 – внутреннее вращающееся кольцо; 5 – корпус; 6 – вал

В РПК со скоростью n_1 , вращается входной вал и внутреннее кольцо. В результате взаимодействия шариков 2 с внутренним 4 и наружным кольцом окружности смещаются центры шариков, увлекая сепаратор со скоростью n_c .

Отношение $\frac{n_1}{n_c} = i$ является передаточным отношением РПК.

Из аналогии между РПК и ПР вытекают два следствия.

1. Между соотношениями кинематики РПК и ПР должно быть полное соответствие.
2. РПК можно использовать как планетарный редуктор при соответствующей конструктивной дорожке.

2.1.2. Связь кинематики ПР и РПК

1⁰. Обозначим в ПР угловые скорости зубчатых колес: ω_3 – внешней шестерни; ω_1 – внутренней шестерни; ω_0 – водила.

Тогда по уравнению Виллиса в теории планетарных передач передаточное отношение передачи имеет вид

$$i = \frac{\omega_1 - \omega_0}{\omega_3 - \omega_0}. \quad (2.1)$$

Так как наружное кольцо неподвижно, то $\omega_3 = 0$, тогда по теории планетарного редуктора передаточное отношение этого простого редуктора

$$i = \frac{\omega_1 - \omega_0}{-\omega_0} = -\frac{\omega_1}{\omega_0} + 1 = -\frac{z_3}{z_1}, \quad (2.2)$$

где z_3, z_1 – число зубьев на неподвижном внешнем и подвижном внутреннем зубчатых колесах число зубьев пропорционально диаметрам начальных окружностей

$$i = \frac{z_3}{z_1} = \frac{d_2}{d_1}. \quad (2.3)$$

Подставляя (2.3) в (2.2), получаем

$$-\frac{\omega_1}{\omega_c} + 1 = -\frac{d_3}{d_1}. \quad (2.4)$$

Учитывая, что скорости вращения пропорциональны диаметрам колес, имеем

$$-\frac{n_1}{n_c} + 1 = -\frac{d_2}{d_1}. \quad (2.5)$$

После преобразований, имеем

$$\frac{n_1}{n_c} = 1 + \frac{d_2}{d_1}. \quad (2.6)$$

или

$$n_c = \frac{n_1}{1 + \frac{d_2}{d_1}} \quad (2.7)$$

Это выражение легко приводится к кинематическому уравнению для РПК, если сделать замену

$$d_2 = d_1 + 2d_0 \quad (2.8)$$

Подстановка (2.8) в (2.7) дает

$$n_c = \frac{n_1}{1 + \frac{d_1 + 2d_0}{d_1}} = \frac{n_1}{2(1 + \frac{d_0}{d_1})}, \quad (2.9)$$

что точно соответствует (3.2.10).

Таким образом, кинематика радиального подшипника по рис. 2.2 в точности соответствует кинематике планетарного редуктора по рис. 2.1.

2.1.3. Фрикционный планетарный редуктор ФПР основанный на РПК

На рис. 2.3 представлен вариант схемы фрикционного планетарного редуктора, в основе которого лежит эффект движения сепаратора в РПК, с числом оборотов меньшим чем число оборотов входного вала и внутреннего кольца.

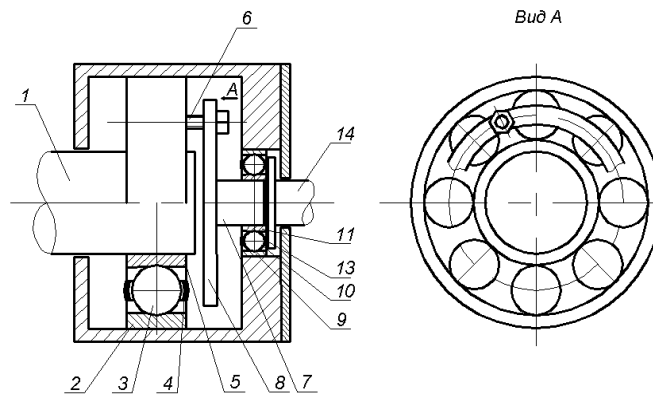


Рис. 2.3 – Схема двухступенчатого подшипник – планетарного редуктора:
 1 – входной вал РПК-1; 2 – наружное кольцо РПК-1; 3 – шарики РПК-1;
 4 – сепаратор РПК-1; 5 – внутреннее кольцо РПК-1; 6 – соединение сепаратора РПК-1 с валом 7;
 8 – водило РПК-1; 9, 10, 11 – наружное кольцо, шарики, внутреннее кольцо РПК-2;
 12, 14 – водило и выходной вал РПК-2; 13 – сепаратор РПК-2

ФПР по схеме 2.3 работает следующим образом.

1. Входной вал 1 передает вращение внутреннему кольцу 5 первого радиального подшипника РПК-1 со скоростью n_1 . Взаимодействие внутреннего кольца с шариком и внешним кольцом приводит к вращению сепаратора 4 со скоростью n_{c1} . Передаточное отношение в этой первой ступени

$$i_1 = \frac{n_1}{n_{c1}} \quad (2.10)$$

2. Главная конструктивная сложность состоит в способе передачи движения от сепаратора к внутреннему кольцу РПК-2. Здесь предлагается для соединения просверлить в сепараторе отверстия и в них вставить винты. А переходной элемент сделать в форме диска 8 и цилиндра 7.

3. Диск 8 и цилиндр 7 образуют элемент аналогичный водилу в классической планетарной передаче.

Цилиндр 7 вставляется во внутренне кольцо РПК-2. Далее весь механизм движения повторяется: взаимодействие внутреннего 11 и наружного 9 колец РПК-2 через шарики 10 приводит к вращению сепаратора 13 и последующей передачей движения на выходной вал 14 с передаточным отношением

$$i_2 = \frac{n_2}{n_{c2}} \quad (2.11)$$

4. Общее передаточное отношение равно

$$i = i_1 i_2 = \frac{n_1}{n_{c1}} \frac{n_2}{n_{c2}}. \quad (2.12)$$

Аналогичным образом число ступеней может быть увеличено введением РПК-3 и т.д.

Замечания

1. Предложенная конструкция ФПР-РПК прежде всего планируется как установка для более детального экспериментального исследования закономерностей проскальзывания в РПК.

2. Устойчивость работы ФПР-РПК зависит от радиальных нагрузок на шарики в РПК. Поэтому в реальной конструкции необходимо предусмотреть радиальную нагрузку.

В реальной конструкции возможно двойное использование РПК: 1) как шарикоподшипников для передачи радиальной нагрузки; 2) как ФПР на основе РПК.

3. Представляет интерес для изучения предельного свойства ФПР _ способность работать как предохранительное устройство при высоких нагрузках на выходе из редуктора.

Выводы

1. Разработана и реализована методика определения пути проскальзывания в радиальных подшипниках качения. Полученные результаты могут быть использованы при расчетах подшипников качения на износ.

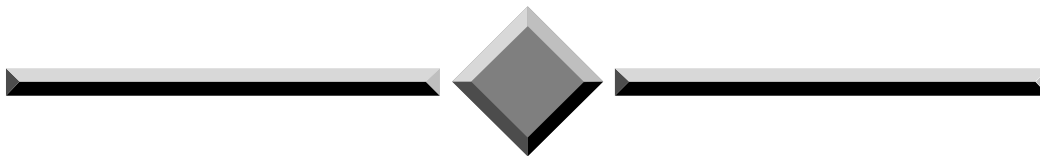
2. На основе закономерностей проскальзывания предложен новый механизм, названный фрикционной планетарной передачей. Необходимы исследования этого механизма с целью его практического применения.

Литература

1. Кузьменко А.Г. Проскальзывание в подшипниках качения. Часть I. Общие положения // Проблемы трибології. – 2010. – №2. – С. 61-79.

2. Кузьменко А.Г., Криворотько В.М., Савчук А.Е. Проскальзывание в подшипниках качения. Часть II. Экспериментальное определение коэффициентов проскальзывания // Проблемы трибології. – 2010. – №2. – С. 73-86.

Надійшла 06.10.2010



ЧИТАЙТЕ

журнал

“Problems of Tribology”

во всемирной сети

INTERNET !

<http://www.tup.km.ua/science/journals/tribology/>