

Взаимодействие торцов роликов и борта кольца конического роликоподшипника при гидродинамическом контакте*

А.М. Бражникова, К.М. Клебанов

Самарский государственный технический университет, Самара, Россия

Обоснование. В подшипниках качения при работе возникает проскальзывание между телами и дорожками качения. В роликовых подшипниках проскальзывание наблюдается также и в торцевых контактах роликов и бортов колец. Оно оказывает существенное влияние на эксплуатационные характеристики подшипников [1, 2].

Цель — разработка эффективного метода расчета износа торцов роликов и бортов колец роликоподшипников при переменных динамических нагрузках.

Методы. Процессы износа подшипников качения рассмотрены, в частности, в работах [3, 4]. В этих и в других работах для описания износа подшипников использовался закон Арчарда [2]. Принимая также этот закон, запишем его в виде [4]

$$\frac{dh}{dt} = k \frac{pv}{H},$$

где h — глубина износа, H — твердость по Мейеру, k — коэффициент износа, p — контактное давление, v — скорость скольжения.

Хорошо известно, что толщина масляной пленки оказывает критическое влияние на контактный износ рабочих поверхностей подшипников. Однако в литературе не представлены какие-либо исследования, устанавливающие количественную зависимость между коэффициентом износа и параметром масляной пленки. Вместе с тем детально исследовано влияние толщины пленки на ресурс подшипника. Такая зависимость предложена, в частности, в работе [5]. Полагая, что долговечность обратно пропорциональна коэффициенту износа [6] и используя результаты работы [4], нетрудно получить зависимость коэффициента износа от параметра масляной пленки. Она показана на рисунке 1. Эта зависимость соответствует известным экспериментальным данным [4], согласно которым диапазон изменения коэффициента износа подшипниковой стали при гидродинамическом трении укладывается в диапазон от $1 \cdot 10^{-11}$ до $5 \cdot 10^{-10}$.

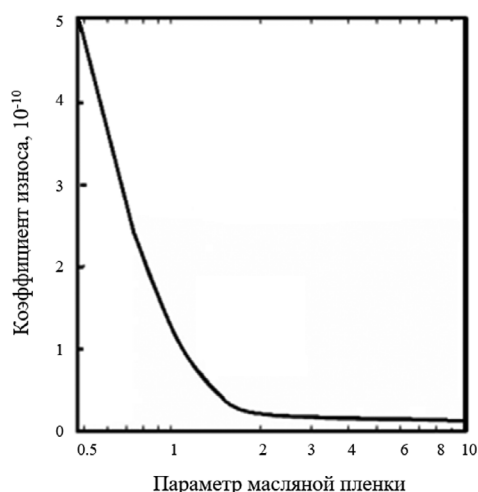


Рис. 1. Зависимость коэффициента износа от параметра масляной пленки

Результаты. В качестве примера рассмотрен расчет износа в торцевом контакте ролика и борта внутреннего кольца двухрядного конического роликового подшипника. Рассматривались семь расчетных случаев, отличавшихся по форме торца борта:

- 1) коническая поверхность торца;
- 2–6) торообразная вогнутая с радиусами 800, 900, 1100, 1200, 1300 мм;
- 7) торообразная выпуклая с радиусом 1100 мм. Температура масла считалась постоянной и равной 60°C . Для расчетного случая 1 рассматривались варианты номинального осевого зазора в подшипнике и небольшого натяга. В остальных расчетных случаях рассматривался только вариант осевого зазора.

Результаты расчета средних за оборот сепаратора скоростей износа для всех рассмотренных случаев приводятся на рис. 2. Из них следует, что торообразная вогнутая поверхность торца борта позволяет до 3 раз уменьшить скорость износа по сравнению с конической поверхностью.

* Полный текст статьи ранее уже был опубликован в журнале "Трение и износ", 2022. — Т. 43, № 6. — С. 594–602, DOI: 10.32864/0202-4977-2022-43-1-105-113 <http://fwj.mpri.org.by/wp-content/uploads/2022/11/fwjdoi1/klebanov.pdf>

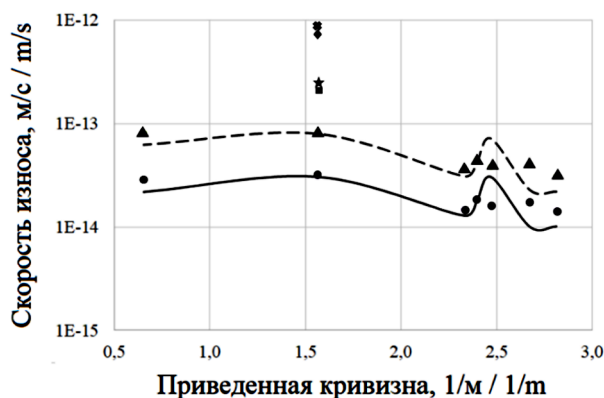


Рис. 2. Зависимость скорости износа от приведенной кривизны контактирующих поверхностей. Обозначения: прямой расчет с осевым зазором: ● — торец ролика, ▲ — торец борта; прямой расчет с осевым натягом: ■ — торец ролика, ◆ — торец борта; расчет по усредненным параметрам с осевым зазором: ■ — торец ролика, ■ — торец борта; расчет по усредненным параметрам с осевым натягом: ★ — торец ролика; ★ — торец борта

Выводы. Из представленных на рис. 2 графиков следует, что при эксплуатации подшипника на рассматриваемом режиме в течение 5000 ч в условиях небольшого осевого натяга глубина износа торца борта, имеющего коническую форму, составит 15,5 мкм, а торца ролика — 4,8 мкм. В сумме это более чем в 2 раза превышает величину контактного сближения торцов при максимальной контактной нагрузке, равную 9,41 мкм. Поскольку в условиях осевого зазора износ оказывается примерно в 10 раз меньше, чем при натяге, то возникновение последнего является нежелательным.

Ключевые слова: модель трения; контактное давление; коэффициент износа; гидродинамическое трение; закон Арчарда.

Список литературы

1. Перель Л.Я. Подшипники качения. Расчет, проектирование и обслуживание опор. Москва: Машиностроение, 1983. 543 с.
2. Галахов М.А., Бурмистров А.И. Расчет подшипниковых узлов. Москва: Машиностроение, 1988. 272 с.
3. Wang X.-Y., Zhou C., Ou Y. Experimental analysis of the wear coefficient for the rolling linear guide // Adv Mech Eng. 2019. Vol. 11, No. 1. P. 1–7. DOI: 10.1177/1687814018821744
4. Morales-Espejel G.E., Brizmer V. Micropitting modelling in rolling-sliding contacts: application to rolling bearings // Tribol Trans. 2011. Vol. 54, No. 4. P. 625–643. DOI: 10.1080/10402004.2011.587633
5. Bamberger E., Harris T., Kacmarsky W., et al. Life adjustment factors for ball and roller bearings // ASME Engineering Design Guide. 1971.
6. Liu C.H., Chen X.Y., Gu J.M., et al. High-speed wear lifetime analysis of instrument ball bearings // J Eng Tribol. 2009. Vol. 223, No. 3. P. 497–510. DOI: 10.1243/13506501JET496

Сведения об авторах:

Александра Максимовна Бражникова — аспирант, ассистент кафедры «Механика»; Самарский государственный технический университет, Самара, Россия. E-mail: brazhnikova_98@mail.ru

Яков Мордухович Клебанов — доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Механика»; Самарский государственный технический университет, Самара, Россия. E-mail: jklebanov@mail.ru