

Метод оценки потерь мощности в контакте торца ролика и борта наружного кольца роликового подшипника с учетом геометрии колец и ролика, а также перекоса ролика

© Я.М. Клебанов, В.Р. Петров

Самарский государственный технический университет,
Самара, 443100, Российская Федерация

Рассмотрены два варианта конструкции цилиндрического роликового подшипника. У первого из них имеются скосы на торцах ролика и бортах наружного кольца, у второго — эти скосы отсутствуют. Исследован случай, когда ролик и сепаратор вращаются с эпициклическими скоростями без проскальзывания и не учитываются радиальные деформации ролика и кольца, а также изменение наклона борта под действием осевой нагрузки. Был проведен расчет места расположения пятна контакта, эпюры распределения давления в контакте и тепловых потерь мощности для обеих конструкций подшипника при различных углах перекоса ролика по тангажу и рысканию. Исследования выполнены для двух значений осевой нагрузки, приложенной к подшипнику. Показано, что в большинстве случаев выбор варианта конструкции со скосами приводит к снижению потерь мощности, вследствие чего конструкция со скосами более применима, чем без скосов. Использование описанного метода при проектировании цилиндрических роликовых подшипников позволит оценить потери мощности и подобрать геометрию скосов, уменьшающую нагрев подшипникового узла.

Ключевые слова: цилиндрический роликовый подшипник, торцевой контакт, потеря мощности, тепловыделение, распределение контактного давления, скос торца

Введение. Подшипник качения должен минимизировать трение в опоре вращающегося вала, тем самым снижая ту часть мощности, передаваемой валом, которая теряется из-за трения между деталями подшипника и переходит в теплоту. Эти потери снижают КПД машины, и требуется усложнение конструкции опоры для отвода образовавшейся теплоты. К потерям мощности в роликовом подшипнике приводят трение в контакте поясков сепаратора с центрирующими поверхностями бортов колец, поверхностей качения роликов с перемычками сепаратора и дорожками качения, торцов роликов с бортами колец, а также перемешивание смазки роликами и сепаратором. Величины таких потерь зависят от режима работы подшипника и параметров его внутренней геометрии. Поэтому актуальной остается задача так изменить конструкцию подшипника, чтобы снизить потери мощности.

Цилиндрический роликовый подшипник работает в условиях преимущественно радиальной нагрузки. Однако в роликовых подшипниках

авиационных газотурбинных двигателей при переходе между полетными режимами возникают заметные осевые нагрузки, зачастую разнонаправленного характера. Осевые нагрузки возникают и при номинальном режиме работы двигателя из-за температурного градиента вдоль его оси, что приводит к образованию конусности. На цилиндрические роликовые подшипники, установленные в буксы железнодорожных вагонов, во время их движения по искривленному участку пути также воздействуют существенные осевые нагрузки. Такая же ситуация наблюдается в подшипниках устройства захвата самолетов при посадке на палубу авианосца в тех случаях, когда направление посадки отклоняется от центральной линии посадочной полосы. Работа цилиндрического роликового подшипника в условиях осевой нагрузки сопровождается существенным ростом потерь на трение в контакте торцов роликов и бортов колец. Схема такого контакта ролика и наружного кольца приведена на рис. 1.

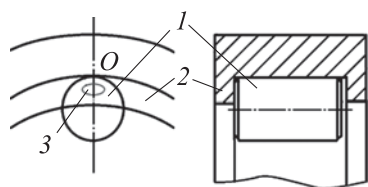


Рис. 1. Схема контакта торцов ролика и борта наружного кольца цилиндрического роликоподшипника:

1 — ролик; 2 — борт; 3 — область контакта; точка *O* соответствует положению линии контакта ролика и дорожки качения

Совершенствование геометрии торцов ролика и борта кольца с целью снижения потерь на трение — важная задача, решению которой посвящен ряд публикаций. Так, в работе [1] исследованы различные формы рабочих поверхностей бортов колец и торцов роликов, выбор которых привел к значительному снижению износа подшипников букс железнодорожных вагонов. В частности, были рассмотрены различные сочетания прямого, конусного, сферического и торообразного профилей торцов роликов и бортов. Проведенные расчеты позволили установить существенное преимущество сочетания сферического торца ролика и конического борта кольца, что способствовало поддержанию в контакте гидродинамического режима трения. Кроме того, в [1] была приведена теоретическая зависимость температуры нагрева на поверхности трения от радиуса сферы на торце ролика и определена его оптимальная величина.

В статье [2] представлены результаты стендовых испытаний цилиндрического роликового подшипника, на который действовали радиальная и осевая нагрузки. Были приведены разные формы торцов ролика и борта наружного кольца, а также рассмотрен процесс стабилизации температуры наружного кольца и момента трения в подшипнике по мере его приработки. Еще в [2] было предложено использовать ролики с торцами тороидальной формы и наружные кольца с такими же бортами и выработанные подходы к оценке их

радиусов кривизны. Было указано, что условия образования гидродинамического режима смазывания в торцевом контакте улучшатся при увеличении частоты вращения подшипника.

В работе [3] было получено уравнение для определения момента сопротивления вращению, возникающему из-за трения скольжения в торцевом контакте ролик–борт цилиндрического роликового подшипника буксы железнодорожного вагона. Отмечено, что уменьшение момента сопротивления способствует существенному повышению долговечности и надежности подшипника. Полученное выражение связывает момент сопротивления с рабочими характеристиками (осевой и радиальной нагрузками, частотой вращения) и конструктивными параметрами (радиусы ролика и дорожки качения, высота борта), что позволяет оптимизировать конструкцию подшипника. В частности, из приведенной зависимости следует, что момент сопротивления снижается при уменьшении диаметра ролика и высоты борта.

Эмпирические зависимости от геометрических параметров для ряда коэффициентов, входящих в полученную в [3] формулу расчета момента сопротивления в торцевом контакте ролик–борт, приведены в [4]. Также там дано описание имитирующей буксы железнодорожного вагона экспериментальной установки, применявшуюся для испытания подшипников и оценки эффективности их смазок.

В работах [5, 6] с использованием метода конечных элементов рассмотрено моделирование контакта сферического торца ролика с торообразным бортом внутреннего кольца конического роликового подшипника буксы железнодорожного вагона. Была получена зависимость от кривизны торца ролика максимальной осевой силы, при которой размеры пятна контакта не препятствуют поступлению смазки в этот контакт и возникновению режима гидродинамического трения [5]. Приведен в [6] расчет с использованием закона Арчарда износа торца ролика и борта кольца. Для этого была разработана пошаговая процедура, которая в каждый момент времени определяет скорость износа в зависимости от контактной нагрузки, скорости скольжения поверхностей и толщины масляной пленки. Предложена также процедура расчета износа по усредненным параметрам, существенно уменьшающая объем вычислений и делающая возможным непосредственное определение влияния на скорость износа конструктивных параметров и условий эксплуатации.

В работе [7] приведено подробное описание модифицированного метода Хартнетта, который используется для расчета распределения контактного давления. В случае применения этого метода требуется меньше вычислений, чем при методе конечных элементов, и поэтому его целесообразно использовать для расчета контакта двух упругих твердых тел тогда, когда область контакта значительно меньше габаритных размеров детали.