

УДК 620.178.162

ФУНДАМЕНТАЛЬНЫЕ ТРИБОЗАКОНОМЕРНОСТИ ПРИ СМАЗКЕ РАДИАЛЬНЫХ ОДНОРЯДНЫХ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

© П. Д. Чхетиани, Ю. И. Щербаков¹*Статья поступила 22 июня 2016 г.*

Приведен анализ работ, посвященных исследованиям трения в подшипниках качения, из которого следует, что применяемое экспериментальное оборудование и методы, как правило, не гарантируют проведения испытаний в строго контролируемых условиях. Разработаны конструкция машины трения и метод испытаний, обеспечивающие прецизионное ранжирование радиальных подшипников и жидкостей различной природы по величине коэффициента трения. Определены экспериментальные зависимости коэффициентов трения радиальных однорядных шарикоподшипников от частоты вращения внутреннего кольца. Показано, что высококачественный подшипник может быть использован в качестве испытательного узла трения при решении задач механики сплошных сред (контактных, эластогидродинамики, микрогидродинамики, реологии и др.).

Ключевые слова: трение; трибохарактеристики жидкостей толщиной порядка 1,0 мкм и менее при высоких давлениях и градиентах скорости сдвига; эластогидродинамическая сплошная смазочная пленка; радиальные подшипники качения; машина трения; самоустановка трущихся поверхностей; коническая прецессия; основные собственные частоты.

Экспериментальные исследования трения тел, находящихся в жидкой среде на расстояниях порядка 1,0 мкм и менее (вплоть до непосредственного взаимного контакта) друг от друга под воздействием высоких давлений и градиентов скорости сдвига, направленные на решение задач механики сплошных сред (контактных, эластогидродинамики, микрогидродинамики, реологии и др.), проводятся, как правило, в отсутствие гарантий постоянства формы эпюры давлений в зоне трения в течение опыта и, следовательно, не являются корректными. Это в первую очередь свидетельствует о недостаточно высоком уровне квалификации разработчиков соответствующих экспериментального оборудования и методов исследований и только во вторую очередь — об отсутствии целевого финансирования.

Между тем испытательным узлом трения экспериментального оборудования в ряде случаев могут служить высококачественные подшипники качения (ПК),

которые являются почти идеальными механизмами (устройствами) для достижения высоких давлений и градиентов скорости сдвига в тонких смазочных пленках, своего рода реовискозиметрами, имеющими к тому же сравнительно низкую себестоимость.

Испытаниям в целях определения качества ПК путем измерения момента сопротивления вращению (МСВ) или момента сил трения ($M_{тр}$) до недавнего времени подвергались, как правило, приборные шарикоподшипники. Однако с тех пор как вопросы экологии попали в разряд приоритетных, разработчики ПК интенсифицировали усилия по снижению потерь на трение не только в приборных, но и в ПК иного назначения. Повышению продаж так называемых энергосберегающих ПК особенно способствовали активные PR-компании. Разработке же соответствующих испытательного оборудования и методик в целях совершенствования ПК не уделялось достаточного внимания. В результате на рынке представлены ПК различных конструкций и производителей, точное опре-

¹ Институт машиноведения им. А. А. Благонравова РАН, Москва, Россия, e-mail: Pavelnew1@yandex.ru

деление величины энергосбережения которых до недавнего времени не представлялось возможным.

Существующий в машиностроении приоритет ресурса в ущерб энергосбережению имеет следствием недостаточно высокий уровень конструкций машин трения (МТ), предназначенных для прецизионных измерений МСВ. В частности, приборные ПК, одним из критериев качества которых является величина силы трения, испытываются с использованием МТ, конструкции которых не обеспечивают эффективной самоустановки условно неподвижного кольца по отношению к вращающемуся [1 – 5]. Условно неподвижное наружное кольцо не самоустанавливается по отношению к вращающемуся внутреннему даже в сравнительно простых случаях испытаний радиальных однорядных шарикоподшипников (РОШ) при чисто радиальной нагрузке. Отсюда — результаты опытов, полученные в условиях взаимного перекоса колец, высокие величины $M_{тр}$ и, как следствие, возможно, удовлетворяющие нормам $M_{тр}$ приборные ПК, но не используемые в качестве таковых (приборных).

Согласно [5] при испытаниях должна обеспечиваться «...точная установка осей подшипников в вертикальном или горизонтальном положении с допустимой погрешностью в пределах $\pm 1^\circ \text{C}$ », вместе с тем РОШ «...допускают при повышенных осевых зазорах и невысоких скоростях вращения небольшие перекосы валов (до $0,5^\circ$)». В [6] отмечено, что «Соосность посадочных мест под радиальные однорядные шарикоподшипники должна быть выдержана в таких пределах, чтобы перекося наружных колец относительно внутренних не превышал 10 – 15 угловых минут даже при увеличенном зазоре в подшипнике». Имеются данные о необходимости обеспечения величин взаимных перекосов колец в РОШ, в разы меньших, чем 10 угловых минут, в целях достижения в них минимальных не только сил трения, но и вибраций [7].

Отличающиеся порой на порядок величины допустимых взаимных перекосов колец свидетельствуют, в частности, о том, что исследования их влияния на силы трения в РОШ находятся на неудовлетворительном уровне, что требует разработки оригинальных конструкций МТ и методов испытаний.

Коэффициент трения f в ПК наряду с МСВ и $M_{тр}$ определяются в безразмерных единицах. Однако использование в качестве показателя антифрикционности f взамен МСВ и $M_{тр}$ требует определенных знаний. Например, в широком диапазоне нагрузок с увеличением последних МСВ и $M_{тр}$ также постоянно растут. Синхронно с ними f , как правило, сначала падает, далее остается почти неизменным, а затем начинает расти. Особенность f в определенном диапазоне нагрузок уменьшаться до минимальных величин нередко используется в некорректной конкурентной борьбе производителей продукции за рынки сбыта, на которых низкое трение характеризует энергосбережение,

что является одним из определяющих параметров качества изделий.

Конкретные величины f ПК различных конструкций стали доступны широким кругам советских специалистов после выхода в свет в 1949 г. монографии шведского ученого А. Пальмгрена [8]. Значения f ПК ряда конструкций приведены ниже:

радиальные самоустанавливающиеся шарикоподшипники — 0,0010;

радиальные роликоподшипники с короткими цилиндрическими роликами — 0,0011;

упорные одинарные шарикоподшипники — 0,0013;

радиальные однорядные шарикоподшипники — 0,0015;

конические роликоподшипники — 0,0018;

радиальные сферические роликоподшипники — 0,0018;

игльчатые подшипники — 0,0045.

На протяжении последних 70 лет в представленные величины f не внесено каких-либо изменений или уточнений. Исключение составляют лишь игльчатые подшипники, у которых согласно [7] $f = 0,0025$.

Анализ работы [8] свидетельствует о том, что только для четырех из семи конструкций ПК представлены экспериментальные зависимости f (данные для РОШ с канавкой для ввода шариков № 314 (NM70) с $f = 0,0011$ при $P = 1070$ кгс, который также был испытан, не включены в знаменитый перечень): радиального самоустанавливающегося шарикоподшипника 1314 с $f = 0,0010$ при $P = 740$ кгс; упорного одинарного шарикоподшипника 51314 с $f = 0,0013$ при $P = 970$ кгс; радиального однорядного шарикоподшипника 6314 с $f = 0,0015$ при $P = 780$ кгс; радиального сферического роликоподшипника 22314 с $f = 0,0018$ при $P = 2240$ кгс. («Точки кривых диаграммы соответствуют нагрузке, при которой подшипники имеют долговечность, равную 1000 млн оборотов.»). Прежде чем использовать вышеприведенные f в каких-либо расчетах, необходимо внимательно изучить параграфы «Момент трения в подшипниках» и «Коэффициенты трения» главы «Кинематика и динамика подшипников», а также приведенные в них экспериментальные зависимости. Из текста, в частности, следует, что исследовалось влияние нагрузки на $M_{тр}$ «...при обычных (!) скоростях вращения и методах смазки ...», кроме того, в нем нет ни единого упоминания о том, при каких температурах получены экспериментальные зависимости, режимы смазки при различных сочетаниях рабочих параметров не определялись.

Автор констатирует, что «...приходится довольствоваться приближительными величинами, полученными при испытаниях. Расчеты, основывающиеся на этих величинах, имеют, конечно, ограниченную ценность».

Действительно, с позиций современного уровня исследований трения в ПК величины f в [8] представ-

ляют собой довольно ограниченную ценность, поскольку им сопутствуют лишь единые для всех испытанных конструкций ПК долговечность (ресурс) и машинное масло вязкостью 35 сСт, а также по одной конкретной нагрузке на каждый ПК и вращение «...со средней (!) для этого размера скоростью ...».

Публикуемые же в последние годы величины f имеют, согласно нашему мнению, еще меньшую ценность, так как даже не сопровождаются величинами нагрузок, при которых они получены.

Поскольку материалы, техника и технологии, используемые при изготовлении современных ПК и повысившие их ресурс, почему-то никак не повлияли на величину f , возникают вопросы, требующие проведения соответствующих корректных экспериментальных исследований.

Необходимо тщательно изучить экспериментальные зависимости $M_{тр}(n)$ [8], определенные для РОШ 6314 при $P = 1000$ кгс, $n = 500 - 2000$ об/мин и вязкости масел, равной 23, 35 и 50 сСт. Масла в случаях сплошных смазочных пленок (ССП) могут отражать их реологическое состояние, что также может представлять научный интерес. Однако несмотря на то, что нагрузка составляла лишь 0,1С (С — динамическая грузоподъемность), а максимальная величина n в опытах была меньше предельно допустимой для данного ПК более чем в два раза, характер кривых (дуги, выгнутые кверху) свидетельствует о том, что постоянства температур в течение опыта обеспечить не удалось. Именно непостоянство температур, а не градиент скорости сдвига, влияет на то, что в рассматриваемом примере имеют место дуги, а не отрезки прямых, пересекающихся под определенными углами.

В литературе о трении в ПК не удалось обнаружить ни одной экспериментальной зависимости МСВ (n), $M_{тр}(n)$ или $f(n)$, полученной в условиях, при которых температура масла вблизи наиболее нагруженной зоны, во всем (достаточно широком) диапазоне изменения n оставалась бы постоянной. Не налось работ с корректным экспериментальным определением режимов смазки (трущиеся поверхности не разделены ССП либо полностью разделены ею), свидетельств высокой эффективности систем самоустановки колец, гарантий того, что испытания велись в условиях работы МТ вне ее основных собственных частот.

Цель данной работы — разработка конструкции машины трения и метода испытаний, обеспечивающих прецизионное ранжирование подшипников и жидкостей различной природы по величине коэффициента трения, а также корректное решение задач механики сплошных сред (контактных, эластогидродинамики, микрогидродинамики, реологии и др.).

Используем понятие «стандартное состояние» — наиболее стабильная форма вещества при температуре, равной 298 К (25 °С). Минимальная нагрузка определяется из конструктивных особенностей и не превосходит 150 Н, максимальная n — опытным пу-

тем из условия достижения стандартной температуры, равной 25 °С, при заданных ПК, нагрузке, вязкости масла и в отсутствие внешнего источника тепла. Минимальная n ограничивается величинами, при которых повышение и «флуктуации» $M_{тр}$, инициируемые, соответственно, дифференциальным проскальзыванием шариков вдоль желобов и «прокатыванием» их через наиболее нагруженную зону ПК, впервые могут быть измерены.

Режимы смазки во вращающемся ПК, смазываемом жидкостью-диэлектриком, дифференцируются путем регистрации прохождения электрического тока через зону трения, в связи с чем вводятся понятия:

«нагрузку зоны трения воспринимает эластогидродинамическая ССП» — режим, при котором электрический ток не проходит через зону трения;

«нагрузку зоны трения воспринимают граничные и окисные пленки трущихся поверхностей» — режим, при котором электрический ток проходит через зону трения.

Расчет f в работе [8] основан на использовании радиуса отверстия внутреннего кольца подшипника в качестве плеча, к которому приложена сила трения. В данной же работе для этой цели используется радиус окружности центров шариков. Несмотря на это сравнение величин f , полученных в обоих вариантах расчета, не представляет трудностей. Тем не менее такое сравнение не может быть корректным, поскольку условия экспериментов в рассматриваемых работах кардинально отличаются друг от друга, к тому же в первой из них неизвестны температура и величина взаимного перекоса колец.

Объекты исследования — три РОШ, один отечественный — «тип 0000-основной» (ГОСТ 8338–75) и два импортных, известные под условным обозначением «...206». Используются режимы смазки, при которых нагрузку воспринимают либо эластогидродинамическая ССП, либо граничные и окисные пленки трущихся поверхностей. Размеры подшипников: $d = 30$ мм; $D = 62$ мм; $B = 16$ мм.

Подшипники смазывались маслами — маловязким (И-20А) и высоковязким (МС-20).

Машина трения (МТ) для прецизионных измерений сил трения должна характеризоваться:

- 1) способностью в течение всего опыта и от опыта к опыту измерять или поддерживать постоянными важнейшие параметры испытаний, особенно размеры зоны трения, давления и форму эпюры давлений в ней;
- 2) отсутствием паразитных потерь на трение;
- 3) достаточно широкими поддиапазонами внутри диапазонов технических характеристик, свободными от больших амплитуд колебаний, совпадающих с направлением действия сил трения.

В основе конструкции описываемой МТ (рис. 1) [9] лежит классический принцип физического маятника, подвешенного на горизонтально расположенной

вращающейся оси. Ось-вал вращается в корпусе 6 в двух ПК посредством электродвигателя постоянного тока мощностью 1,25 кВт с $n_{\max} = 3500$ об/мин либо электрошпинделя мощностью 2,2 кВт с $n_{\max} = 48\,000$ об/мин. Передний конец вала электрошпинделя смонтирован в радиально-упорном аэростатическом подшипнике, задний — в высокоскоростном прецизионном шарикоподшипнике. На свободном консольном конце вала устанавливается внутреннее кольцо испытуемого или испытательного (в случаях исследований трибологических характеристик жидких и пластичных смазочных материалов, а также дизельных и авиационных топлив) ПК 9. Наружное кольцо подшипника крепится в обойме 5, которая совместно с подушкой 3, жестко закрепленной на голове 2 маятника, образует ножевую опору. Вертикально направленная нормальная сила, рассчитанная на основании масс отдельных частей маятника, включая или исключая грузы 1 и 7, устанавливаемые соответственно на голове 2 маятника и на двух площадках продольной балки 10, закрепленной на маятнике, а также массы наружного кольца подшипника, находится в плоскости, которая делит образующую дорожки качения последнего на две равные части (если, конечно, указанная дорожка качения находится строго в середине ширины наружного кольца). Минимальная величина $M_{\text{тр}}$ ПК обеспечивается путем нивелирования негативного влияния конической прецессии его внутреннего кольца. Для этого наружное кольцо имеет возможность автоматических линейных и угловых перемещений относительно осей x , y и z , что позволяет ему самоустанавливаться на дорожке качения внутреннего кольца как в статике, так и в динамике при условии, что последнее вращается не слишком быстро.

МТ оборудована гидравлическим демпфером колебаний маятника. Демпфер представляет собой две заполненные жидкостью емкости 14, в которые опущены жестко закрепленные на маятнике посредством поперечной балки 12 лопасти 15. Назначение демпфера — сглаживание (при необходимости) пиковых значений силы трения. Кроме того, демпфер, уменьшая амплитуду колебаний маятника, снижает риск разрушения датчика 19, предназначенного для измерений угла φ отклонения маятника от положения равновесия.

При вращении внутреннего кольца ПК 9 на его наружное кольцо наряду с тангенциальными силами (силами трения) действуют осевые силы различного происхождения. Для уравнивания осевых сил, возникающих вследствие несовпадения оси вращения с горизонтом, вызванных погрешностями установки корпуса 6 подшипникового узла в горизонтальной плоскости, изготовления и сборки, а также различной величиной изгиба консольного вала при использовании маятников различной массы, применены аэростатические направляющие 4, предотвращающие перемещения маятника в сборе с наружным кольцом под-

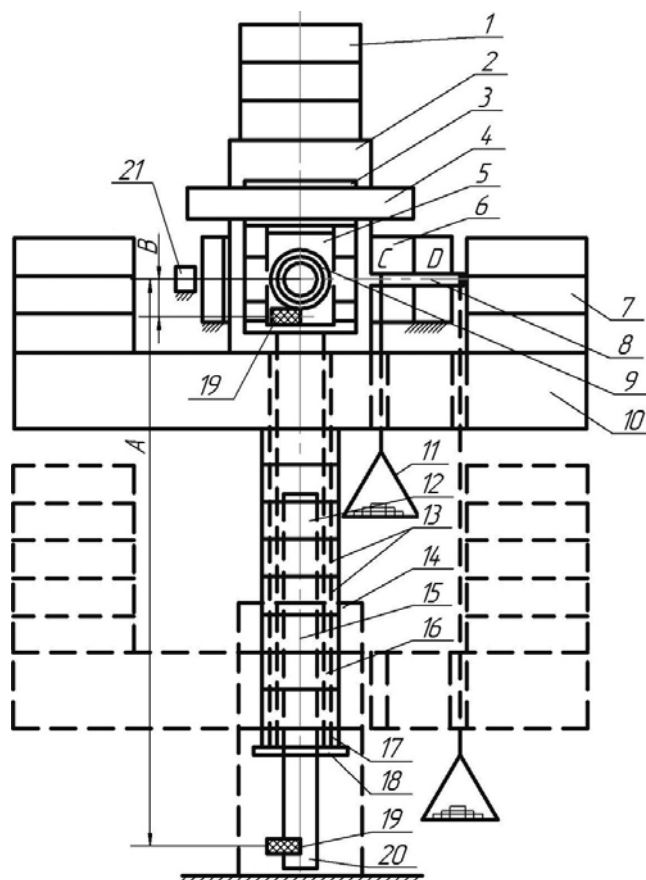


Рис. 1. Схема машины трения

шипника вдоль оси вращения вала. (Особенно необходимы при испытаниях роликовых и игольчатых подшипников, конструкции которых допускают взаимное осевое смещение наружного и внутреннего колец.)

Благодаря аэростатическим направляющим, сила трения в которых практически равна нулю, в силоизмерительной системе МТ отсутствует паразитное трение, что обеспечивает высокую точность измерений. Кроме того, они позволяют исследовать режимы с отсутствием непосредственного соприкосновения материалов (не диэлектриков) трущихся тел (например, гидродинамические, эластогидродинамические и др.) электрическими методами. В противном случае пришлось бы электрически изолировать наружное или внутреннее кольцо ПК 9, что обычно существенно искажает естественное распространение тепла. Причем наличие/отсутствие непосредственного соприкосновения трущихся поверхностей (электропроводящих) регистрируется с помощью специального прибора. Напряжение постоянного тока, равное 2 мВ, подаваемое в зону трения путем крепления одного электрода неподвижно к голове 2 маятника, а другого (подпружиненного острия) — к центровочному отверстию вращающегося вала, позволяет регистрировать факты непосредственного соприкосновения вершин проти-

волежущих неровностей трущихся поверхностей с минимальной продолжительностью в 1 мкс.

На рычаге 8 (для создания искусственного момента сил), закрепленном на голове 2 маятника на расстоянии 105,0 мм (или 210,0 мм) от оси вращения, в точке *C* (или *D*), закреплена полоска фольги толщиной 0,05 мм и шириной 6,0 мм, на нижнем конце которой подвешена чаша 11 для приема грузов общей массой до 0,03 кг.

МТ оборудована системой создания и поддержания температур зоны трения. При необходимости дополнительно (бесконтактно) с помощью другого ТЭНа может нагреваться вращающийся вал с закрепленным на нем внутренним кольцом подшипника.

Токовихревой датчик 19 линейных измерений может перемещаться в горизонтальном направлении вдоль продольной плоскости качания маятника по направляющим скольжения либо бесступенчато — посредством микрометрического винта, либо ступенчато — посредством использования плиток Иогансона.

МТ оборудована виброметром, с помощью которого в направлении действия сил трения измеряются амплитуды колебаний корпуса 6 подшипникового узла.

Токовихревой датчик 21, предназначенный для измерений горизонтальных (в направлении действующих в ПК сил трения) перемещений станины (корпуса) МТ, возникающих при некоторых частотах вращения вала электродвигателя, находится на расстоянии ~0,5 мм от последней и закреплен на отдельном стоящем основании.

С помощью МТ определяются зависимости сил трения от многочисленных параметров и характеристик. В жидкостях (смазочных материалах, дизельных и авиационных топливах и т.д.) — от реологии, химического состава, вязкости, смазывающих свойств, скорости, температуры и давления, взаимодействия с трущимися поверхностями, кинематики испытательного узла трения, его геометрии, вибраций и т.д. В подшипниках качения — от характеристик и количества жидкости в зоне трения, способа подачи, нагрузки, температуры, частоты вращения и вибраций, геометрии, отклонений от правильной геометрической формы, волнистости, шероховатости и приработки тел и дорожек качения и сепаратора, размеров, разноразмерности и количества тел качения, радиального и осевого зазоров и биений, размера и формы зазора между телами и дорожками качения, телами качения и отверстиями сепаратора и способа его базирования, материалов основы и «покрытий» тел и дорожек качения и сепаратора, их поверхностных слоев и граничных смазочных пленок на них, термообработки, коэффициентов термического расширения, твердости, конической прецессии, углового перекося между ося-

ми дорожек качения внутреннего и наружного колец, посадок колец и т.д.

Силы трения в жидкостях и в ПК зависят также от продолжительности испытаний, параметров атмосферы и т.д. Очень часто достоверно определять изменения сил трения во времени можно только благодаря длительным испытаниям.

Технические характеристики машины МТ: предельные размеры испытуемых или испытательных (в случаях исследований трибохарактеристик жидких и пластичных смазочных материалов, а также дизельных и авиационных топлив) подшипников — с $d_{\min} = 12,0$ мм до $D_{\max} = 75,0$ мм; частота вращения вала — 0,09 – 48 000 об/мин (0,0015 – 800 с⁻¹); нагрузка — 150 – 3000 Н (15 – 300 кгс); температура — 293 – 423 К (20 – 150 °С); дискретность измерений коэффициента трения — до $1 \cdot 10^{-5}$; относительная погрешность измерений коэффициента трения — не более 2,0 %.

Методика измерения сил (коэффициентов) трения. Известно, что при использовании в качестве силоизмерителей маятников момент сил трения $M = mgl \sin \varphi$ или $M = Pl \sin \varphi$, а $f = M/rP$, где M — момент сил трения, Нм; m — масса маятника, кг; P — вес маятника в сборе, Н; g — ускорение свободно падающих тел, м/с²; l — расстояние от точки подвеса до центра масс маятника, м; φ — угол отклонения маятника от положения равновесия, градусы; r — радиус окружности центров тел качения, м.

Более точный способ определения сил трения приведен в [10].

Для повышения чувствительности маятникового силоизмерителя необходимо (при заданной массе маятника, которая определяется на основании поставленной задачи) максимально уменьшить l , что при одной и той же силе трения в ПК приведет к увеличению φ .

При минимальной массе подготовленного для испытаний маятника, равной ~15 кг (без грузов и продольной балки 10), величина l не может быть менее 100 мм. По мере увеличения массы (количества навешиваемых грузов) l можно как уменьшать, так и увеличивать, соответственно увеличивая или уменьшая чувствительность силоизмерителя. Естественно, что максимальная чувствительность может быть достигнута при минимальном l , т.е. тогда, когда центр масс маятника в сборе почти совпадет с осью вращения.

Массы отдельных элементов маятника находятся с максимально возможной точностью. Величина нормальной силы, возникающая в результате действия масс лопастей 15 демпфера маятника, находящихся в двух емкостях 14 демпфера, определяется с помощью весов, при этом лопасти демпфера погружены на штатную глубину в жидкость, которой заполнен демпфер.

Масса маятника, определяющая величину нормальной силы в зоне трения, может изменяться в ши-

роких пределах (от 15 до 300 кг). Расстояние от точки подвеса до центра масс маятника также может регулироваться в широких пределах. Для этого продольная балка 10 с грузами 7 на ее концах, опирающаяся на болт-упор 18, может дискретно перемещаться вверх-вниз через каждые 25 мм вдоль тела 16 маятника с помощью одной 25-миллиметровой 17 и семи 50-миллиметровых 13 втулок. Перемещению центра масс маятника вверх способствуют также грузы 1, устанавливаемые на голову 2 маятника. Таким образом, при измерениях сил трения можно регулировать чувствительность силоизмерителя. Максимальная чувствительность при заданной массе достигается путем перемещения продольной балки 10 с грузами 7 в верхнее крайнее положение с последующим переключением грузов 7 с концов балки на голову 2 маятника. Показателем того, что уровень максимальной чувствительности уже достигнут, является невозвращение маятника в положение устойчивого равновесия. После этого с головы 2 маятника удаляются два груза 1 одинаковой массы, которые возвращаются на продольную балку 10 маятника по одному на каждый конец. Грузы 1 и 7 имеют одинаковые габариты и массу.

Расчет сил трения включает в себя определение величины l . Для тел неидеально правильной формы и с неодинаковой плотностью по объему, каковым является любой физический маятник, существует несколько способов определения l [11]. В частности, в ИМАШ РАН применяется метод качания на параллельных осях. При его реализации используется измеренное с высокой точностью (семь значащих цифр) в непосредственной близости (менее 1 м) от МТ ускорение свободно падающих тел. Метод позволяет определять l с дискретностью 0,1 мм и менее. Силу трения можно находить более простым способом — без измерения l . Для этого, вращая внутреннее кольцо ПК со строго фиксированной частотой, с помощью токовихревого бесконтактного датчика 19 линейных измерений определяют горизонтальные перемещения заданной точки маятника, находящейся на расстоянии $B \geq 12,5$ мм и $A \leq 750$ мм от оси качания. Разумеется, наряду с частотой вращения строго поддерживается постоянство остальных параметров, в частности температуры. Затем на чашу 11 устанавливаются образцовые грузы. Зная массу грузов и длину рычага 8 от оси вращения до точки С (105,0 мм) или до точки D (210,0 мм), на которые они воздействуют, достаточно просто определить момент сил. Таким образом, можно рассчитать цену деления. Например, масса в 1 г, действующая на плече 105,0 мм, перемещает заданную точку маятника на расстояние 10 мкм. Если в результате изменения частоты вращения внутреннего кольца «...206» подшипника на те же 10 мкм переместилась та же зона маятника, то это свидетельствует о равенстве моментов сил. В первом случае сила действует на плече 105,0 мм, во втором — на радиусе r окружности

центров шариков, который почти не отличается от величины

$$r = \frac{d + D}{4} = 23,0 \text{ мм.}$$

Отсюда следует, что в зоне трения на радиусе 23,0 мм действует сила, в $105,0/23,0 \approx 4,565$ раза превышающая тарировочную. Зная массу маятника, рассчитывают коэффициент трения.

Естественно, что после того, как на чашу 11 устанавливаются грузы (не более 0,03 кг), масса маятника увеличивается, соответственно возрастает нормальная сила, действующая в зоне трения. Очевидно некоторое несовершенство метода, тем не менее он более производителен, чем метод определения l путем качания на параллельных осях, а погрешности настолько ничтожны (максимальная относительная погрешность измерений не превосходит 0,2 %), что данный метод стал основным.

Уменьшая расстояние от точки подвеса до центра масс маятника и массу, навешиваемую в точках С или D, можно обеспечить условия, при которых относительная погрешность измерений не будет превосходить наперед заданной величины.

При дискретности измерений токовихревых датчиков перемещений, не превосходящей 1,0 мкм, и линейном диапазоне измерений 0 ± 700 мкм всегда можно повысить чувствительность силоизмерителя настолько, чтобы относительная погрешность измерений не превосходила 0,5 %, что на порядок меньше обычно встречающейся в практике трибоиспытаний.

Чаша 11 с грузами может использоваться также для расширения диапазона измерений. По мере того как из-за больших величин сил трения линейный диапазон токовихревых датчиков 19 оказывается недостаточным, маятник посредством соответствующих грузов возвращается обратно. При этом масса грузов на чаше не должна, как показано ранее, повышать относительную погрешность измерения массы маятника свыше заданной условиями эксперимента величины (либо должна учитываться). Не влияет на величину массы маятника метод горизонтального ступенчатого или бесступенчатого перемещения токовихревого датчика в продольной плоскости качания маятника соответственно посредством плиток Иогансона или микрометрического винта.

Например, при вращении внутреннего кольца подшипника против часовой стрелки нижний конец маятника уходит вправо и расстояние от токовихревого датчика 19 до удлинителя маятника 20, увеличиваясь, выходит за пределы линейного диапазона датчика. Нагружая чашу 11, удается вернуть маятник в линейный диапазон. Определяется возвращающий момент сил, с которым и складывается измеряемый.

Важная особенность метода — определение положения равновесия маятника, т.е. φ_0 . Предполагается, что сила трения в подшипнике не зависит от направле-

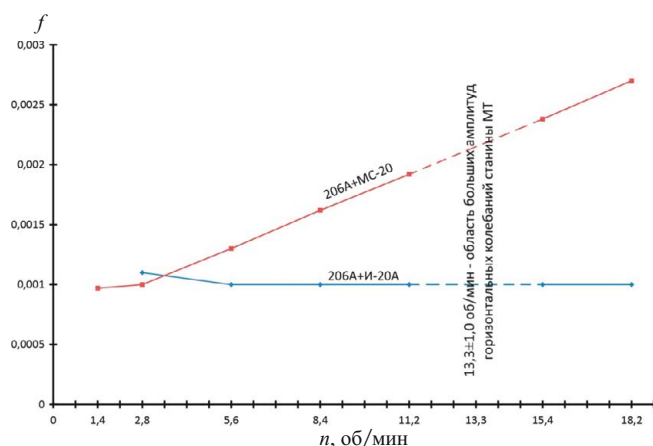


Рис. 2. Зависимость коэффициента трения f от частоты вращения внутреннего кольца первого подшипника n при смазывании маслами И-20А и МС-20

ния вращения внутреннего кольца. При строго одинаковых n вал вращается сначала по часовой стрелке, а затем против часовой стрелки. Суммарная величина горизонтального перемещения маятника, деленная пополам, определяет положение равновесия.

Модернизированная методика получения экспериментальных зависимостей коэффициента трения f от частоты вращения n внутреннего кольца подшипника. Размагниченные обойма 5 и ПК 9 в сборе с емкостью для масла из немагнитной нержавеющей стали монтируются на свободном консольном конце вала МТ. В разгруженном ПК, в котором уровень масла, как и в [8], достигает «...центра наиболее низко расположенного шарика», приводится во вращение внутреннее кольцо. Задается величина n , приблизительно в 3 – 5 раз превосходящая ту, при которой в некоторых конкретных условиях испытаний эластогидродинамическая ССП перестает существовать (определяется на основании предварительных опытов, для которых используются такие же подшипник и масло, что и в основных). ПК нагружается нормальной силой, после чего n постепенно снижается до тех пор, пока уменьшающийся синхронно с ней f не начнет постепенно расти. Одновременно регистрируется факт про-

Таблица 1. Значения коэффициента трения f и частоты вращения внутреннего кольца первого подшипника n при смазывании маслами И-20А и МС-20

n , об/мин	f	
	И-20А	МС-20
1,4		0,00097
2,8	0,0011	0,0010
5,6	0,0010	0,0013
8,4	0,0010	0,0016
11,2	0,0010	0,0019
$13,3 \pm 1,0$	Область максимальных горизонтальных перемещений станины МТ	
15,4	0,0010	0,0024
18,2	0,0010	0,0027

хождения (непрохождения) электрического тока между наружным и внутренним кольцами ПК.

Условия экспериментального исследования

Нагрузка, Н 145,4 и 146,1
 Диапазоны частот вращения (n) внутреннего кольца РОШ, об/мин 1,4 — 18,2 и 100 – 500
 Диапазон частот (n), возбуждающих максимальные горизонтальные перемещения станины МТ, об/мин $13,3 \pm 1,0$ и 660 ± 50
 Температура, °С 25,0 – 0,5

Результаты экспериментального исследования.

В диапазоне 1,4 – 18,2 об/мин при смазке высоковязким маслом МС-20 с ростом n смазочная пленка в зоне трения постепенно становится полностью сплошной, что свидетельствует о том, что при n , достигающей 18,2 об/мин, вся нагрузка воспринимается эластогидродинамической ССП. Коэффициент трения f с увеличением n растет. При смазке маловязким маслом И-20А с ростом n смазочная пленка в зоне трения не становится сплошной даже в случае $n = 18,2$ об/мин, что говорит о том, что нагрузка воспринимается граничными и окисными пленками трущихся поверхностей. Коэффициент трения f сначала падает, а затем несмотря на дальнейшее увеличение n остается на одном уровне. Масло МС-20 нивелирует f , обусловленный дифференциальным проскальзыванием шариков вдоль желобов, более эффективно, чем И-20А (табл. 1, рис. 2).

При частотах вращения 100 – 500 об/мин у всех РОШ во всем диапазоне n имеет место эластогидродинамическая ССП. При n свыше 200 об/мин у отечественного РОШ (первого) в большей степени, чем у импортного третьего РОШ, наблюдаются угловые колебания наружного кольца, нарастающие с увеличением n . У импортного второго РОШ угловые колебания наружного кольца отсутствуют. В диапазоне $n = 100 – 200$ об/мин все три экспериментальные зависимости $f(n)$ строго параллельны друг другу. С ростом n в отечественном РОШ (первом) f нарастает интенсивнее, чем в (третьем) импортном, причем в обоих случаях имеет место нелинейная зависимость от n . Напротив, в импортном втором РОШ f прямо пропорционален n (табл. 2, рис. 3).

На основании проведенных исследований можно сделать следующие выводы.

Таблица 2. Значения коэффициента трения f и частоты вращения внутреннего кольца n трех подшипников при смазывании маслом И-20А

n , об/мин	f		
	1	2	3
100	0,0011	0,0012	0,0015
200	0,0018	0,0019	0,0022
300	0,0027	0,0025	0,0030
400	0,0037	0,0032	0,0040
500	0,0048	0,0038	0,0049

1. При изменении n и постоянстве других параметров вклад отдельных факторов в величину f различен. При околонулевых n коэффициент трения f формируется благодаря трению преимущественно окисных пленок трущихся поверхностей в условиях дифференциального проскальзывания шариков вдоль желобов, с увеличением n — благодаря трению между граничными пленками трущихся поверхностей, существенно снижающими силы трения, инициируемые дифференциальным проскальзыванием шариков, по мере дальнейшего увеличения n — благодаря напряжениям сдвига в эластогидродинамической ССП, которые совмещаются с угловыми колебаниями наружного кольца, обуславливаемыми погрешностями геометрической формы деталей ПК.

2. Рост f высоковязкого масла МС-20 с повышением n и, наоборот, сначала падение, а затем постоянство f маловязкого масла И-20А при $n < 18,2$ об/мин обусловлены тем, что в первом случае шарики ПК, деформируя увеличивающийся по толщине слой эластогидродинамической смазочной пленки, испытывают все возрастающее сопротивление, во втором же случае из-за существенно меньшей вязкости масла И-20А эластогидродинамическая смазочная пленка еще только формируется, а поэтому шарики ПК деформируют лишь граничные смазочные пленки трущихся поверхностей.

3. Строгая параллельность экспериментальных зависимостей $f(n)$, а также отсутствие фактов прохождения электрического тока между кольцами, характерное для всех подшипников в диапазоне $n = 100 - 200$ об/мин, свидетельствуют о наличии эластогидродинамической ССП.

4. Одна и та же разница в величинах f всех трех подшипников, сохраняющаяся в диапазоне $n = 100 - 200$ об/мин, говорит об отличиях в значениях реальных контактных напряжений в нагруженных зонах, обусловленных величинами радиальных и (или) осевых зазоров.

5. Различная степень отклонений от прямолинейности $f(n)$ при $n = 200 - 500$ об/мин (нулевая у второго, меньшая у третьего и максимальная у первого подшипника) и наблюдаемые в опытах угловые колебания наружных колец первого и третьего подшипников свидетельствуют о большем отклонении от правильной геометрической формы у отечественного подшипника.

6. Ранжирование радиальных ПК по f должно предусматривать испытания в диапазоне n , превосходящем эксплуатационный, и, кроме того, гарантировать отсутствие в данном диапазоне n частот, совпадающих с основными собственными частотами

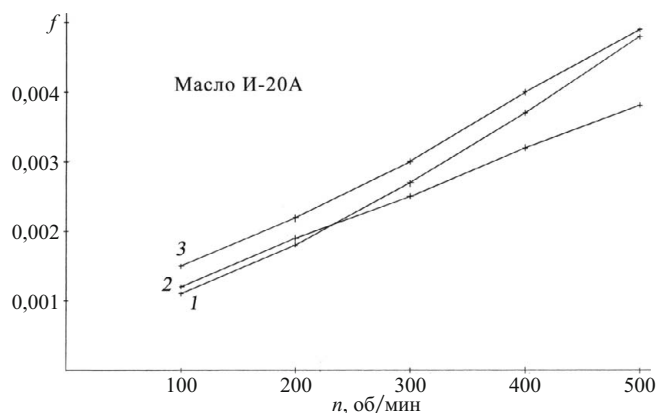


Рис. 3. Зависимости коэффициента трения f от частоты вращения внутреннего кольца n трех подшипников при смазывании маслом И-20А: 1 — отечественный подшипник, 2 и 3 — импортные подшипники

изделия, для которого предназначен испытываемый подшипник.

Предложенные машина трения и метод испытаний могут быть использованы в исследованиях, направленных на решение задач механики сплошных сред (контактных, эластогидродинамики, микрогидродинамики, реологии и др.) и на разработки радиальных подшипников качения с низкими энергетическими потерями, а также конструкций корпусов подшипниковых узлов, обеспечивающих самоустановку колец подшипников.

ЛИТЕРАТУРА

1. Приборные шариковые подшипники: Справочник / Под ред. К. Н. Явленского. — М.: Машиностроение, 1981. — 351 с.
2. Бальмонт В. Б., Матвеев В. А. Опоры качения приборов. — М.: Машиностроение, 1984. — 240 с.
3. Рагульские К. М., Юркаускас А. Ю. Вибрация подшипников. — Ленинград: Машиностроение, 1985. — 119 с.
4. Спицин Н. А. и др. Потери на трение в подшипниках качения. Обзор. — М.: Спецформцентр, 1968. — 104 с.
5. Спришевский А. И. Подшипники качения. — М.: Машиностроение, 1969. — 632 с.
6. Перель Л. Я. Подшипники качения: Справочник. — М.: Машиностроение, 1983. — 543 с.
7. Общий каталог SKF 4000T, 1989. — 976 с.
8. Пальмгрен А. Шариковые и роликовые подшипники. — М.: Машгиз, 1949. — 124 с.
9. Комбалов В. С. Методы и средства испытаний на трение и износ конструкционных и смазочных материалов: Справочник / Под ред. К. В. Фролова, Е. А. Марченко. — М.: Машиностроение, 2008. — 384 с.
10. Пат. 775670 СССР, МПК G 01 N 19/02. Способ определения силы трения / Гончаревич И. Ф., Сусанин В. И., Чхетиани П. Д.; заявитель и патентообладатель Государственный научно-исследовательский институт машиностроения им. А. А. Благонравова. — № 2656501/25-27; заявл. 03.07.78; опубл. 30.10.80. Бюл. № 40.
11. Гернет М. М., Ратобильский В. Ф. Определение моментов инерции. — М.: Машиностроение, 1969 — 248 с.

UDC 620.178.162

FUNDAMENTAL TRIBO-LAWS IN LUBRICATION: EXPERIMENTAL DEPENDENCE OF THE FRICTION COEFFICIENT ON THE ROTATION FREQUENCY IN SINGLE-ROW RADIAL ROLLING BEARINGS

© P. D. Chkhetiani and Yu. I. Shcherbakov

Submitted June 22, 2016.

Review and analysis of the data regarding the study of friction in rolling bearings revealed that the experimental equipment and traditional testing procedures thus used cannot guarantee strictly controlled conditions of testing. The developed design of the friction machine and method of testing provide a precise ranking of radial bearings and liquids by the value of the friction coefficient. Experimental dependences of the friction coefficients in single-row radial ball bearings on the rotation frequency of the inner ring are determined. It is shown that a high-quality bearing can be used as a tribotesting device in solving the continuum problems (contact, elastohydrodynamics, microhydrodynamics, rheology, etc.).

Keywords: friction; tribo-characteristics of liquids with a thickness of about 1.0 μm or less at high pressures and gradients of the shear rate; elastohydrodynamic continuous lubricating film; radial rolling bearings; friction machine; self-aligning friction surfaces; conical precession; fundamental natural frequencies.

REFERENCES

1. Instrument ball bearings. Reference / K. N. Yavlenskii (ed.). — Moscow: Mashinostroenie, 1981. — 351 p. [in Russian].
2. Bal'mont V. B., Matveev V. A. Bearing devices. — Moscow: Mashinostroenie, 1984. — 240 p. [in Russian].
3. Ragul'skis K. M., Yurkauskas A. Yu. Vibration bearings. — Leningrad: Mashinostroenie, 1985. — 119 p. [in Russian].
4. Spitsin N. A., et al. Friction losses in rolling bearings. Review. — Moscow: Spetsinformtsentr, 1968. — 104 p. [in Russian].
5. Sprishevskii A. I. Rolling bearings. — Moscow: Mashinostroenie, 1969. — 632 p. [in Russian].
6. Perel' L. Ya. Rolling bearings. Reference. — Moscow: Mashinostroenie, 1983. — 543 p. [in Russian].
7. General catalogue SKF 4000T, 1989. — 976 p. [in Russian].
8. Pal'mgren A. Ball and roller bearings. — Moscow: Mashgiz, 1949. — 124 p. [in Russian].
9. Kombalov V. S. Methods and tools for testing on friction and wear of structural materials and lubricants. Reference / K. V. Frolov, E. A. Marchenko (eds.). — Moscow: Mashinostroenie, 2008. — 384 p. [in Russian].
10. Pat. 775670 USSR, MPK G 01 N 19/02. The method of determining the friction force / Goncharevich I. F., Susanin V. I., Chkhetiani P. D.; applicant and owner Gosudarstvennyi nauchno-issledovatel'skii institut mashinostroeniya im. A. A. Blagonravova. — No. 2656501/25-27; appl. 03.07.78; publ. 30.10.80. Byull. Otkryt. Izobret. No. 40.
11. Gernet M. M., Ratobyl'skii V. F. Definition of moments of inertia. — Moscow: Mashinostroenie, 1969 — 248 p. [in Russian].