

ИССЛЕДОВАНИЕ ИЗНОСА РАДИАЛЬНО-УПОРНЫХ ШАРИКОПОДШИПНИКОВ

Инж. САВЧЕНКО А. Л., канд. техн. наук МИНЧЕНЯ Н. Т.

Белорусский национальный технический университет

В зависимости от функционального назначения подшипникового узла оценка его работоспособности производится по разным критериям: срок службы до усталостного разрушения трущихся поверхностей, заедания или поломки элементов подшипника; величина зазора, момент сопротивления вращению или точность вращения подшипников и срок службы до достижения предельных значений этих параметров и др. Существующие методы расчетной оценки долговечности подшипников качения базируются на теории усталостной прочности рабочих поверхностей и не позволяют учитывать многих факторов, оказывающих влияние на процесс утраты работоспособности подшипниковых узлов, выход из строя которых обусловлен изменениями микро- и макрогеометрии трущихся поверхностей в результате изнашивания, старением смазочного материала или накоплением пластических деформаций в зонах контакта.

Для шпиндельных узлов прецизионных шлифовальных станков одним из основных критериев работоспособности подшипников является точность вращения, так как она оказывает существенное влияние на качество обработанных деталей [1, 2]. Износ в несколько микрон в подшипниках шпиндельных узлов металлорежущих станков, который может наблюдаться задолго до начала усталостного выкрошивания рабочих поверхностей подшипника, приводит к уменьшению осевых натягов и смещению оси шпинделя из начального положения. Это смещение ухудшает точностные характеристики станка. Долговечность подшипников зависит от скорости изменения точности в процессе эксплуатации. Точность подшипника в данном случае характеризуется величиной относительных смещений внутреннего и наружного колец при вращении одного из них, обусловленных погрешностями формы

элементов подшипника и сопряженных с ним деталей, величиной зазоров, взаимным перекосом колец, упругими деформациями в зонах контакта тел качения с кольцами, а также факторами, связанными с кинематикой подшипников качения. Для многих опор подвижных систем приборов в качестве критерия работоспособности служит момент сопротивления вращению.

Для высокоскоростных подшипников качения характерны такие виды повреждений, как абразивный износ, усталостное выкрошивание дорожек и тел качения, износ и поломка сепаратора, коррозия и пластическое деформирование элементов подшипника, а также разрушение материала вследствие нагрева и структурных превращений, обусловленных высокими скоростями скольжения трущихся деталей [1]. Как правило, наиболее распространенными дефектами являются абразивный износ, износ и поломка сепаратора. В [3] приведена классификация основных видов повреждения подшипников качения по данным фирмы SKF, в соответствии с которой преобладают те же разновидности повреждений. В частности, обращается внимание на такую причину повреждений, как загрязнение, в том числе абразивными частицами, что может стать причиной повышенного износа элементов подшипника.

Основными причинами, вызывающими интенсивное изнашивание подшипников и развитие других видов повреждений, являются неправильный выбор смазочного материала и его загрязненность абразивными частицами, погрешности изготовления подшипника и сопряженных с ним деталей, монтажные перекосы, большой предварительный натяг, чрезмерные эксплуатационные нагрузки, дефекты материала деталей подшипника [1, 2]. Устранение этих причин может обеспечить значительное повышение долговечности подшипников, но исклю-

читать полностью изнашивание деталей, связанное с проскальзыванием тел качения, трением их о сепаратор и циклическим нагружением поверхностных слоев материала, практически невозможно.

В процессе работы подшипников из-за изнашивания, пластического деформирования поверхностных слоев деталей и старения смазочного материала постепенно изменяются параметры, характеризующие работоспособность подшипникового узла. Сравнительно небольшие изменения микро- и макрогеометрии элементов подшипника могут привести к существенным изменениям их кинематики и динамики, от которых зависят такие параметры, как точность и момент сопротивления вращению.

Цель настоящего исследования – теоретическая оценка износа шариков радиально-упорного шарикоподшипника, вызванного взаимодействием с сепаратором, шаржированным абразивными частицами загрязнений и продуктами износа.

Для исследования причин выхода опор качения шпиндельных узлов из строя была взята партия радиально-упорных подшипников типа 4-36204, которые проработали различное время во внутришлифовальных головках станков. Все шпиндельные узлы вышли из строя по точности вращения. Общее количество подшипников составило 100 шт.

Как показали исследования, 86 % подшипников имели вблизи дорожек качения плотный налет, возникший по причине физико-химических процессов в смазочном материале, вызванных нагревом элементов подшипника. При вибрациях, возникающих в процессе шлифования, частицы налета могут попадать на дорожки качения, являясь причиной повышенного биения и колебания шпинделя.

4 % подшипников имели усталостные повреждения в виде шелушения дорожек качения.

Остальные 96 % подшипников имели различные степени абразивного износа дорожек качения и шариков, причем износ 9 % подшипников был незначительным. По точности вращения они соответствовали ГОСТ 520–2002.

Радиальное биение остальных 87 % подшипников, вызванное абразивным износом, превышало допустимое значение на 2–11 мкм. Количественное соотношение подшипников в

группах по степени износа представлено на гистограмме (рис. 1).

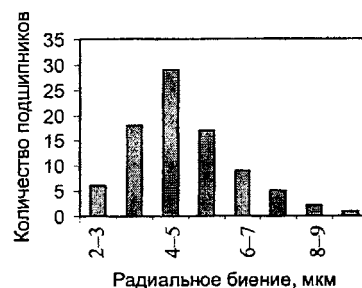


Рис. 1. Распределение подшипников по степени износа

Дорожки и тела качения имели износ, характерный для деталей подшипников, работающих в условиях осевого натяга, т. е. следы износа на шариках расположены, как показано на рис. 2, следы износа на дорожках качения имеют вид полосы, смещенной относительно оси симметрии дорожки (рис. 2), что согласуется с теоретическими и экспериментальными данными, полученными во ВНИПП [4].

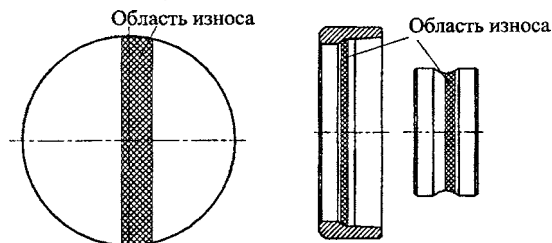


Рис. 2. Износ тел качения и колец подшипников

Ранее экспериментально установлено [5], что размерный износ шариков значительно больше износа рабочих поверхностей колец. Это подтверждается результатами исследования подшипников, вышедших из строя по точности вращения, выполненных авторами статьи. Во всех подшипниках износ дорожек качения не превышал 1–1,5 мкм. Причиной повышенного износа шариков является шаржирование массивного текстолитового сепаратора абразивными частицами и продуктами износа. Износ шарика связан с усилием его надавливания на сепаратор зависимостью [5]

$$U_{шк}(T) = k_{тш} s_{шк}(T) \frac{1}{T} \int_0^T P_{ср}(t) dt,$$

где $U_{шк}$ – величина износа в k -й точке поверхности шарика за время работы подшипника T ; $k_{пш}$ – коэффициент, зависящий от условий работы и смазки подшипника; $s_{шк}(T)$ – путь трения k -й точки шарика относительно трущейся поверхности сепаратора за время работы подшипника T ; $P_{сп}(T)$ – усилие надавливания шарика на сепаратор с момента времени $t \in (t - \tau, t + \tau)$, определяемое как средняя величина усилия за промежуток времени $(t - \tau, t + \tau)$, в течение которого осуществляется несколько оборотов сепаратора.

В радиально-упорном шарикоподшипнике причиной возникновения сил, действующих на сепаратор со стороны шариков, является различие в угловых скоростях ведущего и ведомого шариков из-за отклонений беговых дорожек и шариков от правильной сферической формы. Мгновенные угловые скорости орбитального вращения ведущего и ведомого шариков можно представить в виде [5]:

$$\omega_1 = \omega_c + \Delta\omega_1; \quad \omega_2 = \omega_c + \Delta\omega_2,$$

где ω_c – угловая скорость орбитального движения шариков в идеальном подшипнике.

Относительная угловая скорость орбитального вращения шариков равна

$$\omega_{отн} = \omega_1 - \omega_2 = \Delta\omega_1 - \Delta\omega_2.$$

При вращении внутреннего кольца со скоростью $\omega_{вн}$ имеем

$$\omega_c = \frac{\omega_{вн}}{2} \left(1 - \frac{D_w}{d_m} \cos\alpha \right),$$

где D_w – диаметр шариков; d_m – диаметр по центрам шариков; α – угол контакта.

Угол контакта α определяется зависимостью

$$\begin{aligned} \cos\alpha &= \frac{r_{вн} + r_n - D_w - 1/2(D_1 - d_1 - 2D_w)}{r_{вн} + r_n - D_w} = \\ &= 1 - \frac{D_1 - d_1 - 2D_w}{2(r_{вн} + r_n + D_w)}, \end{aligned}$$

где D_1 и d_1 – диаметры по дну желобов наружного и внутреннего колец; r_n и $r_{вн}$ – радиусы желобов наружного и внутреннего колец.

С учетом того, что $r_n = r_{вн} = r_{ж}$, и упругих деформаций в местах контакта Δ_y

$$\begin{aligned} \cos\alpha &= \frac{2r_{ж} - D_w - 1/2(D_1 - d_1 - 2D_w)}{2r_{ж} - D_w - \Delta_y} = \\ &= \frac{2r_{ж} - 1/2(D_1 - d_1)}{2r_{ж} - D_w - \Delta_y}, \end{aligned}$$

где $\Delta_y \approx \frac{3P_0}{4Eb}$; P_0 – осевая нагрузка на один шарик; b – малая полуось эллиптической площади контакта.

Если рассматривать зависимость ω_c от колебаний D_w, D_1, d_1 , то можно записать

$$\omega_{c\text{отн}} = \frac{\partial\omega_c}{\partial D_w} \delta_{ш} + \frac{\partial\omega_c}{\partial d_1} \Delta d_1 + \frac{\partial\omega_c}{\partial D_1} \Delta D_1, \quad (1)$$

где $\delta_{ш}$ – разноразмерность шариков; $\Delta d_1, \Delta D_1$ – отклонения диаметра желобов.

Частные производные по переменным параметрам определяются по выражениям:

$$\begin{aligned} \frac{\partial\omega_c}{\partial D_w} &= \frac{\omega_{вн}}{2} \left(\frac{\cos\alpha}{d_m} - \frac{2r_{ж} - 1/2(D_1 - d_1)}{(2r_{ж} - D_w - \Delta_y)^2} \right); \\ \frac{\partial\omega_c}{\partial d_1} &= \frac{\omega_{вн}}{2(2r_{ж} - D_w - \Delta_y)}; \\ \frac{\partial\omega_c}{\partial D_1} &= -\frac{\omega_{вн}}{2(2r_{ж} - D_w - \Delta_y)}. \end{aligned} \quad (2)$$

С учетом (2) выражение (1) примет вид

$$\begin{aligned} \omega_{c\text{отн}} &= \frac{\omega_{вн} \delta_{ш}}{2} \left(\frac{\cos\alpha}{d_m} - \frac{2r_{ж} - 1/2(D_1 - d_1)}{(2r_{ж} - D_w - \Delta_y)^2} \right) + \\ &+ \frac{\omega_{вн} (\Delta d_1 - \Delta D_1)}{2(2r_{ж} - D_w - \Delta_y)}. \end{aligned}$$

В подшипнике часть шариков является ведущими, часть – ведомыми. Если принять, что один и тот же шарик в разные моменты времени может быть и ведущим, и ведомым, то скорость сепаратора равна скорости ведущего шарика, и величина $\omega_{c\text{отн}}$ является разностью скоростей сепаратора и ведомого шарика.

Набегание ведомого шарика на сепаратор (т. е. разность путей, пройденных шариком и сепаратором) в угловых единицах можно разделить по формуле

$$\Theta = \omega_{c\text{отн}} t,$$

в единицах пути

$$S = \frac{\omega_{c\text{отн}} d_m}{2} t.$$

Так как за один оборот сепаратора ведущие и ведомые шарики несколько раз меняются ролями, средняя величина набегания одного шарика за период вращения сепаратора равна нулю. Состояния каждого шарика, в которых он является ведущим или ведомым, равновероятны. Смена состояния, вероятно, будет происходить в моменты прохождения шарика через перегибы на поверхности ведущего (внутреннего) кольца, вызванные волнистостью поверхности, т. е. набегание увеличивается от нуля до максимума за время прохождения шарика одной волны неровностей. Это время определяется следующим образом:

$$t_\lambda = \frac{2\lambda}{\omega_c d_m},$$

где λ – шаг волнистости.

С учетом этого можно записать

$$s = \frac{\omega_{с.отн} d_m}{2} \frac{2\lambda}{\omega_c d_m} = \frac{\omega_{с.отн}}{\omega_c} \lambda.$$

Как показано в [6], усилие надавливания шарика на сепаратор

$$P_c = \frac{s(E_c J_c)_{ср}}{0,126 R_c^3},$$

где $(E_c J_c)_{ср}$ – средняя жесткость сепаратора; R_c – средний радиус сепаратора.

Для моделирования процесса износа шариков нужно брать среднее значение силы, вызванной набеганием шарика на сепаратор. Так как за время t_λ усилие P_c изменяется от 0 до $P_{c \max}$, то

$$P_{c \text{ ср}} = P_c / 2.$$

Итоговое выражение для среднего значения силы взаимодействия шарика и сепаратора

$$P_{c \text{ ср}} = \frac{\omega_{с.отн} \lambda (E_c J_c)_{ср}}{0,252 R_c^3 \omega_c}. \quad (3)$$

Эта сила будет минимальной в начале работы, когда отклонения размеров подшипника относительно невелики, и будет увеличиваться по мере износа.

Рассчитаем значения $P_{c \text{ ср}}$ в начале работы подшипника и в момент выхода из строя по точности вращения. Для подшипника 4-36204:

$$\begin{aligned} \alpha &= 12^\circ; D_w = 7,94 \text{ мм}; d_m = 33,5 \text{ мм}; r_{ж} = 4,09 \text{ мм}; \\ D_1 &= 41,85 \text{ мм}; \\ d_1 &= 25,962 \text{ мм}; b = 0,033 \sqrt{PD_w} \text{ (малая полуось} \\ &\text{контакта)}; E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Па}; \\ R_c &= 16,175 \text{ мм}; E_c = 0,8 \cdot 10^{11} \text{ Па}; I_c = 0,95 \text{ мм}^4. \end{aligned}$$

Согласно расчетам, сила взаимодействия шарика с сепаратором изменяется от 38,7 Н в начале работы ($\delta_{ш} = 0,8$ мкм; $\Delta D_1 = 3,5$ мкм; $\Delta d_1 = 2,5$ мкм) до 241,9 Н в момент выхода из строя ($\delta_{ш} = 5$ мкм; $\Delta D_1 = 4,5$ мкм; $\Delta d_1 = 3,5$ мкм).

Согласно формуле (3) сила, вызванная набеганием шарика на сепаратор, зависит от жесткости сепаратора. P_c является одной из причин увеличения момента трения в подшипнике. Следовательно, для снижения энергетических потерь целесообразно применять податливый сепаратор. Нами предлагается конструкция сепаратора с прорезями, как показано на рис. 3

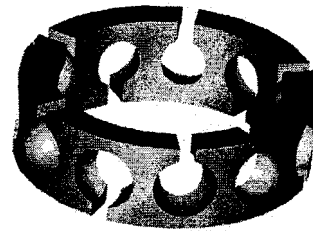


Рис. 3. Конструкция податливого сепаратора

Скорость относительного скольжения шарика и сепаратора в месте контакта можно определить по формуле

$$v_{ск} = \pi D_w \sqrt{\omega_k^2 + \omega_b^2 + \omega_{кр}^2},$$

где ω_k – угловая скорость качения, вектор которой направлен перпендикулярно плоскости контакта; ω_b – то же верчения, вектор которой находится в плоскости контакта; $\omega_{кр}$ – то же кручения, вектор которой также находится в плоскости контакта.

В радиально-упорном подшипнике вращение шарика со скоростями ω_k и ω_b обусловлено условиями движения, скорость $\omega_{кр}$ вызывается гироскопическим моментом. Согласно гипотезе, подтвержденной экспериментально Джонсом, движение шарика по одной из дорожек принимается как чистое качение, по другой – как качение с верчением. В случае чистого ка-

чения по дорожке внутреннего кольца отношение скоростей вращения и качения [7]

$$\left(\frac{\omega_b}{\omega_k}\right) = -(1 + \zeta^* \cos \alpha_n) \operatorname{tg}(\alpha_n - \beta) + \zeta^* \sin \alpha_n,$$

в случае чистого качения по дорожке наружно-го кольца

$$\left(\frac{\omega_b}{\omega_k}\right) = (1 - \zeta^* \cos \alpha_b) \operatorname{tg}(\alpha_b - \beta) + \zeta^* \cos \alpha_b,$$

где α_b и α_n – углы контакта шарика с внутренним и наружным кольцами; β – угол между вектором $\vec{\omega}_k$ и осью подшипника.

При небольших оборотах, когда гироскопический момент сравнительно мал, можно принимать $\alpha_b = \alpha_n$. Угол β определяется из соотношения

$$\beta = \operatorname{arctg} \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha - \zeta^*},$$

где $\zeta^* = D_w/d_m$.

Пятно контакта шарика с сепаратором будет иметь форму круга радиусом r [7]

$$r = 0,0109 \sqrt[3]{P_c \frac{D_w D_{гн}}{2(D_{гн} - D_w)}},$$

где $D_{гн}$ – диаметр гнезда сепаратора, для подшипника 4-36204 $D_{гн} = 8,1$ мм.

Площадь пятна контакта

$$F = 2\pi r = 2\pi \cdot 0,0109 \sqrt[3]{P_c \frac{D_w D_{гн}}{2(D_{гн} - D_w)}}.$$

Давление в зоне контакта

$$p_y = \frac{P_c}{F}.$$

Зная P_c , $v_{ск}$, F и p_y , можно вычислить интенсивность износа шариков при трении о сепаратор.

ВЫВОД

Полученная математическая модель позволяет численно оценить интенсивность абразивного износа шариков, вызванного трением о сепаратор, шаржированный абразивными частицами загрязнений и продуктами износа. Модель также может быть использована при расчете усилий, действующих на сепаратор подшипника для оценки момента трения в подшипнике. Так как указанные усилия зависят от жесткости сепаратора, для снижения момента трения предлагается использовать податливый сепаратор.

ЛИТЕРАТУРА

1. Опоры осей и валов машин и приборов / Под общ. ред. Н. А. Спицына и М. М. Машнева. – Л.: Машиностроение, 1970. – 159 с.
2. Фигатнер, А. М. Конструирование, расчет и методы проверки шпиндельных узлов с опорами качения: метод. указания / А. М. Фигатнер, Е. А. Фискин, С. Е. Бондарь. – М., 1970. – 152 с.
3. Миневич, А. А. Виды повреждения и разрушения подшипников качения / А. А. Миневич // Теоретические и технологические основы упрочнения и восстановления изделий машиностроения: науч. тр. / Полоцкий гос. ун-т; под ред. С. А. Астапчика, П. А. Витязя. – Новополоцк, 2001. – С. 428–431.
4. Бочков, В. С. Исследование кинематики радиально-упорного подшипника / В. С. Бочков, Б. Л. Каневский // Сб. науч. тр. / Всесоюзный науч.-исслед. конструкторско-технологический ин-т подшипниковой промышленности. – М., 1971. – № 1 (65). – С. 3–34.
5. Ящерицын, П. И. Работоспособность узлов трения машин / П. И. Ящерицын, Ю. В. Скорьнин. – Минск: Наука и техника, 1984. – 266 с.
6. Курушин, М. И. Определение усилий и прочности сепаратора шарикоподшипника в условиях перекоса колец / М. И. Курушин, А. И. Дубровкина, А. Н. Калгин // Сб. науч. тр. / Куйбышевский авиационный ин-т им. С. П. Королева. – Куйбышев, 1969. – Вып. 40. – С. 117–140.
7. Ковалев, М. П. Расчет высокоточных шарикоподшипников / М. П. Ковалев, М. З. Народецкий. – М.: Машиностроение, 1975. – 280 с.

Поступила 10.04.2006