

дисциплин в техническом вузе // Тезисы докладов научно-методической конференции «Современные технологии учебного процесса в вузе». Ульяновск: УлГТУ, 2010. С. 53–54.

9. Степчева З.В., Маттис Л.А., Основина В.А., Курганова Ю.А. Формирование профессионально-значимых компетентностей в условиях непрерывного профессионального образования машиностроительного профиля. Ульяновск: УлГТУ, 2011. 154 с.

10. Курганова Ю.А. Дисперсноупрочненные композиционные материалы в условиях трения. Ульяновск: УлГТУ, 2008. 188 с.

11. Курганова Ю.А., Чернышова Т.А., Кобелева Л.И. Дискретно армированный композиционный материал как альтернатива традиционным антифрикционным материалам // Технология металлов. 2005. №10. С. 30–34.

УДК 620.178:678.5

## **РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ОЦЕНКИ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ С УЧЕТОМ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПРОГРЕССИВНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ**

**Пашковский Игорь Эдуардович**, доктор технических наук, профессор  
кафедры технологии, конструирования и экспертизы изделий, [pashkovskiy@mail.ru](mailto:pashkovskiy@mail.ru),  
ФГБОУ ВПО «Российский государственный университет туризма и сервиса»,  
г. Москва

*В статье представлена прогностическая модель, позволяющая рассчитывать увеличение срока службы деталей при использовании композиционных смазочных материалов и прогрессивных технологических процессов. Приведены результаты испытаний подшипников на контактную усталость, подтверждающие применимость полученной зависимости для прогнозирования срока службы подшипников качения.*

**Ключевые слова:** прогностическая модель, подшипниковый узел, контактная усталость.

*The article offers a prediction model that allows calculating increased durability of machine parts with the use of composite lubricants and progressive technological processes. The article contains test results of bearings for contact fatigue proving the applicability of the relation for predicting the durability of rolling bearings.*

**Keywords:** prediction model, bearing assembly, contact fatigue.

Подшипники качения после достижения предельного состояния считаются не подлежащими восстановлению и утилизируются. Поэтому актуальной задачей, стоящей перед научно-исследовательскими организациями, является повышение срока службы

подшипниковых опор машин бытового назначения и технологического оборудования сервисных предприятий, так как это позволит снизить простои их в ремонте и уменьшить расход запасных частей и т.д.

В основном, выход из строя подшипников качения происходит из-за усталостного разрушения рабочих поверхностей (питтингообразование), дополняемого их износом, вызываемым проскальзыванием, которое обусловлено как геометрическими факторами, например, различными путями трения в центральном и периферийных сечениях шарика при его качении в канавках колец, так и механическими – преобладанием момента сопротивления над моментом движущих сил, т.е. нарушением их баланса, где движущей силой является сила трения шариков или роликов о кольцо, а противодействующей – гидродинамическое сопротивление [4].

Можно значительно увеличить срок их службы, применяя многофункциональные металлоплакирующие присадки для легирования консистентных смазочных материалов, которые способны одновременно защитить детали от износа и питтингообразования [5].

При применении новых смазочных материалов и технологических методов повышения срока службы деталей важно прогнозирование их ресурса. Правильно рассчитанный срок службы позволит спланировать регламентные работы, необходимое количество запасных частей и рабочих, занятых техническим обслуживанием и ремонтом техники.

Известны несколько причин разрушения поверхностей деталей, работающих в названных условиях, и соответствующих математических моделей для расчета срока их службы. В настоящее время, исходя из усталостной природы разрушения контактирующих поверхностей (питтингов), оценку долговечности не менее чем у 90% (квантиля уровня 0,9) исследуемых подшипников качения рекомендуют производить по формуле [6]

$$t_{0,9} = (0,7 \div 1,4) \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C}{Q} \right)^P. \quad (1)$$

Однако многочисленные эксперименты показали, что во многих случаях имеют место значительные отклонения от данной формулы, особенно при использовании прогрессивных технологий финишной обработки, а также противоизносных и антифрикционных смазочных материалов. Попытки устранить причины данных отклонений только с помощью контактно-гидродинамической теории смазки или практически за счет уменьшения шероховатости трущихся поверхностей подшипника, учета величины радиального зазора, более точного расчета действующих сил и т.п. не

привели к успеху. Одна из важнейших причин этого заключается в том, что формула (1) в принципе не верна [1]. Действительно, во-первых, при  $Q \rightarrow 0$ , согласно уравнению (1),  $t_{0,9} \rightarrow \infty$  очень быстро, что на практике никогда не имеет места. Во-вторых,  $t_{0,9}$  не всегда является функцией обратно пропорциональной частоте вращения  $n$ . При некоторых условиях  $t_{0,9}$  будет пропорционален  $n$ . В-третьих, так как  $t_{0,9}$  является квантилем какого-то распределения отказов подшипников качения, то данный квантиль должен зависеть от параметров данного распределения. Поэтому попытки уточнить формулу (1) с помощью различных коэффициентов не дают желаемого результата.

Объяснение большого распространения уравнения (1) заключается в следующем. Обычно экспериментальную проверку этого уравнения ведут при контактных напряжениях  $\sigma_{max}$  порядка 3300–3500 МПа, т.е. фактически проводят ускоренные испытания подшипников при большой нагрузке. В этих условиях формула (1) дает неплохое приближение. Однако на практике  $\sigma_m$  не превышает 1000–2000 МПа, и в этих условиях формула (1) дает ошибку уже в десятки раз. Следовательно, использовать формулу (1) для прогноза надежности и долговечности подшипников даже при нормальных нагрузках не представляется возможным. Возникает задача построить математическую модель долговечности подшипников, которая устраняла бы перечисленные выше недостатки и давала более точные результаты для бытовых машин, в том числе при использовании прогрессивных технологий.

Как было показано выше, долговечность подшипников определяется контактной усталостью металла, которая зависит от многих факторов: величины  $\sigma_m$ , типа смазки, шероховатости поверхности колец и шариков, частоты вращения, масштабного фактора и т.п.

В работе [1] показано, что функция распределения отказов является в общем случае смесью двух распределений: логнормального типа и стареющего распределения. По результатам работы получена зависимость коэффициента вариации распределения числа циклов контактных напряжений до отказа, который обратно пропорционален  $\sigma_{max}$  и  $f_c$ . Значит, с уменьшением  $\sigma_{max}$  коэффициент вариации должен расти. Этими моделями не учитываются характеристики смазки и масштабный фактор  $d_0$ . Для того чтобы учесть влияние смазки на контактную усталость металла, в работе [4] были выделены существенные характеристики (параметры) смазки, к которым отнесены  $\lambda$  и  $Re$ , в свою очередь, зависящие от вязкости смазки. В работе предлагается использование уравнения долговечности подшипников качения (кривая Велера) в виде следующей функции:

$$N_{\psi}^{m1} = a_0 \sigma_{max}^{a1} f_{\psi}^{a2} \lambda^{a3} Re^{a4} d_0^{a5}. \quad (2)$$

Однако приведенное выражение не позволяет рассчитать срок службы подшипников в условиях применения новых технологических методов и смазочных материалов с многофункциональными присадками, в том числе реализующих эффект металлоплакирования. Поэтому с целью учёта влияния эксплуатационных факторов в условиях применения композиционных смазочных материалов предлагается использовать функцию:

$$N = f(P, n, S, \dots, X), \quad (3)$$

где  $N$  – число циклов нагружения до начала питтингообразования;  $P$  – действующая контактная нагрузка, Н;  $n$  – частота вращения подвижного кольца подшипника, мин<sup>-1</sup>;  $S$  – величина дифференциального проскальзывания тел качения.

Опыт проведения триботехнических исследований конструкционных и смазочных материалов показал, что выражение, связывающее срок службы и величину действующих эксплуатационных параметров, может иметь вид:

$$N = \log P \log n \log S \dots \log X, \quad \text{или} \quad N = P^a n^b S^c \dots X^q. \quad (4)$$

Такие выражения могут быть записаны для условий нормального контакта деталей и металлоплакирования. Они могут иметь одинаковый вид и различаться только коэффициентами и показателями степени, получаемыми опытным путем.

Анализируя условия эксплуатации подшипниковых опор, можно ограничить число эксплуатационных параметров, принимаемых во внимание при разработке модели. Такими факторами являются: контактная нагрузка, частота вращения и проскальзывания рабочих поверхностей. С учетом сказанного предлагаются следующие выражения для расчета критического числа циклов нагружения при условии применения штатного и металлоплакирующего смазочных материалов:

$$N = CP^X n^Y S^P, \quad N_1 = C_1 P^{X_1} n^{Y_1} S^{P_1}. \quad (5)$$

Прогностическую модель, позволяющую рассчитывать увеличение срока службы деталей при использовании композиционных металлоплакирующих смазочных материалов, можно получить при делении выражений (5) друг на друга:

$$N_{\alpha} = \frac{N_I}{N} = \frac{C_I P^{x_I} n^{y_I} S^{p_I}}{C P^x n^y S^p} = C^I P^{x^I} n^{y^I} S^{p^I}, \quad (6)$$

где  $N$  – число циклов нагружения образцов до появления питтингов в условиях смазывания базовыми смазочными материалами;  $N_I$  – число циклов нагружения образцов до появления питтингов в условиях смазывания металлоплакирующими смазочными материалами;  $P$  – контактная нагрузка, Н;  $n$  – частота вращения образцов,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $S$  – проскальзывание образцов;  $C, C_I, C^I$  – константы;  $x, x_I, x^I, y, y_I, y^I, p, p_I, p^I$  – показатели степени, учитывающие влияние контактной нагрузки, частоты вращения и проскальзывания образцов на число циклов нагружения до образования питтингов.

Многочисленными исследователями [1–7] доказано существование различия результатов, полученных при использовании эмпирических моделей, разработанных на основании лабораторных экспериментов, и полученных на реальных исследуемых объектах техники. Эти различия могут быть учтены масштабным коэффициентом (фактором). Влияние масштабного фактора на контактную усталость объясняется следующим [4]: если два образца из одинакового материала и обкатывающие их контртела, а также контактные площадки геометрически подобны, а максимальные напряжения равны, то большая долговечность наблюдается у образца с большими размерами. Это обстоятельство можно объяснить, используя модель возможных пластических сдвигов: чем шире контактная площадка в направлении качения, тем глубже область возможных пластических сдвигов, и тем меньше отношение размеров одного и того же неметаллического включения к глубине и, следовательно, силы его воздействия на усталостный процесс. Другой возможной причиной влияния масштабного фактора является различие в градиентах напряжений у геометрически подобных тел. Масштабный коэффициент ( $M$ ) может быть установлен только опытным путем. С учетом его влияния предлагаемая модель имеет вид:

$$N_M = M \frac{N_I}{N} = M \frac{C_I P^{x_I} n^{y_I} S^{p_I}}{C P^x n^y S^p} = M C^I P^{x^I} n^{y^I} S^{p^I}. \quad (7)$$

Для получения значений эмпирических коэффициентов и показателей степени прогностической модели были проведены экспериментальные исследования. С целью упрощения модели и удобства ее использования в инженерных расчетах из выражения (7) в процессе планирования эксперимента было исключено проскальзывание  $S$ , так как

точное его значение установлено быть не может, а среднее составляет 20%. В этом случае его влияние учитывается опосредованно через константу  $C$  ( $C_l, C^l$ ).

Экспериментальные исследования эксплуатационных характеристик подшипниковых материалов в условиях смазывания стандартными и металлоплакирующими смазочными материалами проводили на машине трения СМЦ-2 по схеме нагружения, моделирующей процесс «качение с проскальзыванием» с использованием образцов, изготовленных из шарикоподшипниковой стали ШХ15. Ролик (деформируемый образец) термически обрабатывался до  $HRC\ 50...54$ ; диск (деформирующий образец) - до  $HRC\ 57...59$ . Шероховатость рабочих поверхностей образцов –  $Ra = 0,63...1,25$  мкм. Образцы устанавливали на машину, задавали угловую скорость деформирующего образца – диска, проскальзывание и контактную нагрузку, проводили деформирование образцов. В качестве смазочного материала использовали ЦИАТИМ-201, ЛИТОЛ-24, Солидол и др. Приведенные в работе результаты получены с использованием ЦИАТИМ–201. В качестве критерия контактно-усталостного разрушения принимали явление питтингообразования, характерными признаками которого является появление микро- и макротрещин, единичных или групповых питтингов – ямок выкрашивания площадью  $0,25\text{ мм}^2$ .

Экспериментальные исследования были проведены в два этапа. На первом этапе устанавливали влияние частоты вращения образцов на число циклов нагружения до начала образования питтингов. Режим испытаний:  $S = 0,2$ ;  $P = 1000\text{Н}$ ;  $n = 300, 500$  и  $1000\text{ мин}^{-1}$ . На втором этапе при исследовании влияния контактной нагрузки на питтингообразование задавали следующий режим испытаний:  $S = 0,2$ ;  $n = 1000\text{ мин}^{-1}$ ;  $P = 500, 1000, 1500$  и  $2000\text{ Н}$ . Эксперименты проводились при смазывании образцов стандартным смазочным материалом – ЦИАТИМ-201 и ЦИАТИМ-201 с добавкой многофункциональной присадки в количестве  $C = 0,075\%$  (по массе). По результатам испытаний [5] были построены зависимости  $N = f(n)$  и  $N = f(P)$ , математическая обработка которых, выполненная при помощи пакета программ MathCAD, позволила получить искомые показатели степени и константы прогностической модели. В результате выражение (6) может быть записано:

$$N\alpha = C^l P^{X^l} n^{Y^l} = \frac{N_l}{N} = \frac{C_l P^{X_l} n^{Y_l}}{C P^X n^Y} = \frac{40,5 \cdot 10^4 \cdot P^{-0,85} n^{-0,19}}{35,2 \cdot 10^4 P^{-0,96} n^{-0,29}} = 1,15 P^{0,11} n^{0,1}. \quad (8)$$

Как сказано, для получения модели, позволяющей прогнозировать увеличение срока службы подшипников, работающих в реальных условиях, необходимо проведение

дополнительных стендовых или эксплуатационных испытаний с целью выявления влияния масштабного фактора, учитываемого коэффициентом  $M$ .

С целью сокращения времени стендовых испытаний для исследований были взяты шарикоподшипники малой грузоподъемности (№ 7000105 по ГОСТ 8338-75 с динамической грузоподъемностью  $C = 6560$  Н). Испытания проводились на специальном стенде ДМ 28М, предназначенном для испытания подшипников качения при частоте вращения  $n = 1000$  мин<sup>-1</sup> и  $P = 2000$  Н. Прогнозируемое увеличение числа циклов нагружения (срока службы) для данного подшипника при использовании металлоплакирующей смазки, рассчитанное по формуле (8), составит:

$$N_{\alpha} = 1,15P^{0,11}n^{0,1} = 1,15 \cdot 2000^{0,11} \cdot 1000^{0,1} = 5,3 \quad (9)$$

Результаты стендовых испытаний шарикоподшипника № 7000105:

- прогнозируемое увеличение числа циклов нагружения – 5,3;
- результаты испытаний штатной смазки –  $30,1 \times 10^6$  циклов;
- результаты испытаний металлоплакирующей смазки –  $64,4 \times 10^6$  циклов;
- фактическое увеличение числа циклов нагружения – 2,14;
- масштабный коэффициент  $M = 0,4$ .

С учетом результатов испытаний:

$$M = \frac{N_{\phi}}{N_{\alpha}} = \frac{2,14}{5,3} = 0,4 \quad (10)$$

Окончательно прогнозируемое увеличение срока:

$$N_M = MC^1P^{x1}n^{y1} = 0,4 \cdot 1,15P^{0,11}n^{0,1} = 0,46P^{0,11}n^{0,1} \quad (11)$$

Полученная эмпирическая зависимость потребовала дополнительной экспериментальной проверки. Для проведения стендовых испытаний был принят подшипник № 205, широко используемый в подшипниковых опорах машин бытового назначения. Испытания проводились при нагрузке  $P = 4$  Кн, частота вращения  $n = 1000$  мин<sup>-1</sup>. Прогнозируемое увеличение числа циклов нагружения – 2,29. Результаты испытаний приведены ниже:

- штатная смазка –  $18,3 \times 10^6$  циклов;
- металлоплакирующая смазка –  $40,5 \times 10^6$  циклов;
- фактическое увеличение числа циклов нагружения – 2,21;
- погрешность расчета,  $\delta = 3,5$  %.

Как видно из результатов эксперимента, полученная зависимость адекватно описывает реальные процессы и может быть применена для расчета срока службы шарикоподшипников, так как расхождение расчетных и экспериментальных данных составляет менее 5 %.

Экспериментальные данные полностью согласуются с теоретическими подходами, описывающими контактное взаимодействие материалов в условиях многоциклового поверхностного пластического деформирования, в том числе при смазывании металлоплакирующими смазочными материалами. Экспериментально полученные результаты подтверждают влияние частоты вращения и контактной нагрузки на образование защитного покрытия (из металлоплакирующей смазки), предохраняющего материал подшипников качения от усталостных разрушений. Это связано с образованием ювенильных (чистых) поверхностей в более короткие промежутки времени и соответственно с увеличением их реакционной способности.

#### Литература

1. Баскин Э.М. Об оценке надежности и долговечности подшипника качения // Трение и износ. 1989. Т.10. № 2.
2. Жаров В.Г., Пашковский И.Э., Орлов Р.Н. Исследование влияния нагрузки, угловой скорости и степени проскальзывания на контактную выносливость стальных образцов. В кн. Новые материалы и производственные технологии // Материалы VII международной НПК «Наука – индустрии сервиса». М.: МГУ сервиса, 2002.
3. Крагельский И.В., Добычин Н.М., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ. М.: Машиностроение, 1977.
4. Орлов А.В., Черменский О.Н., Нестеров В.М. Испытания конструкционных материалов на контактную усталость. М.: Машиностроение, 1980.
5. Пашковский И.Э. Технологические методы защиты деталей бытовых машин и оборудования сервиса от водородного изнашивания: монография. М.: МГУС, 2004. 228 с.
6. Перель Л.Я. Подшипники качения: Расчёт, проектирование и обслуживание опор: справочник. М.: Машиностроение, 1983.
7. Черменский О.Н. Приближенная модель области пластических сдвигов перед образованием питтинга у деталей подшипников качения // Машиноведение. 1977. № 4.