

Интернет-журнал «Наукоедение» ISSN 2223-5167 <http://naukovedenie.ru/>

Том 9, №2 (2017) <http://naukovedenie.ru/vol9-2.php>

URL статьи: <http://naukovedenie.ru/PDF/118TVN217.pdf>

Статья опубликована 08.05.2017

**Ссылка для цитирования этой статьи:**

Панова И.М., Панов А.Д. Определение долговечности гибридных подшипников // Интернет-журнал «НАУКОВЕДЕНИЕ» Том 9, №2 (2017) <http://naukovedenie.ru/PDF/118TVN217.pdf> (доступ свободный). Загл. с экрана. Яз. рус., англ.

## УДК 62

### **Панова Ирина Михайловна**

ГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана», Россия, Москва<sup>1</sup>

Кандидат технических наук, доцент

E-mail: [pim-07@mail.ru](mailto:pim-07@mail.ru)

РИНЦ: [http://elibrary.ru/author\\_profile.asp?id=803534](http://elibrary.ru/author_profile.asp?id=803534)

### **Панов Александр Дмитриевич**

ГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана», Россия, Москва

Кандидат технических наук, доцент

E-mail: [pad-4850@mail.ru](mailto:pad-4850@mail.ru)

РИНЦ: [http://elibrary.ru/author\\_profile.asp?id=13644](http://elibrary.ru/author_profile.asp?id=13644)

## **Определение долговечности гибридных подшипников**

**Аннотация.** Представленная авторами статья посвящена повышению производительности оборудования за счет увеличения скорости вращения валов. Проблема зачастую заключается в низкой долговечности подшипниковых опор. Одним из путей решения этой проблемы является использование гибридных подшипников качения с шариками, выполненными из нитрида кремния, поскольку этот материал обладает значительно более высокой, чем обычно применяемые подшипниковые стали контактной долговечностью и, кроме того, малой массой. Вместе с тем, применение этого материала требует новых подходов к оценке долговечности подшипников. В основу описанного в статье подхода положены соотношения теории контактной упругости. Авторами данной статьи предложено аналитически оценивать долговечность подшипника с дополнительным учетом центробежных сил, неравномерности распределения нагрузки и разных упругих констант материалов, применяемых для наружного кольца и шариков, а также с последующей усовершенствованной коррекцией ресурса, выполняемой в соответствии с современными требованиями. Такая коррекция предусматривает не только учет влияния на ресурс подшипника условий смазки и загрязнения смазочного материала, но и модификацию ресурса по отношению предела усталостного напряжения к динамической эквивалентной нагрузке, с учетом ряда факторов влияния.

**Ключевые слова:** подшипник качения; гибридный подшипник; нитрид кремния; износ; долговечность; модификация ресурса

Повышение производительности и эффективности оборудования зачастую связано с увеличением скорости вращения валов, что приводит к увеличению центробежных сил в

---

<sup>1</sup> 105005, Москва, 2-я Бауманская улица, дом 5

опорах. Дорожки качения наружных колец подшипников испытывают большие нагрузки, чем дорожки качения колец внутренних. Это приводит к увеличению неравномерности распределения нагрузки между телами качения, к повышенному тепловыделению, а также к снижению жесткости подшипника из-за возможного перекоса колец. Для современных высокоскоростных подшипников оценочным показателем является параметр скорости  $dn$ , представляющий собой произведение диаметра отверстия в подшипнике на частоту вращения вала, по данным [1] он может достигать значительной величины  $3,5 \cdot 10^6$  мм/мин. При этом существенно возрастают контактные напряжения на дорожках качения наружных колец и тел качения. Поэтому критичным становится снижение долговечности традиционных подшипников из-за больших центробежных сил. Для решения этой проблемы идут по пути изменения внутренней геометрии подшипника, используют пустотелые тела качения, а также применяют керамические материалы. Наибольшее применение среди известных материалов технической керамики, используемых для изготовления тел качения, нашел нитрид кремния. Характерное для него сочетание хороших трибологических свойств и высокой ударной вязкости обуславливает его достаточно широкое применение. Известно, что недостатком керамики на основе нитрида кремния является хрупкость [2]. Нитрид кремния,  $Si_3N_4$  принят международным стандартом в качестве подшипникового материала. Данное применение этого материала потребовало разработки специальных методов испытания и проверки. В результате на рынке доступны высококачественные шарики для подшипников из нитрида кремния диаметром до 47,625 мм, рис. 1. Шарики из нитрида кремния обеспечивают работоспособность подшипников качения в условиях особо высоких частот вращения и повышенных температур. Обладают достаточной жесткостью, способствуют снижению шума, и электрической изоляции.



**Рисунок 1.** Шарики из нитрида кремния, (фотоSKY Bearing Machinery Group)

Потребность в таком материале была вызвана, в первую очередь, разработкой усовершенствованного газотурбинного двигателя с высоким КПД. Подшипники основного вала этого двигателя должны обладать высокими эксплуатационными характеристиками при работе с частотой вращения вала более 30 000 об/мин. и при температуре выше 650°C.



**Рисунок 2.** Гибридный подшипник MachLine CH (фото NTN)

В качестве примера конструкции гибридного подшипника на рис. 2, показан гибридный подшипник MachLine СН. Отметим, что радиально-упорные подшипники MachLine нашли применение в суперскоростных узлах, до 100 000 об/мин. и выше). Также они эксплуатируются в условиях электрокоррозии и высоких температур. В гибридных подшипниках кольца выполнены из подшипниковой стали, а тела качения из нитрида кремния. Этот материал обладает значительно более высокой, чем обычно применяемые подшипниковые стали, контактной долговечностью. Плотность нитрида кремния меньше, чем у стали, и составляет около  $3,2 \text{ г/см}^3$ , (у закаленной стали ШХ15  $7,8 \text{ г/см}^3$ ). Благодаря этому при высокой частоте вращения в подшипнике развиваются меньшие центробежные силы. Центробежная сила, действующая на один шарик, может быть определена по выражению (1).

$$F_{цб.} = md_m \omega^2 / 2, \quad (1)$$

где:  $m$ -масса шарика,  $d_m$  - диаметр центральной окружности шариков, (pitch diameter of ball set),  $\omega$  - угловая скорость шарика относительно оси вращения подшипника. Ресурс работы подшипника качения определяется центробежными силами, действующими на тела качения, так как именно от этих сил зависит режим трения тел качения с наружным кольцом и, следовательно, износ при работе подшипника. На рис. 3 показано характерное повреждение наружного кольца, вследствие усталости. Достижение запредельных значений параметра быстроходности вызывает катастрофический износ, связанный с разрушением контактных поверхностей.



*Рисунок 3. Износ наружного кольца, (фото NTN)*

Определение допустимой динамической нагрузки гибридных подшипников является актуальной проблемой в связи с их малой изученностью и отсутствием по ним конкретных данных, поскольку размеры и форма контактных поверхностей, материал деталей и их твердость отличаются от известных стандартных подшипников.

Интерес представляет способ повышения точности определения базовой динамической грузоподъемности шарикового подшипника, предложенный в патенте на изобретение [3]. Согласно этому способу в подшипнике с известными значениями диаметра шарика  $D_w$ , диаметра окружности, проходящей через центры шариков  $d_m$ , числа шариков  $z$  и угла контакта  $\alpha$  определяют наименьшее значение пластической твердости  $HD$  на поверхности наиболее нагруженного кольца подшипника. В нашем случае следует замерять твердость на наружном кольце. Кроме этого следует измерить сумму значений кривизны  $\Sigma\rho$  в контакте шарика и дорожки качения кольца подшипника, отношение  $b/a$  меньшей полуоси к большей на площадке контакта шарика с дорожкой качения; необходимо также знать базовый предел контактной выносливости  $\sigma_{HG}$  материала кольца подшипника. Тогда максимальная динамическая нагрузка на шарик  $P_{дин}$  может быть определена из выражения:

$$P_{дин} = \frac{\pi^3 (k_1 + k_2)^2}{2a_1 n_0^3 (\Sigma\rho)^2 (tz)^{1/p}} K, \quad (2)$$

где

$$k_1 = \frac{(1 - \mu_1^2)}{E_1}, k_2 = \frac{(1 - \mu_2^2)}{E_2},$$

- коэффициенты, отражающие влияние упругих свойств материалов шариков и колец. В нашем случае модули упругости равны 320 и 210 Гпа, а коэффициенты Пуассона 0,26 и 0,3, соответственно.  $K$  - параметр, учитывающий предел контактной выносливости материала кольца подшипника, обладающего измеренной пластической твердостью  $HD$ . Постоянная величина  $K$  позволяет комплексно оценить контактную выносливость подшипника качения, другими словами, ресурс подшипника с учетом его прочностных свойств, а именно,  $HD$  и  $\sigma_{HG}$ . Значение этой величины можно найти из выражения (3):

$$K = 20^{1/p} \sigma_{HG}^2 HD^{0,9} \quad (3)$$

Коэффициент  $a_1$  представляет собой известный из стандартной методики расчета коэффициент коррекции ресурса по надежности.  $\Sigma\rho$  - сумма значений кривизн,  $z$  - число шариков в одном ряду,  $t=1$  - для наружного кольца,  $t=0,5$  - для внутреннего кольца. Параметр  $p_\sigma$  зависит от соотношения значений кривизны шарика и дорожки качения кольца подшипника,  $p$  - показатель степени, учитывающий угол наклона начального участка кривой контактной выносливости, построенной в двойных логарифмических координатах.

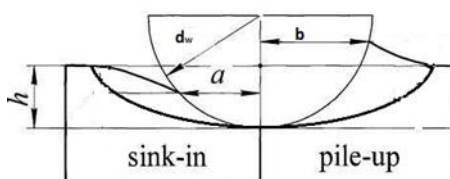
Далее базовую динамическую грузоподъемность можно определить по выражению (4):

$$C = 0,2 P_{дин} \lambda z \left(1 \mp \frac{D_W \cos \alpha}{d_m}\right)^{-1/p} \cos \alpha, \quad (4)$$

здесь:  $C$  - базовая динамическая грузоподъемность,  $\lambda$  - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки в многорядном подшипнике ( $\lambda=1$  - для однорядного подшипника).  $0,2$  - коэффициент, соответствующий распределению нагрузки между шариками при нормальном зазоре в подшипнике;  $\alpha$  - номинальный угол контакта подшипника. Знак «-» принимается при неподвижном наружном кольце, а знак «+» при неподвижном внутреннем кольце подшипника. Таким образом, при определении базовой динамической грузоподъемности одновременно учитываются упругие константы материалов шарика и кольца подшипника, а также прочностные свойства материала кольца подшипника, имеющего наименьшее значение пластической твердости, что позволяет повысить точность определения базовой динамической грузоподъемности шарикового подшипника качения.

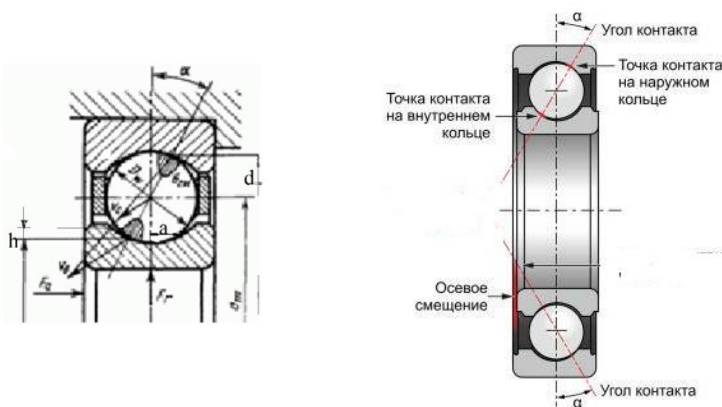
Дополнительно отметим некоторые обстоятельства, влияющие на долговечность гибридных подшипников. Согласно описанию механизма трения качения, предложенному Г. Хиткоутом в виде теории дифференциального скольжения, при качении шарика по поверхности желоба мгновенные скорости скольжения имеют разные значения. Молекулярная теория сопротивления трению качения учитывает молекулярное взаимодействие обкатываемых поверхностей, усиливающееся при больших давлениях между ними. Кроме того, в результатах исследований SKF, проведенных с применением современных экспериментов и численного моделирования, говорится о влиянии областей, близких к поверхности контакта, а также о влиянии отклонения формы. Выделяют две разные стадии развития выкрашивания из-за повреждений поверхности. Вначале происходит достаточно медленное развитие поперечного разрушения дорожки качения, а затем более быстрое продольное распространение повреждения. Поперечное развитие выкрашивания связано с более высокими напряжениями на диаметрально противоположных краях площадки контакта, то есть в направлении, перпендикулярном качению, по сравнению с напряжениями на краях повреждения в продольном направлении. Начальная стадия и развитие выкрашивания в шарикоподшипниках и роликоподшипниках тоже сильно отличаются. Повреждения, возникшие на поверхности

дорожек качения шарикоподшипников, первоначально развиваются клиновидно по заднему краю площадки и быстро увеличиваются в направлении качения со скалыванием материала дорожки качения из клиновидной области, причем, распространение выкрашивания наблюдается в направлении качения, противоположном направлению трения и проскальзывания в этом месте. Более тонкие методы исследования и их результаты описаны в работе [4] Также из статьи [5] известно, что геометрия контакта при взаимодействии сферы с упруго-пластическим полупространством сопровождается образованием определенного наплыва вокруг упомянутой сферы, что характеризуют эффекты «sink-in» и «pile-up»; также имеет место продавливание поверхностного слоя дорожки кольца за счет упругой деформации. Определение твердости не отражает этих эффектов и не учитывает влияния коэффициента трения.



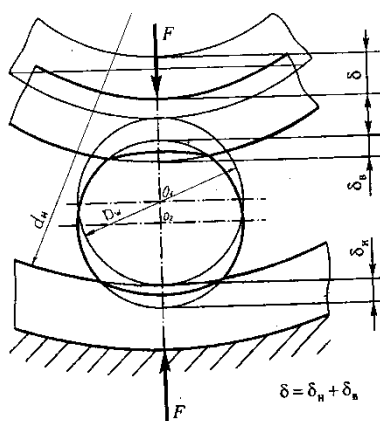
**Рисунок 4.** Геометрия контакта шарика с кольцом подшипника (составлено авторами)

Отметим, что при нормальной эксплуатации и тела качения и кольца подшипника деформируются упруго. Количественной оценкой контактной выносливости служит ресурс работы подшипника до усталостного выкрашивания. Контактные напряжения по своей сути идентичны напряжениям смятия, и на их локализацию влияет угол контакта  $\alpha$ , что схематично изображено на рис. 5.



**Рисунок 5.** Области контактных напряжений на внутреннем и наружном кольцах подшипника (составлено авторами)

Нагрузка на подшипник в общем случае состоит из центробежной, осевой и радиальных составляющих:  $F_{цб}$ ,  $F_a$ , и  $F_r$ . При определении контактных напряжений необходимо учесть неравномерность распределения нагрузки между телами качения, (задача Штрибека), [6]. Под действием радиальной нагрузки  $F_{\Sigma}$ , определенной с учетом центробежной силы, происходит деформация, деталей подшипника, рис. 6.



**Рисунок 6.** Схема деформаций деталей подшипника. (составлено авторами)

Где  $\delta$ ,  $\delta_v$ ,  $\delta_n$  - деформации посадочной поверхности, внутреннего и наружного колец. По условию равновесия сила  $F$ , действующая на наиболее нагруженный шарик, может быть определена из выражения (5):

$$F = k \frac{F_{\Sigma}}{z} \quad (5)$$

Где  $k$  мало зависит от  $z$  и может быть равно 4,37, а с учетом влияния зазоров при  $z$  больше 8 принимают  $k=5$ .

В шариковом подшипнике начальный контакт из точки под действием контактных напряжений переходит в площадку эллиптической формы. При этом наибольшее контактное напряжение следует из формулы Герца, (6)

$$\sigma_H = B \sqrt[3]{F \frac{E_{пр}}{\rho_{пр}}} \quad (6)$$

Где  $B$  - зависит от геометрии контактирующих тел и коэффициента Пуассона,  $E_{пр}$  - приведенный модуль упругости,  $\rho_{пр}$  - приведенный радиус кривизны. С другой стороны, с учетом известных из теории контактных напряжений зависимостей, следует, что площадь смятия взаимодействующих поверхностей тел зависит от их конфигураций, величин полуосей пятен контактов и физико-механических свойств материалов. Соответствующие математические выражения получены в работах [7, 8], и также они экспериментально уточнены в работе [8]. Полагаем, что размеры площади контакта малы по сравнению с другими размерами соприкасающихся поверхностей. Тогда их можно представить упругими полупространствами с давлением, равномерно распределенным по поверхности контакта [9], при этом контур площадки контакта является эллипсом с полуосями  $a$  и  $b$ . Контактующие материалы полагаем изотропными, с разными упругими постоянными. Для выяснения контуров площадки контакта и выявления распределения давления в работе [7] уравнения криволинейных поверхностей контакта раскладываются в ряд Маклорена и, как результат, получены уравнения поверхностей обоих тел, как функции значений их кривизны в главных нормальных сечениях поверхностей. Затем путем привязки обеих поверхностей к общей системе координат и последующих преобразований доказывается, что контур площадки представляет собой, как уже говорилось, эллипс. Пренебрегая силами трения и полагая деформации упругими, выразим влияние упругих свойств контактирующих тел следующими постоянными, (7):

$$\beta_1 = (1 - \mu_1^2)/\pi E_1, \beta_2 = (1 - \mu_2^2)/\pi E_2, \quad (7)$$

Приведенное значение этих коэффициентов определим из выражения (8):

$$\beta_{np} = \pi(\beta_1 + \beta_2) = (1 - \mu_1^2)/E_1 + (1 - \mu_2^2)/E_2, \quad (8)$$

Учет геометрии шарика и наружного кольца через главные значения кривизны шарика:  $\rho_{11} = \rho_{12} = 2/D_w$  и наружного кольца:  $\rho_{21} = -2/d_n$ ,  $\rho_{22} = -1/r$ . Тогда сумма этих значений:  $\chi = \rho_{11} + \rho_{12} + \rho_{21} + \rho_{22}$  позволяет вычислить некоторый параметр  $\theta$ , зная угол между нормальными сечениями  $\psi$ , (9):

$$\cos \theta = \frac{\sqrt{(\rho_{11} - \rho_{12})^2 + (\rho_{22} - \rho_{21})^2 + 2 \cos 2\psi (\rho_{11} - \rho_{12})(\rho_{21} - \rho_{22})}}{\rho_{11} + \rho_{12} + \rho_{21} + \rho_{22}}, \quad (9)$$

С помощью табл. 1, [7] можно найти некоторые коэффициенты  $m$  и  $n$ , которые, в свою очередь, позволяют рассчитать полуоси контурного эллипса по формулам (10) и (11).

**Таблица 1**

$\theta$ , град	$m$	$n$	$\theta$ , град	$m$	$n$
18	4,156	0,394	55	1,611	0,678
20	3,850	0,410	60	1,486	0,717
25	3,152	0,456	65	1,378	0,759
30	2,731	0,493	70	1,284	0,802
35	2,397	0,530	75	1,202	0,846
40	2,136	0,567	80	1,128	0,893
45	1,926	0,604	85	1,061	0,944
50	1,754	0,641	90	1,000	1,000

Составлено авторами [6]

$$a = m \sqrt[3]{\frac{3 \beta_{np}}{2 \chi} F}, \quad (10)$$

$$b = n \sqrt[3]{\frac{3 \beta_{np}}{2 \chi} F}, \quad (11)$$

Величина радиального смещения  $\delta_n$  определяется, с учетом соотношения (12) между коэффициентами  $m$  и  $n$ , (приведенными в табл. 1):

$$n = m \sqrt{1 - k^2}, \quad (12)$$

Для этого используем выражение (13):

$$\delta_n = \frac{Fk}{\pi m} \sqrt[3]{\frac{9}{4} \beta_{np}^2 \chi F^2}, \quad (13)$$

Тогда, если принять, что величина давления соответствует давлению в центральной точке, то максимальные контактные напряжения можно приближенно определить по формуле (14):

$$\sigma_H = \frac{1}{\pi m n} \sqrt[3]{\frac{3}{2} \left( \frac{\chi}{\beta_{np}} \right)^2 F}, \quad (14)$$

Отметим, что современные подшипниковые стали имеют допускаемые контактные напряжения порядка 5000 Мпа. Расчет долговечности подшипников по базовым контактным напряжениям основан на кривой контактной выносливости сталей, например, описанной еще А. Пальмгреном. В трудах Ф. Эберта предложено использовать уточненное значение в точке перехода к длительной выносливости. Этому значению соответствует нагрузка, введенная



фирмой SKF в качестве характеристики подшипника. При этом согласно ГОСТ 21354-87, на контактную выносливость оказывает влияние напряжение больше  $0,75 \sigma_{Hlim}$ .

Ресурс подшипника определяется числом оборотов наружного кольца до появления на нем признаков усталости. Долговечность гибридных подшипников, а следовательно, и их работоспособность, в значительной степени определяется качеством тонких поверхностных слоев, находящихся на основных рабочих поверхностях деталей подшипника, в нашем случае это внутренняя поверхность наружного кольца, поскольку износ и разрушение её и определяет долговечность подшипника в целом. Кривая усталости [6] обычно аппроксимируется зависимостью вида:

$$\sigma_H^m N = const, \quad (15)$$

Где показатель степени  $m=9$  для шариковых подшипников. Взяв за основу такую зависимость, можно, как обычно, найти число циклов нагружения и долговечность подшипника. Для оценки предела контактной выносливости  $\sigma_{HG}$  в работе [3] предложено замерять пластическую твердость HD. Измерение пластической твердости проводится приложением двух уровней нагрузки при помощи сферического индентора (ГОСТ 18835-73 Металлы. Метод измерения пластической твердости). Причем, при измерении параметров отпечатка надо стремиться к исключению вспучивания его краев, что может иметь место в реальных условиях работы подшипника в виде упомянутые эффектов «sink-in» и «pile-up». Здесь также не рекомендуется использовать для оценки HD данные замеров твердости иными способами с применением формул соответствия ввиду сильной погрешности. Отметим, что контактная выносливость подшипниковых сталей в основном зависит от термической обработки, в результате которой формируется окончательная структура стали. Предел выносливости подшипниковых сталей очень чувствителен к температуре нагрева при закалке; кроме того, контактная выносливость уменьшается с повышением содержания в металле кислорода. Экспериментальное определение предела выносливости проводят на специальных стендах при термоциклически изменяющейся сжимающей нагрузке, что реально моделирует контактные напряжения. Кроме того, можно воспользоваться рекомендациями фирмы SKF относительно приближенного определения нагрузки, соответствующей пределу контактной выносливости.

Долговечность подшипника, согласно [10], может быть определена с использованием выражения (16):

$$L_{ha} = L_h a_1 a_{23} a_\phi, \quad (16)$$

где:  $L_h$  - расчетное значение номинальной долговечности подшипника,  $a_1 a_{23} a_\phi$  - уточняющие коэффициенты.

Коэффициент  $a_{23}$  учитывает влияние гидродинамических эффектов и может быть определен как  $a_{23} = k_\mu k_{dn}$ , где  $k_\mu$  - учитывает влияние вязкости масла, а  $k_{dn}$  выбирается в зависимости от параметра скорости  $d_{mn}$ . По данным ЦИАМ на долговечность подшипника влияют загрязнения в смазке, что и учтено коэффициентом  $a_\phi$ . Аналитическому определению ресурса посвящена также работа [11]. Вместе с тем, согласно рекомендациям ГОСТ 18855-2913 Подшипники качения. Динамическая грузоподъемность и номинальный ресурс, которые модифицированы по отношению к международному стандарту ISO 281:2007 Rolling bearings - Dynamic load ratings and rating life, (Подшипники качения. Динамическая грузоподъемность и номинальный ресурс), упрощенный метод расчета ресурса рассматривается как разумная альтернатива проведению испытаний. Данный расчет также учитывает влияние на ресурс подшипника условий смазки и загрязнения смазочного материала.

Формула для определения модифицированного ресурса:



$$L_{nm} = a_1 a_{iso} L_{10}, \quad (17)$$

Для подшипников качения при достаточно хорошей смазке предел усталостного напряжения приблизительно равен 1500 МПа. Однако это не всегда так. Коэффициент модификации  $a_{iso}$  представляет собой функцию отношения предела усталостного напряжения к динамической эквивалентной нагрузке, с учетом ряда факторов влияния. Предел усталостной нагрузки единичного контакта может быть рассчитан аналитически по методике, изложенной в упомянутом ГОСТе, с учетом значений кривизны шарика и дорожки качения для разных видов подшипников. Таким образом, в качестве выводов отметим возможность применения аналитического подхода к оценке долговечности гибридных подшипников. Также могут быть полезны некоторые практические соображения по особенностям определения долговечности гибридных подшипников, приведенные в данной статье.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Черменский О.Н., Федотов Н.Н. Подшипники качения: Справочник-каталог-М.: Машиностроение, 2003. - 567 с.
2. Панова И.М. Особенности конструирования изделий из керамических материалов. Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2013. - №4.
3. Патент РФ №2422793 - Способ определения базовой динамической грузоподъемности шарикового подшипника качения. Авторы патента: Стариков Андрей Алексеевич М.Р.
4. Орлов, В.Б. Григоренко, Л.В. Морозова, С.А. Наприенко. Исследование эксплуатационных разрушений подшипников методами оптической, растровой электронной микроскопии и рентгеноспектрального микроанализа. Электронный научный журнал «Труды ВИАМ» №3, 2016.
5. В.А. Тарасов, А.В. Турченко Геометрия контакта при упругопластическом внедрении сферической неровности. Проблемы механики и машиноведения. 2012 №1 (13) с. 9-16.
6. Детали машин (4-е издание) Под редакцией О.А. Ряховского МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва 2014 г.
7. Демидов С.Н. Теория упругости: учебник для вузов / М.: Высшая шк., 1979. 432 с.
8. М.С. Дрозд, М.М. Матлин, Ю.И. Сидякин. Инженерные расчёты упругопластической контактной деформации / М.: Машиностроение, 1986. 224 с.
9. А. Кобаяси. Экспериментальная механика. Изд-во Мир. Москва. 1990 г. 616 с.
10. Е.П. Жильников. Метод расчетной оценки долговечности подшипников качения авиационных изделий. Механика и машиностроение. 2011.
11. Иоаннидес, Е., Берглинг, Г., Габелли, А. Аналитическое представление ресурса подшипников качения (Ioannides, E., Bergling, G., Gabelli, A. An analytical formulation for the life of rolling bearings, Acta Polytechnica Scandinavica, Mechanical Engineering Series No. 137, The Finnish Academy of Technology, 1999).

**Panova Irina Mikailovna**

Bauman Moscow state technical university, Russia, Moscow  
E-mail: pim-07@mail.ru

**Panov Alexander Dmitrievich**

Bauman Moscow state technical university, Russia, Moscow  
E-mail: pad-4850@mail.ru

## **Determination of the durability of hybrid bearings**

**Abstract.** Presented by the authors of the article is devoted to improving performance by increasing the speed of rotation of the shafts, the problem often lies in the low durability of the bearing supports. One solution to this problem is the use of hybrid bearings with balls made of silicon nitride, because this material is considerably higher than the commonly applied bearing steel contact durability and, in addition, low weight. However, the use of this material requires new approaches to the assessment of the durability of the bearing as described in the article is based on the theory of contact ratio approach elasticity. Authors of this article asked assess the durability of the bearing with an additional view of the centrifugal force, the uneven distribution of load and different elastic constants of materials used for outer rings and balls, as well as the subsequent improved resource correction carried out in accordance with modern requirements. This correction includes not only accounting impact on resource conditions bearing lubrication and contamination of lubricant, but modifying the resource against fatigue limit of voltage to the dynamic equivalent load, taking into account a number of factors.

**Keywords:** ball bearing; hybrid bearings; Silicon nitride; wear; durability; resource modification