

# Машиностроение и машиноведение

УДК 621.822.61

DOI: 10.18698/0536-1044-2018-9-3-9

## Расчет и выбор подшипников повышенной надежности

В.С. Сыромятников<sup>1</sup>, Х.М. Гарсия Мартинес<sup>2</sup>, Л.А. Самора Кинтана<sup>2</sup>,  
М.Г. Ортега Росалес<sup>2</sup>

<sup>1</sup> МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1

<sup>2</sup> Университет Гвадалахары, 44430, Гвадалахара, штат Халиско, Мексика, ул. Революции, 1400

## The Calculation and Selection of Bearings of Increased Reliability

V.S. Syromyatnikov<sup>1</sup>, J.M. Garcia Martinez<sup>2</sup>, L.A. Samora Quintana<sup>2</sup>,  
M.G. Ortega Rosales<sup>2</sup>

<sup>1</sup> BMSTU, 105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1

<sup>2</sup> University of Guadalajara, 44430, Guadalajara, Jalisco, Mexico, Revolution St., 1400



e-mail: vsyromia@gmail.com, marcos.garcia@ymail.com, tontin\_2@yahoo.com.mx,  
mgortega01@yahoo.com.mx



Привод машины содержит редуктор, валы которого установлены на подшипниках качения. Каждый вал опирается по меньшей мере на два подшипника. Число подшипников в редукторе может достигать четырех и более. При отказе хотя бы одного из них работоспособность редуктора нарушается. Подшипники образуют систему, надежность которой определяет уровень привода машины. До последнего времени работоспособность подшипника в редукторе определялась стандартной 90%-ной надежностью независимо от надежности остальных подшипников. Сегодня требования к этой характеристике машин резко возросли. Число отказов нового оборудования в течение первого года работы не должно превышать 1 % (99%-ная надежность), а в течение пятого года — 10 % (90%-ная надежность). Для обеспечения этих требований надежность каждой части машины должна быть соответственно более 99 и 90 %. В работе надежность подшипников определяется с помощью трехпараметрического распределения Вейбулла. Предложен следующий метод расчета подшипников. В соответствии с надежностью системы рассчитывают надежность отдельных подшипников, затем — ресурс каждого подшипника в зависимости от нагрузки и его надежности. Ресурс системы вычисляют как производную величину от ресурсов подшипников, входящих в ее состав. В результате обеспечивается выбор подшипников повышенной надежности.

**Ключевые слова:** ресурс подшипника, надежность системы подшипников, динамическая грузоподъемность, распределение Вейбулла, функция распределения отказов



The drive of a machine-tool includes a reducer, whose shafts are mounted on rolling bearings. Each shaft is supported by at least two bearings. There can be four or more bearings in the reducer. Even if one of them fails, the performance of the reduction gear unit is compromised.

Bearings form a system, the reliability of which determines the reliability of the drive of the machine. Until recently, reliability of bearings in the reducer was determined by the standard 90 % reliability, regardless of the reliability of the other bearings. Today, the requirements to this characteristic are considerably more demanding. The number of failures of new equipment during the first year of operation should not exceed 1 % (99 % reliability), and during the fifth year should be no more than 10% (90% reliability). To meet these requirements, the reliability of each part of the machine must be above 99 % and 90 % respectively. In this paper, the reliability of the bearings is determined using the three-parameter Weibull distribution. A systematic approach to the calculation of bearings is proposed. In accordance with the reliability of the system, the reliability of individual bearings is calculated. Then, the life of each bearing is determined depending on the load and the bearing's reliability. The service life of the bearing system is calculated as a derivative of the life of bearings in the system. As a result, the selection of bearings of increased reliability is ensured.

**Keywords:** bearing service life, bearings reliability, dynamic load-carrying capacity, Weibull distribution, failure distribution function

Привод машины содержит редуктор, валы которого установлены на подшипниках качения. Каждый вал опирается по меньшей мере на два подшипника. Одноступенчатый редуктор с двумя валами имеет четыре подшипника, а двухступенчатый с тремя валами — шесть.

Во многих машинах приводы оснащены многоступенчатыми редукторами. Например, в конвейерах используют трех-, четырех- и пятиступенчатые редукторы с большим количеством подшипников. При отказе хотя бы одного из них работоспособность редуктора нарушается. Подшипники образуют систему (СП), надежность которой определяет надежность привода машины.

Цель работы — разработка метода расчета и выбора подшипников повышенной надежности для обеспечения заданного ресурса СП в редукторе.

До последнего времени работоспособность подшипника в редукторе определялась стандартной 90%-ной надежностью независимо от надежности остальных подшипников. Сегодня требования к этой характеристике машин резко возросли. Число отказов нового оборудования в течение первого года работы не должно превышать 1 % (99%-ная надежность), а в течение пятого года — 10 % (90%-ная надежность) [1]. Для удовлетворения этих требований надежность каждой части машины должна быть более 99 % в первый год работы и не менее 90 % на пятом году. Общая надежность системы подшипников в редукторе определяется как [2]

$$R = R_1 R_2 \cdots R_i \cdots R_n, \quad (1)$$

где  $R_i$  — надежность  $i$ -го подшипника;  $n$  — общее число подшипников в редукторе.

Так как  $R_i < 1$ , надежность СП  $R$  всегда меньше минимально допустимой надежности  $R_{i\min}$  одного подшипника. При известной надежности СП  $R$  можно рассчитать минимально допустимую надежность наиболее нагруженного подшипника

$$R_{i\min} \geq R^{1/n}. \quad (2)$$

В таблице приведены расчетные значения минимально допустимой надежности наиболее нагруженного подшипника для трех редукторов при различной надежности СП.

Анализ данных таблицы показывает, что надежность одного подшипника в редукторе должна быть намного больше надежности СП. В конце Второй мировой войны в машинах использовали подшипники, которые по ресурсу во многом уступали современным. В 1994 г. долговечность подшипников в 14 раз превышала таковую в послевоенном периоде. Не существовало общепризнанных стандартов, и каждый производитель изготавливал подшипники по собственным правилам.

В 1947 г. Дж. Лундберг и А. Пальмгрен опубликовали статью «Динамическая грузоподъем-

**Значения минимально допустимой надежности наиболее нагруженного подшипника при различной надежности СП**

| Число              |             | Минимально допустимая надежность $R_{i\min}$ , % |            |            |
|--------------------|-------------|--|------------|------------|
| ступеней редуктора | подшипников | $R = 90\%$                                       | $R = 95\%$ | $R = 99\%$ |
| 1                  | 4           | 97,40  | 98,73      | 99,75      |
| 2                  | 6           | 98,26  | 99,15      | 99,83      |
| 3                  | 8           | 98,69  | 99,36      | 99,87      |

ность подшипников качения», содержание которой определяет основные положения расчета таких изделий до сегодняшнего дня. В материалах статьи обобщались результаты большого числа экспериментов компании SKF и предлагалось определять ресурс подшипника с заданным уровнем надежности [3].

Надежность подшипника зависит от его конструкции. При повышенных требованиях к этому параметру конструкция усложняется. Отклонения в химической структуре материала на микро- и макроуровнях от заданных приводят к снижению надежности. Ошибки в технологии производства, вызванные сложностью оборудования, дефектами инструмента, погрешностями в системе контроля, недостаточной квалификацией персонала и другими факторами, также влияют на надежность подшипника. Недостатки при монтаже подшипников в машине приводят к потере надежности. Изменения условий эксплуатации (нагрузки, режима работы, температуры, смазки, влажности и пр.) по сравнению с расчетными ощутимо отражаются на надежности подшипника [4].

Большое число случайных факторов, влияющих на надежность, определяет ее вероятностный характер, поэтому ее рассчитывают на основе результатов эксперимента и статистического анализа данных. Для этой цели используют трехпараметрическое распределение Вейбулла как наиболее подходящее при исследовании отказов подшипников [5]:

$$F(L) = 1 - R(L), \tag{3}$$

где  $F(L)$  — функция распределения отказов подшипников в зависимости от ресурса  $L$ , млн об.;  $R(L)$  — надежность подшипника.

Ресурс определяется числом оборотов подшипника

$$L = \frac{60L_h n_n}{10^6}, \text{ млн об.}, \tag{4}$$

где  $L_h$  — ресурс подшипника в часах;  $n_n$  — частота вращения подшипника, об/мин.

Для трехпараметрического распределения Вейбулла надежность имеет вид [6]

$$R(L) = \exp \left[ - \left( \frac{L - L_{\min}}{L_{\text{med}} - L_{\min}} \right)^b \right]; \tag{5}$$

$$L > L_{\min} \geq 0,$$

где  $L_{\min}$  — минимальный ресурс, после которого начинаются отказы подшипников, обыч-

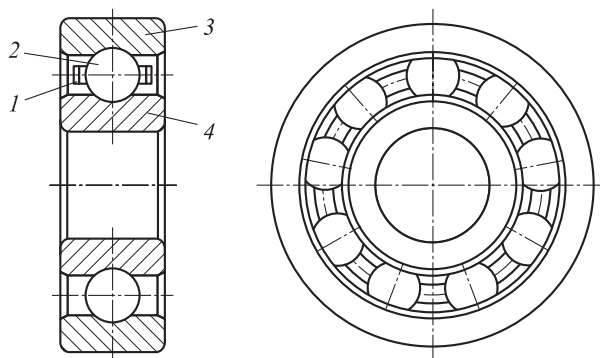


Рис. 1. Конструктивная схема радиального шарикового подшипника:  
1 — сепаратор; 2 — шарики; 3 — наружное кольцо;  
4 — внутреннее кольцо

но  $L_{\min} \leq 0,05$ ;  $L_{\text{med}} = 4,46$  — масштабный параметр, определяющий 63,21 % отказов (63,21%-ный процентиль);  $b = 1,5$  — параметр формы, определяющий сдвиг распределения отказов  $F(L)$  [7].

Плотность распределения отказов

$$f(L) = \frac{dF(L)}{dL} = - \frac{dR(L)}{dL}. \tag{6}$$

После подстановки выражения (5) в формулу (6) и дифференцирования получим

$$f(L) = \frac{b}{L_{\text{med}} - L_{\min}} \left( \frac{L - L_{\min}}{L_{\text{med}} - L_{\min}} \right)^{b-1} \times \exp \left[ - \left( \frac{L - L_{\min}}{L_{\text{med}} - L_{\min}} \right)^b \right].$$

Среднее значение  $\mu_L$  и стандартное отклонение  $\delta_L$  для функции распределения отказов  $F(L)$  имеют вид

$$\mu_L = L_{\min} + (L_{\text{med}} - L_{\min}) \Gamma(1+1/b); \tag{7}$$

$$\delta_L = (L_{\text{med}} - L_{\min}) \sqrt{\Gamma(1+2/b) - \Gamma^2(1+1/b)}, \tag{8}$$

где  $\Gamma(b)$  — гамма-функция [8].

При заданном уровне надежности  $R$  СП рассчитаем по выражению (5) допустимый ресурс подшипника:

$$L \leq L_{\min} + (L_{\text{med}} - L_{\min}) \left( \ln \frac{1}{R} \right)^{1/b}. \tag{9}$$

Определим характеристики распределения ресурса радиального шарикового подшипника (рис. 1) при следующих параметрах функции Вейбулла:  $L_{\min} = 0,05$ ;  $L_{\text{med}} = 4,46$ ;  $b = 1,5$ . По уравнению (7) вычислим среднее значение ресурса

$$\begin{aligned}\mu_L &= L_{\min} + (L_{\text{med}} - L_{\min}) \Gamma\left(1 + \frac{1}{b}\right) = \\ &= 0,05 + (4,46 - 0,05) \Gamma\left(1 + \frac{1}{1,5}\right) = 4,033.\end{aligned}$$

По уравнению (9) найдем медиану распределения ресурса, для которой надежность  $R = 0,50$ :

$$\begin{aligned}L_{50} &= L_{\min} + (L_{\text{med}} - L_{\min}) \left(\ln \frac{1}{R}\right)^{1/b} = \\ &= 0,05 + 4,41 \left(\ln \frac{1}{0,5}\right)^{1/1,5} = 3,504.\end{aligned}$$

Для надежности  $R = 0,90$  определим 10%-ный процентиль ресурса (9)

$$L_{10} = 0,05 + 4,41 \left(\ln \frac{1}{0,90}\right)^{1/1,5} \approx 1.$$

Стандартное отклонение ресурса найдем по формуле (8) [9]

$$\begin{aligned}\sigma_L &= (L_{\text{med}} - L_{\min}) \left[ \Gamma\left(1 + \frac{2}{b}\right) - \Gamma^2\left(1 + \frac{1}{b}\right) \right]^{1/2} = \\ &= (4,46 - 0,05) \left[ \Gamma\left(1 + \frac{2}{1,5}\right) - \Gamma^2\left(1 + \frac{1}{1,5}\right) \right]^{1/2} = 2,701.\end{aligned}$$

Коэффициент вариации относительного ресурса

$$C_L = \frac{\sigma_L}{\mu_L} = \frac{2,701}{4,033} = 0,6697.$$

Уравнение кривой усталости подшипников [10] (рис. 2) имеет вид

$$F \left(\frac{L}{10^6}\right)^{1/p} = C \left(\frac{L_{10}}{10^6}\right)^{1/p} = C = \text{const}, \quad (10)$$

где  $F$  — нагрузка, Н;  $p = 3$  для шарикоподшипников и  $p = 10/3$  для роликоподшипников;  $L$  — ресурс подшипника, об.;  $C$  — базовая динамическая грузоподъемность подшипника, Н;  $L_{10} = 10^6$  — номинальный ресурс подшипника, соответствующий  $C$ . Координаты на рис. 2 получены после возведения в степень  $p$  обеих частей выражения (10) и преобразования относительно параметра  $F^p$ .

При нагрузке, равной базовой динамической грузоподъемности, надежность стандартных подшипников  $R = 90\%$ . Вероятность отказа в течение ресурса  $L_{10}$  составляет 10%. Используя данные рис. 2 и выражение (10), получим

$$F_1 L_1^{1/p} = F_2 L_2^{1/p} = \dots = F_i L_i^{1/p} = C L_{10}^{1/p}. \quad (11)$$

При расчете и выборе подшипников для редуктора действительная нагрузка отличается от базовой динамической грузоподъемности  $C$ , реальная частота вращения подшипника не соответствует таковой при испытаниях, а прогнозируемая надежность не равна 90%-ной надежности стандартного подшипника.

На рис. 3 в точке (т.) А указаны стандартные характеристики подшипника в логарифмах:  $C$  и  $L_A = L_{10} = 1$ , соответствующие надежности подшипника  $R = 90\%$  ( $R = 0,90$ ). В т. D приведены рабочие показатели проектируемого подшипника  $F_D$  и  $L_D$  с уровнем надежности  $R = R_D$ .

Чтобы определить базовую динамическую грузоподъемность  $C$  для проектируемого подшипника, необходимо перейти из т. D в т. A через т. B вдоль постоянного уровня надежности DB. С помощью выражения (11) получим

$$F_B L_B^{1/p} = F_D L_D^{1/p}.$$

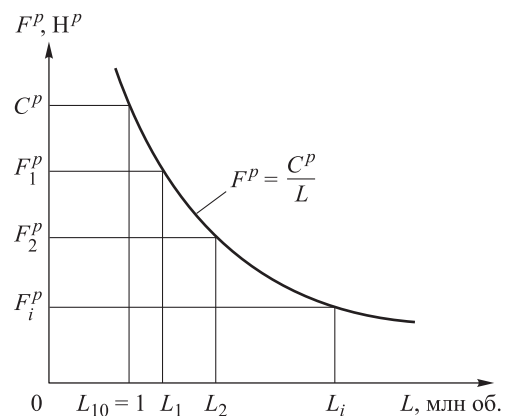


Рис. 2. Кривая усталости подшипников

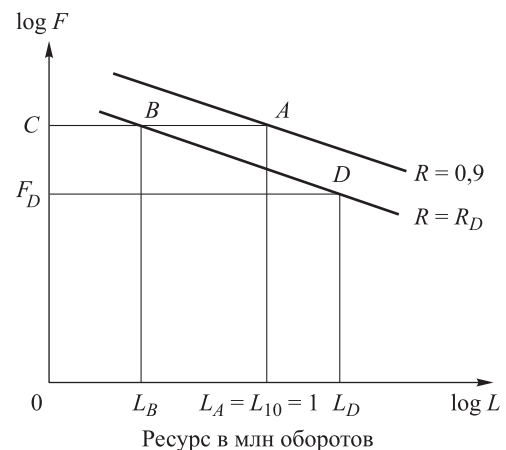


Рис. 3. Зависимость динамической нагрузки от ресурса подшипника при заданной надежности

Отсюда

$$F_B = F_D \left( \frac{L_D}{L_B} \right)^{1/p}. \quad (12)$$

Для нагрузки одного значения на линии ВА используем формулу надежности (5) в т. D:

$$R_D = \exp \left[ - \left( \frac{L_B - L_{\min}}{L_{\text{med}} - L_{\min}} \right)^b \right].$$

Из этого выражения определим ресурс

$$L_B = L_{\min} + (L_{\text{med}} - L_{\min}) \left( \ln \frac{1}{R_D} \right)^{1/b}$$

и, подставив его в уравнение (12), получим

$$F_B = F_D \left( \frac{L_D}{L_B} \right)^{1/p} = F_D \left[ \frac{L_D}{L_{\min} + (L_{\text{med}} - L_{\min}) (\ln 1/R_D)^{1/b}} \right]^{1/p}.$$

Нагрузка  $F_B$  равна базовой динамической грузоподъемности  $C$  (см. рис. 3), поэтому

$$C = F_D \left[ \frac{L_D}{L_{\min} + (L_{\text{med}} - L_{\min}) (\ln 1/R_D)^{1/b}} \right]^{1/p}. \quad (13)$$

Выражение (13) можно упростить следующим образом:

$$\ln \frac{1}{R_D} = \ln \frac{1}{1 - p_f} = \ln(1 + p_f + \dots) = p_f = 1 - R_D,$$

где  $p_f$  — вероятность отказа.

Тогда формула (13) преобразуется к виду

$$C = F_D \left[ \frac{L_D}{L_{\min} + (L_{\text{med}} - L_{\min}) (1 - R_D)^{1/b}} \right]^{1/p}. \quad (14)$$

Часто нагрузки являются переменными, и приходится использовать коэффициент динамичности  $K_d$ . В этом случае постоянная нагрузка  $K_d F_D$  вызывает такое же разрушение поверхностей качения, как и переменная нагрузка  $F_D$ . Определим базовую динамическую грузоподъемность  $C$  радиального шарикового подшипника (см. рис. 2), если расчетная нагрузка  $F_D = 2$  кН, а коэффициент динамичности  $K_d = 1,4$ . Частота вращения подшипника  $n_{\text{ш}} = 250$  об/мин, продолжительность работы

$L_h = 20 \cdot 10^3$  ч с допускаемой надежностью  $R = 0,99$ . Согласно выражению (4), ресурс подшипника в млн об.

$$L = \frac{60 \cdot 20 \cdot 10^3 \cdot 250}{10^6} = 300.$$

Таким образом, полученный ресурс подшипника в 300 раз больше ресурса стандартного подшипника. По формуле (14) найдем требуемую динамическую грузоподъемность

$$C_{10} = 1,4 \cdot 2 \left[ \frac{300}{0,05 + 4,441(1 - 0,99)^{1/1,5}} \right]^{1/3} = 29,57 \text{ кН}.$$

Стандартную динамическую грузоподъемность вычисляют в зависимости от радиальной постоянной нагрузки  $F_D$ , требуемого ресурса  $L_D$ , частоты вращения  $n_{\text{ш}}$  и допускаемой надежности  $R$ . В редукторах допускаемую надежность для каждого подшипника определяют в зависимости от нагрузки  $F$ , заданного ресурса  $L$  и числа подшипников в СП (см. формулу (2) и таблицу).

Согласно выражениям (1) и (5), после определения ресурса  $L_i$  ( $i = 1, 2, \dots, n$ ) каждого подшипника в редукторе рассчитывается общий ресурс СП [11]

$$L_{\text{sys}} = \left( \frac{1}{L_1^b} + \frac{1}{L_2^b} + \dots + \frac{1}{L_n^b} \right)^{-1/b}. \quad (15)$$

Ресурс СП в редукторе всегда меньше минимального ресурса:

$$L_{\text{sys}} < L_{i \text{ min}}.$$

При проектировании редуктора ресурс системы из четырех подшипников составлял  $10^4$  ч. После расчета и выбора стандартных подшипников их ресурсы имели следующие значения:  $L_1 = 14\,500$  ч,  $L_2 = 17\,350$  ч,  $L_3 = 28\,700$  ч,  $L_4 = 81\,450$  ч.

По выражению (15) определим ресурс СП из четырех подшипников:

$$L_{\text{sys}} = \left( \frac{1}{14\,500^{1,5}} + \frac{1}{17\,350^{1,5}} + \frac{1}{28\,700^{1,5}} + \frac{1}{81\,450^{1,5}} \right)^{-1/1,5} = 8586 \text{ ч}.$$

Таким образом, ресурс СП меньше заданного ресурса подшипников:  $L_{\text{sys}} = 8586 \text{ ч} < 10^4 \text{ ч}$ .

Необходимо увеличить ресурсы подшипников путем повышения их надежности в соответствии с нагрузкой.

## Выводы

1. Подшипники в редукторе привода машины образуют систему, надежность которой определяет работу редуктора и всего привода. При отказе одного подшипника работоспособность редуктора нарушается.

2. Для увеличения надежности работы привода машины необходимо рассчитывать подшипники редуктора как элементы СП.

3. Надежность каждого подшипника в редукторе следует вычислять в зависимости от надежности остальных.

4. Ресурс подшипников, имеющий вероятностный характер, оценивается с помощью статистического распределения Вейбулла.

5. Выбор подшипников со стандартной 90%-ной надежностью не отвечает современным требованиям, так как число отказов современного оборудования в течение первого года работы не должно превышать 1 % (99%-ная надежность), а в течение пятого года не более 10 % (90%-ная надежность).

6. Ресурс СП в редукторе надо рассчитывать как производную величину от ресурсов подшипников, образующих систему.

7. У СП долговечность работы меньше, чем у отдельного подшипника, поэтому необходимо выбирать стандартные подшипники повышенной надежности.

## Литература

- [1] Dvorak P., Berner J. *Calculating Machine Reliability from Bearing Life*. URL: <http://www.machinedesign.com/archive/calculating-machine-reliability-bearing-life> (дата обращения 20 апреля 2018).
- [2] Шишмарев В.Ю. *Надежность технических систем*. Москва, Изд-во Юрайт, 2018. 306 с.
- [3] *ISO 281:2007 bearing-life standard — and the answers is?* URL: [https://www.stle.org/images/pdf/STLE\\_ORG/BOK/LS/Bearings/ISO%20281\\_2007%20Bearing-Life%20Standard\\_And%20the%20Answer%20Is\\_tlt%20article\\_July10.pdf](https://www.stle.org/images/pdf/STLE_ORG/BOK/LS/Bearings/ISO%20281_2007%20Bearing-Life%20Standard_And%20the%20Answer%20Is_tlt%20article_July10.pdf) (дата обращения 10 мая 2018).
- [4] Zaharia S.M. Reliability and statistical analysis of the fatigue life of the tapered roller bearings. *International Conference of Scientific Papers*, Brasov, May 28–30, 2015, 6 p.
- [5] ГОСТ Р 50779.27–2017. *Статистические методы. Распределение Вейбулла. Анализ данных*. Москва, Стандартинформ, 2017. 57 с.
- [6] *Problem of the Month April 2001 — Weibull Beta Slopes for Ball Bearings Last revised*. URL: [http://www.barringer1.com/apr01prb\\_files/apr01prb.pdf](http://www.barringer1.com/apr01prb_files/apr01prb.pdf) (дата обращения 10 мая 2018).
- [7] *Bearing life*. URL: [http://www.coroll.sk/Coroll\\_loziska/SNR\\_katalogy\\_files/03-Bearing\\_life.pdf](http://www.coroll.sk/Coroll_loziska/SNR_katalogy_files/03-Bearing_life.pdf) (дата обращения 10 мая 2018).
- [8] Кобзарь А.И. *Прикладная математическая статистика. Для инженеров и научных работников*. Москва, Физматлит, 2006. 816 с.
- [9] Budynas R.G., Nisbett J.K. *Shigley's mechanical engineering design*. McGraw-Hill, 2015. 1104 p.
- [10] Ряховский О.А., ред. *Детали машин*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014. 465 с.
- [11] API Standard 610. *Centrifugal pumps for petroleum, petrochemical and natural gas industries*. 2010. 218 p.

## References

- [1] Dvorak P., Berner J. *Calculating Machine Reliability from Bearing Life*. Available at: <http://www.machinedesign.com/archive/calculating-machine-reliability-bearing-life> (accessed 20 April 2018).
- [2] Shishmarev V.Yu. *Nadezhnost' tekhnicheskikh system* [Reliability of technical systems]. Moscow, Yurayt publ., 2018. 306 p.
- [3] *ISO 281:2007 bearing-life standard — and the answers is?* Available at: [https://www.stle.org/images/pdf/STLE\\_ORG/BOK/LS/Bearings/ISO%20281\\_2007%20Bearing-Life%20Standard\\_And%20the%20Answer%20Is\\_tlt%20article\\_July10.pdf](https://www.stle.org/images/pdf/STLE_ORG/BOK/LS/Bearings/ISO%20281_2007%20Bearing-Life%20Standard_And%20the%20Answer%20Is_tlt%20article_July10.pdf) (accessed 10 May 2018).
- [4] Zaharia S.M. Reliability and statistical analysis of the fatigue life of the tapered roller bearings. *International Conference of Scientific Papers*, Brasov, 28–30 May 2015, 6 p.

- [5] GOST R 50779.27–2017. *Statisticheskie metody. Raspredelenie Veybulla. Analiz dannyh* [State Standard R 50779.27–2017. Statistical methods. Weibull distribution. Data analysis]. Moscow, Standartinform publ., 2017. 57 p.
- [6] *Problem of the Month April 2001 — Weibull Beta Slopes for Ball Bearings Last revised*. Available at: [http://www.barringer1.com/apr01prb\\_files/apr01prb.pdf](http://www.barringer1.com/apr01prb_files/apr01prb.pdf) (accessed 10 May 2018).
- [7] *Bearing life*. Available at: [http://www.coroll.sk/Coroll\\_loziska/SNR\\_katalogy\\_files/03-Bearing\\_life.pdf](http://www.coroll.sk/Coroll_loziska/SNR_katalogy_files/03-Bearing_life.pdf) (accessed 10 May 2018).
- [8] Kobzar' A.I. *Prikladnaya matematicheskaya statistika. Dlya inzhenerov i nauchnyh rabotnikov* [Applied mathematical statistics. For engineers and scientists]. Moscow, Fizmatlit publ., 2006. 816 p.
- [9] Budynas R.G., Nisbett J.K. *Shigley's mechanical engineering design*. McGraw-Hill, 2015. 1104 p.
- [10] *Detali mashin* [Details of machines]. Ed. Ryahovskiy O.A. Moscow, Bauman Press, 2014. 465 p.
- [11] API Standard 610. *Centrifugal pumps for petroleum, petrochemical and natural gas industries*. 2010. 218 p.

Статья поступила в редакцию 05.06.2018

## Информация об авторах

**СЫРОМЯТНИКОВ Владимир Сергеевич** (Москва) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Основы конструирования машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: vsyromia@gmail.com).

**ГАРСИЯ МАРТИНЕС Хуан Маркос** (Гвадалахара) — доктор наук, профессор кафедры «Электромеханика». Университет Гвадалахары (44430, Гвадалахара, штат Халиско, Мексика, ул. Революции, 1400, e-mail: marcos.garcia@ymail.com).

**САМОРА КИНТАНА Лаура Ангелика** (Гвадалахара) — магистр наук, доцент кафедры «Электромеханика». Университет Гвадалахары (44430, Гвадалахара, штат Халиско, Мексика, ул. Революции, 1400, e-mail: tontin\_2@yahoo.com.mx).

**ОРТЕГА РОСАЛЕС Мигель Герсаун** (Гвадалахара) — магистр наук, доцент кафедры «Электромеханика». Университет Гвадалахары (44430, Гвадалахара, штат Халиско, Мексика, ул. Революции, 1400, e-mail: mgortega01@yahoo.com.mx).

## Information about the authors

**SYROMYATNIKOV Vladimir Sergeevich** (Moscow) — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Fundamentals of Machine Design. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: vsyromia@gmail.com).

**GARCIA MARTINEZ Juan Marcos** (Guadalajara) — Doctor of Science, Professor, Department of Electrical Mechanics. University of Guadalajara (44430, Guadalajara, Jalisco, Mexico, Revolution St., 1400, e-mail: marcos.garcia@ymail.com).

**SAMORA QUINTANA Laura Angelica** (Guadalajara) — Master of Science, Associate Professor, Department of Electrical Mechanics. University of Guadalajara (44430, Guadalajara, Jalisco, Mexico, Revolution St., 1400, e-mail: tontin\_2@yahoo.com.mx).

**ORTEGA ROSALES Miguel Gersayn** (Guadalajara) — Master of Science, Associate Professor, Department of Electrical Mechanics. University of Guadalajara (44430, Guadalajara, Jalisco, Mexico, Revolution St., 1400, e-mail: mgortega01@yahoo.com.mx).

### Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Сыромятников В.С., Гарсия Мартинес Х.М., Самора Кинтана Л.А., Ортега Росалес М.Г. Расчет и выбор подшипников повышенной надежности. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2018, № 9, с. 3–9, doi: 10.18698/0536-1044-2018-9-3-9.

### Please cite this article in English as:

Syromyatnikov V.S., Garcia Martinez J.M., Samora Quintana L.A., Ortega Rosales M.G. The Calculation and Selection of Bearings of Increased Reliability. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2018, no. 9, pp. 3–9, doi: 10.18698/0536-1044-2018-9-3-9.