



DOI: 10.22363/2312-8143-2024-25-2-130-139

УДК 62-233.27

EDN: GQXPXZ

Научная статья / Research article

## Распределение нагрузки между телами качения роликовых подшипников

Ю.В. Белоусов

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана  
(национальный исследовательский университет), Москва, Россия  
Российский университет дружбы народов, Москва, Россия

✉ juvbelousov@bmstu.ru

### История статьи

Поступила в редакцию: 9 февраля 2024 г.

Доработана: 15 апреля 2024 г.

Принята к публикации: 26 апреля 2024 г.

### Заявление о конфликте интересов

Автор заявляет об отсутствии  
конфликта интересов.

**Аннотация.** Разработана методика определения степени нагруженности тел качения в рабочей зоне роликовых радиальных однорядных подшипников, согласно которой распределение нагрузки между телами качения в рабочей зоне данных подшипников зависит от их расположения в этой зоне и размеров контактной площадки между максимально нагруженным телом качения и наружным кольцом подшипника. Используя разработанную методику, для конкретных примеров выполнен расчет радиальной силы, действующей на подшипник. В результате получено соотношение между радиальной силой подшипника и силой, действующей на наиболее нагруженное тело качения, которое отличается от принятого в современной практике расчета данных подшипников. Показано также, что данное соотношение не является постоянным, а зависит от величины силы, действующей на наиболее нагруженное тело качения, и размеров колец и тел качения подшипника. В этой связи для определения максимальной нагрузки на тела качения-ролики в рабочей зоне подшипника с помощью разработанной методики предлагается использовать метод итераций или последовательных приближений, сущность которого состоит в первоначальном приближенном определении силы, действующей на наиболее нагруженное тело качения, последующем определении нагрузки на подшипник и сравнении ее с действительной силой. Многократно повторяя этот процесс, можно получить максимальную силу, действующую на тела качения в рабочей зоне подшипника с любой степенью точности.

**Ключевые слова:** роликовый радиальный подшипник, тела качения, полуширина контактной площадки, контактные напряжения



### Для цитирования

Белоусов Ю.В. Распределение нагрузки между телами качения роликовых подшипников // Вестник Российского университета дружбы народов. Серия: Инженерные исследования. 2024. Т. 25. № 2. С. 130–139. <http://doi.org/10.22363/2312-8143-2024-25-2-130-139>

---

## Load Distribution Between Rolling Elements of Roller Bearings

Yuriy V. Belousov 

Bauman Moscow State Technical University (National Research University), Moscow, Russia  
RUDN University, Moscow, Russia

✉ [juvbelousov@bmstu.ru](mailto:juvbelousov@bmstu.ru)

---

### Article history

Received: February 9, 2024

Revised: April 15, 2024

Accepted: April 26, 2024

### Conflicts of interest

The author declares that there is no conflict of interest.

**Abstract.** A method for determining the degree of loading of rolling elements in the working area of roller radial single-row bearings has been developed, according to this method the load distribution between rolling elements in the working area of these bearings depends on their location in this zone and the size of the contact pad between the maximally loaded rolling element and the outer ring of the bearing. Using the developed methodology, the radial force acting on the bearing is calculated for specific examples. As a result, the ratio between the radial force of the bearing and the force acting on the most loaded rolling body is obtained, which differs from the calculation of these bearings accepted in modern practice. It is also shown that this ratio is not constant, but depends on the magnitude of the force acting on the most loaded rolling body and the size of the rings and rolling bodies of the bearing. In this regard the following is proposed, in order to determine the maximum load on the rolling bodies-rollers in the working area of the bearing using the developed methodology, the method of iterations or successive approximations is suggested to be used, the essence of which consists in the initial approximate determination of the force acting on the most loaded rolling body, subsequent determination of the load on the bearing and comparing it with the actual force. By repeating this process many times, it is possible to obtain the maximum force acting on the rolling elements in the working area of the bearing with any degree of accuracy.

**Keywords:** roller radial bearing, rolling elements, half-width of the contact pad, contact stresses

---

### For citation

Belousov YuV. Load distribution between rolling elements of roller bearings. *RUDN Journal of Engineering Research*. 2024;25(2):130–139. (In Russ.) <http://doi.org/10.22363/2312-8143-2024-25-2-130-139>

---

### Введение

*Подшипники качения* — это опоры валов и вращающихся осей, которые ориентируют их в пространстве и воспринимают действующие на них нагрузки. Причем характер опор зависит от схемы нагружения подшипников. Это может

быть как простая, так и двойная шарнирная опора, заделка [1–5]. Подшипники качения состоят из наружного и внутреннего колец, тел качения (шариков или роликов) и сепаратора, разделяющего тела качения. Наиболее часто применяются шариковые подшипники. Роликовые подшипники используются там, где не подходят

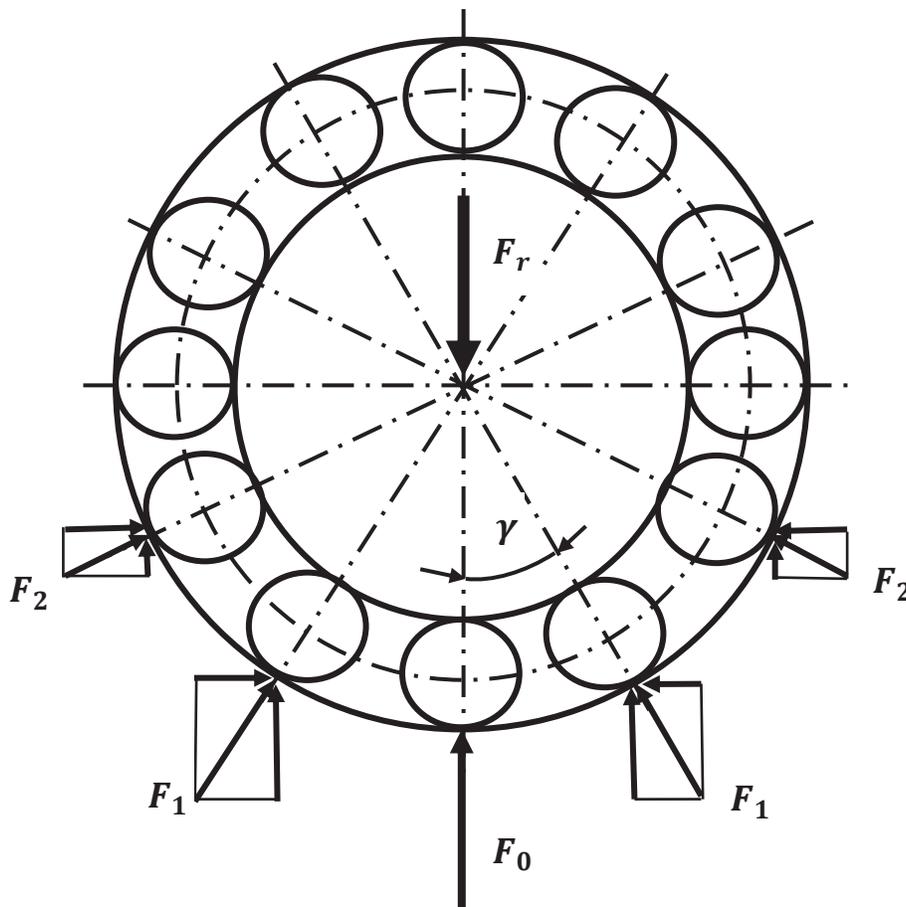
шариковые вследствие больших статических и динамических нагрузок.

Работоспособность подшипников в значительной степени зависит от контактных напряжений между телами качения и кольцами. Максимальные контактные напряжения возникают на поверхности наиболее нагруженного тела качения. Для их определения необходимо знать закон распределения нагрузки между телами качения. Данная задача носит название задачи Штрибека. Она довольно просто решается для шариковых подшипников. Для роликовых подшипников решение отсутствует. В литературе [6–12] имеются достаточно подробные сведения о специфике работы, характере контактного взаимодействия тел качения с кольцами

роликовых подшипников. Однако для решения данной задачи их явно недостаточно. Поэтому задача о нахождении силы, действующей на максимально нагруженное тело качения роликовых подшипников, является довольно актуальной.

## 1. Методы исследования

Рассмотрим роликовый радиальный подшипник. При приложении к подшипнику с углом контакта  $\alpha = 0^\circ$  радиальной силы  $F_r$  тела качения, находящиеся в нижней части подшипника, будут воспринимать нагрузки  $F_0, F_1, F_2, \dots, F_n$  (рис. 1). Тела качения будут нагружены неравномерно.



**Рис. 1.** Распределение нагрузки между телами качения в рабочей зоне подшипника

Источник: выполнено Ю.В. Белоусовым

**Figure 1.** Load distribution between rolling elements in the bearing working area  
Source: made by Yu.V. Belousov

Из условия равновесия следует, что

$$F_r = F_0 + 2 \cdot F_1 \cdot \cos \gamma + 2 \cdot F_2 \cdot \cos(2\gamma) + \dots + 2 \cdot F_n \cdot \cos(n\gamma), \quad (1)$$

где  $F_0$  — сила, действующая на наиболее нагруженное тело качения;  $\gamma$  — угол между смежными телами качения.

Сближение тел качения с кольцами подшипников можно найти по формулам для контакта цилиндров с параллельными осями [13–15]. Сближение тел качения с внутренним кольцом подшипника

$$\delta_i = 8,67 \cdot 10^{-6} \frac{F_i}{l\pi} \left( \frac{2}{3} + \ln \frac{4D_1 D_2}{c_i^2} \right), \quad (2)$$

с наружным кольцом

$$\delta_i = 8,67 \cdot 10^{-6} \frac{F_i}{l} (1 - \ln c_i), \quad (3)$$

где  $c_i$  — половина ширины прямоугольной площадки контакта тела качения с кольцом подшипника

$$c_i = \frac{2,35}{10^3} \sqrt{\frac{F_i}{l} \frac{D_1 D_2}{D_1 \pm D_2}}, \quad (4)$$

где  $l$  — длина тела качения;  $D_1$  — диаметр дорожки качения кольца подшипника;  $D_2$  — диаметр тела качения.

В формуле (4) знак «+» соответствует контакту тела качения с внутренним кольцом подшипника, а знак «−» с наружным.

Нагрузка  $F_r$  на корпусные детали передается наружным кольцом подшипника. Внутреннее кольцо обычно с натягом устанавливается на вал и является как бы его продолжением. Поэтому в данном случае правильнее будет рассмотреть контактное взаимодействие тел качения с наружным кольцом подшипника.

Из геометрических соотношений

$$\begin{aligned} \delta_1 &= \delta_0 \cos \gamma; \quad \delta_2 = \delta_0 \cos(2\gamma); \\ \delta_i &= \delta_0 \cos(i\gamma); \quad \gamma = 2\pi / z, \end{aligned} \quad (5)$$

где  $z$  — количество тел качения в подшипнике. Тогда

$$\cos(i\gamma) = \frac{\delta_i}{\delta_0} = \frac{F_i}{F_0} \frac{1 - \ln c_i}{1 - \ln c_0}. \quad (6)$$

Обозначим  $k_i = F_i / F_0$ . Используя свойства натурального логарифма, формулу (6) можно представить следующим образом:

$$\cos(i\gamma) = \frac{\ln \left( \frac{e}{c_i} \right)^{k_i}}{\ln \left( \frac{e}{c_0} \right)} = \log_{\left( \frac{e}{c_0} \right)} \left( \frac{e}{c_i} \right)^{k_i}. \quad (7)$$

Следовательно,

$$\left( \frac{e}{c_0} \right)^{\cos(i\gamma)} = \left( \frac{e}{c_i} \right)^{k_i}. \quad (8)$$

Теперь представим, что

$$c_0 = m\sqrt{F_0}; \quad c_i = m\sqrt{F_i}, \quad (9)$$

где для внутреннего кольца подшипника

$$m = \frac{2,35}{10^3} \sqrt{\frac{D_1 D_2}{(D_1 - D_2)l}}, \quad (10)$$

тогда

$$\left( \frac{e}{m\sqrt{F_0}} \right)^{\cos(i\gamma)} = \left( \frac{e}{m\sqrt{F_i}} \right)^{k_i}. \quad (11)$$

Возведем правую и левую часть выражения (11) в степень  $1/k_i$ . В результате получим

$$\left( \frac{e}{m\sqrt{F_0}} \right)^{\frac{\cos(i\gamma)}{k_i}} = \frac{e}{m\sqrt{F_i}}. \quad (12)$$

Откуда

$$\sqrt{F_i} = \frac{e}{m \left( \frac{e}{m\sqrt{F_0}} \right)^{\frac{\cos(i\gamma)}{k_i}}} \cdot \quad (13)$$

Возведем правую и левую часть формулы (13) в квадрат. Учтем также, что  $F_i = k_i F_0$ :

$$k_i F_0 = F_i = \left[ e / m \left( \frac{e}{m\sqrt{F_0}} \right)^{\frac{\cos(i\gamma)}{k_i}} \right]^2 \cdot \quad (14)$$

Из формулы (14) получим следующее выражение для  $k_i$ :

$$\begin{aligned} k_i &= \frac{1}{F_0} \left[ e / m \left( \frac{e}{m\sqrt{F_0}} \right)^{\frac{\cos(i\gamma)}{k_i}} \right]^2 = \\ &= \left[ e / m\sqrt{F_0} \left( \frac{e}{m\sqrt{F_0}} \right)^{\frac{\cos(i\gamma)}{k_i}} \right]^2 = \\ &= \left( \frac{e}{m\sqrt{F_0}} \right)^{2 \left( 1 - \frac{\cos(i\gamma)}{k_i} \right)}. \end{aligned}$$

Таким образом,

$$k_i = \left( \frac{e}{c_0} \right)^{2 \left( 1 - \frac{\cos(i\gamma)}{k_i} \right)}. \quad (15)$$

Далее обозначим

$$x = 2 \left( 1 - \frac{\cos(i\gamma)}{k_i} \right). \quad (16)$$

Тогда

$$k_i = \left( \frac{e}{c_0} \right)^x \cdot \quad (17)$$

Представим знаменатель формулы (17) в следующем виде [16]:

$$c_0^x = e^{x \ln c_0}, \quad (18)$$

тогда

$$k_i = \frac{e^x}{e^{x \ln c_0}} = e^{x(1 - \ln c_0)}. \quad (19)$$

Последняя формула в выражении (19) может быть заменена следующей приближенной формулой, полученной из ряда Тейлора для показателя степени при  $e$  меньше единицы [16]:

$$e^{x(1 - \ln c_0)} = 1 + x(1 - \ln c_0), \quad (20)$$

то есть

$$k_i = 1 + 2 \left( 1 - \frac{\cos(i\gamma)}{k_i} \right) (1 - \ln c_0). \quad (21)$$

В итоге приходим к квадратному уравнению относительно  $k_i$ :

$$ak_i^2 + bk_i + c = 0, \quad (22)$$

где

$$\begin{aligned} a &= 1; \quad b = 2 \ln c_0 - 3; \\ c &= 2 \cos(i\gamma)(1 - \ln c_0). \end{aligned} \quad (23)$$

Из двух корней уравнения (22) необходимо выбрать подходящий в данном случае корень. Таким образом, можно определить величину отношения сил, действующих на  $i$ -е и максимально нагруженное тело качения подшипника. Эта величина зависит от расположения тел качения в рабочей зоне подшипника и полуширины прямоугольной площадки контакта максимально нагруженного тела качения с наруж-

ным кольцом подшипника. Суммируя все силы, действующие на тела качения в нагруженной зоне, можно получить силу, действующую на подшипник, то есть решить обратную задачу по определению нагруженности тел качения в рабочей зоне подшипника.

## 2. Результаты и обсуждение

Теперь перейдем к прямой задаче. В литературных источниках [13; 17; 18] приводится формула, которая связывает силу, действующую на наиболее нагруженное тело качения с радиальной нагрузкой на подшипник  $F_r$ . Она выглядит следующим образом:

$$F_0 = \beta \frac{F_r}{z}. \quad (24)$$

В этой формуле  $\beta = 4,37$  для шариковых и  $\beta = 4,06$  для роликовых подшипников.

Формула (24) удобна для практического использования. Однако для роликовых подшипников, в которых, согласно вышеизложенному, сила, действующая на максимально нагруженное тело качения зависит от нескольких параметров, выглядит недостаточно убедительно.

Обратимся к конкретному примеру. Для этого рассмотрим, например, радиальный роликовый подшипник с короткими цилиндрическими роликами № 2306 по Государственному стандарту СССР ГОСТ 8328-75<sup>1</sup>, согласно которому данный подшипник имеет следующие характеристики: внутренний диаметр  $d = 30$  мм; наружный диаметр  $D = 72$  мм; диаметр тела качения  $D_2 = 10$  мм; длину тела качения  $l = 10$  мм. Количество тел качения подшипника  $z = 12$ . Поэтому в рабочей зоне подшипника будет находиться пять тел качения: одно в центре и по два с каждой стороны. Диаметр дорожки качения наружного кольца подшипника

$$D_1 = (d + D) / 2 + D_2 = \\ = (30 + 72) / 2 + 10 = 61 \text{ мм.}$$

Угол между смежными телами качения

$$\gamma = 2\pi / z = \pi / 6 = 30^\circ.$$

Предположим также, что на наиболее нагруженное тело качения действует сила  $F_0 = 1000$  Н. Тогда полуширина площадки контакта этого тела с наружным кольцом подшипника составит

$$c_o = \frac{2,35}{10^3} \left[ \frac{F_0}{l} \frac{D_1 D_2}{D_1 - D_2} \right]^{1/2} = \\ = \frac{2,35}{10^3} \left[ \frac{1000}{10} \frac{61 \cdot 10}{61 - 10} \right]^{1/2} = \\ = 0,081 \text{ мм} = 81 \text{ мкм.}$$

Для роликов, ближайших к наиболее нагруженному, то есть при  $i = 1$ , по формулам (23) получим

$$b = 2 \cdot \ln 0,081 - 3 = -8,0266;$$

$$c = 2 \cdot \cos 30^\circ (1 - \ln 0,081) = 6,0852.$$

Подходящий корень уравнения (22) в этом случае  $k_1 = F_1 / F_0 = 0,8476$ .

Для следующих двух крайних роликов в рабочей зоне подшипника ( $i = 2$ ) по формулам (23) получим

$$b = -8,0266;$$

$$c = 2 \cdot \cos 60^\circ (1 - \ln 0,081) = 3,5133.$$

Подходящий корень уравнения (22)

$$k_2 = F_2 / F_0 = 0,4646.$$

<sup>1</sup> ГОСТ 8328-75. Подшипники роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами. Типы и основные размеры. Государственный комитет СССР по стандартам. М.: Издательство стандартов, 1987. 27 с.

По формуле (1) найдем

$$F_r = F_0 \cdot (2 \cdot k_1 \cdot \cos \gamma + 2 \cdot k_1 \cdot \cos(2\gamma));$$

$$F_r = 1000 \cdot (2 \cdot 0,8476 \cdot \cos 30^\circ + 2 \cdot 0,4646 \cdot \cos 60^\circ)$$

$$= 2932,6863 \text{ Н.}$$

Тогда коэффициент  $\beta$  в формуле (24)

$$\beta = \frac{F_0 \cdot z}{F_r} = \frac{1000 \cdot 12}{2932,6863} = 4,0918.$$

Анализируя данные приведенного примера, можно отметить, что для роликов, ближайших к наиболее нагруженному, которые, в свою очередь, нагружены гораздо больше остальных, второе слагаемое в формуле (20) много меньше единицы (точнее  $-0,1524$ ). Поэтому погрешность определения силы, действующей на эти ролики, не превышает 1,5 % [16; 19]. Для остальных роликов погрешность составит примерно 10...15 %. Однако силы, действующие на эти ролики, гораздо меньше, а их доля в общем балансе сил незначительна. Таким образом, точность приведенных расчетов вполне удовлетворительна.

Согласно предлагаемой методике, распределение нагрузки между телами качения в рабочей зоне подшипника зависит от их расположения и размеров площадки контакта максимально нагруженного тела качения с наружным кольцом подшипника. При этом размеры площадки контакта в значительной степени зависят от силы, воспринимаемой телом качения. Поэтому следует ожидать, что коэффициент  $\beta$  также будет зависеть от этой силы. Для иллюстрации данного предположения примем в приведенном выше примере силу  $F_0 = 500 \text{ Н}$ . Получим, что  $\beta = 4,0832$ . Когда  $F_0 = 1500 \text{ Н}$ ,  $\beta = 4,0978$ . То есть с уменьшением нагрузки на подшипник величина коэффициента  $\beta$  также уменьшается, а значит, уменьшается и степень нагруженности тел качения в его рабочей зоне, и наоборот. Причем значения коэффициента  $\beta$ , полученные в примерах, отличаются от дан-

ных работ [13; 17]. И на этом отличия не заканчиваются. Здесь речь идет о конкретном подшипнике, приведенном в примере. Для других подшипников этого типа данная тенденция, очевидно, будет сохраняться. В данном случае степень изменения коэффициента  $\beta$  невелика. Для других подшипников ситуация может измениться, так как размеры площадок контакта зависят также и от размеров колец и тел качения подшипников.

Поскольку точное значение коэффициента  $\beta$  в каждом конкретном случае неизвестно, для нахождения максимальной нагрузки на тела качения в рабочей зоне подшипников будет целесообразно использовать метод итераций или последовательных приближений. Первоначально нагрузку можно определять по формуле (24), положив в ней коэффициент  $\beta$  равным, например, 4,09, то есть среднему значению в рассмотренном примере. Затем по формуле (4) определить в первом приближении полуширину площадки контакта наиболее нагруженного тела качения с наружным кольцом подшипника. Далее найти подходящие корни уравнения (22) для всех тел качения в рабочей зоне подшипника и по формуле (1) найти силу  $F_r$ . Полученную силу следует сравнить с действующей. Повторяя этот процесс несколько раз, можно получить искомую силу  $F_0$  с любой степенью точности.

Следует, однако, отметить, что процесс вычисления здесь довольно трудоемкий. Наибольшую трудность представляет нахождение подходящих корней квадратного уравнения. Поэтому для решения этой задачи необходимо разработать специальную программу расчета.

## Заключение

Разработана методика определения соотношения сил, действующих на тела качения в рабочей зоне роликового радиального однорядного подшипника, согласно которой отношение сил, действующих на  $i$ -е и максимально нагруженное тело качения, зависит от расположения

тела качения в рабочей зоне и полуширины прямоугольной площадки контакта максимально нагруженного тела качения с наружным кольцом подшипника. Эта методика позволяет путем суммирования всех сил, действующих на тела качения в рабочей зоне, определять результирующую силу или силу, нагружающую подшипник, то есть решать обратную задачу по определению нагруженности тел качения в рабочей зоне подшипника: по известной максимальной силе, действующей на ролики в рабочей зоне, определять силу, нагружающую сам подшипник.

На этой основе для конкретных примеров решена прямая задача по определению нагруженности тел качения. В результате получено соотношение между радиальной силой в подшипнике и силой, действующей на максимально нагруженное тело качения. Показано, что данное соотношение отличается от принятого в современной практике расчета данных подшипников. Показано также, что данное соотношение не является неизменным. Оно зависит от величины силы, действующей на наиболее нагруженное тело качения, а также от размеров колец и тел качения подшипников.

Поскольку соотношение между радиальной силой в подшипнике и силой, действующей на максимально нагруженное тело качения, не является неизменным, то для определения максимальной нагрузки на тела качения-ролики в рабочей зоне подшипника с использованием разработанной методики предлагается использовать метод итераций или последовательных приближений, сущность которого состоит в первоначальном приближенном определении силы, действующей на наиболее нагруженное тело качения, последующем определении нагрузки на подшипник и сравнении ее с действительной силой. Многократно повторяя этот процесс, можно получить максимальную силу, действующую на тела качения в рабочей зоне подшипника с любой степенью точности. Однако процесс вычисления здесь довольно трудоемкий. Наибольшую трудность представляет нахождение подходящих корней

квадратного уравнения. Поэтому для решения этой задачи необходимо разработать специальную программу расчета.

### Список литературы

1. Кириловский В.В., Белоусов Ю.В. Теоретическое обоснование новых особенностей работы подшипников качения в условиях комбинированного нагружения // Вестник Российского университета дружбы народов. Серия: Инженерные исследования. 2021. Т. 18. № 2. С. 184–195. <http://doi.org/10.22363.2312-8143-2021-22-2-184-195>.
2. Кириловский В.В., Белоусов Ю.В. Экспериментальная проверка новых особенностей работы подшипников в условиях комбинированного нагружения // Строительная механика инженерных конструкций и сооружений. 2021. Т. 17. № 3. С. 278–287. <http://doi.org/10.22363/1815-5235-2021-17-278-287>
3. Белоусов Ю.В., Кириловский В.В., Рекач Ф.В. Исследование влияния степени соприкосновения поверхностей качения на контактные напряжения в шариковых радиальных подшипниках // Вестник Российского университета дружбы народов. Серия: Инженерные исследования. 2022. Т. 23. № 3. С. 213–223. <http://doi.org/10.22363/2312-8143-2022-23-3-213-223>
4. Орлов А.В. Повышение статической грузоподъемности шарикоподшипников // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2009. № 5. С. 67–70. EDN: KUIAEN
5. Полубарьев И.Н., Дворянинов И.Н., Салиев Е.Р. Экспериментальная проверка нового подхода к определению нагрузок, действующих на шариковые радиальные однорядные подшипники // Форум молодых ученых. 2017. № 9 (13). С. 591–600. EDN: ZSJYWB
6. Bogdański S., Trajer M.A. Dimensionless multi-size finite element model of a rolling contact fatigue crack // Wear. March 2005. Vol. 258. Iss. 7–8. P. 1265–1272. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2004.03.036>
7. Golmohammadi Z., Sadeghi F. A 3D finite element model for investigating effects of refurbishing on rolling contact fatigue // Tribology Transactions. 2020. Vol. 63. Iss. 2. P. 251–264. <https://doi.org/10.1080/10402004.2019.1684606>
8. Paulson N.R., Evans N.E., Bomidi J.A.R., Sadeghi F., Evans R.D., Mistry K.K. A finite element model for rolling contact fatigue of refurbished bearings // Tribology International. 2015. Vol. 85. P. 1–9. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2014.12.006>
9. Weinzapfel N., Sadeghi F., Bakolas V. A 3D finite element model for investigating effects of material micro-

structure on rolling contact fatigue // *Tribology and Lubrication Technology*. 2011. Vol. 67. Iss. 1. P. 17–19.

10. Abdullah M.U., Khan Z.A., Kruhoeffler W., Blass T. A 3D finite element model of rolling contact fatigue for evolved material response and residual stress estimation // *Tribology Letters*. 2020. Vol. 68. P. 122. <https://doi.org/10.1007/s11249-020-01359-w>

11. Lin H., Wu F., He G. Rolling bearing fault diagnosis using impulse feature enhancement and nonconvex regularization // *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2020. Vol. 142. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2020.106790>

12. Wang H., Du W. A new K-means singular value decomposition method based on self-adaptive matching pursuit and its application in fault diagnosis of rolling bearing weak fault // *International Journal of Distributed Sensor Networks*. 2020. Vol. 16. Iss. 5. <https://doi.org/10.1177/1550147720920781>

13. Носов В.Б., Карпунин И.М., Федотов Н.Н. Подшипниковые узлы современных машин и приборов: энциклопедический справочник. М.: Машиностроение, 1997. 640 с.

14. Тимошенко С.П., Гудьер Дж. Теория упругости. М.: Наука, 1975. 576 с.

15. Gaikwad J.A., Gholap Y.B., Kulkarni J.V. Bearing fault detection using Thomson's multitaper periodogram // 2018 Second International Conference on Intelligent Computing and Control Systems (ICICCS). 2018. P. 1135–1139. <https://doi.org/10.1109/ICICCS.2018.8663183>

16. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов. Изд. 10-е, стер. М.: Наука, 1964. 608 с.

17. Перель Л.Я., Филатов А.А. Подшипники качества: расчет, проектирование и обслуживание опор: справочник. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1992. 608 с.

18. Smith W.A., Randall R.B. Diagnostics using the case western reserve university data: a benchmark study // *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2015. Vol. 64–65. P. 100–131. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2015.04.021>

19. Gao Z., Lin J., Wang X., Xu X. Bearing fault detection based on empirical wavelet transform and correlated kurtosis by acoustic emission // *Materials*. 2017. Vol. 10. Iss. 6. P. 571. <https://doi.org/10.3390/ma10060571>

## References

1. Kirilovskiy VV, Belousov YuV. Theoretical substantiation of new features of rolling bearings operation under combined loading conditions. *RUDN Journal of Engineering Research*. 2021;22(2):184–195. (In Russ.) <https://doi.org/10.22363/2312-8143-2021-22-2-184-195>

2. Kirilovskiy VV, Belousov YuV. Experimental verification of new features of bearing operation under combined loading conditions. *Construction Mechanics of Engineering Structures and Structures*. 2021;17(3):278–287. (In Russ.) <https://doi.org/10.22363/1815-5235-2021-2021-17-3-278-287>

3. Belousov YuV, Kirilovskiy VV. Investigation of the influence of the degree of contact of rolling surfaces on contact stresses in ball radial bearing. *RUDN Journal of Engineering Research*. 2022;23(3):213–223. (In Russ.) <http://doi.org/10.22363/2312-8143-2022-23-3-213-223>.

4. Orlov AV. Increasing the static load capacity of ball bearing. *Problems of mechanical engineering and machine reliability*. 2009;(5):67–70. (In Russ.) EDN: KUIAEH

5. Polubaryev IN, Dvoryaninov IN, Saliev ER. Experimental verification of a new approach to the determination of the loads acting on the single-row radial ball bearings. *Forum Molodyh Uchenyh*. 2017;9(13):591–600. (In Russ.) EDN: ZSJYWB

6. Bogdański S, Trajer MA. Dimensionless multi-size finite element model of a rolling contact fatigue crack. *Wear*. 2005;258(7–8):1265–1272. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2004.03.036>

7. Golmohammadi Z, Sadeghi FA. 3D finite element model for investigating effects of refurbishing on rolling contact fatigue. *Tribology Transactions*. 2020;63(2):251–264. <https://doi.org/10.1080/10402004.2019.1684606>

8. Paulson NR, Evans NE, Bomidi JAR, Sadeghi F, Evans RD, Mistry KK. A finite element model for rolling contact fatigue of refurbished bearings. *Tribology International*. 2015;85:1–9. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2014.12.006>

9. Weinzapfel N, Sadeghi F, Bakolas V. A 3D finite element model for investigating effects of material microstructure on rolling contact fatigue. *Tribology and Lubrication Technology*. 2011;67(1):17–19.

10. Abdullah MU, Khan ZA, Kruhoeffler W, Blass T. A 3D finite element model of rolling contact fatigue for evolved material response and residual stress estimation. *Tribology Letters*. 2020;68:122. <https://doi.org/10.1007/s11249-020-01359-w>

11. Lin H, Wu F, He G. Rolling bearing fault diagnosis using impulse feature enhancement and nonconvex regularization. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2020;142:106790. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2020.106790>

12. Wang H, Du W. A new K-means singular value decomposition method based on self-adaptive matching pursuit and its application in fault diagnosis of rolling bearing weak fault. *International Journal of Distributed Sensor Networks*. 2020;16(5). <https://doi.org/10.1177/1550147720920781>

13. Nosov VB. *Bearing units of modern machines and devices: Encyclopedic reference book*. Moscow: Mashinostroenie Publ.; 1997. (In Russ.)
14. Timoshenko SP, Goodyear J. *Theory of elasticity*. Moscow: Nauka Publ. (In Russ.)
15. Gaikwad JA, Gholap YB, Kulkarni JV. Bearing fault detection using Thomson's multitaper periodogram. *2018 Second International Conference on Intelligent Computing and Control Systems (ICICCS)* Madurai; 2018. p. 1135–1139. <https://doi.org/10.1109/ICCONS.2018.8663183>
16. Bronstein IN, Semendyaev KA. *Handbook of mathematics for engineers and students of higher education institutions. Tenth edition, stereotypical*. Moscow: Nauka Publ.; 1964.
17. Perel LYa, Filatov AA. *Rolling bearings: Calculation, design and maintenance of supports: Handbook*. Moscow: Mashinostroenie Publ.; 1992. (In Russ.)
18. Smith WA, Randall RB. Diagnostics using the case western reserve university data: a benchmark study. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2015;64–65:100–131. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2015.04.021>
19. Gao Z, Lin J, Wang X, Xu X. Bearing fault detection based on empirical wavelet transform and correlated kurtosis by acoustic emission. *Materials*. 2017;10(6):571. <https://doi.org/10.3390/ma10060571>

#### Сведения об авторе

**Белюсов Юрий Вениаминович**, кандидат технических наук, доцент кафедры основ конструирования машин, Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет), Москва, Россия; доцент департамента строительства инженерной академии, Российский университет дружбы народов, Москва, Россия; eLIBRARY SPIN-код: 7102-6966, ORCID: 0000-0002-7591-8313; E-mail: juvbelousov@bmstu.ru

#### About the author

**Yuriy V. Belousov**, PhD (Technical Sciences), Associate Professor of the Department of Basic of Machine Designing, Bauman Moscow State Technical University (National Research University), Moscow, Russia; Associate Professor of the Department of Civil Engineering, Academy of Engineering, RUDN University, Moscow, Russia; eLIBRARY SPIN-code: 7102-6966, ORCID: 0000-0002-7591-8313; E-mail: juvbelousov@bmstu.ru