

## ВЛИЯНИЕ ЗАЗОРА В РАДИАЛЬНЫХ РОЛИКОВЫХ ПОДШИПНИКАХ НА ИХ ЖЕСТКОСТЬ

*Нахатакян Ф.Г., Пузакина А.К., Нахатакян Д.Ф., Зенкина Я.П.*

*Институт машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук,  
Москва*

**Ключевые слова:** роликовый подшипник, жесткость подшипника, радиальный зазор в подшипнике, максимально нагруженный ролик, контактные напряжения, упругая деформация.

**Аннотация.** Изложено аналитическое решение задачи о влиянии радиального зазора в роликовых подшипниках на их жесткость. Рассмотрены две схемы нагружения подшипника радиальной силой – когда она проходит по центру максимально нагруженного ролика, и когда – между двумя максимально нагруженными роликами. Для оценки влияния зазора на параметры нагруженности подшипника, исследованы случаи как при отсутствии зазора, так и при его наличии.

## THE EFFECT OF CLEARANCE IN RADIAL ROLLER BEARINGS ON THEIR STIFFNESS

*Nakhatakyan F.G., Puzakina A.K., Nakhatakyan D.F., Zenkina Ya.P.*

*Mechanical Engineering Research Institute of the Russian Academy of Sciences,  
Moscow*

**Keywords:** roller bearing, bearing stiffness, radial clearance in the bearing, maximum loaded roller, contact stresses, elastic deformation.

**Abstract.** An analytical solution to the problem of the effect of radial clearance in roller bearings on their stiffness is presented. Two schemes of loading a bearing with radial force are considered - when it passes through the center of the maximally loaded roller, and when it passes between two maximally loaded rollers. To assess the effect of the gap on the load parameters of the bearing, cases have been investigated both in the absence of a gap and in its presence.

Подшипниковый узел является важнейшим элементом современных машин и приборов, и корректный расчет его нагруженности, а также максимальных контактных напряжений в их сопряжениях, является весьма актуальной задачей [1-6]. Известно [1], что зазор в подшипнике сильно влияет на параметры нагруженности – его наличие приводит к увеличению неравномерности распределения нагрузки по телам качения и, как следствие, к сильному снижению нагрузочной способности опоры.

В работе исследуется влияние радиального зазора в роликовом подшипнике на его жесткость. Для решения задачи достаточно рассмотреть два характерных случая расположения тел качения относительно линии действия внешней нагрузки на подшипник – когда внешняя радиальная сила проходит по центру максимально нагруженного ролика, (далее – схема 1, рис. 1), и когда внешняя радиальная сила проходит между максимально нагруженными роликами (схема 2). Очевидно, жесткость подшипников этих схем разная, что может являться источником в том числе колебаний в роторных системах [3].

Исследования показали, что точное решение задачи сводится к решению системы двух уравнений: совместности деформаций, зазоров и перемещений для элементов подшипника (тел качения):  $W_i = \alpha_i - S_i$ , где  $i = 0, 1, 2, \dots, N$ ; здесь  $W_i$ ,  $\alpha_i$ ,  $S_i$  – упругая деформация, перемещение и зазор на  $i$ -ом элементе; и уравнения равновесия:  $P_0 + 2 \sum_{i=0}^N P_i \cos \gamma_i = F_r$ , – для первой схемы, и  $2 \sum_{i=1}^N P_i \cos \gamma_i = F_r$ , – для второй, где  $P_i$ ,  $F_r$  – нагрузка на  $i$ -ом элементе и внешняя сила на подшипник соответственно;  $\gamma_i$  – угол  $i$ -го элемента подшипника относительно вертикали, параметр  $N$  определяется как  $N = (N_0 - 1) / 2$ , где  $N_0$  – количество воспринимающих внешнюю силу роликов, (все указанные параметры в работе определены).

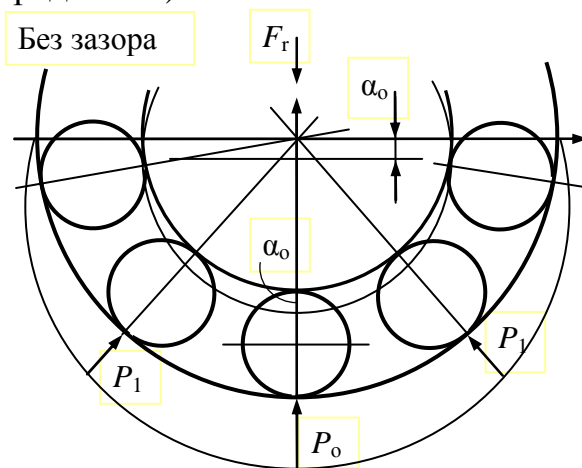


Рис. 1. Распределение внешней силы по телам качения (схема 1)

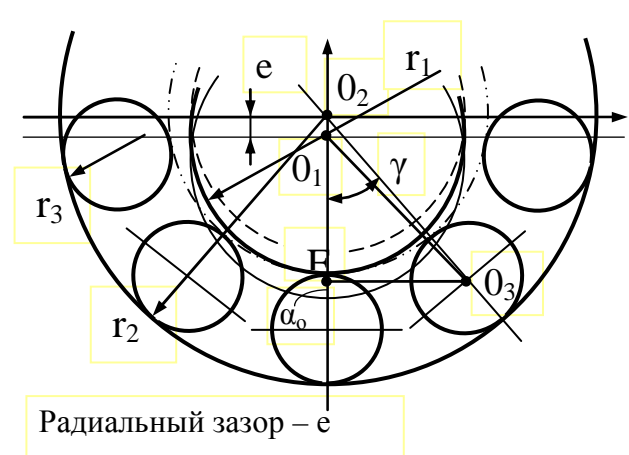


Рис. 2. Нагружение подшипника при наличии радиального зазора

Упругая деформация  $i$ -го элемента в роликовом подшипнике в формуле совместности определена в работе [7], в которой податливость  $\delta$  с одним роликом, приведена в работе [2].

Задача решена для обеих схем нагружения, как при отсутствии зазора, так и при его наличии. Получены аналитические формулы для величин жесткости в явном виде от радиального зазора, например для первой схемы получена формула

для жесткости подшипника в виде  $C = \frac{1}{\delta} \cdot \frac{1 + N + \bar{N}_1}{1 + e(\bar{N}_2 - 2 - N - \bar{N}_1) / F_r \delta}$ , где  $e$  –

радиальный зазор в подшипнике;  $\bar{N}_1$ ,  $\bar{N}_2$  – безразмерные параметры, функции от характеристик подшипника.

Анализ полученных зависимостей показал, что при отсутствии зазора жесткость подшипника при нагружении указанными схемами практически не меняется. Однако с увеличением зазора жесткость падает, что видно из рисунка 3.

Зависимость отношения жесткости 1-й схемы ко 2-й от безразмерного зазора приведена на рисунке 4, из которого видно, что, с увеличением радиального зазора, жесткость по второй схеме падает сильнее, что может являться источником, в том числе колебаний в роторных системах.

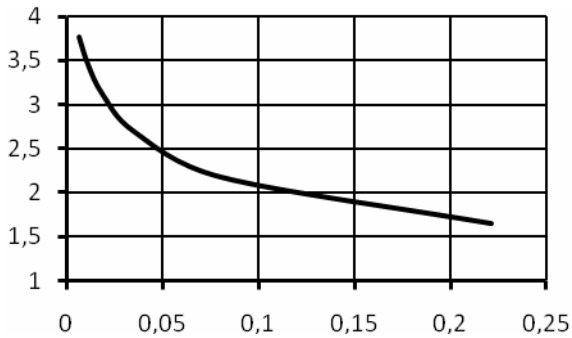


Рис. 3. Зависимость безразмерной жесткости от зазора (мм) для 1-й схемы

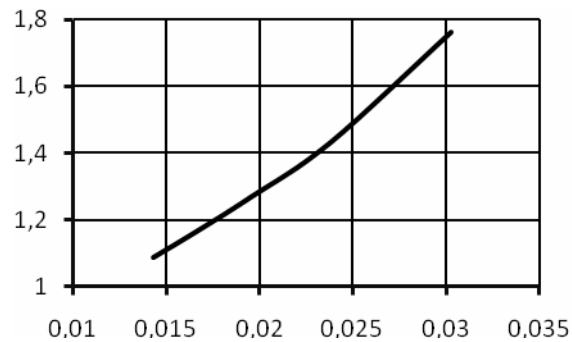


Рис. 4. Зависимость отношения жесткости 1-й схемы к 2-й от безразмерного зазора

Таким образом, определены параметры роликовых подшипников, которые могут быть использованы при расчете их нагруженности.

### Список литературы

1. Орлов А.В. Влияние износа на работоспособность опор качения // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2007. – №5. – С. 71-79.
2. Нахатакян Ф.Г. Податливость роликовых подшипников // Вестник машиностроения. – 2015. – №2. – С. 19-21.
3. Орлов А.В. Определение нагруженности рабочих поверхностей опор качения // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2008. – № 5. – С. 73-79.
4. Timken Aerospace Design Guide for Precision Metric Ball and Cylindrical Roller Bearings. <http://www.timken.com/en-us/products/bearings/productlist/aerospace/Documents/aerospaceproductdesignguide.pdf>.
5. Elmidany T. et al. Optimal Interference in Radial Cylindrical Roller Bearings // J. Engineering Applied Science-Cairo. 2007, vol. 54, no. 2, pp. 189-204.
6. Пинегин С.В., Фролов К.В. Вибрации и шум подшипников качения // Машиноведение. – 1966. – №2. – С. 36-45.
7. Нахатакян Ф.Г. Сближение упругих тел конечных размеров при начальном касании по линии // Вестник машиностроения. – 2014. – № 2. – С. 24-27.

### Сведения об авторах:

*Нахатакян Филарет Гургенович* – д.т.н., ведущий научный сотрудник;

*Пузакина Алла Константиновна* – научный сотрудник;

*Нахатакян Давид Филаретович* – младший научный сотрудник;

*Зенкина Яна Павловна* – аспирант.