

## Машиностроение Mechanical engineering

Научная статья

Статья в открытом доступе

УДК 539.43

doi: 10.30987/2782-5957-2024-8-4-11

### ВЛИЯНИЕ ВИБРАЦИИ НА ИЗНОС БУКСОВОГО ПОДШИПНИКА

Татьяна Викторовна Иншакова<sup>1✉</sup>, Михаил Геннадьевич Шалыгин<sup>2</sup>

<sup>1,2</sup> Брянский государственный технический университет, Брянск, Россия

<sup>1</sup> tanya.inschakova@yandex.ru

<sup>2</sup> migshalygin@yandex.ru; <https://orcid.org/0000-0002-8102-9918>

#### Аннотация

Цель исследования заключается в определении влияния вибрации на износ деталей буксового подшипника качения. Задачи исследования – получить зависимости скорости и интенсивности изнашивания элементов подшипника в зависимости от времени, определить наиболее неблагоприятные факторы, воздействующие на подшипник, оценить методы повышения износостойкости и виброустойчивости деталей буксового подшипника качения. Подшипник испытывался на токарно-винторезном станке 1К62 под действием и без действия осевой вибрации. Износ рассчитывался для беговой дорожки массовым методом, путем останова испытаний и измерения потери массы (с точностью - 1 г). Путь трения ролика для определения интенсивности изнашивания рассчитывался аналитически. Научная новизна работы состоит в подтверждении

гипотезы о неблагоприятном влиянии вибрации на износ и предложении методов и способов повышения виброустойчивости деталей подшипника качения. Результаты испытаний и расчетов представлены в виде графиков, на которых показано влияние вибрации на детали буксового подшипника в виде кривой изнашивания, которая имеет нелинейную зависимость от времени испытаний, а также кривой изнашивания для испытаний без действия вибрации. Определены основные факторы, влияющие на фреттинг-износ буксовых подшипников качения, предложены методы по повышению их виброустойчивости и износостойкости.

**Ключевые слова** подшипник качения, фреттинг-износ, вибрация, интенсивность, изнашивание, скорость, виброустойчивость.

Ссылка для цитирования:

Иншакова Т.В. Влияние вибрации на износ буксового подшипника / Т.В. Иншакова, М.Г. Шалыгин // Транспортное машиностроение. – 2024. - № 8. – С. 4-11. doi: 10.30987/2782-5957-2024-8-4-11.

Original article

Open Access Article

### VIBRATION IMPACT ON THE WEAR OF THE AXLE BOX BEARING

Tatyana Viktorovna Inshakova<sup>1✉</sup>, Mikhail Gennadievich Shalygin<sup>2</sup>

<sup>1,2</sup> Bryansk State Technical University, Bryansk, Russia

<sup>1</sup> tanya.inschakova@yandex.ru

<sup>2</sup> migshalygin@yandex.ru; <https://orcid.org/0000-0002-8102-9918>

#### Abstract

The study objective is to determine the effect of vibration on the wear of the parts of a rolling axle box bearing. The tasks of the study are to obtain dependences of the speed and wear intensity of bearing elements depending on time, to determine the most unfavorable factors affecting the bearing, to evaluate meth-

ods for increasing wear resistance and vibration resistance of parts of a rolling axle box bearing. The bearing is tested on 1K62 screw-cutting lathe under the action and without the action of axial vibration. Wear is calculated for the treadmill using a mass method, by stopping tests and measuring mass loss (with an accu-

racy of 1g). The friction path of the roller to determine the wear intensity is calculated analytically. The scientific novelty of the work consists in confirming the hypothesis about the adverse effect of vibration on wear and suggesting methods and ways to increase the vibration resistance of rolling axle box bearing parts. The results of the tests and calculations are presented as graphs showing the effect of vibration on the axle

box bearing parts in the form of a wear curve, which has a nonlinear dependence on the test time, as well as a wear curve for tests without vibration. The main factors influencing the fretting wear of rolling axle bearings are determined, methods for increasing their vibration resistance and wear resistance are proposed.

**Keywords:** rolling bearing, fretting wear, vibration, intensity, wear, speed, vibration resistance.

Reference for citing:

Inshakova TV, Shalygin MG. Vibration impact on the wear of the axle box bearing. *Transport Engineering*. 2024;8:4-11. doi: 10.30987/2782-5957-2024-8-4-11.

## Введение

Как известно, при вращении оси колесной пары на её цапфы действуют переменные по направлению и величине динамические силы [1], которые передаются через корпус буксы к подшипнику, вызывая вибрации. В работе говорится, что в условиях малых колебательных перемещений под действием вибраций контакт тел влечет возникновение фреттинг-износа. В результате вибраций также возможны значительные повреждения сепаратора, что влечет за собой повреждения и других деталей подшипника. Об износе вследствие вибраций описывается в работе [2] и в каталогах буксовых подшипников. Вибрации не вращающегося подшипника порождают

малые относительные перемещения между телами качения и кольцами подшипника. Под влияние такого процесса со временем на дорожках качения возникают углубления, что говорит о возникновении фреттинг-коррозии. Роликоподшипники более чувствительны к вибрациям, чем шарикоподшипники. Последствия действия вибрации могут приводить к фреттинг-коррозии в подшипниках качения, а в дальнейшем и выходу всего узла из строя. Поэтому проблема вибрации в подшипниках является актуальной. Целью настоящей работы являлось определение связи вибрации и износа роликов подшипника.

## Материалы, модели, эксперименты и методы

Объект исследования – буксовый подшипник (рис. 1). Подшипник представляет из себя два спаренных однорядных конических роликоподшипника качения. Внутренние и наружные кольца, а также ролики изготовлены из стали (твердость

колец 48...50 HRC, роликов – 62 HRC). Материал сепаратора – полиамид. Материал колец и роликов – подшипниковая сталь. В табл. 1 приведен химический состав внутреннего и внешнего колец, измеренный на спектрометре Искролайн.

Таблица 1

Химический состав внутреннего кольца и ролика

Table 1

Chemical composition of the inner ring and the roller

Элемент	C	Cr	Cu	Mn	Mo	Ni	P	S	Si	V	Al	As	Co	Nb	Sn	Ti	Zr
Внутреннее кольцо	>0,9	<4,9	0,096	1,026	0,038	0,565	0,065	0,036	0,157	0,196	-	-	-	-	-	-	-
Ролик	>1,6	2,272	1,036	0,467	1,114	0,245	-	-	-	0,002	>1	>0,2	0,289	0,612	0,050	>0,6	>0,1

Испытания подшипника на действие осевой вибрации проводились на токарно-винторезном станке 1К62 при частоте вращения шпинделя 1000 об/мин. Вибра-

ция создавалась механически, посредством толкателя *ELDRO*. Виброперемещения измеряли посредством смещения наружного кольца с помощью датчика *Omron ZX1-*

100, с точностью 0,2 мкм. Износ определялся массовым методом, путем останова испытаний и измерения потери массы подшипника на промышленных весах с точностью 1 г.



Рис. 1. Буксовый подшипник  
Fig.1. Axle box bearing

### Результаты и обсуждение

Путь трения можно определить через площадь контакта. Предполагаем, что подвижным является наружное кольцо подшипника. Между роликом и кольцом осуществляется герцевский контакт (контакт двух цилиндров), рис. 2. В качестве сжимающей силы принимаем максимальную радиальную нагрузку.

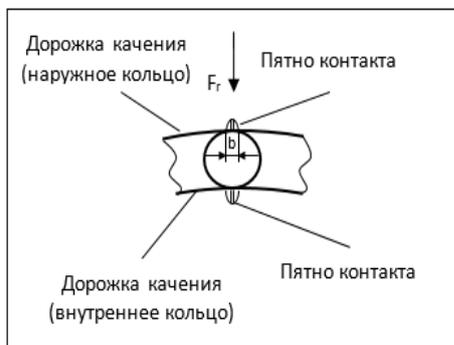


Рис. 2. Схема контакта между роликом и кольцами подшипника

Fig. 2. Diagram of the contact between the roller and the bearing rings

Полуширина пятна контакта ролика с наружным кольцом определяется по выражению, [3]

$$b = \sqrt{\frac{4P_1(k_1+k_2)R_1R_2}{R_1+R_2}}, \quad (2)$$

где  $k_1 + k_2$  вычисляется по формуле

$$k_1 + k_2 = \frac{1-\mu^2}{\pi E} + \frac{1-\mu^2}{\pi E}, \quad (3)$$

где  $E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^{11}$  Па – модули упругости материалов контактирующих поверхностей (ролика и кольца);  $\mu_1 = \mu_2 =$

Полное время испытаний – 1500 час, нагрузка (осевая сила – 7 Н). Диаметр дорожки качения наружного кольца  $D_k = 250$  мм, диаметр дорожки качения внутреннего кольца  $d_k = 175$  мм, средний диаметр ролика  $d = (22,0 - 20,5)/2 + 20,5 = 21,25$  мм, максимальная радиальная нагрузка  $F_r = 50$  кН.

Износ беговой дорожки определялся весовым методом по зависимости

$$m_i = \frac{m-m_0}{n_p}, \quad (1)$$

где  $m_i$  – износ по массе беговой дорожки под одним роликом;  $m$  – масса подшипника после испытаний;  $m_0$  – масса подшипника до испытаний;  $n_p$  – число роликов в подшипнике.

0,3 – коэффициенты Пуассона материалов контактирующих поверхностей (ролика и кольца).

Тогда

$$k_1 + k_2 = \frac{1 - 0,3^2}{\pi 2,1 \cdot 10^{11}} + \frac{1 - 0,3^2}{\pi 2,1 \cdot 10^{11}} = 2,759 \cdot 10^{-12} \text{Па}^{-1},$$

$$R_1 = \frac{d}{2} = \frac{21,25}{2} = 10,625 \text{ мм},$$

$$R_2 = -\frac{D_k}{2} = \frac{-250}{2} = -125 \text{ мм}.$$

Угол контакта, согласно [4] (рис. 3) составляет:  $\alpha = 10...17^\circ$ . Принимаем  $\alpha = 14^\circ$ . Сжимающую сила на единицу длины цилиндра определяется по выражению

$$P_1 = \frac{F_r}{l \cos(14^\circ)} \left(\frac{1}{2}\right), \quad (4)$$

где  $l = 30$  мм – длина ролика (пятна контакта);  $(\frac{1}{2})$  – нагрузка на один из двух рядов подшипника.

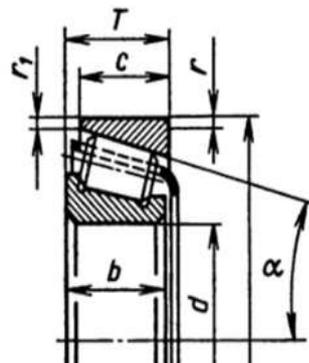


Рис. 3. Угол контакта подшипника  
Fig.3. Contact angle of the bearing

Откуда

$$P_1 = \frac{50000}{0,030 \cdot 0,97} \left(\frac{1}{2}\right) = 859106,5 \text{ Н/м.}$$

Тогда полуширина пятна контакта равна

$$b = \sqrt{\frac{4 \cdot 859106,5 \cdot (2,759 \cdot 10^{-12}) \cdot 10,625 \cdot (-125) \cdot 10^{-6}}{(10,625 - 125) \cdot 10^{-3}}} = 0,0003318 \text{ м} = 0,3318 \text{ мм.}$$

Ширина пятна контакта

$$B_{\text{наруж}} = 2b = 2 \cdot 0,3318 = 0,6672 \text{ мм.}$$

Проделав то же самое для внутреннего кольца, получаем ширину пятная контакта  $B_{\text{внутр}} = 0,6636 \text{ мм.}$

За один поворот ролик проходит расстояние, равное длине его окружности, при этом один раз касается наружного кольца и один раз внутреннего. Тогда длина окружности дорожки качения наружного кольца

$$L_{\text{нк}} = 2\pi \left| \frac{D_k}{2} \right| = 2\pi \left| \frac{250}{2} \right| = 785,375 \text{ мм.}$$

Длина окружности ролика

$$L_{\text{нк}} = 2\pi \left| \frac{d}{2} \right| = 2\pi \left| \frac{21,25}{2} \right| = 66,757 \text{ мм.}$$

Следовательно, ролик проходит окружность за  $n = 11,765$  оборотов.

Путь трения верхней точки равен

$$L_{\text{вм}} = 11 \cdot 0,6636 + 11 \cdot 0,6672 + 0,6672 = 15,97 \text{ мм.}$$

Номинальная площадь пятна контакта (для ролика и наружного кольца) равна

$$A_n = Bl = 0,6636 \cdot 30 = 19,908 \text{ мм}^2.$$

Полный путь трения  $L$  получаем, умножив ширину пятна контакта в верхней

точке с одним роликом  $B_{\text{внутр}} = 0,6636 \text{ мм}$  на число касаний верхнего кольца одного ролика  $N$

$$L = BN, \quad (5)$$

где  $N$  определяется по формуле

$$N = nft, \quad (6)$$

где  $f = 1000 \text{ об/мин}$  – частота вращения шпинделя испытательного станка;  $n = \frac{1}{11,765}$  – число касаний одним роликом верхнего кольца за один оборот;  $t = 1500 \cdot 60 = 90000 \text{ мин}$  – время в конечной точке испытаний;  $ft$  – количество оборотов за время  $t$ .

Тогда путь трения ролика

$$L = 0,6636 \frac{1}{11,765} 1000 \cdot 90000 = 5076413 \text{ мм.}$$

Интенсивность массового изнашивания определяется по выражению

$$J_m = M/A_n L, \quad (7)$$

где  $M$  – масса изношенного металла.

Связь между массовым  $J_m$  и линейным  $J_h$  износом выражается с помощью зависимости

$$J_h = J_m/\rho, \quad (8)$$

где  $\rho$  – плотность материала.

Результаты испытаний приведены в табл. 2. Для получения достоверных результатов и исключения случайных величин, исследование было проведено три раза, поэтому в таблице приведены средние значения.

Таблица 2

Результаты испытаний

Table 2

Test results

Время $t$ , ч	Износ $M$ , г				Виброперемещение $S$ , мкм	Осевая частота колебаний $f$ , Гц	Осевая сила $F$ , Н
	Номер эксперимента			Среднее значение			
	1	2	3				
300	0	0	0	0	0	-	0
600	0	0	0	0	0	-	0
900	1	0	0	1	0	-	0
1200	1	1	0	2	0	-	0
1500	1	1	1	1	0	-	0
300	1	1	1	1	0	35	7
600	2	1	2	2	1	35	7
900	3	3	3	3	2	35	7
1200	5	4	5	5	3,1	35	7
1500	6	6	7	6	4,7	35	7

Кривые изменения износа в зависимости от времени испытаний, построенные по данным табл. 2, показаны на рис. 4.

График изменения скорости изнашивания от времени – на рис. 5.

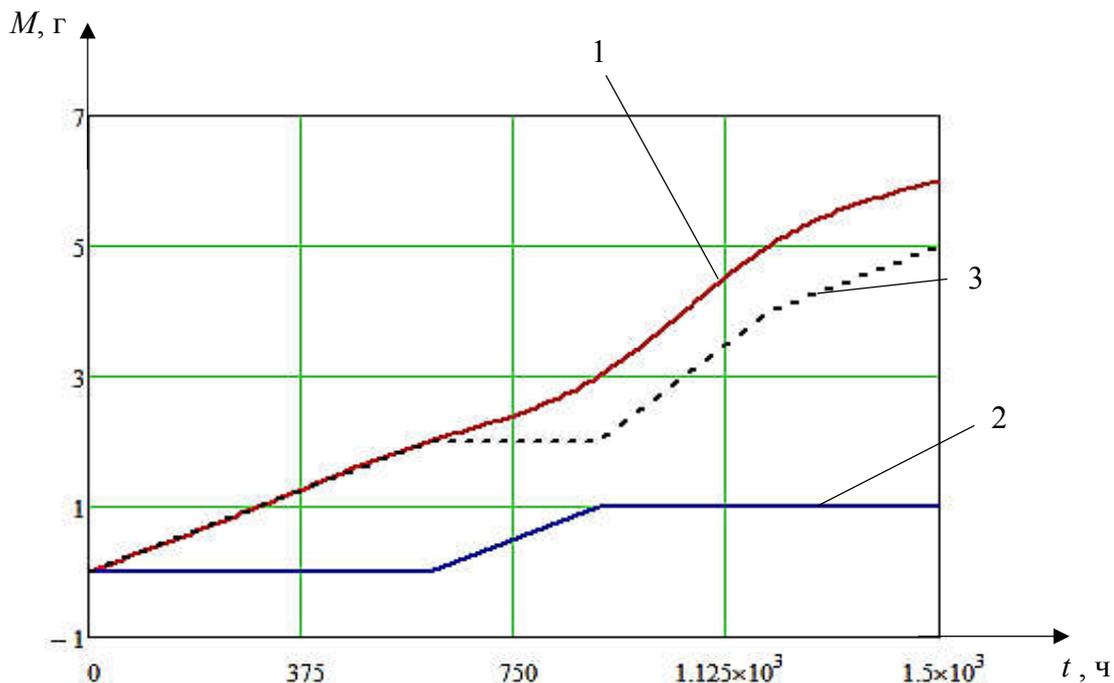


Рис. 4. График зависимости износа от времени:  
 1 – износ  $M_1$  при действии вибрации; 2 – износ  $M_2$  без вибрации;  
 3 – разница  $\Delta M = M_1 - M_2$   
 Fig. 4. Graph of wear dependence on time: 1 – wear  $M_1$  under vibration;  
 2 – wear  $M_2$  without vibration; 3 – difference  $\Delta M = M_1 - M_2$

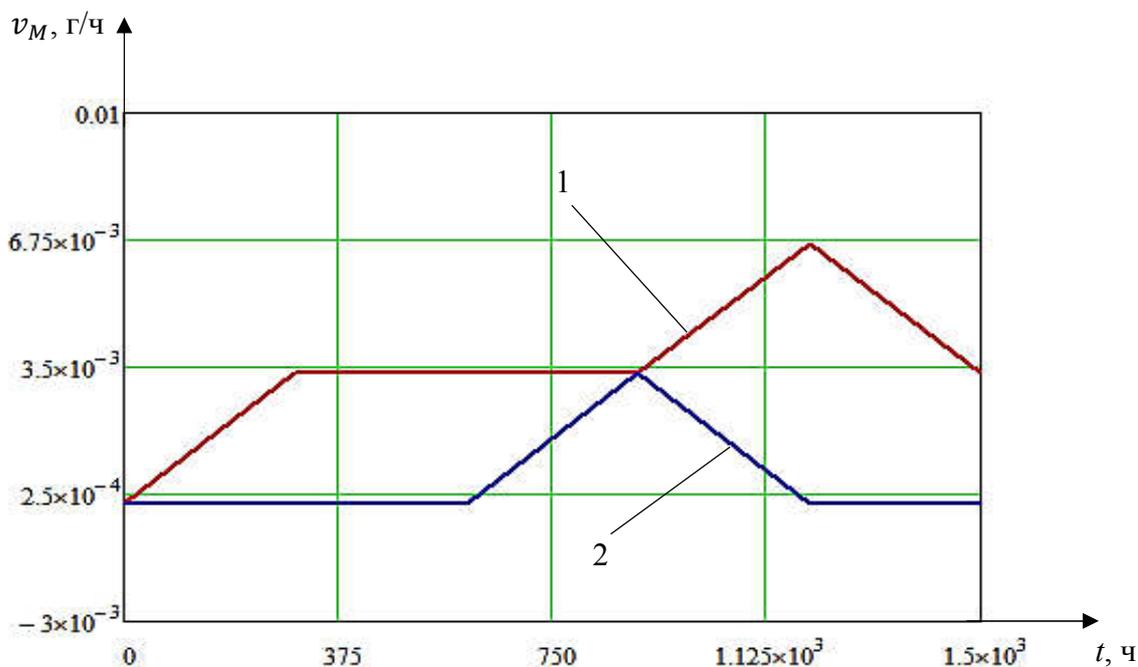


Рис. 5. График зависимости скорости изнашивания от времени:  
 1 – скорость изнашивания  $v_{M1}$  при действии вибрации,  
 2 – скорость изнашивания  $v_{M2}$  без действия вибрации  
 Fig. 5. Graph of the dependence of wear rate on time:  
 1 – wear rate  $v_{M1}$  under vibration, 2 – wear rate  $v_{M2}$  without vibration

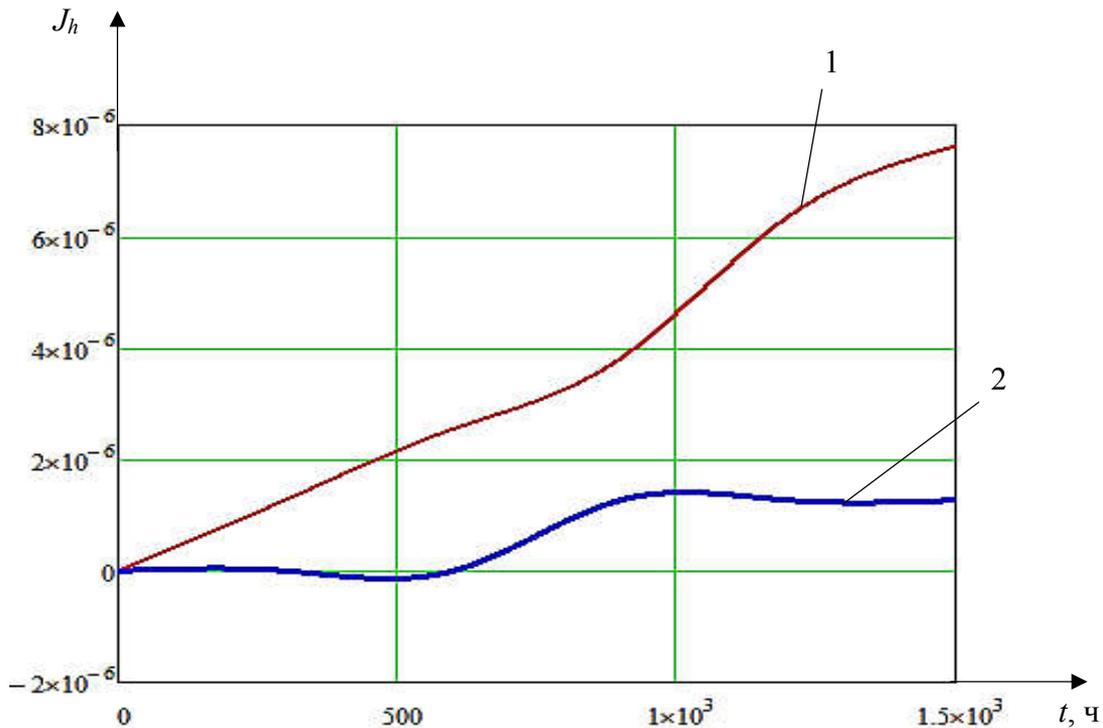


Рис. 6. Зависимость интенсивность изнашивания от времени:  
 1 – интенсивность изнашивания  $J_{h1}$  при действии вибрации;  
 2 – интенсивность изнашивания  $J_{h2}$  без действия вибрации  
 Fig. 6. Dependence of the wear intensity on time: 1 – wear intensity  $J_{h1}$  under vibration; 2 – wear rate  $J_{h2}$  without vibration

Красная кривая – износ  $M1$ , полученный при испытаниях подшипника под воздействием вибрации, синяя кривая – износ  $M2$  при испытаниях без действия вибрации, пунктирная кривая – разница величин  $\Delta M = M1 - M2$ .

Скорость и интенсивность изнашивания для каждого промежутка времени определялись с помощью зависимостей

$$v_M = \frac{\Delta M}{t}, \quad (9)$$

$$J_M = \frac{\Delta M}{L}, \quad (10)$$

### Заключение

На виброустойчивость [5] подшипника влияет множество факторов, в том числе:

- геометрия контактных поверхностей (шероховатость  $R_a$ , волнистость  $R_w$ , фактическая площадь поверхности контакта  $A_{\text{факт}}$ );

- обработка поверхностей и характеристики материалов (твёрдость поверхностного слоя НВ, толщина закаленного слоя  $h$ , предел прочности  $\sigma_B$ , предел

где  $\Delta M$  – изменение величины износа, м;  $L$  – путь трения, м;  $t$  – время, за которое был получен данный износ, ч.

Переход к величине  $J_h$  осуществлялся по формуле (8).

По рис.6 видно, что интенсивность изнашивания поверхности ролика при действии вибрации выше, чем без её действия. Это подтверждает предположение о влиянии вибрации в подшипнике на его износ.

текучести материала  $\sigma_T$ , модули упругости  $E$ ,  $G$ , коэффициент Пуассона  $\mu$ );

- условия и характер контакта тел (коэффициент трения между поверхностями  $f$ , натяг деталей  $N$ , зазор  $\Delta$ , микропроскальзывания в контакте);

- свойства смазки (вязкость кинематическая  $W$ , класс вязкости  $NW$ , вязкость динамическая  $W_1$ , плотность  $\rho_{\text{см}}$ , содержание механических примесей и

массовая доля воды, предел прочности  $\sigma_{см}$ , толщина смазочного слоя  $h$ );

– внешние факторы (нагрузка  $F_r$  и  $F_a$ , частота колебаний  $n$ , длительность воздействия вибрации  $t$ , амплитуда и частота вибрации  $A_v$ ,  $n_v$ , наличие пыли и других лишних частиц, жесткость/податливость грунта  $c_{гр}$ , температура в буксовом узле  $T$ , скорость движения ж/д транспорта  $v$ );

– демпфирующие свойства сепаратора (коэффициент демпфирования  $\xi$ ).

Получим функцию зависимости виброустойчивости  $VR$ :

$$VR = VR(R_a, R_w, A_{факт}, HB, h, \sigma_B, \sigma_T, E, G, f, N, \Delta, W, NW, W_l, \rho_{см}, \sigma_{см}, h, F_r, F_a, n, t, A_v, n_v, c_{гр}, T, v, \xi).$$

## СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Шалыгин М.Г., Вашишина А.П. Технология восстановления шейки оси активного колеса локомотива // Транспортное машиностроение. 2022. № 10. С. 36-41.
2. Слепова А. Ш. Анализ факторов, влияющих на износ подшипников// Наука, техника и образование. 2017. № 10 (40). С. 28-34.
3. Сакало, В. И. Контактные задачи железнодорожного транспорта/ В. И. Сакало, В. С. Коссов. Москва: Машиностроение, 2003. 496 с.
4. Перель Л. Я. Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор: Спра-

К наиболее перспективным методам повышения виброустойчивости можно отнести: увеличение фактической площади контакта, улучшение демфирующих свойств сепаратора и повышение качества поверхностей деталей. То есть функция  $VR$  примет вид:

$$VR = VR(A_{факт}, HB, h, \sigma_B, \sigma_T, E, G, \xi).$$

Для улучшения качества поверхностей возможно использование электроэрозионной обработки [6], которая ранее не применялась для буксовых подшипников качения. В дальнейшем планируется проведение подобных испытаний.

5. Куцубина, Н.В., Санников, А.А. Теория виброзащиты и акустической динамики машин/ Н.В. Куцубина, А.А. Санников. Екатеринбург: Уральск. гос. лесотехн. ун-т, 2014. 167 с.
6. Артамонов Б. А., Волков Ю. С., Дрожалова В. И. и др. Электрофизические и электрохимические методы обработки материалов (в 2-х томах). Т. I. Обработка материалов с применением инструмента/Под ред. В. П. Смоленцева. М.: Высш. шк., 1983. 247 с., ил.

## REFERENCES

1. Shalygin MG, Vashchishina AP. Restoration technology of axis neck of locomotive driving wheel. Transport Engineering. 2022;10:36-41.
2. Slepova ASH. Analysis of factors affecting bearing wear. Nauka, Tekhnika, Obrazovanie. 2017;10(40):28-34.
3. Sakalo VI, Kossov VS. Contact problems of railway transport. Moscow: Mashinostroenie; 2003.

4. Perel LYa. Rolling bearings: calculation, design and maintenance of supports: handbook. Moscow: Mashinostroenie; 1983.
5. Kutsubina NV, Sannikov AA. Theory of vibration protection and acoustic dynamics of machines. Yekaterinburg: Uralsk State Forestry Engineering University; 2014.
6. Artamonov BA, Volkov YuS, Drozhalova VI. Electrophysical and electrochemical methods of material processing. Moscow: Vysshaya Shkola; 1983.

## Информация об авторах:

**Татьяна Викторовна Иншакова** – аспирант кафедры «Трубопроводные транспортные системы», Брянского государственного технического университета, тел. 8 (4832) 58-82-12, e-mail: tanya.inschakova@yandex.ru.

**Михаил Геннадьевич Шалыгин** – доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Трубопроводные транспортные системы», Брянского государственного технического университета, тел. 8 (4832) 58-82-12, e-mail: tts-dm@yandex.ru.

**Tatiana Viktorovna Inshakova** - postgraduate student of the Department of Pipeline Transportation Systems, Bryansk State Technical University, phone: 8 (4832) 58-82-12, e-mail: tanya.inschakova@yandex.ru.

**Shaligin Mikhail Gennadyevich** - Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Head of the Department of Pipeline Transport Systems at Bryansk State Technical University; phone: 8 (4832) 58-82-12; e-mail: tts-dm@yandex.ru.

**Вклад авторов: все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.  
Contribution of the authors: the authors contributed equally to this article.**

**Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.  
The authors declare no conflicts of interests.**

**Статья опубликована в режиме Open Access.  
Article published in Open Access mode.**

**Статья поступила в редакцию 15.05.2024; одобрена после рецензирования 07.06.2024; принята к публикации 26.07.2024. Рецензент – Анцев В.Ю., доктор технических наук, профессор, Тульского государственного университета, член редсовета журнала «Транспортное машиностроение».**

**The article was submitted to the editorial office on 15.05.2024; approved after review on 07.06.2024; accepted for publication on 26.07.2024. The reviewer is Antsev V.Yu., Doctor of Technical Sciences, Professor of Tula State University, member of the Editorial Council of the journal *Transport Engineering*.**