

УДК 62-233.21

doi: 10.21685/2072-3059-2024-4-13

Моделирование режимов смазывания подшипников скольжения триботехнических систем импульсного нагружения

В. Я. Савицкий¹, Е. Н. Калинин², Т. С. Будимирова³, А. А. Кречин⁴^{1,3,4}Филиал Военной академии материально-технического обеспечения имени генерала армии А. В. Хрулева, Пенза, Россия²Пензенский государственный университет, Пенза, Россия¹w.savis@gmail.ru, ²o-fizika@yandex.ru, ³demeshoffa@mail.ru

Аннотация. *Актуальность и цели.* В сложных триботехнических системах импульсного нагружения огромное значение имеют надежность узлов трения и возможность прогнозирования их наработки до отказа. Из-за простоты обслуживания, возможности использования в агрессивных средах и загрязненных условиях, высокой устойчивости к радиальным и вибрационным нагрузкам массовое применение подшипников скольжения в таких системах обосновано. В связи с этим актуальной проблемой становится своевременное диагностирование и прогнозирование наработки до отказа подшипника скольжения. Цель работы заключается в математическом моделировании подшипника скольжения и расчет границы смазки в области контакта. *Материалы и методы.* Решено уравнение Рейнольдса для течения смазки в тонком слое подшипника скольжения и определены границы области контакта. *Результаты.* Показано, что на кривых зависимости давления в зоне трения от координаты в области контакта появляется характерный максимум, положение которого асимметрично относительно границ смазки. Найдены координаты границы смазки для подшипника скольжения подъемного механизма артиллерийского орудия. *Выводы.* Полученные результаты позволяют найти массовый расход смазки при обслуживании подшипников скольжения, вычислить величину сил трения скольжения, а также подобрать тип смазки, повышающей ресурс подшипника.

Ключевые слова: подшипник скольжения, динамическая вязкость, уравнение Рейнольдса, толщина смазочного слоя, контактное давление

Для цитирования: Савицкий В. Я., Калинин Е. Н., Будимирова Т. С., Кречин А. А. Моделирование режимов смазывания подшипников скольжения триботехнических систем импульсного нагружения // Известия высших учебных заведений. Поволжский регион. Технические науки. 2024. № 4. С. 157–166. doi: 10.21685/2072-3059-2024-4-13

Modeling of lubrication modes of plain bearings of tribotechnical pulse loading systems

V.Ya. Savitsky¹, E.N. Kalinin², T.S. Budimirova³, A.A. Krechin⁴^{1,3,4}Branch of the Military Academy of Logistics named after General Army A.V. Khrulyov, Penza, Russia²Penza State University, Penza, Russia

Abstract. *Background.* In complex tribological systems (CTS) of pulse loading, the reliability of friction units and the ability to predict their operating time before failure come to the forefront. Due to the ease of maintenance, the possibility of using in aggressive environments and contaminated conditions, high resistance to radial and vibration loads, the

mass use of plain bearings in such systems is justified. In this regard, timely diagnostics and prediction of operating time before failure of a plain bearing becomes an urgent problem. The purpose of the work is to mathematically model a plain bearing and calculate the lubrication boundary in the contact area. *Materials and methods.* The Reynolds equation for lubricant flow in a thin layer of a plain bearing is solved and the boundaries of the contact area are determined. *Results.* It is shown that on the curves of the dependence of the contact pressure on the coordinate in the contact area, a characteristic maximum appears, the position of which is asymmetrical relative to the boundaries of the lubricant. The coordinates of the lubricant boundary for the sliding bearing of the lifting mechanism of an artillery gun are found. *Conclusions.* The obtained results will allow us to find the mass flow rate of lubricant during servicing plain bearings, calculate the magnitude of sliding friction forces, and select the type of lubricant that increases the service life of the bearing.

Keywords: plain bearing, dynamic viscosity, Reynolds equation, lubricant film thickness, contact pressure

For citation: Savitsky V.Ya., Kalinin E.N., Budimirova T.S., Krechin A.A. Modeling of lubrication modes of plain bearings of tribotechnical pulse loading systems. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Povolzhskiy region. Tekhnicheskie nauki* = *University proceedings. Volga region. Engineering sciences*. 2024;(4):157–166. (In Russ.). doi: 10.21685/2072-3059-2024-4-13

Введение

Подшипники скольжения (ПС) имеют ряд преимуществ перед подшипниками качения: небольшой шум при работе, сохранение работоспособности при высоких угловых скоростях, работа в загрязненных условиях, высокая устойчивость к большим импульсным нагрузкам. Низкая износостойкость ПС обуславливает преждевременное возникновение параметрических отказов, что является критичным для сложных триботехнических систем (СТС) импульсного нагружения. Актуальным представляется обоснованное применение износостойких материалов в узлах трения машин ответственного назначения. На пути решения этой проблемы стоит научная задача корректного описания режимов работы подшипников скольжения с учетом смазывания. Целью данной работы является составление математической модели поведения подшипников скольжения с учетом смазки, которая позволит проводить прогнозирование наработки до отказа разрабатываемых СТС и оценивать износостойкость применяемых материалов в ПС.

В данной работе предлагается математическая модель описания поведения ПС на примере привода наведения (рис. 1). Построение математической модели проводилось для условий контактно-гидродинамического нагружения ПС. Проводился расчет толщины смазочного слоя, границ смазки при заданной внешней нагрузке и скорости относительного движения контактирующих поверхностей подшипника.

Материалы и методы

Для построения модели ПС (рис. 1) выбирались два цилиндра (рис. 2). Первый выполнял роль втулки 1, а второй – вала 2.

Полагалось, что втулка тонкая и величиной ее деформации пренебрегаем. Для общности решения задачи предполагаем, что цилиндры равномерно вращаются против часовой стрелки относительно своих центров O_1 и O_2 с относительной скоростью $v = v_2 - v_1$.

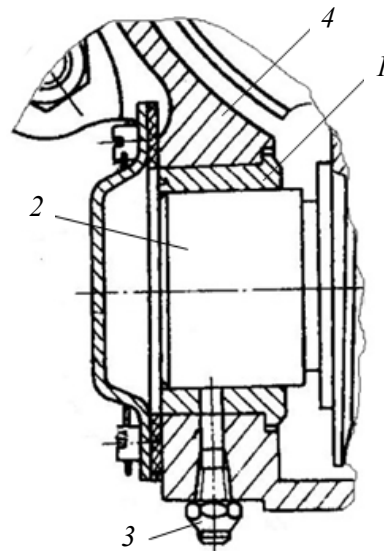


Рис. 1. Фрагмент узла подъемного механизма артиллерийского орудия: 1 – втулка; 2 – вал (шип червячного валика); 3 – масленка; 4 – корпус механизма

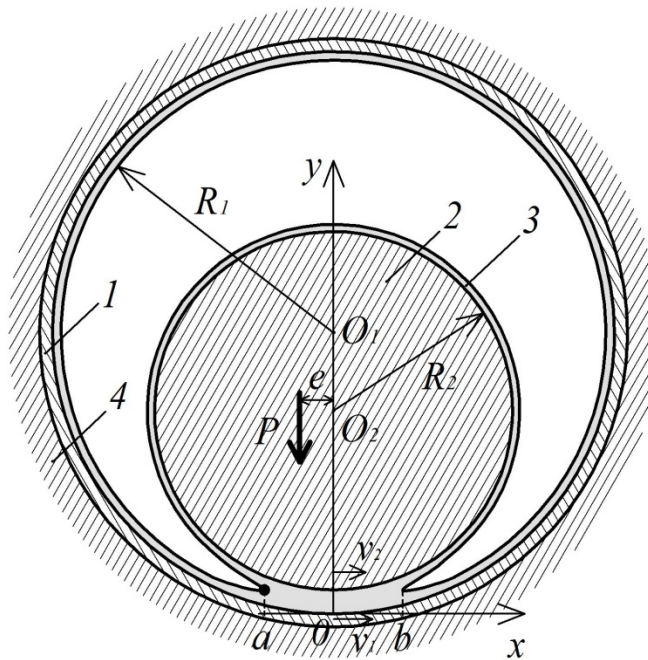


Рис. 2. Математическая модель подшипника скольжения:
1 – втулка; 2 – вал; 3 – смазка; 4 – корпус

Тела 1 и 2 (рис. 2) контактируют через слой смазки, количество которой ограничено в области контакта, поэтому в точках a и b происходит разрыв смазочного слоя на два потока, которые не проскальзывают относительно цилиндров после разрыва смазки. Частота вращения валов для немеханизированных приводов подъемных механизмов в большинстве артиллерийских орудий не превышает $n = 150$ об/мин, поэтому завихрений в течении

смазки не наблюдается, за исключением небольшой области, обозначенной на рис. 2 черным кружком, которой можно пренебречь по сравнению со всей областью контакта.

Величина нагружения P выбирается из расчета, что число Рейнольдса для рассматриваемого режима течения смазки не превышает критического значения. Это позволяет считать смазку вязкой ньютоновской несжимаемой жидкостью. Величина зазора h , определенная из эксперимента, варьируется от 0,05 до 0,1 мм, а радиус 2 цилиндра $R_2 = 30$ мм, т.е. $h \ll (R_1 \text{ и } R_2)$. Поэтому касательное напряжение τ является функцией только от y (направление осей и начало отсчета показано на рис. 2), а давление p – функцией только от x .

Малость величины h по сравнению с радиусами цилиндров позволяет моделировать с учетом того, что $(a - b) \ll R_2$, геометрию поверхностей тел 1 и 2 в области контакта параболической функцией

$$f_i(x) = \frac{x^2}{2R_i}, i = 1, 2. \quad (1)$$

Учитывая (1), будем иметь для толщины смазки

$$h(x) = \left[\frac{x^2}{2R_2} + \delta \right] - \left[\frac{x^2}{2R_1} \right] = \frac{x^2}{2R} + \delta, \quad (2)$$

где δ – жесткое перемещение тела 2 в вертикальном направлении; $R = R_1 R_2 / (R_1 + R_2)$, $x \in (a, b)$.

Рассмотрим, как запишется уравнение Рейнольдса для поставленной задачи течения вязкой жидкости в тонком слое области контакта. Пренебрегая инерционным членом и массовой силой из-за малости толщины смазочного слоя в области контакта, можем записать

$$\frac{\partial \tau}{\partial y} - \frac{\partial p}{\partial x} = 0. \quad (3)$$

Известно [1, 2], что для ньютоновской вязкой жидкости

$$\tau = \mu \frac{\partial v}{\partial y}, \quad (4)$$

где μ – динамическая вязкость жидкости.

Подставляя (4) в (3), получим

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right). \quad (5)$$

Выражение (5) является частным случаем уравнений движения Навье – Стокса [3]. Интегрируя (5) по y в предположении, что вязкость μ зависит только от p , будем иметь [4]:

$$v = \frac{1}{\mu} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \frac{y^2}{2} - C_1 y - C_2 \right). \quad (6)$$

С учетом граничных условий $v = v_1|_{y=0}$ и $v = v_2|_{y=h}$ найдем коэффициенты C_1 и C_2 и после подстановки их в (6) и небольших преобразований получим

$$v = \frac{1}{\mu} \left[\frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} (y^2 - yh) + \frac{y}{h} \mu (v_2 - v_1) + v_1 \right]. \quad (7)$$

Подставляя (7) в (4) и вычисля производную для касательного напряжения, имеем

$$\tau = \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} (2y - h) + \frac{\mu}{h} v. \quad (8)$$

Для установившегося режима течения смазки в любом вертикальном сечении области контакта справедливо выражение

$$\rho h \bar{u} = \text{const}, \quad (9)$$

где ρ – плотность смазки (предполагается, что смазка баротропная); $\bar{u}$ – средняя скорость течения смазки в зазоре [5]:

$$\bar{u} = \frac{1}{h} \int_0^h v dy = -\frac{h^2}{12\mu} \frac{dp}{dx} + \frac{v_1 + v_2}{2}. \quad (10)$$

С учетом (9) и (10) можем записать

$$-\frac{d}{dx} \left(\rho \frac{h^3}{\mu} \frac{dp}{dx} \right) + 6(v_2 + v_1) \frac{d(\rho h)}{dx} = 0. \quad (11)$$

Полученное уравнение Рейнольдса [6] описывает течение вязкой жидкости в тонком слое контакта двух цилиндрических тел.

Принимая $\rho = \text{const}$, необходимо решить уравнение (11) и определить величину $p(x)$, а также координаты a и b начала и конца области контакта. Для этого необходимо задать граничные условия в точках $x = a$ и $x = b$ для функции $p(x)$ [7], а также добавить условие квазистатики [8]:

$$P = \int_a^b p(x) dx. \quad (12)$$

Для точки $x = b$ очевидно, что после разрыва потоков смазки $p(x) = 0$, а следовательно и $p'(x) = 0$, и можем записать

$$p(b) = p'(b) = 0. \quad (13)$$

В точке $x = a$ (область вихревой зоны) в среднем $p(x) = v(x) = \tau(x) = 0$, поэтому

$$p(a) = v(a) = \tau(a) = 0. \quad (14)$$

С учетом (14), приравнявая (7) и (8) при $x=a$ и решая полученное уравнение относительно p' , получим

$$p'(a) = \frac{2\mu(\sqrt{v_2} - \sqrt{v_1})^2}{h^2(a)}. \quad (15)$$

Интегрируя уравнение (11) один раз и используя граничное условие $p'(b)=0$, получаем соотношение толщины смазки на границе контакта $h(a) = (1,5 + 3)h(b)$. Видно, что толщина смазочного слоя на границах разрыва смазки разная.

Как известно [6], $\mu(p)$ является положительной монотонно возрастающей функцией, тогда

$$dF(p) = -\frac{1}{\mu(p)} dp. \quad (16)$$

Используем для вязкости формулу Баруса [6]:

$$\mu(p) = \mu_0 \exp(\alpha p), \quad (17)$$

где $\mu_0 = \mu|_{p=0}$; α – пьезокэффициент вязкости, который получен в виде [9]:

$$\alpha = (0,6 + \lg v) \cdot 10^{-2}, \quad (18)$$

здесь v – кинематическая вязкость смазки.

После подстановки (17) в (16) получим

$$F(p) = \frac{1}{\mu_0 \alpha} \exp(-\alpha p). \quad (19)$$

Интегрируя второй раз (11) при $p(a) = p(b) = 0$ с учетом (16), получим следующее выражение для $p(x)$:

$$p(x) = f \left[F(0) + 6(v_1 + v_2) \int_x^b \frac{h(z) - h(b)}{h^3(z)} dz \right]. \quad (20)$$

где $f(p)$ – обратная функция к $F(p)$ [10].

Учитывая, что $p(a) = 0$ из (20), получим выражение, определяющее координаты границ начала и конца контакта:

$$\int_a^b \frac{h(z) - h(b)}{h^3(z)} dz = 0, \quad (21)$$

в котором принимается, что величина δ является заданной.

Результаты

Для количественной оценки зависимости величины $h(x)$ и $p(x)$ необходимо задание геометрических размеров подшипника скольжения вдоль оси

цилиндров и задание количества смазки. Поэтому, чтобы проследить общую зависимость поведения указанных величин от координаты x , ограничимся построением зависимостей в относительных величинах, что позволит обобщить результаты работы на обширный класс подшипников скольжения. Как отмечалось выше, угловая скорость вращения цилиндров невысокая, поэтому будем пренебрегать зависимостью вязкости смазки от температуры. На рис. 3 приведены результаты компьютерного анализа зависимости толщины смазочного слоя $h = h(x, \delta)$ от координаты x и жесткого перемещения δ . На рис. 4 приведена зависимость давления в области контакта $p(x, \alpha)$ от координаты x и величины пьезокоэффициента вязкости α . Построения на рис. 3, 4 производились для $R_1 = 30,9$ мм, $R_2 = 30,15$ мм, относительной частоты вращения цилиндров $n = 20$ об/мин, $\nu = 150$ сСт, $T = 313$ К.

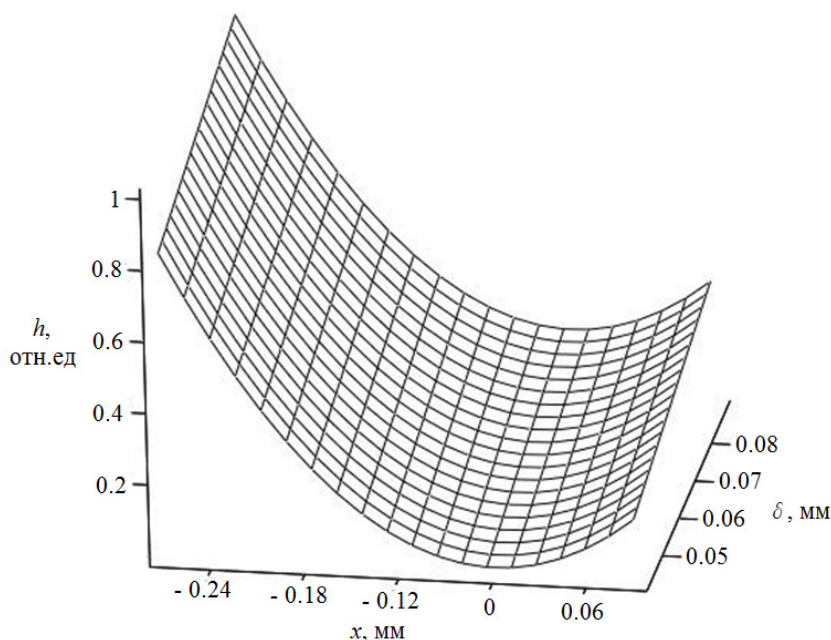


Рис. 3. Зависимость толщины смазки $h(x, \delta)$ от координаты x и жесткого перемещения δ цилиндра 2

Обсуждение

Как видно из рис. 3, толщина смазочного слоя минимальна в точке с координатой $x = 0$, при этом границы контакта через смазку цилиндров для вала диаметром 30 мм находятся в диапазоне $x \in (-0.24; 0.10)$ мм. При этом правая граница разрыва смазки задается из результатов эксперимента для определенного количества смазки и принимается равной 0,1 мм, а определялась левая граница области контакта, т.е. координата a .

Видно, что область контакта несимметрична и смещена в сторону, обратную относительной скорости вращения цилиндров ν . С увеличением жесткого перемещения δ вала толщина смазки растет на всем протяжении контакта, что возможно лишь с увеличением расхода смазки при сохранении границ контакта в указанных координатах.

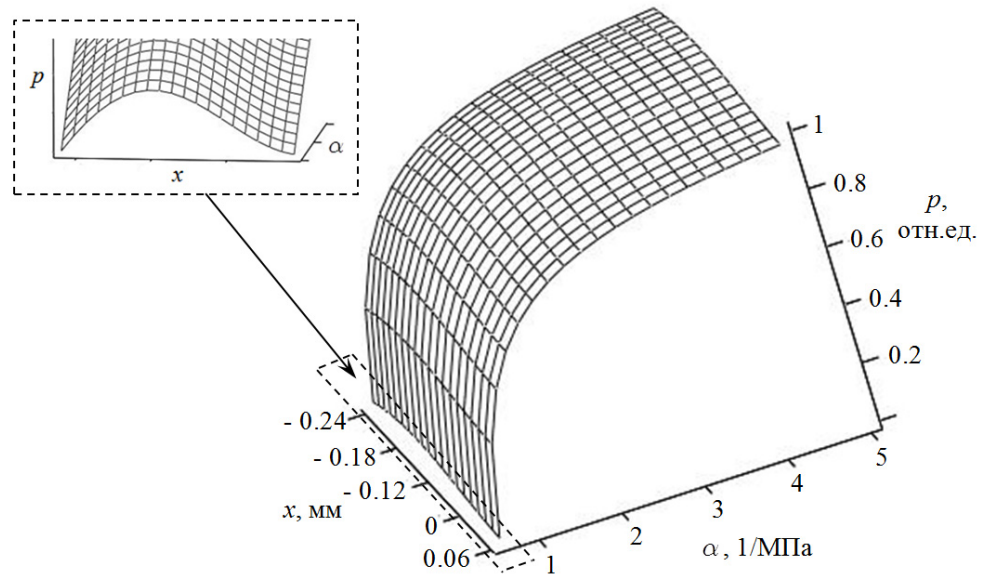


Рис. 4. Зависимость давления в области контакта $p(x, \alpha)$ от координаты x и пьезокоэффициента вязкости α

Из рис. 4 видно, что увеличение пьезокоэффициента вязкости α приводит к увеличению давления в области контакта на всем его протяжении $x \in (-0,24; 0,10)$. Зависимость давления p от координаты x при фиксированном α (см. вставку на рис. 4) хорошо согласуется с результатами, полученными в работе [8]. Давление p на участке контакта достигает своего максимального значения в точке $x = -b$.

Заключение

Полученные зависимости $h(x)$ и $p(x)$, а также координаты a и b позволяют найти расход смазки по формуле $Q = h\bar{u}$, где $\bar{u}$ определяется выра-

жением (10). Используя формулу $Pe = \int_a^b xp(x)dx$, можно определить эксцен-

триситет e приложения силы P . Используя выражение $T = (v_1 - v_2) \int_a^b \frac{\mu}{h} dx$,

можно вычислить величину силы трения скольжения, зная которую можно экспериментально определить коэффициент трения по измерению момента силы трения и оценить величину износа подшипника скольжения и егоработку до отказа.

Список литературы

1. Слезкин Н. А. Динамика вязкой несжимаемой жидкости. М. : Гостехиздат, 1955. 520 с.
2. Белевич М. Ю. Гидромеханика. Основы классической теории : учеб. пособие. СПб. : Изд-во РГГМУ, 2006. 213 с.

3. Кочин Н. Е., Кибель И. А., Розе Н. В. Теоретическая гидромеханика. М. : Физматлит, 1963. Ч. 2. 728 с.
4. Градштейн И. С., Рыжик И. М. Таблицы интегралов, сумм, рядов и произведений. М. : Физматлит, 1962. 1100 с.
5. Прудников А. П., Брычков Ю. А., Маричев О. И. Интегралы и ряды. Элементарные функции. М. : Наука, 1981. 798 с.
6. Коровчинский М. В. Теоретические основы работы подшипников скольжения. М. : Машгиз, 1959. 403 с.
7. Александров В. М., Коваленко Е. В. Задачи механики сплошных сред со смешанными граничными условиями. М. : Наука, 1986. 335 с.
8. Александров В. М., Чебаков М. И. Введение в механику контактных взаимодействий. Ростов н/Д. : Изд-во ЦВВР, 2005. 108 с.
9. Пузик Е. А., Жиркин Ю. В., Филатов А. А. Повышение долговечности подшипниковых опор прокатных клетей «КВАРТО» при их техническом обслуживании // Вестник Магнитогорского государственного технического университета им. Г. И. Носова. 2015. № 3. С. 83–88.
10. Владимиров В. С. Обобщенные функции в математической физике. М. : Наука, 1976. 280 с.

References

1. Slezkin N.A. *Dinamika vyazkoy neszchimaemoy zhidkosti = Dynamics of viscous incompressible fluid*. Moscow: Gostekhizdat, 1955:520. (In Russ.)
2. Belevich M.Yu. *Gidromekhanika. Osnovy klassicheskoy teorii: ucheb. posobie = Hydromechanics. Basics of classical theory: textbook*. Saint Petersburg: Izd-vo RGGMU, 2006:213. (In Russ.)
3. Kochin N.E., Kibel' I.A., Roze N.V. *Teoreticheskaya gidromekhanika = Theoretical hydromechanics*. Moscow: Fizmat-lit, 1963;Pt.2:728. (In Russ.)
4. Gradshteyn I.S., Ryzhik I.M. *Tablitsy integralov, summ, ryadov i proizvedeniy = Tables of integrals, sums, series and products*. Moscow: Fizmatlit, 1962:1100. (In Russ.)
5. Prudnikov A.P., Brychkov Yu.A., Marichev O.I. *Integraly i ryady. Elementarnye funktsii = Integrals and series. Elementary functions*. Moscow: Nauka, 1981:798. (In Russ.)
6. Korovchinskiy M.V. *Teoreticheskie osnovy raboty podshipnikov skol'zheniya = Theoretical principles of operation of plain bearings*. Moscow: Mashgiz, 1959:403. (In Russ.)
7. Aleksandrov V.M., Kovalenko E.V. *Zadachi mekhaniki sploshnykh sred so smeshannymi granichnymi usloviyami = Issues of continuum mechanics with mixed boundary conditions*. Moscow: Nauka, 1986:335. (In Russ.)
8. Aleksandrov V.M., Chebakov M.I. *Vvedenie v mekhaniku kontaktnykh vzaimodeystviy = Introduction to the mechanics of contact interactions*. Rostov-on-Don: Izd-vo TsVVR, 2005:108. (In Russ.)
9. Puzik E.A., Zhirkin Yu.V., Filatov A.A. Increasing the durability of bearing supports of rolling mills "KVARTO" during their maintenance. *Vestnik Magnitogorskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta im. G.I. Nosova = Bulletin of Magnitogorsk State Technical University named after G.I. Nosov*. 2015;(3):83–88. (In Russ.)
10. Vladimirov V.S. *Obobshchennye funktsii v matematicheskoy fizike = Generalized functions in mathematical physics*. Moscow: Nauka, 1976:280. (In Russ.)

Информация об авторах / Information about the authors

Владимир Яковлевич Савицкий

доктор технических наук, профессор,
профессор кафедры
общепрофессиональных дисциплин,
Филиал Военной академии материально-
технического обеспечения имени
генерала армии А. В. Хрулева
(Россия, г. Пенза-5, Военный городок)

E-mail: w.savis@gmail.ru

Vladimir Ya. Savitsky

Doctor of engineering sciences, professor,
professor of the sub-department of general
professional disciplines, Branch
of the Military Academy of Logistics
named after General Army A.V. Khrulev
(Military city, Penza-5, Russia)

Евгений Николаевич Калинин

кандидат физико-математических наук,
доцент, доцент кафедры общей физики
и методики обучения физики,
Пензенский государственный
университет (Россия, г. Пенза,
ул. Красная, 40)

E-mail: o-fizika@yandex.ru

Evgeny N. Kalinin

Candidate of physical and mathematical
sciences, associate professor, associate
professor of the sub-department of general
physics and methods of teaching physics,
Penza State University (40 Krasnaya street,
Penza, Russia)

Татьяна Сергеевна Будимирова

преподаватель кафедры
общепрофессиональных дисциплин,
Филиал Военной академии материально-
технического обеспечения имени
генерала армии А. В. Хрулева
(Россия, г. Пенза-5, Военный городок)

E-mail: demeshoffa@mail.ru

Tatiana S. Budimirova

Lecturer of the sub-department of general
professional disciplines, Branch
of the Military Academy of Logistics
named after General Army A.V. Khrulev
(Military city, Penza-5, Russia)

Александр Алексеевич Кречин

курсант, Филиал Военной
академии материально-технического
обеспечения имени генерала армии
А. В. Хрулева (Россия, г. Пенза-5,
Военный городок)

Aleksandr A. Krechin

Cadet, Branch of the Military Academy
of Logistics named after General
Army A.V. Khrulev (Military city,
Penza-5, Russia)

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

Поступила в редакцию / Received 03.10.2024

Поступила после рецензирования и доработки / Revised 16.11.2024

Принята к публикации / Accepted 06.12.2024