

Труды МАИ. 2024. № 135
Trudy MAI, 2024, no. 135

Научная статья

УДК 621.822

URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=179679>

НАГРУЖЕННОСТЬ РАДИАЛЬНОГО ПОДШИПНИКА КАЧЕНИЯ С БОМБИНИРОВАННЫМИ РОЛИКАМИ

Филарет Гургенович Нахатакян

Институт машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук (ИМАШ РАН), Москва, Россия

filnahat7@mail.ru

Аннотация. На основе ранее предложенного автором метода для определения параметров контакта при взаимодействии двух круговых цилиндров в условиях перекоса, решена актуальная задача о распределении нагрузки по длине ролика в радиальном подшипнике с бомбинированными роликами в редукторных системах авиационной техники. Получены аналитические формулы для определения радиуса «бочки», а также описан подход для оценки повышения нагрузочной способности роликового подшипника в результате бомбинирования ролика.

Ключевые слова: роликовый подшипник; бочкообразный (бомбинированный) ролик; контактное взаимодействие; контакт ролика с кольцом подшипника

Для цитирования: Нахатакян Ф.Г. Нагруженность радиального подшипника качения с бомбинированными роликами // Труды МАИ. 2024. № 135. URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=179679>

Original article

LOADING OF A RADIAL ROLLING BEARING WITH BOMBED ROLLERS

Filaret G. Nakhatakyan

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

filnahat7@mail.ru

Abstract. The presented article has studied the problem of radial bearing rollers barreling in detail. It is indicated that due to the edge effect, occurring in roller bearings in the ring-roller contact, concentrations of contact stresses originate at the ends of the rollers, the value of the latter herewith may be several times higher than the Hertz ones, in which concentrations of stresses are not being accounted for. Owing to this phenomenon, the load capacity of the bearing is drastically reduced. It is noted that one of the effective methods to counteract this phenomenon in roller bearings is the rollers barreling, and in this case, the problem consists in determining the “barrel” radius.

To solve the problem analytically, the author employs his previously proposed method for the contact parameters determining during interaction of the two circular cylinders under conditions of a skew angle. For this method application, the end sections of the roller are replaced with discs of different diameters. Practically speaking we get a

stepped roller. However, as the thickness of the roller tends to zero (or their number to infinity), the surface of the roller is smoothed.

Further, a system of equations, namely the compatibility of deformations, displacements and gaps, on the one hand, and equilibrium, on the other is being compiled.

The obtained system of equations was solved in this work analytically. The optimal radius of the roller “barrel” has been obtained, which ensures the absence of the contact stresses concentration at the ends of the roller, which indicates an increase in the load capacity of the roller bearing.

The results may be employed in the design of rolling-contact bearing with increased load capacity.

Keywords: roller bearing; barrel-shaped (combined) roller; contact interaction; roller contact with the bearing ring

For citation: Nakhatakyan F.G. Loading of a radial rolling bearing with bombed rollers. *Trudy MAI*, 2024, no. 135. URL: <https://trudymai.ru/eng/published.php?ID=179679>

Исследованию роликовых подшипников посвящен ряд работ отечественных и зарубежных ученых [1-16]. На основе экспериментальных данных установлено, что долговечность роликовых опор по признаку усталостного выкрашивания сильно зависит от максимального контактного давления [17]. Известно [17], что на концах роликов, в результате краевого эффекта, наблюдается значительное увеличение контактных напряжений. Для уменьшения этого явления, на краях роликов делают фаски или закругление кромок. Однако более эффективным является так называемое бомбинирование роликов [18]. Для определения радиуса бочки

(бомбинирования), в литературе существуют различные подходы, использование которых позволяет решить проблему численными методами [18].

В настоящей работе для исследования вопроса бомбинирования роликов будем использовать ранее предложенный автором метод для определения параметров контакта при взаимодействии двух круговых цилиндров в условиях угла перекоса γ [19-20], что позволит решить данную задачу аналитически. Суть указанного метода, который используется для решения различных прикладных задач машиностроения, заключается в следующем. Представим цилиндр в виде набора круглых тонких элементарных дисков, смещенных относительно друг друга таким образом, чтобы образовался угол перекоса γ (см. рис.1). Пусть длина исходного цилиндра l , тогда $a_o \cdot n = l$, где a_o - толщина элементарного диска, n - количество этих дисков. Получаем вместо исходного цилиндра другой - "ступенчатый", который при приложении нагрузки позволяет каждому элементарному диску вступать в контакт без перекоса.

Пусть после приложения нагрузки в контакт входят N элементарных дисков (N -й диск только вошел в контакт, но пока нагрузку не воспринимает: $P_N = 0$), тогда длина контактной линии l_k будет -

$$l_k = a_o \cdot N.$$

В таком случае, задача сводится к решению системы из следующих уравнений: уравнения равновесия

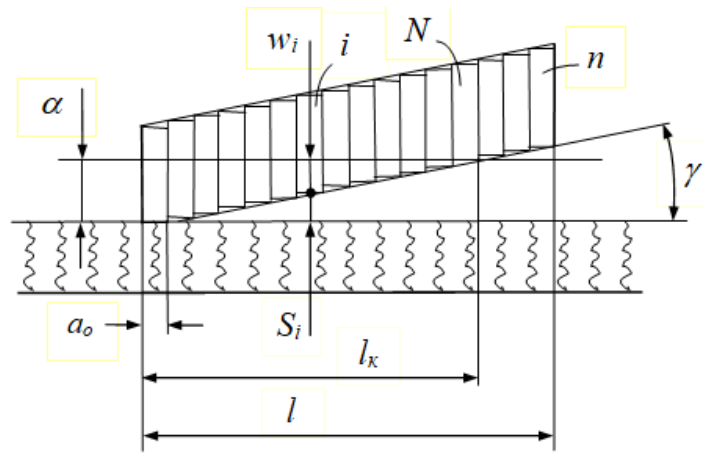


Рис. 1 Модель контакта цилиндра с упругим основанием при перекосе

$$\sum_i^N P_i = P ,$$

и уравнения совместности деформаций, перемещений и зазоров

$$\alpha_i = W_i + S_i , \quad i = 1; 2; 3 \dots N ,$$

где α_i, W_i, S_i, P_i - перемещение, контактная деформация, зазор и нагрузка на i -м элементе соответственно.

Рассмотрим ролик подшипника. Пусть он взаимодействует с кольцом под действием радиальной силы Q , рис.2, где q - погонная нагрузка, $q = Q/l$, l, d - длина и диаметр ролика соответственно. Как показывают исследования [18], из-за краевого эффекта, на торцах ролика возникают напряжения в разы превышающие напряжения по Герцу. Поэтому, для устранения этого явления, предлагается делать ролики бомбинированные, т.е. делать их бочкообразными.

Для аналитического определения радиуса «бочки» воспользуемся методом,

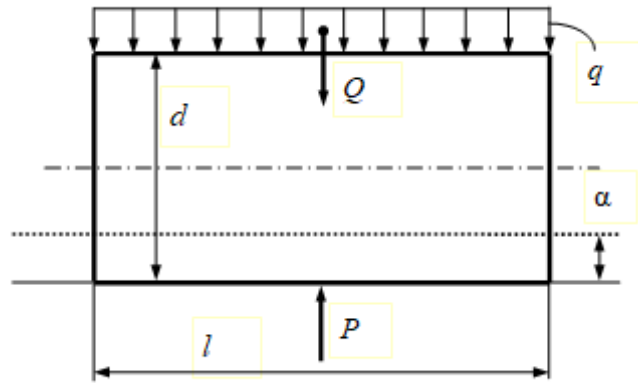


Рис.2. Сближение α ролика и кольца подшипника под действием силы Q

описанным выше. Для этого делим ролик на три участка, центральную часть длиной l_0 оставим в прежнем виде - цилиндрической, а длины концевых участков, в общем виде будут l_1, l_2 , однако, если нет перекоса, то следует принять $l_1 = l_2$. Крайние участки делаем круглыми, радиусом R . Далее криволинейные участки ролика заменяем набором n цилиндрических дисков толщиной a_0 , т.е. $a_0 \cdot n = l_1$, как показано на рис. 3. Таким образом торцевые участки получаются ступенчатыми, (очевидно, что при достаточно большом n данная поверхность сглаживается), что позволяет каждому диску при нагружении вступить в контакт с кольцом подшипника как два цилиндра с параллельными осями.

Пусть под действием внешней силы Q в результате деформации элементов сопряжений происходит сближение кольца с роликом на величину α , (на одном контакте). И пусть для исключения концентрации напряжений от краевого эффекта, n -й диск входит в контакт, но нагрузку не передает. При такой постановке задачи, проблема сводится к системе уравнений: совместности деформаций W_i , перемещений α_i и зазоров S_i для i -го диска с одной стороны,

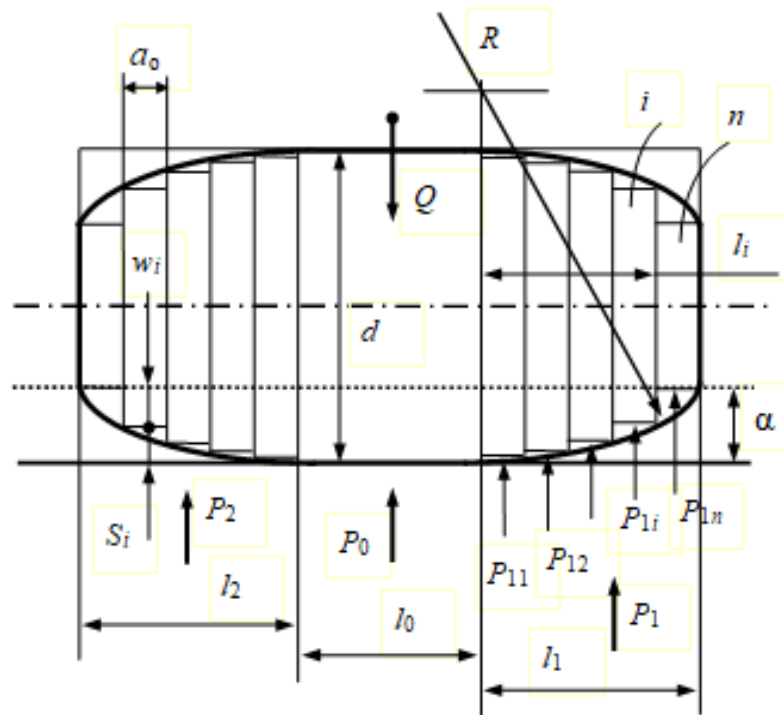


Рис.3 Расчетная модель бомбинированного ролика подшипника

$$W_i = \alpha - S_i, \quad i=0, 1, 2, \dots, n, \quad (1)$$

и равновесия ролика, с другой

$$2 P_1 + P_0 = Q, \quad (2)$$

где

$$P_1 = P_{11} + P_{12} + \dots + P_{1n}, \quad (3)$$

а упругая деформация i -го диска определяется [16]

$$W_i = P_{1i} \delta_d, \quad i=0, 1, 2, \dots, n, \quad (4)$$

здесь P_{1i} – сила на i -ом диске; δ_d податливость элементарного диска при сжатии [19].

Из (4) и (1) можно получить систему уравнений

$$P_{11} \delta_d = \alpha - S_1$$

$$P_{12} \delta_d = \alpha - S_2 \quad (5)$$

$$P_{1n} \delta_d = \alpha - S_n ,$$

где для i - го зазора несложно получить приближенную зависимость в следующем виде

$$S_i = \frac{l_i^2}{2R} . \quad (6)$$

С учетом последней зависимости, систему (5) можно переписать

$$\begin{aligned} P_{11} \delta_d &= \alpha - \frac{1 \cdot a_0^2}{2R} \\ P_{12} \delta_d &= \alpha - \frac{2^2 \cdot a_0^2}{2R} \\ P_{1n} \delta_d &= \alpha - \frac{n^2 \cdot a_0^2}{2R} . \end{aligned} \quad (7)$$

Из системы уравнений (7) получаем соотношение

$$\delta_d (P_{11} + P_{12} \dots + P_{1n}) = n \alpha - \frac{1}{2} (1^2 + 2^2 + \dots + n^2) \frac{a_0^2}{R} , \quad (8)$$

или

$$\delta_d P_1 = n \alpha - \frac{1}{2} \frac{a_0^2}{R} \bar{n} , \quad (9)$$

где $\bar{n} = \frac{1}{6} n(n+1)(2n+1)$.

Подставляя полученные значения P_1, P_0 в уравнения равновесия (2), получим

$$\alpha \left(2 \frac{n}{\delta_d} + \frac{1}{\delta_p} \right) - 2 \frac{1}{2\delta_d} \frac{a_0^2}{R} \bar{n} = Q , \quad (10)$$

но т.к. $S_n = \frac{1}{2} \frac{l_n^2}{R}$, то $\alpha = \frac{1}{2} \frac{a_0^2 n^2}{R}$, следовательно из (10) получаем

$$\frac{1}{2} \frac{l_n^2}{R} \left(2 \frac{n}{\delta_d} + \frac{1}{\delta_p} \right) - \frac{1}{\delta_d} \frac{l_n^2}{R} \frac{\bar{n}}{n^2} = Q, \quad (11)$$

или

$$\frac{l_n^3}{R K_\alpha} E + \frac{l_n^2 l_0 E}{2 R K_\alpha} - \frac{l_n^3}{R K_\alpha} \frac{\bar{n} E}{n^3} = Q,$$

отсюда определяем радиус «бочки»

$$R = \left(l_n^3 \frac{E}{K_\alpha} + \frac{l_n^2 l_0 E}{2 K_\alpha} - \frac{l_n^3}{K_\alpha} \frac{\bar{n} E}{n^3} \right) / Q. \quad (12)$$

Не сложно показать, что при большом n отношение $\frac{\bar{n}}{n^3} = \frac{1}{3}$, тогда из (12)

окончательно получаем

$$R = \frac{2 l_n^3}{3 K_\alpha Q} \left(1 + \frac{3 l_0}{4 l} \right). \quad (13)$$

Распределение внешней силы по условным участкам ролика определяются. Из формулы (9) следует

$$P_1 = \frac{n \alpha}{\delta_d} - \frac{1}{2} \frac{a_0^2}{\delta_d R} \bar{n},$$

или, учитывая соотношения $\alpha = S_n = \frac{1}{2} \frac{a_0^2 n^2}{R}$, $\delta_d = \frac{K_\alpha}{a_0 E}$, получаем

$$P_1 = \frac{l_0^3 E}{2 K_\alpha R} - \frac{1}{2} \frac{a_0^3 n^3 E}{R K_\alpha n^3} \bar{n},$$

отсюда окончательно получим

$$P_1 = l_0^3 E / 3 K_\alpha R, \quad (14)$$

а другую составляющую P_0 получаем из уравнения равновесия

$$P_0 = Q - 2P_1 = Q - \frac{2}{3} \frac{l_0^3 E}{K_\alpha R} .$$

Сближение ролика и кольца будет

$$\alpha = K_\alpha P_0 / l_0 E .$$

Для оценки повышения нагрузочной способности подшипника, можно определить контактные напряжения обычного ролика и бомбинированного.

Получаем, $\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{QE}{lR_{пр}}}$ - для обычного ролика, и $\sigma_{бомб} = 0,418 \sqrt{\frac{P_0 E}{l_0 R_{пр}}}$ - для

бомбинированного. Расчеты на конкретных роликах показали, что у бомбинированных роликов напряжение больше чем у обычных, рассчитанных по формуле Герца, на 10-15%, (без учета концентрации напряжений), однако, если учесть, что из-за краевого эффекта напряжения на торцах у обычного ролика больше герцевских в 2-3 раза [18], то повышение грузоподъемности у бомбинированных роликов налицо.

Таким образом получены аналитические формулы для определения радиуса «бочки», что очень важно для повышения нагрузочной способности роликовых подшипников. Также даны рекомендации – как, используя полученные результаты, сделать оценку повышения грузоподъемности роликового подшипника в результате бомбинирования ролика.

Список источников

1. Иванников В.В., Дегтярев С.А., Попов В.В., Сорокин Ф.Д., Леонтьев М.К. Учет податливости колец при определении контактных усилий в радиальном

- роликовом подшипнике качения // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. 2018. № 4. С. 58-68
2. Клебанов Я.М., Петров В.Р., Адеянов И.Е. Численное исследование влияния профиля ролика и перекоса колец на нормальное давление в области контакта ролика с дорожками качения цилиндрического роликового подшипника // Инженерный журнал: наука и инновации. 2019. № 10 (94). С. 1–18.
 3. Клебанов Я.М., Петров В.Р., Адеянов И.Е. Решение задачи контактного взаимодействия кольца роликового подшипника и ролика на основе уравнения буссинеска // Фундаментальные основы механики. 2019. № 4. С. 93-100.
 4. Мелентьев В.А. Малоотходная технология изготовления колец роликовых подшипников на основе применения комбинированного дорнования: дисс. канд. техн.наук. – Саратов: Саратовский государственный технический университет, 2009.
 5. Сорокин Ф.Д., Хао Ч. Расчет матрицы жесткости роликового подшипника на основе энергетического подхода // II Всероссийская научно-техническая конференция, посвященная юбилеям основателей кафедры "Прикладная механика" МГТУ им. Н.Э. Баумана (Москва, 22–23 ноября 2017). В сборнике: Механика и математическое моделирование в технике. - М.: МГТУ 2017. С. 228-232.
 6. Орлов А.В. Влияние износа на работоспособность подшипников опор качения // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2007. № 5. С. 71-79.
 7. Сорокин Ф.Д., Чжан Х., Попов В.В., Иванников В.В. Экспериментальная верификация энергетической модели роликового подшипника для моделирования опорных узлов авиационных двигателей. Часть 1. Нагружение подшипника радиальной силой и поперечным моментом на специальном стенде,

- предотвращающем изгиб колец // Труды МАИ. 2018. № 103. URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=100582>
8. Сорокин Ф.Д., Чжан Х., Попов В.В., Иванников В.В. Экспериментальная верификация энергетической модели роликового подшипника для моделирования опорных узлов авиационных двигателей. Часть 2. Исследование влияния изгиба колец на нагрузочную характеристику в случае не закрепленного в обойме подшипника // Труды МАИ. 2019. № 104. URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=102114>
9. Хаустов А.И., Шашкин И.Н., Мальгичев В.А., Невзоров А.М. Конструктивные особенности проектирования подшипниковых узлов для осевых насосов систем терморегуляции летательных аппаратов // Труды МАИ. 2012. № 50. URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=28697>
10. Зубко А.И., Донцов С.Н. Исследование условий работоспособности и разработка диагностики керамических подшипников нового поколения // Труды МАИ. 2014. № 74. URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=49296>
11. Sadeghi F., et al. A Review of Rolling Contact Fatigue // Journal of Tribology, 2009, vol. 131, no. 4. DOI: [10.1115/1.3209132](https://doi.org/10.1115/1.3209132)
12. Advanced Analysis Package for High Speed Multibearing Shaft Systems: COBRA–AHS. Final report, NASA Contract NAS3–00018, 2002.
13. Oswald F.B., Zaretsky E.V., Poplawski J.V. Interference Fit Life Factors for Ball Bearings // Tribology Transactions, 2011, vol. 54, no. 1, pp. 1–20. DOI: [10.1080/10402004.2010.512428](https://doi.org/10.1080/10402004.2010.512428)

14. Орлов А.В. Определение нагруженности рабочих поверхностей опор качения // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2008. № 5. С. 73-79.
15. Elmidany T., et al. Optimal Interference in Radial Cylindrical Roller Bearings // Journal of Engineering and Applied Science, 2007, vol. 54, no. 2, pp. 189–204.
16. Harris T.A., Kotzalas M.N. Rolling Bearing Analysis. Vol. 1, CRC Press, Boca Raton, FL, 2007. 481 p.
17. Орлов А.В. Упругие деформации и напряжения на линейном контакте // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2006. № 6. С. 31-36.
18. Попова Д.Д., Самойленко Н.А., Семенов С.В., Шистеров В.А. Анализ эффективности применения комбинированных роликов для снижения контактных напряжений в роликоподшипники // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника. 2020. № 60. С. 96-104.
19. Нахатакян Ф.Г. Контактные напряжения и деформации цилиндров при перекосе // Вестник машиностроения. 2011. № 10. С. 45-48.
20. Нахатакян Ф.Г. Контактное взаимодействие цилиндров при наличии перекоса // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2012. № 4. С. 91-94.

References

1. Ivannikov V.V., Degtyarev S.A., Popov V.V., Sorokin F.D., Leont'ev M.K. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Aviatsionnaya tekhnika*, 2018, no. 4, pp. 58-68
2. Klebanov Ya.M., Petrov V.R., Adeyanov I.E. *Inzhenernyi zhurnal: nauka i innovatsii*, 2019, no. 10 (94), pp. 1–18.

3. Klebanov Ya.M., Petrov V.R., Adeyanov I.E. *Fundamental'nye osnovy mekhaniki*, 2019, no. 4, pp. 93-100.
4. Melent'ev V.A. *Malootkhodnaya tekhnologiya izgotovleniya kolets rolikovykh podshipnikov na osnove primeneniya kombinirovannogo dornovaniya* (Low-waste technology for the manufacture of roller bearing rings based on the use of combined burnishing), Doctor's thesis, Saratov, Saratovskii gosudarstvennyi tekhnicheskii universitet. 2009.
5. Sorokin F.D., Khao Ch. *II Vserossiiskaya nauchno-tekhnicheskaya konferentsiya, posvyashchennaya yubileyam osnovatelei kafedry "Prikladnaya mekhanika" MGTU im. N.E. Baumana* V sbornike: *Mekhanika i matematicheskoe modelirovanie v tekhnike*, Moscow, MGTU imeni N.E. Baumana, 2017, pp. 228-232.
6. Orlov A.V. *Problemy mashinostroeniya i nadezhnosti mashin*, 2007, no. 5, pp. 71-79.
7. Sorokin F.D., Chzhan Kh., Popov V.V., Ivannikov V.V. *Trudy MAI*, 2018, no. 103.
URL: <https://trudymai.ru/eng/published.php?ID=100582>
8. Sorokin F.D., Chzhan Kh., Popov V.V., Ivannikov V.V. *Trudy MAI*, 2019, no 104.
URL: <https://trudymai.ru/eng/published.php?ID=102114>
9. Khaustov A.I., Shashkin I.N., Mal'gichev V.A., Nevzorov A.M. *Trudy MAI*, 2012, no. 50. URL: <https://trudymai.ru/eng/published.php?ID=28697>
10. Zubko A.I., Dontsov S.N. *Trudy MAI*, 2014, no. 74. URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=49296>
11. Sadeghi F., et al. A Review of Rolling Contact Fatigue // *Journal of Tribology*, 2009, vol. 131, no. 4. DOI: [10.1115/1.3209132](https://doi.org/10.1115/1.3209132)

12. *Advanced Analysis Package for High Speed Multibearing Shaft Systems: COBRA–AHS*. Final report, NASA Contract NAS3–00018, 2002.
13. Oswald F.B., Zaretsky E.V., Poplawski J.V. Interference Fit Life Factors for Ball Bearings, *Tribology Transactions*, 2011, vol. 54, no. 1, pp. 1–20. DOI: [10.1080/10402004.2010.512428](https://doi.org/10.1080/10402004.2010.512428)
14. Orlov A.V. *Problemy mashinostroeniya i nadezhnosti mashin*, 2008, no. 5, pp. 73-79.
15. Elmidany T., et al. Optimal Interference in Radial Cylindrical Roller Bearings, *Journal of Engineering and Applied Science*, 2007, vol. 54, no. 2, pp. 189–204.
16. Harris T.A., Kotzalas M.N. *Rolling Bearing Analysis*. Vol. 1, CRC Press, Boca Raton, FL, 2007. 481 p.
17. Orlov A.V. *Problemy mashinostroeniya i nadezhnosti mashin*, 2006, no. 6, pp. 31-36.
18. Popova D.D., Samoilenko N.A., Semenov S.V., Shisterov V.A. *Vestnik Permskogo natsional'nogo issledovatel'skogo politekhnicheskogo universiteta. Aerokosmicheskaya tekhnika*, 2020, no. 60, pp. 96-104.
19. Nakhatakyan F.G. *Vestnik mashinostroeniya*, 2011, no. 10, pp. 45-48.
20. Nakhatakyan F.G. *Problemy mashinostroeniya i avtomatizatsii*, 2012, no. 4, pp. 91-94.

Статья поступила в редакцию 29.12.2023

Одобрена после рецензирования 06.01.2024

Принята к публикации 26.04.2024

The article was submitted on 29.12.2023; approved after reviewing on 06.01.2024; accepted for publication on 26.04.2024