

ОРИГИНАЛЬНАЯ СТАТЬЯ

УДК 62-762:63

DOI: 10.26897/2687-1149-2023-4-76-80

**Влияние браслетной пружины на контактную нагрузку в соединении «Вал-манжета»****Мельников Олег Михайлович**✉, канд. техн. наукmelnikov@rgau-msha.ru✉; <https://orcid.org/0000-0003-3202-8799>; Scopus Author ID: 57209744643**Серов Никита Вячеславович**, канд. техн. наук, доцентn.serov@rgau-msha.ru; <https://orcid.org/0000-0002-7676-4344>; Scopus Author ID: 57226809065**Гамидов Абдурахман Гаджиевич**, канд. техн. наук, доцентn.serov@rgau-msha.ru; <https://orcid.org/0000-0002-4222-3726>; Scopus Author ID: 57224404150**Лапаев Андрей Валентинович**, старший преподаватель

a9162968177@yandex.ru

Павлов Александр Егорович, д-р техн. наук, доцентpavlov@rgau-msha.ru; <https://orcid.org/0000-0002-5870-7960>; Scopus Author ID: 60069979

Российский государственный аграрный университет – МСХА имени К.А. Тимирязева; 127550, Российская Федерация, г. Москва, ул. Тимирязевская, 49

Аннотация. Манжеты резиновые армированные служат в качестве уплотнений подшипниковых узлов. Надёжная работа обеспечивается прижатием рабочей кромки манжеты к валу. На контактную нагрузку в соединении влияет усилие, создаваемое браслетной пружиной. Представленная методика позволяет определить удельную контактную нагрузку рабочей кромки манжеты на вал от браслетной пружины в зависимости от параметров манжет и пружин. Для проверки адекватности методики исследована партия манжет армированных 1.1-45×65-1 ГОСТ 8752-79 в количестве 25 шт. Теоретические расчеты контактного усилия от действия пружины составили 2,64...3,804 Н, удельные контактные нагрузки – 0,098...0,153 Н/мм, а по экспериментальным данным – соответственно 2,75...3,50 Н и 0,102...0,141 Н/мм. Высокая сходимости подтверждает верность представленных расчётных зависимостей. Установлено, что параметры манжет имеют большой разброс, что не позволяет достаточно точно рассчитать удельную нагрузку в соединении «Вал-манжета». Для увеличения точности показаний необходимо уменьшать допуски на размеры резинотехнических изделий.

Ключевые слова: вал-манжета, манжеты резиновые армированные, параметры манжет, удельные контактные нагрузки, давление браслетной пружины, допуск

Формат цитирования: Мельников О.М., Серов Н.В., Гамидов А.Г., Лапаев А.В., Павлов А.Е. Влияние браслетной пружины на контактную нагрузку в соединении «Вал-манжета» // Агроинженерия. 2023. Т. 25, № 4. С. 76-80. <https://doi.org/10.26897/2687-1149-2023-4-76-80>.

© Мельников О.М., Серов Н.В., Гамидов А.Г., Лапаев А.В., Павлов А.Е., 2023

ORIGINAL PAPER

Influence of the band spring on the contact load in the shaft-seal connection**Oleg M. Melnikov**✉, CSc (Eng)melnikov@rgau-msha.ru✉; <https://orcid.org/0000-0003-3202-8799>; Scopus Author ID: 57209744643**Nikita V. Serov**, CSc (Eng), Associate Professorn.serov@rgau-msha.ru; <https://orcid.org/0000-0002-7676-4344>; Scopus Author ID: 57226809065**Abdurakhman G. Gamidov**, CSc (Eng), Associate Professorn.serov@rgau-msha.ru; <https://orcid.org/0000-0002-4222-3726>; Scopus Author ID: 57224404150**Andrey V. Lapaev**, senior lecturer

a9162968177@yandex.ru

Alexander E. Pavlov, DSc (Eng), Associate Professorpavlov@rgau-msha.ru; <https://orcid.org/0000-0002-5870-7960>; Scopus Author ID: 60069979

Russian State Agrarian University – Moscow Timiryazev Agricultural Academy; 127550, Russian Federation, Moscow, Timiryazevskaya Str., 49

Abstract. Reinforced rubber seals are used in bearing assemblies. Their reliable operation is ensured by pressing the working edge of the seal to the shaft. The contact load in the connection is affected by the force generated

by the band spring. The presented method is used to determine the specific contact load of the working edge of the seal on the shaft offered by the bracelet spring, depending on the parameters of the seals and springs. To check the adequacy of the methodology, the authors studied a batch of reinforced seals 1.1-45×65-1 GOST 8752-79 in the amount of 25 pcs. Theoretical calculations of the contact force from the action of the spring were 2.64 to 3.804 N, specific contact loads – 0.098 to 0.153 N/mm, and according to experimental data – 2.75 to 3.50 N and 0.102 to 0.141 N/mm, respectively. High convergence confirms the correctness of the presented calculated dependencies. It has been established that the parameters of the seals have a large spread, which hampers accurate calculation of the specific load in the “shaft-seal” connection. To increase the accuracy of readings, it is necessary to reduce the tolerances on the dimensions of rubber products.

Keywords: shaft-seal connection, reinforced rubber seals, seal parameters, specific contact loads, band spring pressure, tolerance

For citation: Melnikov O.M., Serov N.V., Gamidov A.G., Lapaev A.V., Pavlov A.E. Influence of the band spring on the contact load in the shaft-seal connection. Agricultural Engineering (Moscow), 2023;25(4):76-80. (In Rus.). <https://doi.org/10.26897/2687-1149-2023-4-76-80>.

Введение. Решение проблемы формирования заданной надежности ответственных соединений сборочных единиц сельскохозяйственной техники является одной из главных задач современных научных исследований [1, 2]. На данный момент можно выделить два основных направления исследований: повышение износостойкости поверхности [3, 4] и расчёт рациональных норм точности [5, 6].

Особое внимание при формировании надежности узлов и агрегатов сельскохозяйственной техники следует уделять соединениям манжет с валами, так как при их отказе значительно снижается долговечность всех соединений узла. На данное соединение оказывают влияние такие факторы, как отклонение от соосности вала относительно манжеты и радиальное биение вала [7]. Эти факторы необходимо компенсировать натягом в соединении, но классические методики [8] в этом случае являются неприемлемыми.

Нарушение герметичности уплотнительных устройств является наиболее частой причиной выхода из строя подшипниковых узлов¹ [9]. Для агрегатов, эксплуатирующихся в условиях запыленности, попадание абразива в зону трения приводит к износу посадочной поверхности вала и снижению ресурса агрегата в целом [10-12]. Одним из путей повышения долговечности уплотнительных узлов является упрочнение шейки вала, работающей в контакте с манжетой [13]. С другой стороны, увеличить ресурс манжет можно, понижая напряжения в резине за счёт уменьшения деформации или повышения её эластичности. Согласно теоретическому анализу в манжетах, изготовленных с внутренним диаметром, обеспечивающим минимальный натяг, напряжения от растяжения и изгиба губы стремятся к нулю. В этом случае необходимое усилие прижатия рабочей кромки манжеты к валу лучше регулировать натяжением или жёсткостью пружины [14, 15]. Параметром, учитывающим

большинство конструктивных и эксплуатационных факторов, влияющих на герметичность манжетных уплотнений, является удельная контактная нагрузка манжеты на вал \overline{F}^2 [16]. Расчёт удельных контактных нагрузок в соединении «Вал-манжета» от давления браслетной пружины позволит определять удельную контактную нагрузку рабочей кромки манжеты на вал в зависимости от размеров манжет и параметров пружин.

Цель исследований: разработать и апробировать на конкретном примере методику расчёта удельных контактных нагрузок в соединении «Вал-манжета» в зависимости от давления браслетной пружины.

Материалы и методы. С целью определения необходимых параметров исследовано 25 манжет армированных 1.1-45×65-1 ГОСТ 8752-79 и 5 браслетных пружин.

На удельные контактные нагрузки большое влияние оказывают размеры сопрягаемых элементов. Прослеживается неравенство допусков на внутренний диаметр манжеты и диаметр вала. Например, внутреннему диаметру манжеты³ $D_0 45_{-4,58}^{-2,75}$ мм по ГОСТ 8752-79 соответствует диаметр вала 45h10 (45_{0,1} мм) – допуск на внутренний диаметр манжеты $T_D = 1,83$ мм, а диаметр вала $T_d = 0,1$ мм. Внутренний диаметр манжет D_0 зависит как от размера формы для их изготовления, так и от длины и усилия пружины⁴.

² Кондаков Л.А., Голубев А.И., Овандер В.Б. и др. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник. М.: Машиностроение, 1986. 463 с.

³ Ерохин М.Н., Леонов О.А., Катаев Ю.В., Мельников О.М. Расчёт предельного натяга в соединениях «Вал-манжета» // Инновационные технологии реновации в машиностроении: Сборник трудов Международной научно-технической конференции, посвящённой 150-летию факультета «Машиностроительные технологии» и кафедры «Технологии обработки материалов» МГТУ им. Н.Э. Баумана; Под общ. ред. В.Ю. Лавриненко. 2019. С. 311-315. EDN: ZBJUAX.

⁴ Шишкин И.Ф. Теоретическая метрология. Ч. 1. Общая теория измерений. СПб.: Изд-во Питер, 2010. 192 с.

¹ Ерохин М.Н., Казанцев С.П. Детали машин. М.: ТРАНСЛОГ, 2018. 410 с.

Внутренний диаметр D_0 определили по методике⁵ [17], остальные размеры – на основе данных отраслевого стандарта⁶ и посредством измерения исследуемых манжет (рис. 1, 2).

Результаты и их обсуждение. Силу, действующую при растяжении пружины (F_n , Н), определяем по выражению:

$$F_n = F_0 + \Delta F, \tag{1}$$

где F_0 – сила начального натяжения пружины, получаемая при изготовлении, Н; ΔF – приращение силы от растяжения пружины, Н.

Начальную силу F_0 (Н), действующую в нерастянутой пружине, определим по выражению⁷:

$$F_0 = \frac{\pi \tau_0 d_n^3}{8kd_c}, \tag{2}$$

где τ_0 – тангенциальное напряжение, возникающее в пружине при изготовлении, МПа; d_n – диаметр проволоки, мм; d_c – средний диаметр пружины $d_c = d_b + d_n$ (d_b – внутренний диаметр пружины), мм; k – коэффициент кривизны витков, $k = (4c + 2) / (4c - 3)$ (c – индекс пружины, $c = d_c / d_n$). Для браслетных пружин манжет⁸ индекс $c = 4 \dots 5$.

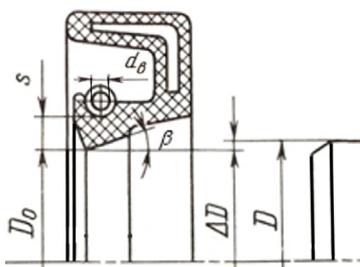


Рис. 1. Размеры элементов соединения «Вал-манжета»
Fig. 1. Dimensions of the elements of the shaft-seal connection

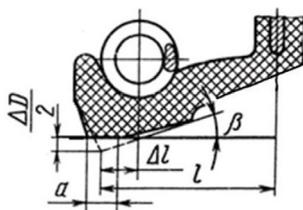


Рис. 2. Губа манжеты
Fig. 2. Seal lip

На рисунке 1 представлены размеры элементов манжеты.

Усилие от деформации пружины –

$$\Delta F = \Delta L \cdot C, \text{ Н}, \tag{3}$$

где ΔL – увеличение длины пружины при рабочем положении манжеты на валу, мм; C – жёсткость пружины $C = Gd_n^4 / (8z_p d_c^3)$ (где G – модуль сдвига материала пружины, МПа; z_p – число рабочих витков пружины $z_p = L_0 / d_n$).

Подставив данные выражения в формулу 3, получим

$$\Delta F = \Delta L G d_n^5 / (8L_0 d_c^3). \tag{4}$$

Удлинение пружины определим по выражению:

$$\Delta L = \pi(\Delta D - 2\Delta s_n) = \pi \Delta D \left(1 - \frac{2sv}{(D_0 + s)} \right), \tag{5}$$

где Δs_n – уменьшение толщины губы манжеты s при продольном растяжении ($\Delta s_n = sv\Delta D / (D_0 + s)$), мм; v – отношение уменьшения толщины к удлинению.

Чтобы уменьшить влияние износа рабочей кромки на \bar{F}_i и увеличить площадь контакта, пружину смещают от вершины рабочей кромки ближе к каркасу манжеты на величину Δl (рис. 2).

Удельные контактные нагрузки в соединении «Вал-манжета» от давления браслетной пружины определяем по выражению:

$$\bar{F}_n = 2F_n(l - \Delta l) / lD, \text{ Н/м}. \tag{6}$$

В определенном интервале диаметров валов D размеры элементов в сечении манжет остаются без изменений. Тогда с увеличением диаметра вала уменьшается относительное удлинение пружины, следовательно, снижается F_n . При износе кромки манжеты происходит уменьшение толщины губы и, следовательно, уменьшение растяжения пружины, что также приводит к снижению удельной контактной нагрузки \bar{F}_n .

Для уменьшения влияния удлинения пружины рекомендуется повысить силу начального натяжения пружины F_0 .

Используя стандартные значения витых пружин $d_c = 2,1$ мм, $d_n = 0,4$ мм, усилие предварительного натяжения F_0 определяем по выражению (2):

$$F_0 = \frac{\pi \tau_0 d_n^3}{8kd_c} = \frac{3,14 \cdot (220 \dots 270) \cdot 0,4^3}{8 \cdot 1,3 \cdot 2,1} = 2,024 \dots 2,484 \text{ Н}.$$

Усилия ΔF от деформации пружины определили по формуле 4, подставив $s = 2,1 \pm 0,1$ мм согласно измерениям и рассчитав удлинение пружин $\Delta L = 7,5 \dots 13$ мм при начальной длине пружин испытуемых манжет $L_0 = 147 \dots 148$ мм.

$$\Delta F = (0,616 \dots 1,32), \text{ Н}.$$

⁵ Леонов О.А. Повышение долговечности подвижных соединений «Вал-уплотнение» оптимизацией точностных параметров (на примере редукторов картофелеуборочных комбайнов): Дис. ... канд. техн. наук. М.: МГАУ, 1994. 150 с.

⁶ ОСТ 1 10454-72, ОСТ 1 10455-72. Манжеты резиновые армированные. Конструкция и размеры.

⁷ Ерохин М.Н., Казанцев С.П., Карп А.В. и др. Детали машин и основы конструирования. 2-е изд., перераб. и доп. / Под ред. М.Н. Ерохина. М.: КолосС, 2005. 462 с.

⁸ Голубев А.И., Кондаков Л.А. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник. М.: Машиностроение, 1986. 464 с.

Тогда усилие от действия браслетной пружины –

$$F_{п} = F_0 + \Delta F = (2,024...2,484) + (0,616...1,32) =$$

$$= (2,64...3,804) \text{ Н.}$$

Замеры 5 пружин испытуемых манжет, проводимые при таких же деформациях, показали близкие значения усилия от действия браслетной пружины $F_{п} = 2,75...3,50 \text{ Н}$, на рисунке 3 выделенные разным цветом.

Удельные контактные нагрузки в соединении «Вал-манжета» от давления браслетной пружины определили после измерения расстояния от каркаса до кромки манжеты (l) и смещения

пружины от вершины рабочей кромки (Δl)
 $l = 6,2 \pm 0,2 \text{ мм}$ и $\Delta l = 0,6...1 \text{ мм}$:

$$\bar{F}_{п} = 0,098...0,153 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

Высокая сходимость экспериментальных данных с теоретическими расчетами (табл.) подтверждает верность последних.

Большие допуски размеров дают разброс величины $\bar{F}_{п}$ в 1,5 раза. Наибольший разброс дают геометрические параметры эластичного элемента манжет.

Таблица

Значения исследуемых параметров

Table

Values of the studied parameters

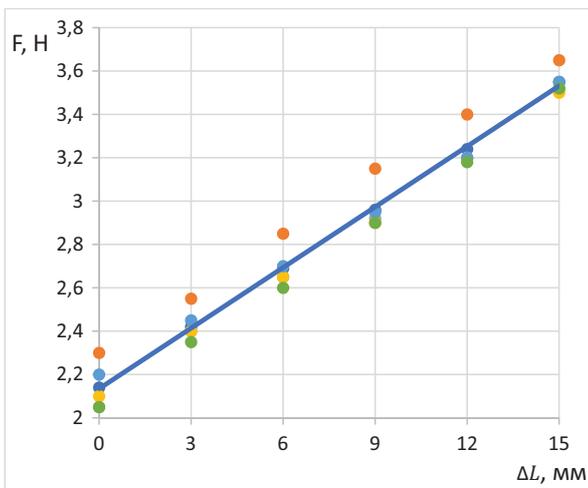


Рис. 3. График соответствия усилия пружин их удлинению (экспериментальные данные)
 Fig. 3. Graph of the correspondence between the force of springs and their elongation (experimental data)

Параметры Options	Вид исследований / Type of research	
	теоретические theoretical	экспериментальные experimental
Начальное натяжение пружины F_0 , Н Initial spring tension F_0 , N	2,024...2,484	2,05...2,30
Усилие от деформации пружины ΔF , Н Spring deformation force ΔF , N	0,616...1,32	0,70...1,20
Полное усилие браслетной пружины $F_{п}$, Н Full reinforcement of the bracelet spring $F_{п}$, N	2,64...3,804	2,75...3,50
Удельная контактная нагрузка $F_{п}$, Н Specific contact load $F_{п}$, N	0,098...0,153	0,102...0,141

Выводы

Разработанная методика позволяет вычислить удельные контактные нагрузки в соединении «Вал-манжета» в зависимости от давления браслетной пружины. Методика апробирована на примере соединения стандартной резиновой армированной манжеты диаметром 45 мм с валом. Получена прямая линейная зависимость между усилием пружины и ее

удлинением. В результате графического сопоставления расчетных и опытных данных установлена их высокая сходимость, что подтверждает адекватность разработанной математической модели. Для уменьшения разброса получаемых показаний удельных контактных нагрузок рекомендуется уменьшить допуски на размеры сечения губы и внутренний диаметр резиновой армированной манжеты.

Список использованных источников

1. Леонов О.А., Шкаруба Н.Ж. Модель параметрического отказа для расчета точностных параметров соединения с зазором // Трение и износ. 2019. Т. 40, № 4. С. 424-430. EDN: PMGHNY
2. Леонов О.А., Шкаруба Н.Ж. Расчет допуска посадки по модели параметрического отказа соединения // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2020. № 4. С. 14-20. EDN: VILYGG
3. Гребнев Ю.В., Карпова Е.Ю., Габельченко Н.И. Исследование возможности повышения износостойкости деталей очистного оборудования из хромистого чугуна // Известия Волгоградского государственного технического университета. 2019. № 7 (230). С. 54-58. EDN: ESGSUR

References

1. Leonov O.A., Shkaruba N.Zh. Parametric failure model for the calculation of the fit tolerance of clearance joints. *Journal of Friction and Wear*. 2019;40(4):332-336. (In Rus.) <https://doi.org/10.3103/S1068366619040068>
2. Leonov O.A., Shkaruba N.Zh. Calculation of the fit tolerance by model parametric joint failure model. *Journal of machinery manufacture and reliability*. 2020;49(12):1027-1032. (In Rus.) <https://doi.org/10.3103/S1052618820120092>
3. Grebnev Y.V., Karpova E.Y., Gabelchenko N.I. Study of the possibility of improving the wear resistance of wear-resistant chromium cast iron parts of sewage treatment plants. *Izvestia Volgograd State Technical University*. 2019;7(230):54-58. (In Rus.)

4. Сухочев Г.А., Иванников В.А., Смоленцев В.П. Повышение износостойкости покрытий нагруженных деталей транспортных машин // Физика, химия и механика трибосистем. 2005. № 4. С. 68-71. EDN: VHSEVN

5. Леонов О.А., Шкаруба Н.Ж., Вергазова Ю.Г., Голиничкий П.В., Пупкова Д.А. Расчет посадок соединений упругих втулочно-пальцевых муфт с валами // Вестник машиностроения. 2023. № 2. С. 96-101. EDN: ITNRLQ

6. Леонов О.А., Шкаруба Н.Ж., Вергазова Ю.Г., Хасьянова Д.У. Обоснование посадок соединений со шпонками // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2022. № 6. С. 65-71. EDN: EITIEV

7. Ерохин М.Н., Леонов О.А., Шкаруба Н.Ж., Амелин С.С., Бодунов Д.М. Применение размерного анализа для расчёта суммарного отклонения от соосности манжеты относительно вала // Проблемы машиностроения и надёжности машин. 2021. № 6. С. 61-67. <https://doi.org/10.31857/S0235711921060067>

8. Леонов О.А., Шкаруба Н.Ж., Вергазова Ю.Г. Расчёт посадок с натягом при комбинированном нагружении // Вестник машиностроения. 2021. № 3. С. 25-28. EDN: QUAQQG

9. Кононенко А.С., Игнаткин И.Ю., Дроздов А.В. Восстановление шейки вала редуктора приклеиванием упрочненной втулки // Клеи. Герметики. Технологии. 2021. № 8. С. 33-39. EDN: TTXMNN

10. Kononenko A.S., Ignatkin I.Y., Drozdov A.V. Recovering a reducing-gear shaft neck by reinforced-bush adhesion. *Polymer Science, Series D*. 2022;15(2):137-142. <https://doi.org/10.1134/S1995421222020113>

11. Игнаткин И.Ю., Дроздов А.В. Способ восстановления изношенной поверхности вала редуктора в соединении «Вал-манжета» с применением ремонтной втулки и полимерных материалов // Вестник ФГОУ ВПО «МГАУ имени В.П. Горячкина». 2019. № 6 (94). С. 40-45. <https://doi.org/10.34677/1728-7936-2019-6-40-45>

12. Игнаткин И.Ю., Серов А.В., Дроздов А.В. Способ восстановления вала редуктора с применением ремонтной детали и полимерных материалов // Вестник НИЭИ. 2021. № 5 (120). С. 53-64. <https://doi.org/10.24412/2227-9407-2021-5-53-64>

13. Устройство для испытания образцов на абразивное изнашивание: Патент на полезную модель RU200804 U1 РФ, МПК G01N3/56, № 2020121100 / И.Ю. Игнаткин, А.В. Дроздов; заявл. 25.06.2020; опубл. 12.11.2020. EDN: PERZFE

14. Erokhin M.N., Belov M.I., Mel'nikov O.M. Contact pressure of a rubber cuff on a shaft. *Russian Engineering Research*. 2021;41(2):115-122. <https://doi.org/10.3103/S1068798X21020052>

15. Расчёт контактного давления радиального манжетного уплотнения: Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ: RU2020661171 / М.Н. Ерохин, М.И. Белов, О.М. Мельников; заявл. № 2020619792; опубл. 18.09.2020. Object Pascal Lazarus, 2134 Kb. EDN: FXDVOT

16. Ерохин М.Н., Белов М.И., Мельников О.М. Методика расчета контактного давления манжеты на вал // Вестник машиностроения. 2020. № 11. С. 39-45. EDN: PLAAFT

17. Мельников О.М., Казанцев С.П., Игнаткин И.Ю., Скороходов Д.М., Белов М.И. Совершенствование уплотнительных устройств подшипниковых узлов сельскохозяйственной техники // Агроинженерия. 2022. Т. 24, № 3. С. 68-72. <https://doi.org/10.26897/2687-1149-2022-3-68-72>

4. Sukhochev G.A., Ivannikov V.A., Smolentsev V.P. Improving the wear resistance of the coatings of loaded parts of transport machines. *Fizika, Khimiya i Mekhanika Tribosistem*. 2005;4:68-71. (In Rus.)

5. Leonov O.A., Shkaruba N.Zh., Vergazova Yu.G., Golinitzkiy P.V., Pupkova D.A. Calculation of joint fits of elastic sleeve-pin couplings with shafts. *Vestnik Mashinostroeniya*. 2023;2:96-101. (In Rus.)

6. Leonov O.A., Shkaruba N.Zh., Vergazova Yu.G., Khasyanova D.U. Rationale the for fit of keyed connections. *Problemy Mashinostroeniya i Nadezhnosti Mashin*. 2022;6:65-71. (In Rus.)

7. Erokhin M.N., Leonov O.A., Shkaruba N.Z., Amelin S.S., Bodunov D.M. Application of dimensional analysis for calculating the total misalignment between a seal and a shaft. *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*. 2021;50(6):524-529. (In Rus.) <https://doi.org/10.3103/S1052618821060066>

8. Leonov O.A., Shkaruba N.Zh., Vergazova Yu.G. Calculation of interference fits under combined loading. *Vestnik mashinostroeniya*. 2021;3:25-28. (In Rus.)

9. Kononenko A.S., Ignatkin I.Yu., Drozdov A.V. Renewing gearbox shaft journals by gluing a hardened sleeve. *Klei. Germetiki. Tekhnologii*. 2021;8:33-39. (In Rus.)

10. Kononenko A.S., Ignatkin I.Y., Drozdov A.V. Recovering a reducing-gear shaft neck by reinforced-bush adhesion. *Polymer Science, Series D*. 2022;15 (2):137-142. (In Rus.) <https://doi.org/10.1134/S1995421222020113>

11. Ignatkin I.Yu., Drozdov A.V. Method of restoring the worn surface of a reduction gear shaft in a 'shaft-to-collar' connection using a repair bushing and polymeric materials. *Vestnik of Moscow Goryachkin Agroengineering University*. 2019;6(94):40-45. (In Rus.) <https://doi.org/10.34677/1728-7936-2019-6-40-45>

12. Ignatkin I.Y., Serov A.V., Drozdov A.V. Method of recovering the reduction shaft using repair parts and polymer materials. *Bulletin NGIEI*. 2021;5(120):53-64. (In Rus.) <https://doi.org/10.24412/2227-9407-2021-5-53-64>

13. Ignatkin I.Yu., Drozdov A.V. Device for testing samples for abrasive wear: Utility model patent RU200804 U1 RF, IPC G01N3/56, No. 2020121100, 2020. (In Rus.)

14. Erokhin M.N., Belov M.I., Mel'nikov O.M. Contact pressure of a rubber cuff on a shaft. *Russian Engineering Research*. 2021;41(2):115-122. (In Rus.) <https://doi.org/10.3103/S1068798X21020052>

15. Erokhin M.N., Belov M.I., Melnikov O.M. Calculation of the contact pressure of a radial lip seal: Certificate of state registration of a computer program: RU2020661171, No. 2020619792;2020. Object Pascal Lazarus, 2134 Kb (In Rus.)

16. Erokhin M.N., Belov M.I., Mel'nikov O.M. Method of calculating the contact pressure of the seal on the shaft. *Vestnik Mashinostroeniya*. 2020;11:39-45. (In Rus.)

17. Melnikov O.M., Kazantsev S.P., Ignatkin I.Yu., Skorohodov D.M., Belov M.I. Improving sealing elements of the bearing assembly of agricultural machinery. *Agricultural Engineering (Moscow)*. 2022;24(3):68-72. (In Rus.) <https://doi.org/10.26897/2687-1149-2022-3-68-72>

Конфликт интересов

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов и несут ответственность за плагиат

Статья поступила в редакцию 19.05.2023; поступила после рецензирования и доработки 30.05.2023; принята к публикации 30.05.2023

Conflict of interests

The authors declare no conflict of interests regarding the publication of this article and bear equal responsibility for plagiarism.

Received 07.03.2023; revised 30.05.2023; accepted 30.05.2023