

## Расчет податливости болтового соединения с учетом шероховатости контактирующих поверхностей

© Б.В. Букеткин, В.М. Зябликов, И.Е. Семенов-Ежов, А.А. Ширшов

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, 105005, Россия

*Болтовые соединения широко распространены в различных отраслях промышленности. Их используют как в разъемных, так и в неразъемных соединениях. Основным требованием к болтовым соединениям является обеспечение прочности соединения и гарантированного контактного давления по соединяемым поверхностям (стыкам) в процессе эксплуатации конструкции. Как правило, при их проектировании и расчете не учитывают контактную податливость поверхностей, которая определяется их макро- и микронеровностями, что приводит к завышению прочности соединения и занижению расчетной податливости стыка. Предложена простая модель, позволяющая расчетным путем учесть влияние шероховатости контактирующих поверхностей на податливость соединения без модификации пакета прикладных программ ANSYS. На примере фланцевого соединения проведена экспериментальная проверка адекватности предложенной модели.*

**Ключевые слова:** болтовое соединение, шероховатость, контактный слой, контактная податливость, контактное давление

**Введение.** Болтовые соединения широко распространены в различных отраслях машиностроения и приборостроения. Их используют как в неразъемных, например в конструкциях планера самолета, так и в разъемных соединениях, например в двигателях внутреннего сгорания, во фланцевых соединениях. Болтовые соединения должны обеспечивать прочность и гарантированное контактное давление по соединяемым поверхностям (стыкам) в процессе эксплуатации конструкции. Большое число работ посвящено вопросам проектирования и расчета фланцевых соединений трубопроводов на прочность и герметичность [1–7]. В традиционных методах расчета болтовых соединений при определении податливостей болта и соединяемых деталей (пакета) используется стержневая модель [8–11]. Пакет рассматривают в виде стержня, который составлен из двух так называемых усеченных «конусов давления». При такой постановке задачи не учитывается контактная податливость поверхностей, что при параметре шероховатости контактирующих поверхностей  $Ra > 3,2$  мкм может привести более чем к двукратному завышению расчетной прочности соединения (работы Н.Л. Клячкина). В настоящее время предложены различные методы учета контактной податливости, как аналитические [12, 13], так и численные с использованием метода конечных элементов (МКЭ) [14–17].

Учет микронеровностей контактирующих плоских поверхностей приводит к увеличению расчетной податливости стыка. При численном расчете с использованием пакета прикладных программ (например, ANSYS) желательно иметь простую модель, позволяющую учесть влияние микронеровностей без модификации пакета. С этой целью предложено ввести на границе контакта тонкий линейно упругий контактный слой (КС), толщина которого зависит от вида обработки контактирующих поверхностей. Модуль упругости КС определен на основании сравнения деформации фланцевого соединения, полученной двумя способами: расчетным с использованием МКЭ и экспериментальным.

**Модель контактного слоя.** Известно, что сближение  $\delta$  контактирующих поверхностей является следствием деформации как макронеровностей (волнистость), так и микронеровностей (шероховатость) в пределах тонкого КС. Основным параметром шероховатости, по ГОСТ 2789–73, служит  $Ra$  — среднеарифметическое отклонение вершин (гребешков) микронеровностей. Толщина  $h_{cl}$  КС, определяемая в основном высотой волны, которая может изменяться в широких пределах (от 0,1 до 500 мкм) в зависимости от качества обработки поверхности, составляет для черных металлов примерно 40...60  $Ra$  [13].

Сближение  $\delta$  контактирующих поверхностей нелинейно зависит от давления  $p$  по контактной поверхности и может быть приближенно отражено зависимостью  $\delta = Ra \cdot c_0 \sqrt{p/E}$  [13], в которой безразмерный параметр  $c_0$  зависит от вида обработки контактирующих поверхностей, а  $E$  — модуль упругости основного материала. В частности, для поверхностей, полученных торцовым точением,  $c_0 = 100 \pm 15$ .

Приняв деформацию по толщине КС равномерной, получим выражение для осредненного по КС модуля упругости

$$E_{cl} = (0,27 \pm 0,02) \sqrt{p_{\max} \cdot E}, \quad (1)$$

где  $p_{\max}$  — максимальное контактное давление, соответствующее расчетному усилию затяжки болтового соединения.

**Расчетная модель.** Решение контактной задачи проведено с помощью пакета прикладных программ ANSYS R17.0 *Academic* [18] в осесимметричной постановке. Такой подход позволил использовать мелкую сетку, которая обеспечила требуемую точность результатов при малом времени счета одного варианта. При расчете использованы шестиузловые треугольные элементы PLANE183. Схема расчетной модели показана на рис. 1.

Размеры модели соответствовали размерам фланцев. Диаметр стержня болта  $d = 16$  мм; диаметр головки болта, как и наружный диаметр опорного кольца,  $D = 30$  мм; внутренние диаметры опорного

кольца и фланца одинаковы и равны 16 мм; наружный диаметр фланцев  $D_f = 100$  мм. Высота головки болта  $h_b = 10$  мм; высота нагрузочной головки  $h_n = 15$  мм; высота опорного кольца  $h_k = 20$  мм; толщина фланцев  $h_f = 40$  мм. Сжимающая нагрузка приложена по линии  $ab$  (кольцевые элементы). По линии  $ce$  опорного кольца запрещены вертикальные перемещения.

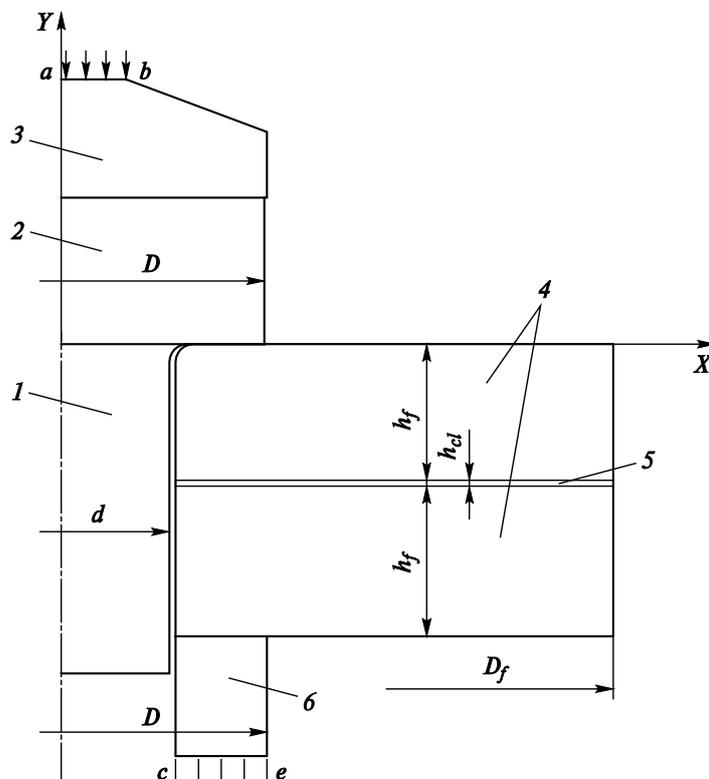


Рис. 1. Расчетная модель болтового соединения:

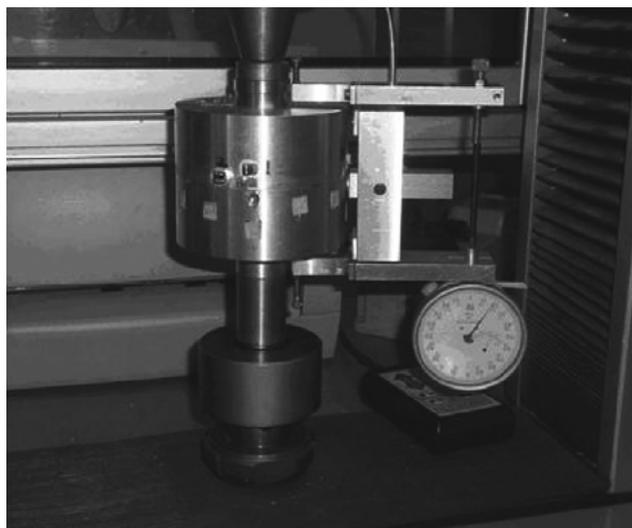
1 — болт; 2 — головка болта; 3 — нагрузочная головка;  
4 — фланец; 5 — контактный слой; 6 — кольцевая опора

Обработка поверхностей фланцев — чистовое точение. По измерениям шероховатости поверхности на профилометре Taylor Hobson Ametek S100  $Rz$  составляет 7...8 мкм. Принимаем  $Ra = 3,2$  мкм. Согласно работе [13], толщина  $h_{cl}$  КС на каждой поверхности должна быть 125...180 мкм. Для слоя такой толщины при наружном радиусе фланца 50 мм и регулярном разбиении требуется большое количество элементов. Поэтому объединяем оба КС в один слой толщиной  $h_{cl} = 1$  мм и считаем его частью верхнего фланца (см. рис. 1). Минимальный размер стороны элемента 0,25 мм. Имеем три контактные пары: головка

болта — верхний фланец; верхний фланец (контактный слой) — нижний фланец; нижний фланец — кольцевая опора.

При нерегулярном разбиении со сгущением в контактных зонах получаем 10 499 элементов, включая 198 контактных.

**Экспериментальное исследование.** Податливость фланцев при их *сжатии* исследовали на испытательной машине QUASAR50 фирмы GALDABINI с записью диаграммы усилие сжатия — перемещение. Максимальное усилие стяжки 35 кН. Вид подвергаемого испытанию образца в сборе с приспособлением для измерения изменения толщины  $u_y$  фланцев, которое крепится к нижнему фланцу, приведен на рис. 2.



**Рис. 2.** Сжимаемые фланцы и приспособление для измерения их толщины

Результаты испытаний показали, что на первом цикле нагружение — разгрузка происходит пластическое деформирование гребешков микронеровностей. При последующих циклах деформирование упругое. Отметим, что доля необратимого перемещения составляет примерно 10 % полного перемещения.

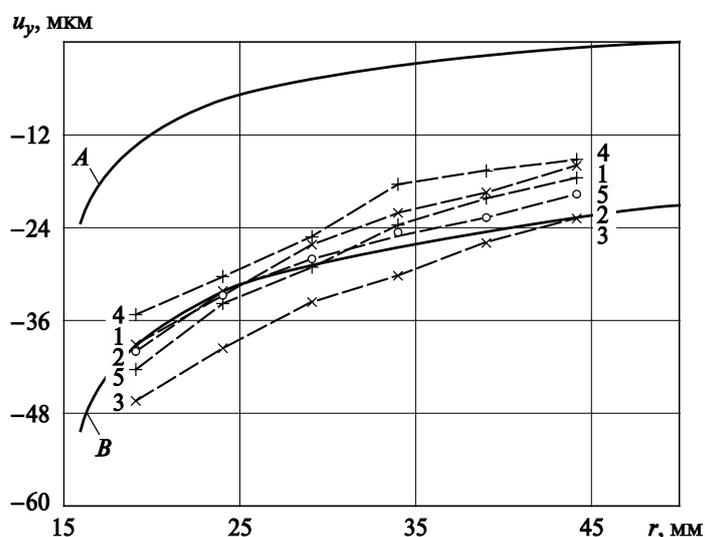
При нагружении через каждые 5 кН с помощью индикатора часового типа с ценой деления 1 мкм, закрепленного в специальном приспособлении, измеряли изменение толщины  $u_y$  фланцев вдоль радиуса сжатых фланцев. Измерения проводили в шести точках с шагом 5 мм вдоль пяти радиальных направлений, которым присвоены порядковые номера 1, ..., 5. Центральный угол между радиусами 45°. Ближайшая к головке болта измерительная точка имела радиальную координату 19 мм.

При смене радиального направления измерения нагрузку снимали. После этого поворачивали верхний фланец относительно нижнего на выбранный угол и вновь сжимали фланцы.

**Сравнение расчетных и экспериментальных результатов.** На рис. 3 представлены графики измерения  $u_y$  вдоль пяти радиусов, полученные в результате эксперимента (знаки «+», «○» и «×», соединенные штриховыми линиями) и расчета (сплошные линии). Цифры 1, ..., 5 около штриховых кривых соответствуют номерам радиальных направлений.

Расчетная кривая *A* получена без учета влияния шероховатостей. В этом случае модуль упругости КС принят равным модулю упругости материала фланцев (72 ГПа). Расчетная кривая *B* получена при введении КС.

При сжатии фланцев силой 35 кН среднее контактное давление составляет 4,6 МПа, а максимальное  $\approx 8$  МПа. В соответствии с формулой (1) модуль упругости КС принят равным 200 МПа.



**Рис. 3.** Графики измерения взаимного смещения  $u_y$  вдоль радиуса фланцев:

*A* — расчетная кривая без учета влияния шероховатостей; *B* — расчетная кривая с введением КС; —+— (4, 5), —○— (2), —×— (1, 3) — кривые, полученные по данным испытаний (цифры 1, ..., 5 — порядковые номера радиальных направлений)

Экспериментальные значения изменяются вдоль каждого радиуса практически линейно с заметным разбросом между радиусами. Такой разброс может быть следствием волнистости поверхности (макронеровности) в окружном направлении. Вертикальные ряды цифр около значков с измерениями показывают, что циклы нагрузка — разгрузка не влияют на изменение толщины  $u_y$  фланцев.

Расчетные кривые имеют несколько иной характер, что, по мнению авторов, является следствием неравномерности давления вдоль радиуса. Контактный слой, как и мягкая прокладка между фланцами, оказывает на распределение контактного давления аналогичное влияние, т. е. снижает максимальное и увеличивает минимальное контактное давление (или увеличивает площадь контакта) [19]. Так, при расчете модели, представленной на рис. 1, без введения КС максимальное контактное давление составляет 14,5 МПа, а зона контакта не достигает наружного контура фланцев (при  $r > 45$  мм контакт отсутствует).

В варианте расчета с учетом КС максимальное давление уменьшилось до 6,1 МПа, а контактное давление около наружного контура фланцев составило 3,5 МПа. Несмотря на то что произошло выравнивание давления, отношение максимального давления к минимальному  $p_{\max}/p_{\min}$  составило 1,7.

**Заключение.** Сравнение экспериментальных и расчетных значений изменения толщины фланцев (контактирующих деталей) показывает их удовлетворительное согласование. Это позволяет заключить, что при низком градиенте контактного давления предложенная модель КС дает возможность учесть влияние качества поверхностей (шероховатость) при решении задач о нормальном контакте со сложной геометрической формой.

## ЛИТЕРАТУРА

- [1] Bortz M., Wink R. Leakage Analysis of a High Pressure Flange Connection Under Bending Moments. *An Analytic Procedure*, Paper no. PVP2014-28252, pp. V005T05A012; 6 p. DOI: 10.1115/PVP2014-28252
- [2] Abid M., Nash D.H. A parametric study of metal-to-metal contact flanges with optimized geometry for safe stress and no-leak conditions. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 2004, vol. 8 (1), pp. 67–74.
- [3] Shishkin S.V., Shishkin S.S. Calculation of the tightness of flanged joints. *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*, 2010, vol. 39, no. 3, pp. 265–271.
- [4] Estrada H. Analysis of Leakage in Bolted-Flanged Joints Using Contact Finite Element Analysis. *Journal of Mechanics Engineering and Automation*, 2015, vol. 5, pp. 135–142. DOI: 10.17265/2159-5275/2015.03.001
- [5] Estrada H., Parsons I.D. Strength and Leakage Finite Element Analysis of a GFRP Flange Joint. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 1999, vol. 76, no. 8, pp. 543–550.
- [6] Roos E., Kockelmann H., Hahn R. Gasket characteristics for the design of bolted flange connections of metal-to-metal contact type. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 2002, vol. 79 (1), no. 1, pp. 45–52.
- [7] Marshall M.B., Lewis R., Dwyer-Joyce R.S. Characterization of contact pressure distribution in bolted joints. *Strain*, 2006, no. 42 (1), pp. 31–43.
- [8] Иванов М.Н., Финогенов В.А. *Детали машин*. 15-е изд. Москва, Юрайт, 2014, 408 с.

- [9] Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. *Расчет на прочность деталей машин*. Москва, Машиностроение, 1993, 640 с.
- [10] Ряховский О.А., ред. *Детали машин*. 4-е изд. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004, 465 с.
- [11] Дунаев П.Ф., Леликов О.П. *Конструирование узлов и деталей машин*. Москва, Академия, 2006, 496 с.
- [12] Иванов А.С., Измайлов В.В. Расчет контактной деформации при конструировании машин. *Трение и смазка в машинах и механизмах*, 2006, № 8, с. 3–10.
- [13] Иванов А.С., Ермолаев М.М., Руднев С.К. Расчет соединения с натягом в общем случае нагружения. *Современное машиностроение. Наука и образование*, 2016, № 5, с. 453–463.
- [14] Haidar N., Obeed S., Jawad M. Mathematical representation of bolted-joints stiffness: a new suggested model. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2011, vol. 25 (11), pp. 2827–2834.
- [15] Корзаков А.А., Косов М.Г. Моделирование контактной жесткости поверхностей. *Вестник МГТУ «Станкин»*, 2008, № 2, с. 6–10.
- [16] Лукьянова А.Н. *Моделирование контактного взаимодействия деталей*. Самара, СамГТУ, 2012, 87 с.
- [17] Зернин М.В., Бабин А.П., Мишин А.В., Бурак В.Ю. Моделирование контактного взаимодействия с использованием положений механики «контактной псевдосреды». *Вестник Брянского государственного технического университета*, 2007, № 4 (16), с. 62–73.
- [18] Чигарев А.В. Кравчук А.С., Смалюк А.Ф. *ANSYS для инженеров*. Москва, Машиностроение-1, 2004, 524 с.
- [19] Букеткин Б.В., Зябликов В.М., Семенов-Ежов И.Е., Ширшов А.А. Податливость затянутого резьбового соединения. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2019, вып. 3. DOI: 10.18698/2308-6033-2019-3-1855

Статья поступила в редакцию 22.11.2019

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Букеткин Б.В., Зябликов В.М., Семенов-Ежов И.Е., Ширшов А.А. Расчет податливости болтового соединения с учетом шероховатости контактирующих поверхностей. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2020, вып. 1.

<http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2020-1-1945>

**Букеткин Борис Васильевич** — старший преподаватель кафедры «Прикладная механика» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Область научных интересов: экспериментальное исследование материалов и конструкций. Автор 30 научных работ.  
e-mail: [buketkin-boris@yandex.ru](mailto:buketkin-boris@yandex.ru)

**Зябликов Владимир Михайлович** — канд. техн. наук, доцент кафедры «Основы конструирования машин» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Область научных интересов: детали машин. Автор более 100 научных статей. e-mail: [zyablikov39@mail.ru](mailto:zyablikov39@mail.ru)

**Семенов-Ежов Игорь Евгеньевич** — канд. техн. наук, доцент кафедры «Прикладная механика» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Область научных интересов: экспериментальные методы. Автор более 100 научных статей.  
e-mail: [semenovezhov@mail.ru](mailto:semenovezhov@mail.ru)

**Ширшов Анатолий Артемович** — канд. техн. наук, доцент кафедры «Прикладная механика» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Область научных интересов: расчеты в пределах и за пределами упругости. Автор более 100 научных работ.  
e-mail: [chirchovaa@mail.ru](mailto:chirchovaa@mail.ru)

## Bolted joint compliance analysis with account for the roughness of contact surfaces

© B.V. Buketkin, V.M. Zyablikov, I.E. Semenov-Ezhov, A.A. Shirshov

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, 105005, Russia

*Bolted joints are widespread in various industries. They are used both in detachable and in non-detachable connections. The main requirement for bolted joints is to ensure the strength of the connection and guaranteed contact pressure on the connected surfaces, i.e. joints, during the operation of the structure. As a rule, their design and calculation do not take into account the contact compliance of surfaces, which is determined by their macro- and microroughnesses. This problem leads to an overestimation of the joint strength and an underestimation of the predicted joint compliance. The study proposes a simple model which makes it possible by calculation to take into account the effect of the roughness of the contacting surfaces on the compliance of the joint without modifying the ANSYS application package. On the example of a flange connection, an experimental verification of the adequacy of the proposed model was carried out.*

**Keywords:** bolted joint, roughness, contact layer, contact compliance, contact pressure

### REFERENCES

- [1] Bortz M., Wink R. Leakage analysis of a high pressure flange connection under bending moments. *An Analytic Procedure*, Paper No. PVP2014-28252, pp. V005T05A012; 6 p. DOI: 10.1115/PVP2014-28252
- [2] Abida M., Nashb D.H. A parametric study of metal-to-metal contact flanges with optimized geometry for safe stress and no-leak conditions. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 2004, vol. 81, pp. 67–74.
- [3] Shishkin S.V., Shishkin S.S. Calculation of the tightness of flanged joints. *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*, 2010, vol. 39, no. 3, pp. 265–271.
- [4] Hector E. Analysis of leakage in bolted-flanged joints using contact finite element analysis. *Journal of Mechanics Engineering and Automation*, 2015, vol. 5, pp. 135–142. DOI: 10.17265/2159-5275/2015.03.001
- [5] Estrada H., Parsons I.D. Strength and Leakage Finite Element Analysis of a GFRP Flange Joint. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 1999, vol. 76, no. 8, pp. 543–550.
- [6] Roos E., Kockelmann H., Hahn R. Gasket characteristics for the design of bolted flange connections of metal-to-metal contact type. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 2002, vol. 79, no. 1, pp. 45–52.
- [7] Marchall M.B., Lewis R., Dwyer-Joyce R.S. Characterization of contact pressure distribution in bolted joints. *Strain*, 2006, no. 42 (1), pp. 31–43.
- [8] Ivanov M.N., Finogenov V.A. *Detali mashin* [Machine Parts]. Moscow, Urait Publ., 2014, 408 p.
- [9] Birger I.A., Shorr B.F., Iosilevich G.B. *Raschet na prochnost detaleh mashin* [Strength Calculation of Machine Parts]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1993, 640 p.
- [10] Andrienko L.A., Baykov B.A., Zakharov M.N., et al. *Detali mashin* [Machine Parts]. O.A. Ryakhovskiy, ed. 4th ed. rev. Moscow, BMSTU Publ., 2004, 465 p.

- [11] Dunaev P.F., Lelikov O.P. *Konstruirovaniye uzlov i detaley mashin* [Construction of connection joints and machine parts]. Moscow, Akademiya Publ., 2006, 496 p.
- [12] Ivanov A.S., Izmaylov V.V. *Trenie i smazka v mashinakh i mekhanizmkh* (*Friction and lubrication in machines and mechanisms*), 2006, no. 8, pp. 3–10.
- [13] Ivanov A.S., Ermolaev M.M., Rudnev S.K. *Sovremennoe mashinostroenie. Nauka i obrazovanie* (*Modern mechanical engineering. Science and education*), 2016, no. 5, pp. 453–463.
- [14] Haidar N., Obeed S., Jawad M. Mathematical representation of bolted-joints stiffness: a new suggested model. *Journal of Mechanic Science and Technology*, 2011, no. 25 (11), pp. 2827–2834.
- [15] Korzakov A.A., Kosov M.G. *Vestnik MGTU «Stankin» — Vestnik of MSTU “Stankin”*, 2008, no. 2, pp. 6–10.
- [16] Lukyanova A.N. *Modelirovaniye kontaktного vzaimodeystviya detaley* [Modeling contact interaction of parts]. Samara, SSTU Publ., 2012, 87 p.
- [17] Zernin M.V., et al. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tehnikeskogo universiteta — Vestnik BSTU*, 2007, no. 4 (16), pp. 62–73.
- [18] Chigarev A.V. Kravchuk A.S., Smalyuk A.F. *ANSYS dlya inzhenerov* [ANSYS for engineers]. Moscow, Mashinostroenie-1 Publ., 2004, 524 p.
- [19] Buketkin B.V., Zyablikov V.M., Semenov-Ezhov I.E., Shirshov A.A. *Inzhenerny zhurnal: nauka i innovatsii — Engineering Journal: Science and Innovation*, 2019, iss. 3. DOI: 10.18698/2308-6033-2019-3-1855

**Buketkin B.V.**, Assist. Professor, Department of Applied Mechanics, Bauman Moscow State Technical University. Research interests: experimental study of materials and structures. Author of 30 scientific papers. e-mail: buketkin-boris@yandex.ru

**Zyablikov V.M.**, Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Machine Design Principles, Bauman Moscow State Technical University. Research interests: machine parts. Author of over 100 scientific papers. e-mail: zyablikov39@mail.ru

**Semenov-Ezhov I.E.**, Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Applied Mechanics, Bauman Moscow State Technical University. Research interests: experimental methods. Author of over 100 scientific papers. e-mail: semenovezhov@mail.ru

**Shirshov A.A.**, Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Applied Mechanics, Bauman Moscow State Technical University. Research interests: calculations within and outside elasticity. Author of over 100 scientific papers. e-mail: chirchovaa@mail.ru