

ТРЕХМЕРНОЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ СИСТЕМЫ ВКЛАДЫШ-ВАЛ ПРИ ОДНОВРЕМЕННОМ ДЕЙСТВИИ КОНТАКТНОЙ И НЕКОНТАКТНОЙ НАГРУЗКИ

^{1,2}Щербаков С. С., ^{1,2}Климкович Н. М., ²Полещук М. М.,
³Боровков А. И., ³Журавлев Д. Н., ³Шандер И. Ф.

¹Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси

²Белорусский государственный университет

³Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

Введение. Система вкладыш-вал используется для экспериментального исследования материалов, работающих не только в условиях фрикционной или механической усталости, но и в совмещенных условиях фрикционно-механической усталости. В последнем случае изучаются процессы разрушения материалов в результате взаимодействия локальных повреждающих факторов при трении скольжения и при объемном деформировании [1–4]. В частности, эта система применялась для обоснования применения нового конструкционного материала МОНИКА в технических системах ответственного назначения [5–7]. Компьютерное моделирование этой системы позволяет значительно сократить сроки исследования свойств материалов и материальные ресурсы на проведение износостойких испытаний.

Постановка задачи. Рассматривается напряженно-деформированное состояние (НДС) системы вкладыш-вал при следующих условиях: задача 1 – контактное взаимодействие; задача 2 – изгибное нагружение; задача 3 (4) – одновременное условие контактного взаимодействия и изгибного нагружения вниз (вверх).

Геометрическая схема вала и вкладыша, а также их размеры и интересные поперечные сечения приведены на рисунке 1.

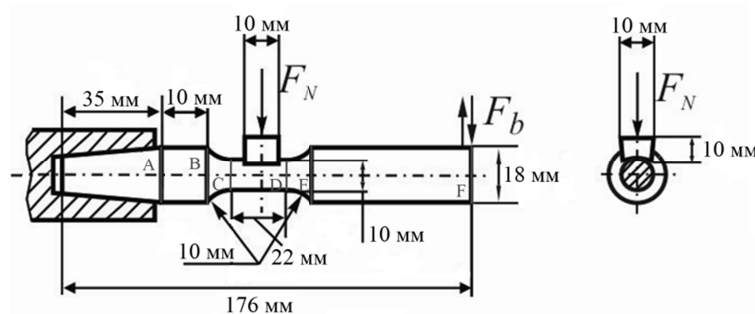


Рис. 1. Схема исследуемой трибофатической системы

Значения коэффициента Пуассона и модуля Юнга для материалов вкладыша и вала приняты одинаковыми и равными соответственно 0,3 и 200 ГПа.

В ходе исследования, граничное условие на левой конусообразной части вала рассматривается как условие жесткого закрепления. К правому концу вала приложена изгибная нагрузка $F_b = 200$ Н, направленная вертикально вниз. На вкладыш действует нагрузка $F_N = 500$ Н.

Аналитическое решение задачи. При исследовании задач 1–4, вал рассматривается как балка переменного поперечного сечения. Считаем, что балка жестко закреплена в сечении A (см. рисунок 1), изгибная сила приложена к участку балки в сечении F , а распределенная нагрузка q действует на участке длиной 10 мм между сечениями C и D . Нормальные напряжения в сечениях балки от A до F определяются по формуле (1) из [8].

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{32 \cdot F \cdot x}{\pi \cdot D^3}, \quad (1)$$

где M – момент силы;

F – сила;

x – плечо силы;

W – момент сопротивления;

D – диаметр поперечного сечения;

σ – нормальное напряжение.

Таким образом, на рисунке 2 приведены эпюры изгибающих моментов и нормальных напряжений в вале для всех исследуемых случаев.

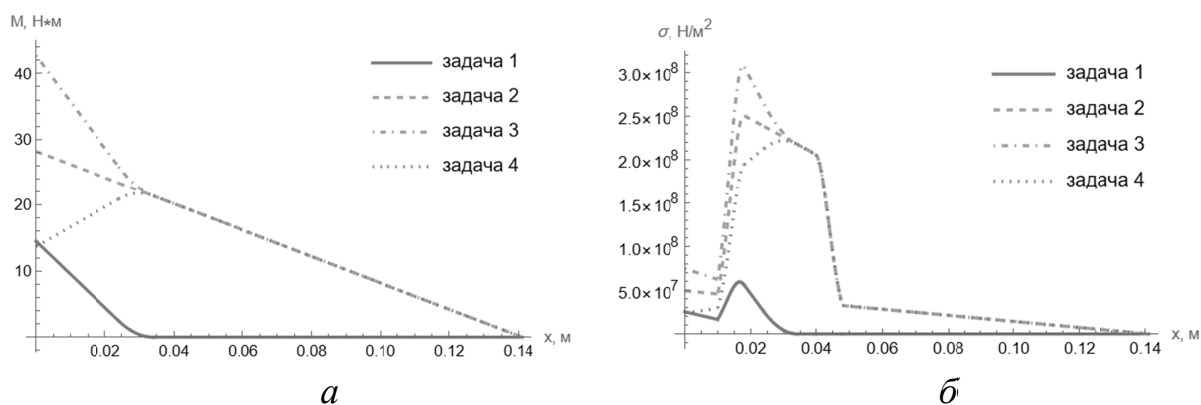


Рис. 2. Эпюры изгибающих моментов (а) и нормальных напряжений (б)

Согласно приведенным эпюрам, для задачи 1, 2 и 3 максимальное нормальное напряжение возникает в сечении C вала и составляет соответственно 59,3, 250,6 и 306,6 МПа. В свою очередь, для задачи 4 максимальное нормальное напряжение возникает ближе к центру контактной площадки и составляет 221,8 МПа.

Численное решение задачи. Численное моделирование НДС системы вкладыш-вал выполняется на базе метода конечных элементов (МКЭ), реализованного в программном пакете Ansys Mechanical APDL. Решение для рассматриваемых задач определяется в статической постановке.

Стоит отметить, что при решении контактных задач с использованием МКЭ, важно правильно построить конечно-элементную (КЭ) сетку в районе контактного взаимодействия тел. Радиус данной области составляет $\sim b/2 = 1,5$ мм. Размер КЭ в данной области составляет $\sim b/30 = 0,1$ мм. КЭ сетка всей конструкции, а также в районе контактного взаимодействия, приведена на рисунке 3. КЭ сетка состояла из 0,72 млн узлов и 1,7 млн элементов (порядок конечных элементов – линейный).

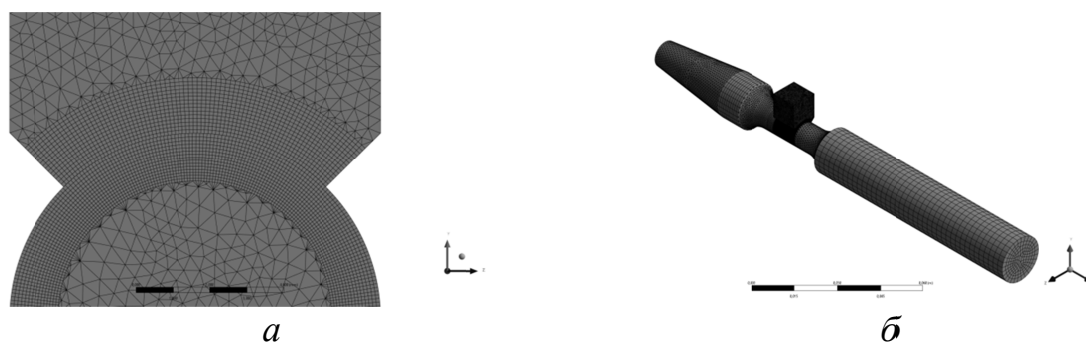


Рис. 3. КЭ сетка в окрестности контактного взаимодействия (а) и всей конструкции (б)

При исследовании задачи 1, граничное условие (ГУ) на левой поверхности вала представляет собой условие жесткого закрепления. К верхней поверхности вкладыша прикладывается сила $F_N = 500$ Н. На некоторой части боковой поверхности вкладыша действует ограничение нормальных перемещений (в соответствии с руководством по эксплуатации испытательного центра SZ-01 [9]).

При исследовании задачи 2, граничное условие на левой части вала остается тем же, что и в предыдущем случае. К правой границе вала прикладывается сила $F_b = 200$ Н.

При исследовании задач 3 и 4, граничные условия представляют собой совокупность приведенных ранее граничных условий.

Таким образом, согласно результатам численного моделирования, для всех исследуемых случаев контактного взаимодействия, на рисунке 4 приводятся виды контактных площадок на поверхности вала.

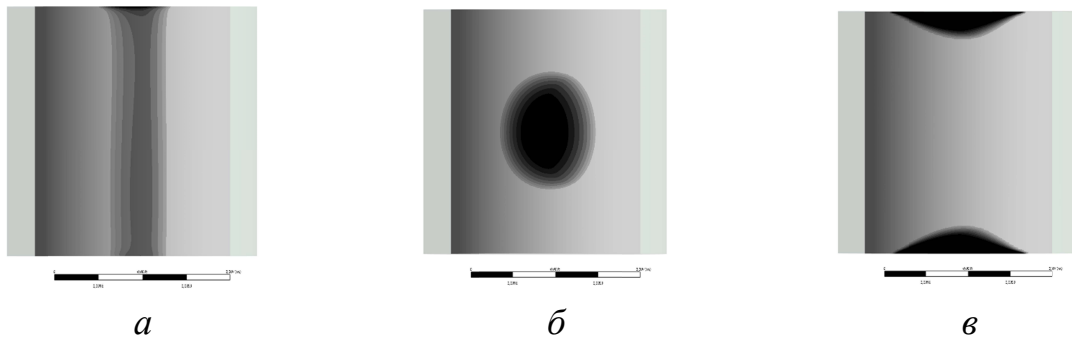


Рис. 4. Виды контактных площадок на поверхности вала для задач 1, 3, 4 (а-в соответственно)

Для всех исследуемых случаев на рисунке 5 приводятся распределения эквивалентных напряжений на внешней поверхности вала и в центральном продольном сечении конструкции.

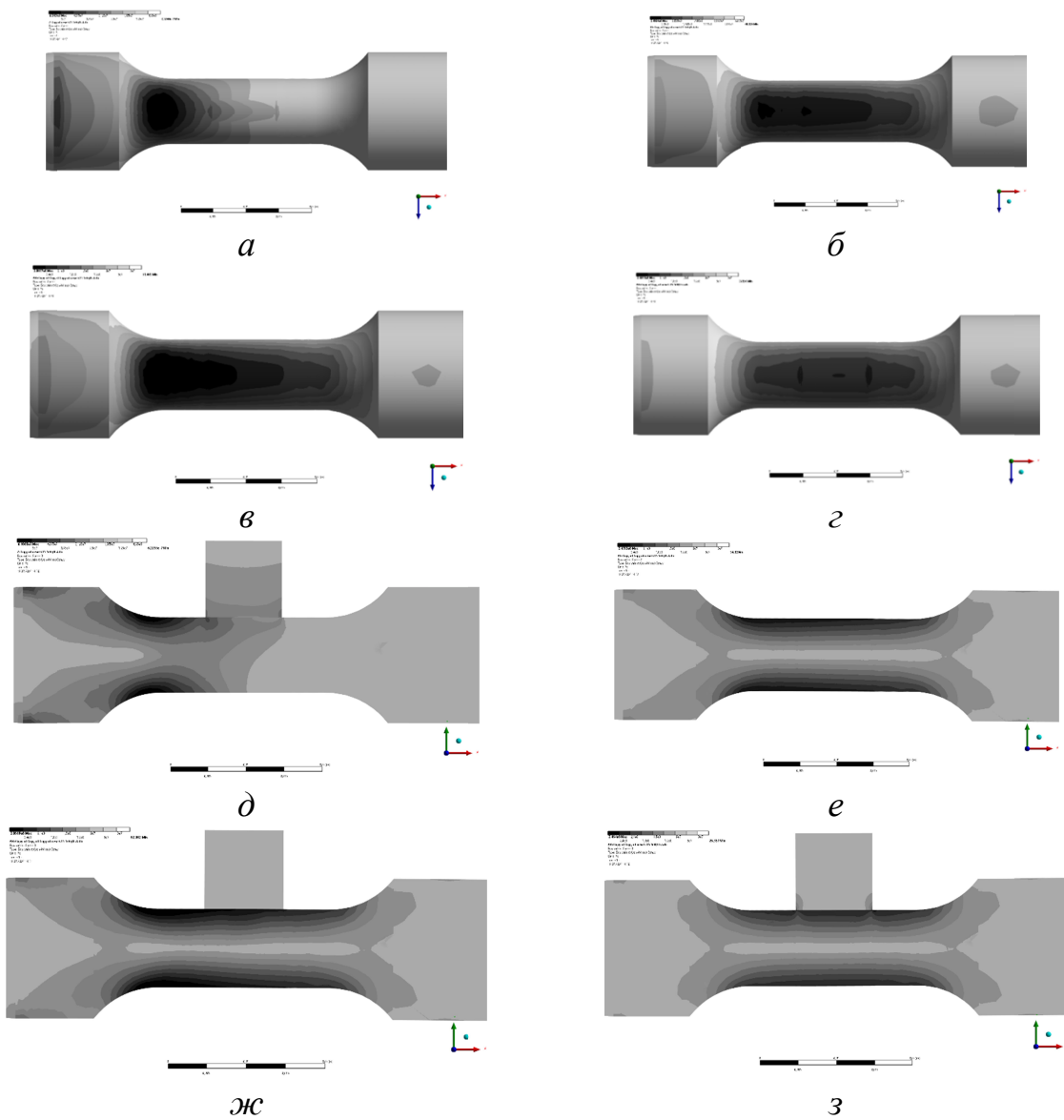


Рис. 5. Распределение эквивалентных напряжений на внешней поверхности вала (а–г для задач 1–4 соответственно) и в центральном продольном сечении исследуемой системы (д–з для задач 1–4 соответственно)

Для всех исследуемых случаев на рисунке 6 приводятся распределения минимальных главных напряжений в центральном продольном и поперечном сечении системы.

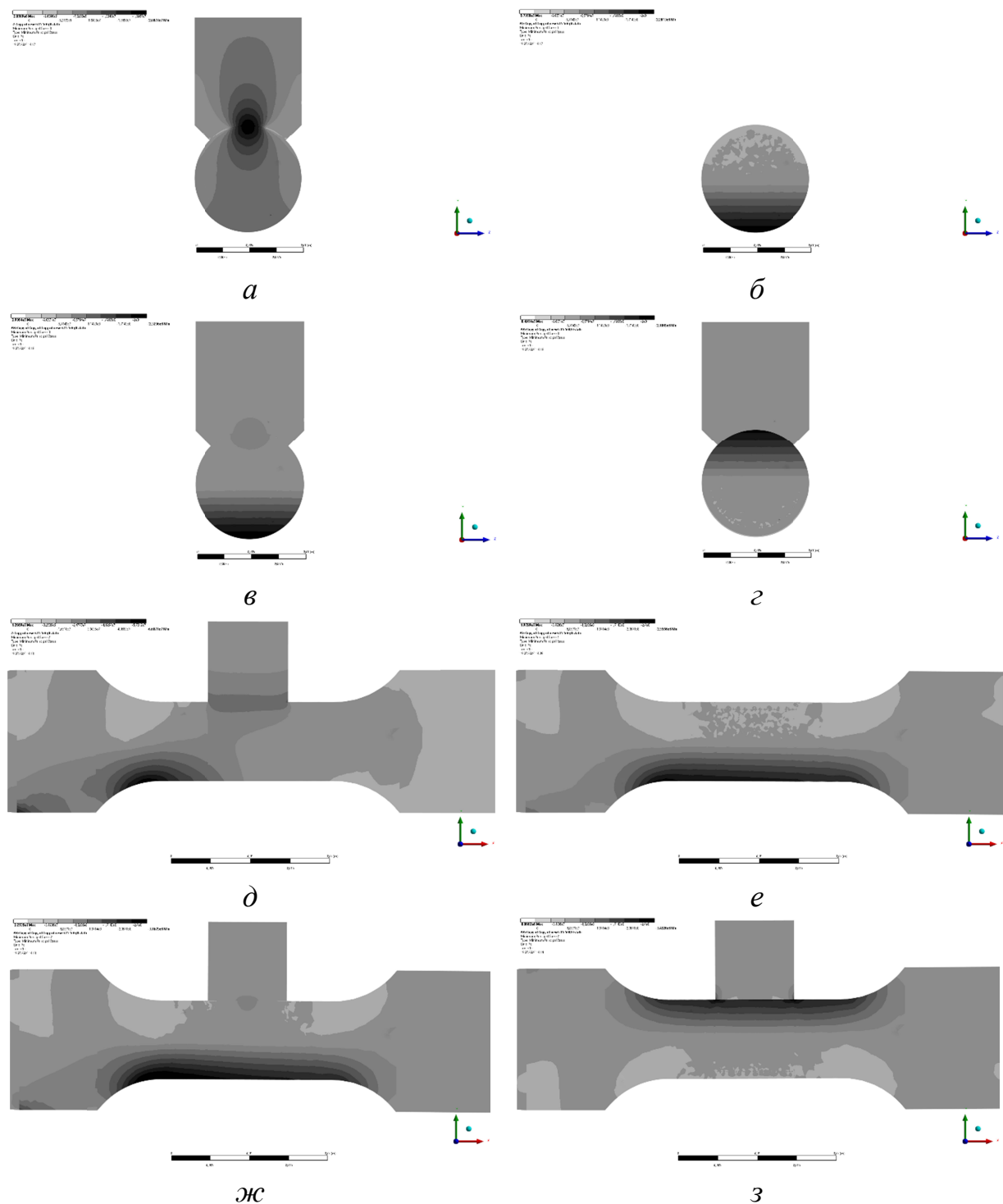


Рис. 6. Распределение минимальных главных напряжений в центральном поперечном сечении (а–г для задач 1–4 соответственно) и в центральном продольном сечении исследуемой системы (д–з для задач 1–4 соответственно)

Согласно приведенным распределениям эквивалентных напряжений, для задач 1–3 максимальное эквивалентное напряжение возникает в сечении *C* и составляет соответственно 61,9, 247 и 306,2 МПа, для задачи 4 – 246,6 МПа и возникает на границе вкладыша (в середине вкладыша эквивалентное напряжение составляет 209 МПа).

В соответствии с приведенными распределениями минимальных главных напряжений, для задач 1–3 максимальное значение третьего главного напряжения возникает в сечении *C* и составляет соответственно 66,5, 258,1 и 319,5 МПа, для задачи 4 – 343,6 МПа и возникает на границе вкладыша (в середине вкладыша эквивалентное напряжение составляет 211 МПа).

Анализ полученных результатов. Для всех исследуемых случаев, в таблице 1 приводятся максимальные значения эквивалентных напряжений в вале, полученные по результатам моделирования, и максимальные значения нормальных напряжений, рассчитанные аналитически.

Таблица 1 – Максимальные значения эквивалентных напряжений в вале

	Задача 1	Задача 2	Задача 3	Задача 4
Аналитический расчет (σ_{analit}), МПа	59,3	250,6	306,6	221,8
Численное моделирование (σ_{model}), МПа	61,9	247,0	306,2	209,0
Относительная разница в значениях ($\frac{ \sigma_{analit} - \sigma_{model} }{\sigma_{analit}}$), %	4,4	1,4	0,1	5,8

Таким образом, максимальные значения эквивалентных напряжений, полученных по результатам моделирования, возникают в тех же условных сечениях вала (рисунок 1) и имеют разницу не больше 6 % относительно аналитически вычисленных значений.

Выводы. Таким образом, в представленной работе была разработана и верифицирована компьютерная трехмерная численная модель системы вкладыш-вал, позволяющая корректно определять необходимые параметры в условиях не только контактного взаимодействия или изгибного нагружения, но и их совокупности.

В ходе исследования было получено, что при рассмотрении только фрикционного взаимодействия с давящей на вкладыш силой $F_N = 500$ Н в вале возникают эквивалентные напряжения до 60 МПа в сечении *C*. При приложении сонаправленной изгибной нагрузки $F_b = 200$ Н максимальное значение эквивалентных напряжений возрастает на 240 МПа в том же сечении. Однако, при приложении данной нагрузки в противоположном направлении, максимальное значение эквивалентных напряжений возрастает только на 160 МПа и возникают ближе к центру выточки. Кроме того, было показано, что при действии одновременно фрикционного взаимодей-

ствия с нагружением $F_N = 500$ Н и противоположно направленной изгибающей нагрузки $F_b = 200$ Н, максимальное значение эквивалентных напряжений меньше на 40 МПа, чем при только изгибном нагружении $F_b = 200$ Н.

Благодарность. Работа выполнена при поддержке Белорусского фонда фундаментальных исследований (проект № Т24СПбГ-003).

ЛИТЕРАТУРА

1. Щербаков, С. С. Механика трибофатических систем / С. С. Щербаков, Л. А. Сосновский. – Минск : БГУ, 2011. – 407 с.
2. Фундаментальные и прикладные задачи трибофатики : пособие / М. А. Журавков, С. С. Щербаков, Д. Е. Мармыш [и др.]. – Минск : БГУ, 2017. – 167 с.
3. Sherbakov, S. S., On the development of tribo-fatigue as the new section of mechanics / S. S. Sherbakov, C. Basaran // Int. J. Materials and Structural Integrity. – 2021. – Vol. 14, No. 2/3/4 – P. 142–163.
4. From fatigue and tribology to tribo-fatigue / L. A. Sosnovskiy, S. S. Sherbakov, M. M. Khonsari, A. V. Bogdanovich // Int. J. Materials and Structural Integrity. – 2021. – Vol. 14, No. 2/3/4. – P. 164–237.
5. Comparison of Stress-Strain States of Rail-Wheel Pair Made of Steel and MoNiCa / S. Sherbakov, A. Bahdanovich, A. Nasan [et al.] // Solid State Phenomena, 2021. – Vol. 320. – P. 14–19.
6. Some Regularities of Life Time and Damage for the New Structural Material MoNiCa during Sliding Friction and Mechano-Sliding Fatigue / A. Bahdanovich, S. Sherbakov, I. Lis [et al.] // Solid State Phenomena, 2021. – Vol. 320 – P. 90–96.
7. Sosnovskiy, L. A., New cast iron Monica loses its brittleness with increasing strength / L. A. Sosnovskiy, S. S. Sherbakov // Int. J. Materials and Structural Integrity. – 2023. – Vol. 15, No. 1. – P. 24–41.
8. Писаренко, Г. С. Справочник по сопротивлению материалов / Г. С. Писаренко, А. П. Яковлев, В. В. Матвеев. – Киев : Наукова думка, 1988. – 736 с.
9. Испытательный центр SZ-01. Руководство по эксплуатации SZ.000.000 РЭ. – Гомель : НПО Трибофатика, 2013. – 74 с.

Поступила: 18.03.2024