

МОДЕЛИРОВАНИЕ УСТАЛОСТНОГО ИЗНОСА ШАХТНОГО ПРОВОДНИКА ПРИ РАЗЛИЧНЫХ КОНФИГУРАЦИЯХ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ С НАПРАВЛЯЮЩИМИ РОЛИКАМИ

Николайчик М. А., Маевский П. С.

Белорусский Государственный Университет, Минск

Введение. Подъемные установки занимают чрезвычайно важное место в работе предприятия по подземной добыче полезного ископаемого. Они предназначены не только для подъема полезных ископаемых на поверхность, но и для спуска в шахты крупногабаритной техники.

Комплекс шахтного подъемного сосуда (скипа) является одним из ключевых систем подъемного шахтного комплекса. Обеспечение безаварийного и оптимального режима работы системы требует решения сразу нескольких задач механики.

Сложность исследования таких проблем обусловлена большим количеством элементов в системе и в том, что каждый элемент может выполнять отдельную функцию и иметь собственный режим работы.

Одним из центральных элементов в конструкции подъемного сосуда является контактная группа «ролики подъемного сосуда – направляющие проводники». Актуальной является проблема построения таких механико-математических моделей, на основе которых может быть исследовано поведение элементов под действием повторяющихся с течением времени нагрузок [1]. Важность проведения анализа долговечности конструкции на основе этих моделей обусловлена тем, что без понимания как конструкция работает в условиях циклического нагружения и без использования методов визуального контроля, оценка безопасности шахтных подъемов невозможна. Проведение экспериментов для всех возможных сценариев разрушения являются слишком затратными.

В статье приводятся результаты анализа долговечности элементов конструкции, полученные путем проведения усталостного анализа на основе существующей конечно-элементной модели, разработанной для решения задачи контактного взаимодействия направляющих роликов с проводником при движении скипа [2], а также расчетных величин воздействия скипа на направляющие проводники в зависимости от конструкций ствола и параметров движения скипа [3, 4]. Рассматривается конструкция шахтного подъема с двумя ограничительными проводниками, расположенными с противоположных сторон скипа. По каждому проводнику движется набор из трех роликов, прижатых пружинами к разным сторонам проводника.

Отметим, что при проведении усталостного анализа рассматривалось как взаимодействие отдельного направляющего ролика с проводником, так и системы из двух направляющих роликов.

Постановка задачи. В ходе выполнения исследования рассмотрена следующая задача: исследовано влияние контактных условий на количество циклов до усталостного разрушения конструкции при взаимодействии в наиболее опасном сечении (по центру проводника) как в одном направлении (контакт 1 ролика с проводником), так и в 2 направлениях (контакт 2 роликов с проводником). Также, было определено количество циклов приводящих к разрушению проводника при заданной контактной нагрузке.

При построении конечно-элементной модели использовались следующие геометрические параметры тел:

Ролик: внешний диаметр – 320 мм, внутренний диаметр – 200 мм, ширина ролика – 100 мм.

Сечение проводника: длина направляющей – 6000 мм, сторона внешнего квадрата – 200 мм, сторона внутреннего квадрата – 164 мм, толщина стенок – 18 мм.

При построении конечно-элементной модели был выбран линейный порядок элементов, так как для проведения усталостного анализа необходимо сначала решить задачу контактного взаимодействия роликов с проводником, что подразумевает многократные циклы вычислений, что в свою очередь требует много вычислительных ресурсов. Для настройки сетки был использован метод MultiZone mesh, обеспечивающий разбиение геометрии на отображаемые (структурированные) и свободные (неструктурированные) области [5]. Алгоритм автоматически генерирует чистую шестигранную сетку там, где это возможно, а затем заполняет более трудные области неструктурированной сеткой.

Граничные условия. Рассматривается ситуация закрепления проводника на концах направляющей, система роликов расположена по центру балки. На ролики действует распределенная нагрузка амплитудой 100 кН.

Физико-механические свойства тел. Материал проводника – сталь. Ролик представляет собой прорезиненную снаружи сталь, поэтому были выбраны усредненные значения констант. Эффективный модуль Юнга рассчитывался по формуле:

$$\frac{1}{E} = \frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2},$$

где $E_1 = 200$ ГПа – модуль Юнга стали, а $E_2 = 180$ МПа – модуль Юнга резины.

Коэффициент Пуассона для резины составляет 0,49, для стали – 0,3.

Проводник и ролики в рассматриваемой задаче принимаются изотропными линейно-упругими телами.

Положение системы роликов моделируется в середине балки, так как в этом случае, на наибольшем расстоянии от концов одного пролета проводника создаются самые благоприятные условия для возникновения максимального изгибающего момента, а, следовательно, и максимальных напряжений.

При выполнении усталостного анализа рассматривались такие два типа контактного взаимодействия:

а) нелинейный контакт, когда имеет место скольжение в области контакта, при этом коэффициент трения равен нулю, а нормальное давление принимает нулевое значение в случае отрыва (тип Frictionless);

б) контакт с трением, когда в области контакта тел возникают касательные напряжения, при достижении которыми предельного значения имеет место скольжение тел друг относительно друга (тип Frictional).

При проведении усталостного анализа необходимо выбрать цикл изменения напряжений, другими словами, какой характер нагрузки испытывает анализируемая деталь во время эксплуатации. Существует два основных вида циклов напряжения: симметричный и несимметричный. Однако всякий несимметричный цикл можно рассматривать как сумму постоянного напряжения и симметричного цикла. В настоящей статье был выбран частный случай несимметричного цикла напряжения – отнулевой [6].

Был вычислен коэффициент асимметрии:

$$R = \frac{S_{\min}}{S_{\text{mean}}},$$

где S_{\min} – минимальное напряжение цикла, S_{mean} – среднее напряжение цикла.

Для симметричного цикла $R = -1$. В случае, когда он отличен от этого значения, в детали существует среднее напряжение. Объем разрушений, вызванный циклом напряжений, зависит не только от переменного напряжения, но и от среднего напряжения. Переменное напряжение вычисляется как половина разности максимального и минимального напряжений в цикле

$$S_a = \frac{(S_{\max} - S_{\min})}{2}.$$

Влияние средних напряжений на количество циклов до разрушения конструкции демонстрируется диаграммой Хейя (рисунок 5) [7].

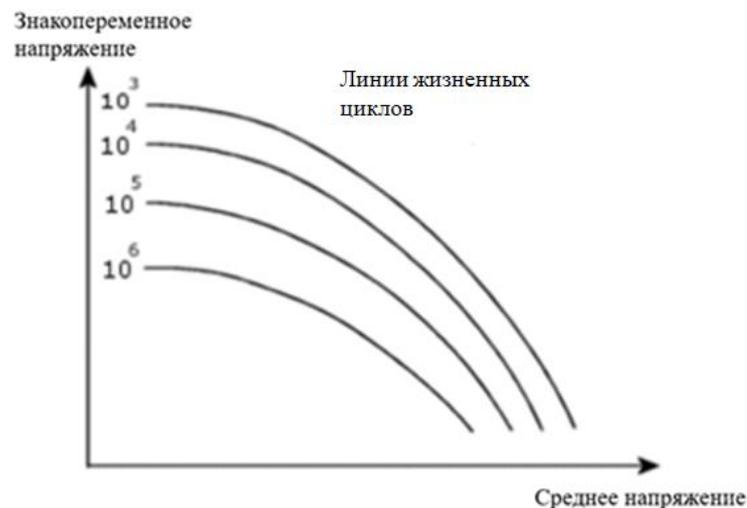


Рис. 1. Диаграмма Хейя

Из приведенной диаграммы можно сделать вывод о том, что увеличение средних напряжений больше влияет на изменение количества циклов до усталостного износа детали, чем увеличение переменных напряжений. Следовательно, при проведении усталостного анализа с использованием несимметричного цикла, следует учитывать среднее напряжение.

Свойства выносливости материала обычно определяются на основе испытаний с использованием симметричного цикла напряжений с постоянной амплитудой. На практике эксплуатируемые детали редко испытывают такой тип нагрузки. С другой стороны, проведение испытаний для различных средних напряжений или соотношений напряжений может оказаться неэффективным и очень затратным. В таком случае существуют эмпирические методы корректировки среднего напряжения. При исследовании рассматриваются следующие методы:

а) метод Гудмана – обычно используется для хрупких материалов:

$$S_{ca} = \frac{S_a}{1 - \left(\frac{S_{mean}}{S_u}\right)};$$

б) метод Гербера – обычно используется для пластичных материалов:

$$S_{ca} = \frac{S_a}{1 - \left(\frac{S_{mean}}{S_u}\right)^2};$$

в) метод Содерберга – самый консервативный:

$$S_{ca} = \frac{S_a}{1 - \left(\frac{S_{mean}}{S_y}\right)^2};$$

где S_y – предел текучести, S_{ca} – скорректированное переменное напряжение, S_{mean} – среднее напряжение, S_u – предел прочности.

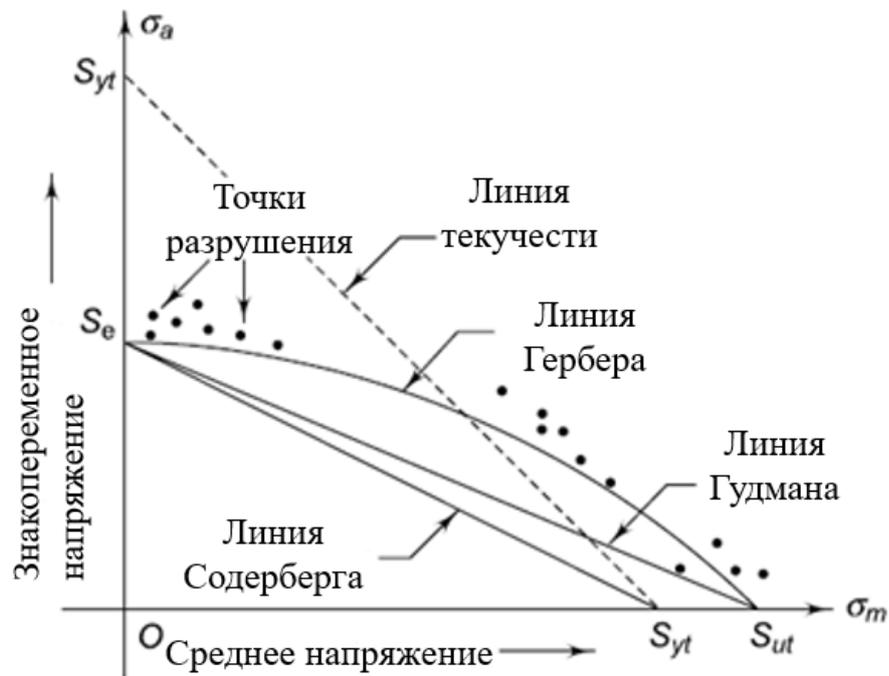


Рис. 2. Графики уравнений методов коррекции среднего напряжения

Эти методы используются для учета средних напряжений, чтобы скорректировать уровень напряжений, для того, чтобы сравнить циклы напряжений со стандартной S-N кривой, полученной для симметричного цикла напряжений при $R = -1$.

Для выбора типа напряжений по которому будет идти оценка усталости конструкции воспользуемся коэффициентом Надаи-Лодэ:

$$\mu = 2 \frac{(\sigma_2 - \sigma_3)}{(\sigma_1 - \sigma_3)} - 1.$$

Значение $\mu = 1$ соответствует одноосному сжатию, $\mu = -1$ – растяжению, а $\mu = 0$ – чистому сдвигу.

Результаты моделирования (рисунок 3, а, б) показывают, что в области концентрации напряжений для обоих рассматриваемых случаев преобладают напряжения растяжения и сдвига. Поэтому в качестве напряжений для оценки усталости конструкции помимо эквивалентных выберем также касательные напряжения.

Результаты выполнения компьютерного моделирования.

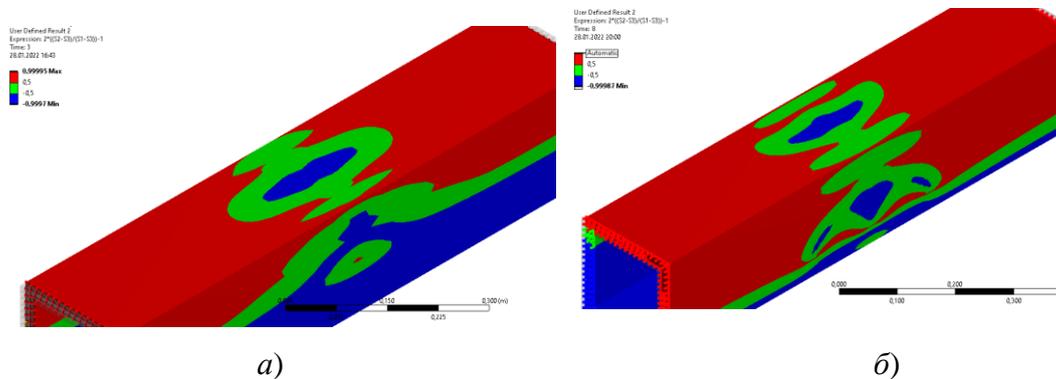


Рис. 3. Распределение коэффициента Надаи-Лодэ в контактной зоне для типа Frictional с коэффициентом трения 0,3: а – для одного ролика; б – для двух роликов

Далее на рисунках приведены некоторые результаты численных экспериментов.

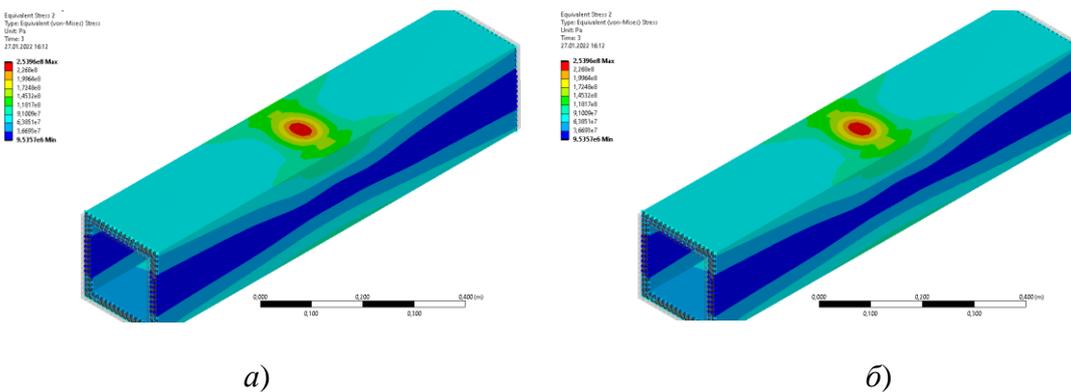


Рис. 4. Эквивалентные напряжения при воздействии на проводник одного ролика: а – для типа Frictionless; б – для типа Frictional с коэффициентом трения 0,3

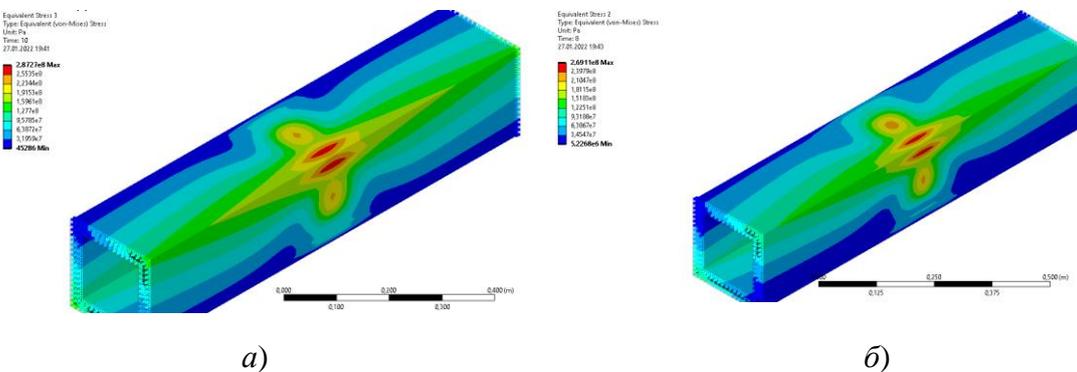


Рис. 5. Эквивалентные напряжения при воздействии на проводник двух роликов: а – для типа Frictionless; б – для типа Frictional с коэффициентом трения 0,3

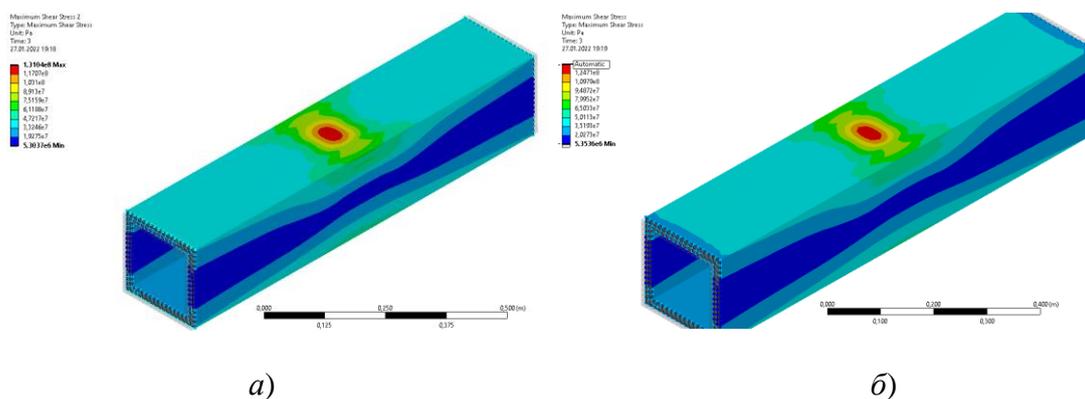


Рис. 6. Максимальные касательные напряжения при воздействии на проводник одного ролика:
а – для типа Frictionless; *б* – для типа Frictional с коэффициентом трения 0,3

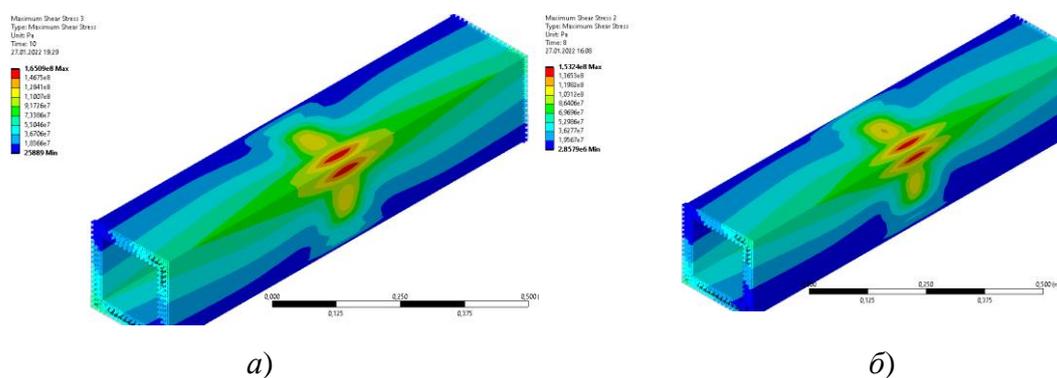


Рис. 7. Максимальные касательные напряжения при воздействии на проводник двух роликов:
а – для типа Frictionless; *б* – для типа Frictional с коэффициентом трения 0,3

Таблица 1 – Сравнение значений количества циклов до усталостного разрушения проводника при взаимодействии с одним роликом

Тип контакта	Без трения	Без трения	С трением	С трением
Компонента напряжения	Эквивалентные напряжения	Максимальные касательные напряжения	Эквивалентные напряжения	Максимальные касательные напряжения
Метод Гудмана	53480	35335	41495	25406
Метод Содерберга	14848	8570,9	10536	5587,8
Метод Гербера	1,2542e5	88626	1,0146e5	67185

Таблица 2 – Сравнение значений количества циклов до усталостного разрушения проводника при взаимодействии с двумя роликами

Тип контакта	Без трения	Без трения	С трением	С трением
Компонента напряжения	Эквивалентные напряжения	Максимальные касательные напряжения	Эквивалентные напряжения	Максимальные касательные напряжения
Метод Гудмана	5917,6	4063,1	13736	9490,2
Метод Содерберга	565,24	254,27	2266,8	1309,2
Метод Гербера	17830	12625	39319	28150

По полученным результатам можно сделать следующие выводы:

1) при взаимодействии одного ролика с проводником прослеживается следующая зависимость – при учете трения, количество циклов до усталостного разрушения проводника заметно понижается для любых комбинаций методов коррекции среднего напряжения и компонент напряжений;

2) при взаимодействии двух роликов с проводником количество циклов до усталостного разрушения уменьшается, по сравнению со значениями при взаимодействии проводника с одним роликом;

3) в случае воздействия на проводник двух роликов, значения количества циклов до возникновения усталостных трещин для контакта с трением больше, чем для контакта без трения. Это обусловлено тем, что в случае взаимодействия с одним роликом, зоной концентрации напряжений и, как следствие, областью зарождения усталостных трещин является зона контакта ролика с проводником. Соответственно, при повышении коэффициента трения, концентрация напряжений в зоне контакта возрастает. В то же время, область зарождения усталостного износа в случае воздействия со стороны двух роликов находится вне зоны контакта. Таким образом, при повышении коэффициента трения, в случае контакта проводника с двумя роликами, величины деформаций и, как следствие, напряжений в зоне их максимальной концентрации падают.

Заключение. На основе разработанной в предыдущих исследованиях конечно-элементной модели контактного взаимодействия роликов с проводником проведено сравнение результатов усталостного анализа при различных типах контактного взаимодействия, моделях усталостного износа и количества роликов, действующих на проводник.

Выявлены зависимости влияния типа контакта на количество циклов жизни системы при использовании различных моделей усталостного износа. Установлено, что наиболее оптимальными методами коррекции среднего напряжения для рассмотренной конструкции и материалов является методы Гудмана и Содерберга. Метод Содерберга позволяет получить количество циклов, которое выдерживает деталь до появления пластических деформаций, а метод Гудмана допускает наличие пластических деформаций и позволяет получить более точное значение количества циклов до усталостного износа, чем значение, полученное с использованием метода Герберга.

ЛИТЕРАТУРА

1. V. I. Samusia, I. S. Piina, S. S. Piina. Computer modeling and investigation of dynamics of system «vessel–reinforcement» in shafts with broken geometry. Bulletin of PNRPU. Geology. Oil & Gas Engineering & Mining. 2016. Vol. 15, no. 20. P.277–285.

2. Журавков М. А., Николайчик М. А., Маевский П. С. Контактная задача о взаимодействии направляющего ролика с шахтным проводником. Механика Машин Механизмов и Материалов, 2021, № 3, стр. 83–89.

3. Журавков М. А., Хвесеня С. С., Николайчик М. А. Определение силового взаимодействия скипа с направляющими по данным профилировки проводников. Актуальные вопросы машиноведения. 2020, выпуск 9, стр. 38–42.

4. Nikolaitchik M. A., 2020. Determination of the skip force effect on guides in mine shaft. E3S Web of Conferences. Vol. 201, 01007.

5. Федорова Н. Н., Вальгер С. А., Данилова М. Н., Захарова Ю. В. Основы работы в Ansys 17. – Москва: ДМК Пресс, 2017. – 210 с.

6. Вахромеев А. М. Определение циклической долговечности материалов и конструкций транспортных средств. – Москва: МАДИ, 2015. – 8 с.

7. Fisible State Product Development and Support Innovation Cycle R&D [Электронный ресурс]; авт. Fisible State – Электрон. Текстовые дан. – Режим доступа: (<https://fisible.wordpress.com/fatigue-life-analysis/>), свободный. – Загл. с экрана. Fatigue Life Analysis.

8. Kuznetsov N. K., Eliseev S. V., Perelygina A. Yu. (2018). Reduction of Dynamic Loads in Mine Lifting Installations. *Journal of Physics: Conference Series*, 944, 1–9.

9. Renyuan Wu, Zhencai Zhu, Guohua Cao. (2015). Computational Fluid Dynamics Modeling of Rope-Guided Conveyances in Two Typical Kinds of Shaft Layouts. *PLoS ONE*, 10(2), 1–12.

10. Renyuan Wu, Zhencai Zhu, Guoan Chen, Guohua Cao, Wei Li. (2014). Simulation of the lateral oscillation of rope-guided conveyance based on fluid-structure interaction.

11. Pershin V., Kopytov A., Wetti A. (2019). Research in the Impact of Dynamic Loads for the Development of Pentice Designs when Sinking Skip Shafts. *IVth International Innovative Mining Symposium*, 105, 1–6.

12. Wolny S., Matachowski F. (2010). Analysis of loads and stresses in structural elements of hoisting installations in mines. *Engineering Transactions*, 58(3–4), 153–174.

13. Журавков М. А., Старовойтов Э. И. Механика сплошных сред. Теория упругости и пластичности: учебное пособие. – Минск: БГУ, 2011 – 543 с.

14. Ландау Л. Д., Лившиц Е. М. Теория упругости. – Москва: 1987. – 246 с.

15. Попов В. Л. Механика контактного взаимодействия. – Москва: Физматлит, 2013. – 352 с.

16. Дрозд М. С., Матлин М. М., Сидякин Ю. И. Инженерные расчеты упругопластической контактной деформации. – Москва: Машиностроение, 1986. – 224 с.

Поступила: 30.01.2022