

УДК 621.83.052.4

doi: 10.18698/0536-1044-2021-3-16-21

Сравнительный анализ зацепления Новикова и эвольвентного зацепления в программном комплексе ANSYS Workbench

С.И. Каратушин, Д.А. Храмова, Н.А. Бильдюк

Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова

Comparative Analysis of Novikov and Involute Gearing in the ANSYS Workbench Software Package

S.I. Karatushin, D.A. Khramova, N.A. Bilyduk

Baltic State Technical University VOENMEKH named after D.F. Ustinov

Приведены результаты исследования напряженно-деформированного состояния зацепления Новикова в сравнении с аналогичным по геометрическим параметрам эвольвентным зацеплением. В обоих вариантах колесо и шестерня выбраны по размеру и передаточному числу в соответствии с наиболее распространенными рекомендациями без дополнительного упрочнения химико-термической обработкой. Проанализирована зона контакта сопряженных профилей в процессе многопарного зацепления: изменение геометрии контактов, давления в контакте и напряжений в различных фазах зацепления.

Ключевые слова: зацепление Новикова, эвольвентное зацепление, напряжения в зоне контакта, давление и площадь контакта

The paper introduces the results of studying the stress-strain state of the Novikov gearing in comparison with the involute gearing, similar in geometric parameters. In both versions, the wheel and gear are selected in size and gear ratio in accordance with the most common recommendations without additional hardening by chemical heat treatment. The zone of multiple contact of mated profiles is analyzed: changes in the geometry of contacts, pressure in the contact and stresses in various phases of gearing.

Keywords: Novikov gearing, involute gearing, contact stresses, pressure and contact area

Материал и методика исследования. В качестве объекта исследования в программном комплексе ANSYS Workbench использованы две косозубые зубчатые пары: эвольвентная и Новикова с формой зубьев, обеспечивающей дозаполненное зацепление.

Остальные параметры выбраны в соответствии с рекомендациями [1–3], позволяющими достичь наилучших эксплуатационных показателей зацепления Новикова: модуль — 3; число зубьев — 17...51; передаточное число — 3; угол наклона зубьев — 15°; момент, прикладываемый к зубчатой паре, — 20 Н·м. Колесо в ана-

лизируемых зубчатых парах остановлено. Момент приложен к шестерне и обеспечивает напряжение в зубьях не более $(0,6...0,7)\sigma_{0,2}$, где $\sigma_{0,2}$ — условный предел текучести.

Модели зубчатых пар (рис. 1), созданные в программе КОМПАС, соответствуют государственным стандартам и имеют соответствующую конфигурацию зубьев.

Интерес специалистов к зацеплению Новикова наблюдается уже более 50 лет, что связано с совершенствованием расчетных методов и появлением новых компьютерных программ.

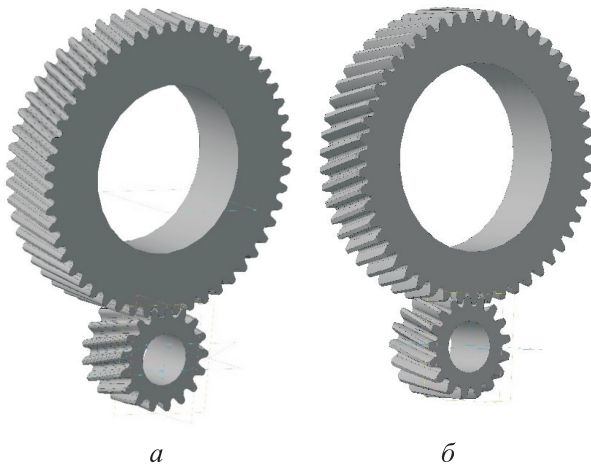


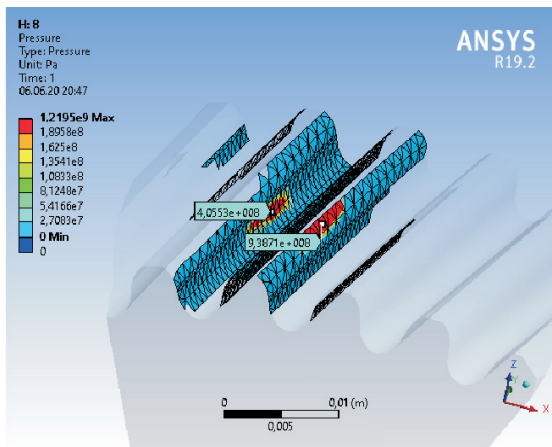
Рис. 1. Модели зубчатых пар зацепления Новикова (а) и эвольвентного зацепления (б)

Цель работы — исследование напряженно-деформированного состояния (НДС) зацепления Новикова и аналогичного по геометрии

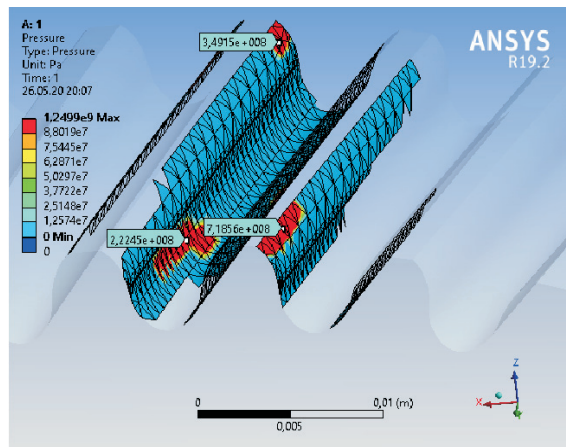
эвольвентного в программном комплексе ANSYS Workbench. Эта программа обладает гораздо большими возможностями по сравнению с аналитическими. Решалась главная задача — какой контакт в зоне зацепления лучше: линейный или точечный (в форме пятна).

Сложность ее решения заключается в том, что зубчатое зацепление оценивается по нескольким основным параметрам (контактной и изгибной прочностям, потерям на трение (коэффициенту полезного действия) и технологичности [4–6], которые зачастую взаимосвязаны. Улучшение одного параметра нередко приводит к ухудшению других, что объясняется существованием и востребованностью большого многообразия типов редукторов.

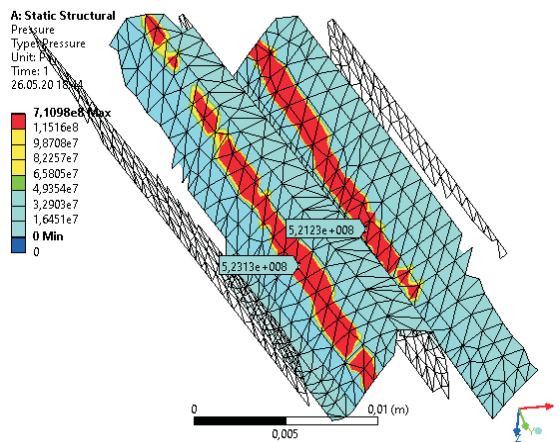
Изначально зацепление Новикова разработано с целью повышения изгибной прочности. Для активных поверхностей зубьев зубчатых колес такого зацепления рекомендована твердость



а



б



в

Рис. 2. Картины контакта зубьев сопряженных профилей: а — в зацеплении Новикова после первого прокручивания; б — в зацеплении Новикова после прокручивания на 2° относительно первого прокручивания; в — в эвольвентном зацеплении

$HV \leq 350$. Этому значению соответствует условный предел текучести $\sigma_{0,2} = 1000$ МПа многих сталей, в том числе цементуруемых легированных, широко применяемых для зубчатых колес.

Именно при такой прочности достигается максимальное значение предела выносливости материала σ_{-1} [2, 3], и колеса сравнительно легко прирабатываются для устранения дефекта кромочного контакта. Понятно, что указанного значения твердости недостаточно для контактной выносливости и износостойкости. Точечный контакт не должен создавать разрушающих напряжений рабочей поверхности зубьев в соответствии с теорией Герца [4].

Исследование НДС зубьев в программе ANSYS Workbench должно дать ответ на дискуссионный вопрос, какие преимущества и недостатки имеет зацепление Новикова по сравнению с эвольвентным зацеплением. Контакт зубьев сопряженных профилей в зацеплении Новикова в любой момент происходит в точке [7–12] и перемещается по линии параллельной оси колес (рис. 2, а и б), коэффициент перекрытия равен нулю, так как длина линии зацепления в этом сечении равна нулю. Оценка этого контакта в программе ANSYS Workbench выполняется по пятну давления. Это именно пятно, а не точка.

Для выбранной геометрии зубчатой пары Новикова происходит двухпарное зацепление, показанное на рис. 2. Здесь и на последующих рисунках показан фрагмент шестерни в увеличенном масштабе с целью получения четкой картины (зубчатое колесо виртуально убрано).

Как видно из рис. 2, на каждом зубе контакт осуществляется по двум рабочим поверхностям. Давление в середине зуба существенно меньше, чем по краям. Видимо, из-за отсутствия приработки и модифицирования зубьев проявляется эффект кромочного контакта. При прокручивании зубчатой пары примерно на 2° хорошо видно перемещение пятна контакта вдоль линии параллельной оси колес.

На рис. 2 также показаны распределения давления и площади контактов в двухпарном зацеплении. В процессе прокручивания колес линии давления смещаются по рабочей поверхности. Максимум давления приходится на полюс зацепления. При сравнении давлений p установлено, что в зацеплении Новикова $p = 222...405$ МПа, а в эвольвентном зацеплении его максимальное значение достигает 520 МПа. Площади контактов в зацеплениях сравнивать сложно, так как в зацеплении Новикова сравнительно большая площадь приходится на кромочный контакт.

Результаты анализа НДС в зоне контакта сопряженных профилей сравниваемых зацеплений приведены на рис. 3. Так как наиболее опасными напряжениями с точки зрения изгибной прочности являются растягивающие напряжения в выкружке, в программу решения задачи были заложены наибольшие растягивающие напряжения (Maximum Principal Stress). Эти напряжения указаны на рис. 3 для двух крайних фаз зацепления Новикова (тех же, что и при определении давлений в контакте) и эвольвентного зацепления.

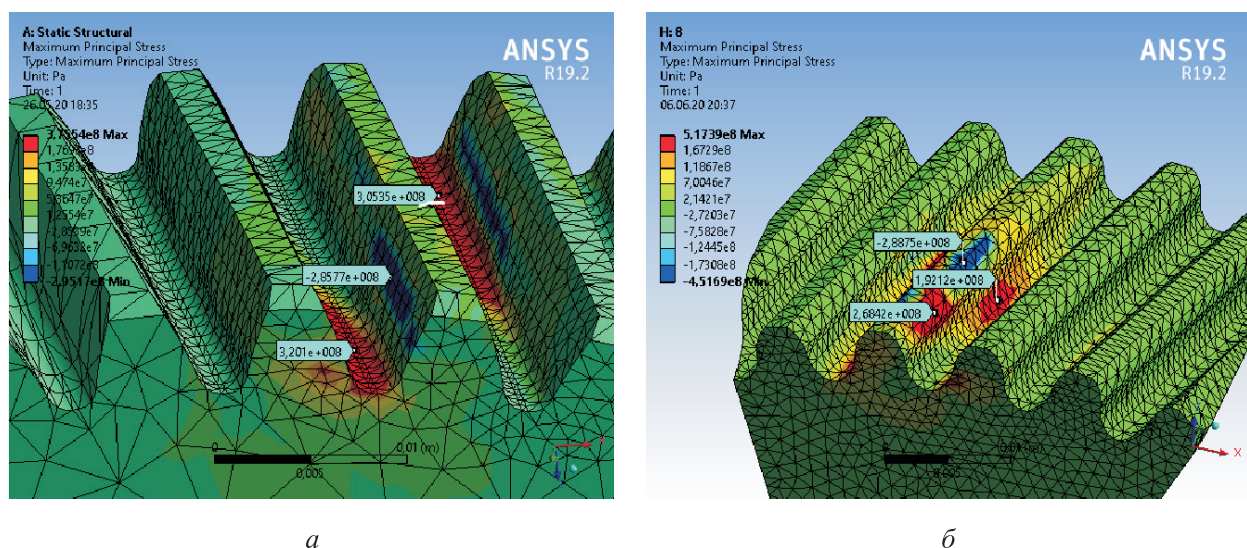


Рис. 3. Распределения наибольших растягивающих напряжений в зоне контакта сопряженных профилей эвольвентного зацепления (а) и зацепления Новикова (б)

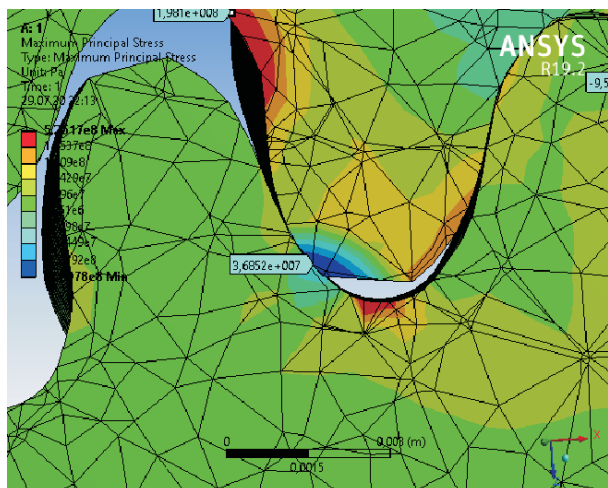


Рис. 4. Пример кромочного контакта в зацеплении Новикова

В эвольвентном зацеплении наибольшее напряжение составляет 320 МПа, в зацеплении Новикова — 268 МПа, т. е. уровень опасных напряжений примерно на 20 % ниже. НДС в зацеплении Новикова имеет более сложный характер. Согласно данным работы [12], зубчатые колеса с этим профилем нуждаются в приработке с целью устранения кромочного контакта (рис. 4).

По-видимому, после приработки конфигурация пятен контакта изменится, но суммарная

площадь может сохраниться на исходном уровне. В общем случае увеличение площади контакта повышает не только нагрузочную способность, но и затраты энергии на преодоление сил трения, т. е. снижает коэффициент полезного действия при низкой окружной скорости, как замечено в работе [13].

Выводы

1. Анализ результатов исследования НДС зацепления Новикова показал, что теоретически оно должно обладать большей несущей способностью, чем эвольвентное зацепление при использовании одинаковых сталей и технологии термической обработки. Напряжения в выкружке зацепления Новикова значительно меньше (так как не работает концентратор напряжений), что способствует большей изгибной прочности.

2. Недостаток зацепления Новикова заключается в необходимости использования специального инструмента. Наличие кромочного контакта требует обкатки колес и, соответственно, затрудняет применение методов упрочнения рабочей поверхности. Цементованные зубчатые колеса будут в выигрышном положении, особенно при правильном выборе стали и режимов термической обработки.

Литература

- [1] Матлин М.М., Иткис М.Я., Шандыбина И.М. Зацепление Новикова: Реальные возможности. *Редукторы и приводы*, 2007, № 4, 5, с. 69–70.
- [2] Kumari V., Srihari P.V., Ramachandra K. Bending Stress Analysis of Involute Helical Gear and Wildhaber–Novikov Gear. *Trends in Mechanical Engineering & Technology*, 2014, vol. 4, no. 2, pp. 17–21.
- [3] Tsay C.B., Fong Z.H., Tao S. The mathematical model of Wildhaber–Novikov gears applicable to finite element stress analysis. *Mathematical and Computer Modeling*, 1989, vol. 12, no. 8, pp. 939–946, doi: [https://doi.org/10.1016/0895-7177\(89\)90199-4](https://doi.org/10.1016/0895-7177(89)90199-4)
- [4] Ishibashi A., Yoshino H. Power Transmission Efficiencies and Friction Coefficients at Teeth of Novikov–Wildhaber and Involute Gears. *ASME. J. Mech., Trans. and Automation*, March 1985, vol. 107(1), pp. 74–81.
- [5] Катков А.Ю., Соболев А.Н. Параметризация моделей зубчатых передач Новикова с одной и двумя линиями зацепления. *Высокие технологии в машиностроении. Матер. XVII Всеросс. науч.-техн. конф.*, Самара, 25–28 ноября 2018, Самара, СГТУ, с. 94–96.
- [6] Ягафарова Х.Н., Степанова Р.Р., Зайдуллина А.Н. Сравнительный обзор технических характеристик редукторов с эвольвентным зацеплением и зацеплением Новикова для поверхностного привода винтового штангового насоса. *Перспективы науки*, 2018, № 8, с. 8–12.
- [7] Несвит В.Д., Евсюков В.А., Кириченко В.Е. Оптимизация измерения динамических нагрузок на зубьях передач Новикова. *Проблемы современной науки и образования*, 2016, № 10(52), с. 27–31.

- [8] Короткий В.И., Газзаев Д.А. Изгибная напряженность зубьев под действием распределенной нагрузки в различных фазах зацепления Новикова. *Проблемы машиностроения и надежности машин*, 2014, № 2, с. 22–30.
- [9] Ali M., Wasmi H.R., Abdullah M.Q. Generation and Stress Analysis in New Version of Novikov Helical Gear Combining Double Circular Arc and Crowned Involute Profiles. *Innovative Systems Design and Engineering*, 2016, vol. 7, no. 8, pp. 54–67.
- [10] Канаев А.С. Оценка контактной прочности дозаполюющего зацепления Новикова по степени выкрашивания рабочих поверхностей зубьев. *Вестник Ижевской государственной сельскохозяйственной академии*, 2009, № 3–4, с. 18–21.
- [11] Цвик Л.Б., Железняк В.Н., Кулешов А.В. Расчет на прочность зубчатого зацепления Новикова (ДЛЗ) Редуктора ЦДН-130А для привода опрокидывателя вагонов. *Транспортная инфраструктура Сибирского региона*, 2015, т. 2, с. 470–478.
- [12] Dyson A., Evans H.P., Snidle R.W. Wildhaber–Novikov circular arc gears: some properties of relevance to their design. *Proceedings of the Royal Society of London. Ser. A. Mathematical and Physical Sciences*, 1989, vol. 425, no. 1869, pp. 341–363.
- [13] Ishibashi A., Yoshino H. Power Transmission Efficiencies and Friction Coefficients at Teeth of Novikov–Wildhaber and Involute Gears. *ASME. J. Mech., Trans., and Automation*, March 1985, vol. 107(1), pp. 74–81.

References

- [1] Matlin M.M., Itkis M.Ya., Shandybina I.M. The Novikov gearing: a Real opportunity. *Редукторы и приводы*, 2007, no. 4, 5, pp. 69–70 (in Russ.).
- [2] Kumari V., Srihari P.V., Ramachandra K. Bending Stress Analysis of Involute Helical Gear and Wildhaber–Novikov Gear. *Trends in Mechanical Engineering & Technology*, 2014, vol. 4, no. 2, pp. 17–21.
- [3] Tsay C.B., Fong Z.H., Tao S. The mathematical model of Wildhaber–Novikov gears applicable to finite element stress analysis. *Mathematical and Computer Modeling*, 1989, vol. 12, no. 8, pp. 939–946, doi: [https://doi.org/10.1016/0895-7177\(89\)90199-4](https://doi.org/10.1016/0895-7177(89)90199-4)
- [4] Ishibashi A., Yoshino H. Power Transmission Efficiencies and Friction Coefficients at Teeth of Novikov–Wildhaber and Involute Gears. *ASME. J. Mech., Trans. and Automation*, March 1985, vol. 107(1), pp. 74–81.
- [5] Katkov A.Yu., Sobolev A.N. Parameterization of Novikov gear models with one and two lines of engagement. *Vysokiye tekhnologii v mashinostroyenii. Mater. XVII Vseross. nauch.-tekhn. konf.* [High technologies in mechanical engineering. Materials of the XVII all-Russian scientific and technical conference]. Samara, 2018, pp. 94–96.
- [6] Yagafarova Kh.N., Stepanova R.R., Zaydullina A.N. A comparative overview of technical characteristics of gears with involute gearing and Novikov gearing for the surface drive screw pump. *Perspektivy nauki*, 2018, no. 8, pp. 8–12 (in Russ.).
- [7] Nesvit V.D., Evsyukov V.A., Kirichenko V.E. Optimization of measurement of dynamic loads on the teeth of Novikov gears. *Problemy sovremennoy nauki i obrazovaniya*, 2016, no. 10(52), pp. 27–31 (in Russ.).
- [8] Korotkin V.I., Gazzaev D.A. Bending intensity of teeth under the influence of a distributed load in different phases of Novikov gearing. *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*, 2014, vol. 43, no. 2, pp. 104–111, doi: 10.3103/S1052618814020083
- [9] Ali M., Wasmi H.R., Abdullah M.Q. Generation and Stress Analysis in New Version of Novikov Helical Gear Combining Double Circular Arc and Crowned Involute Profiles. *Innovative Systems Design and Engineering*, 2016, vol. 7, no. 8, pp. 54–67.
- [10] Kanayev A.S. Evaluation of the contact strength of the Novikov pre-polar gearing by the degree of discoloration of the working surfaces of the teeth. *Vestnik Izhevskoy gosudarstvennoy sel'skokhozyaystvennoy akademii*, 2009, no. 3–4, pp. 18–21 (in Russ.).
- [11] Tsvik L.B., Zheleznyak V.N., Kuleshov A.V. Calculation of the strength of the Novikov gearing (DLZ) of the CDN-130A Gearbox for driving the car tipper. *Transportnaya infrastruktura Sibirskogo regiona*, 2015, vol. 2, pp. 470–478 (in Russ.).

- [12] Dyson A., Evans H.P., Snidle R.W. Wildhaber–Novikov circular arc gears: some properties of relevance to their design. *Proceedings of the Royal Society of London. Ser. A. Mathematical and Physical Sciences*, 1989, vol. 425, no. 1869, pp. 341–363.
- [13] Ishibashi A., Yoshino H. Power Transmission Efficiencies and Friction Coefficients at Teeth of Novikov–Wildhaber and Involute Gears. *ASME. J. Mech., Trans., and Automation*, March 1985, vol. 107(1), pp. 74–81.

Статья поступила в редакцию 02.11.2020

Информация об авторах

КАРАТУШИН Станислав Иванович — кандидат технических наук, доцент кафедры «Механика деформируемого твердого тела». Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова (190005, Санкт-Петербург, Российская Федерация, 1-я Красноармейская ул., д. 1, e-mail: karatsi@bk.ru).

ХРАМОВА Дария Алексеевна — старший преподаватель кафедры «Механика деформируемого твердого тела». Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова (190005, Санкт-Петербург, Российская Федерация, 1-я Красноармейская ул., д. 1, e-mail: kxdaria@mail.ru).

БИЛЬДЮК Николай Алексеевич — старший преподаватель кафедры «Механика деформируемого твердого тела». Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова (190005, Санкт-Петербург, Российская Федерация, 1-я Красноармейская ул., д. 1, e-mail: bildiuk_na@voenmeh.ru).

Information about the authors

KARATUSHIN Stanislav Ivanovich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Deformable Solid Body Mechanics. Baltic State Technical University VOENMEKH named after D.F. Ustinov (190005, Saint-Petersburg, Russian Federation, 1st Krasnoarmeyskaya St., Bldg. 1, e-mail: karatsi@bk.ru).

KHRAMOVA Dariya Alekseevna — Assistant Professor, Department of Deformable Solid Body Mechanics. Baltic State Technical University VOENMEKH named after D.F. Ustinov (190005, Saint-Petersburg, Russian Federation, 1st Krasnoarmeyskaya St., Bldg. 1, e-mail: kxdaria@mail.ru).

BILDYUK Nikolay Alekseevich — Assistant Professor, Department of Deformable Solid Body Mechanics. Baltic State Technical University VOENMEKH named after D.F. Ustinov (190005, Saint-Petersburg, Russian Federation, 1st Krasnoarmeyskaya St., Bldg. 1, e-mail: bildiuk_na@voenmeh.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Каратушин С.И., Храмова Д.А., Бильдюк Н.А. Сравнительный анализ зацепления Новикова и эвольвентного зацепления в программном комплексе ANSYS Workbench. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2021, № 3, с. 16–21, doi: 10.18698/0536-1044-2021-3-16-21

Please cite this article in English as:

Karatushin S.I., Khramova D.A., Bilyduk N.A. Comparative Analysis of Novikov and Involute Gearing in the ANSYS Workbench Software Package. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2021, no. 3, pp. 16–21, doi: 10.18698/0536-1044-2021-3-16-21