

DOI: 10.24412/2077-8481-2025-2-61-68

УДК 62-192

Н. С. ЯНКЕВИЧ, канд. техн. наук

ГНУ «Центр системного анализа и стратегических исследований НАН Беларуси»
(Минск, Беларусь)

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КРИТИЧЕСКОГО РАДИУСА ГАЛТЕЛИ НА СОПРОТИВЛЕНИЕ УСТАЛОСТИ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ

Аннотация

Проблема предотвращения усталостного разрушения является одной из ключевых задач в машиностроении, особенно для тех конструкций, где поломка деталей может привести к авариям. Именно поэтому явлениям, происходящим в концентраторах напряжений, традиционно уделяется особое внимание. Особый интерес представляют собой острые углубления и мелкие царапины, которые, вопреки ожиданиям, не снижают прочность материала пропорционально своим коэффициентам концентрации. Разработка методов управления процессами разрушения также остаётся актуальной задачей. Рассматриваются исследования напряжённого состояния и сопротивления усталости коленчатых валов при резких изменениях радиусов галтелей. Эксперименты проводились на специально разработанных моделях.

Ключевые слова:

напряжённое состояние, сопротивление усталости, концентратор напряжений, коленчатый вал, моделирование.

Для цитирования:

Янкевич, Н. С. Исследование влияния критического радиуса галтели на сопротивление усталости коленчатых валов / Н. С. Янкевич // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2025. – № 2 (87). – С. 61–68.

Введение

Явлениям, связанным с концентрацией напряжений, всегда придавалось значительное внимание. Например, Нейбер предложил расчёт напряжений на дне глубокой выточки цилиндрического стержня, основываясь на уравнениях линейной теории упругости. Он допустил, что концентрация напряжений определяется исключительно кривизной у основания выточки и, следовательно, форма выточки в остальных её частях не влияет существенно на распределение напряжений. Это позволило решить несколько задач о равновесии тел, ограниченных поверхностью однополостного гиперboloида вращения под различными углами приложения главных векторов и моментов внешних сил на торцевых поверхностях деформируемого тела, нагружаемого по боковой поверхности [1].

Однако при строгом решении задачи, когда радиус закругления у основания выточки стремится к нулю, напряжения в этом месте также стремятся к бесконечности. Получается, что результат противоречит основным предпосылкам, на которых он был основан. В областях высоких напряжений перестаёт действовать закон Гука. Более того, большие напряжения приводят к значительным деформациям, делая невозможным выполнить линеаризацию уравнений равновесия и форм, связывающих деформации с перемещениями. Также стоит отметить, что в сильно заострённых местах не только сами напряжения, но и их градиенты достигают бесконечных значений. Такие изменения в поле напряжений могут происходить даже внутри одного кристалла, нарушая предположение об однородности и изотропности материала [2].

Экспериментальные исследования показывают, что равнодействующая нормальных напряжений в зоне концентрации составляет всего 60 %...80 % от внешней нагрузки, что указывает на невозможность применения принципа независимости действия нормальных и касательных напряжений в этих зонах [3].

Поэтому предполагается, что разрушение детали начинается не прямо в местах концентрации нормальных напряжений, а в переходных зонах между областями растяжения-сжатия и сдвиговыми деформациями. Тем не менее эти гипотезы требуют широкого экспериментального подтверждения.

Для частичного устранения противоречий, характерных для решений типа предложенного Нейбером, вводится определенная размерность на дне выточки [4]. В результате вычисленные напряжения в концентраторах в некоторых случаях хорошо согласуются с экспериментальными данными [5, 6]. Подобные решения были разработаны Р. Петерсоном [7] и другими исследователями. Эти решения широко применяются в инженерной практике.

Ужесточение требований к достоверности современных расчётов привело к необходимости уточнения аналитических методов, поскольку описание формы выточки с помощью гиперболических или эллиптических координат не всегда возможно. В аналитических расчётах не полностью учитываются состояние материала, масштабный фактор и другие параметры. Исключение составляют, например, мелкие царапины и острые углубления, которые не снижают прочность конструкции пропорционально своим коэффициентам концентрации напряжений, что вызывает значительный интерес. Более того, при испытаниях и эксплуатации машин иногда наблюдается остановка развития усталостных трещин (нераспространяющиеся усталостные трещины) [8].

Такие трещины часто встречаются

в деталях с галтелями, буртами, надрезами и другими элементами. Однако чаще всего нераспространяющиеся трещины обнаруживаются в деталях с концентраторами напряжений, прошедшими различные виды поверхностного упрочнения, что требует введения понятий пределов выносливости по трещинообразованию и разрушению. Для упрочненных деталей и образцов с концентраторами напряжений показатели сопротивления усталости могут существенно отличаться [9].

Существует множество попыток объяснений этого явления, но оно до конца ещё не изучено, т. к. в зависимости от условий работы детали и свойств материала действуют разные сочетания факторов, итоговое воздействие которых приводит к остановке трещины [9].

Согласно одной из гипотез предполагается, что при нагрузках геометрия надреза может существенно измениться и в случае пластичных материалов быстро наступает текучесть, что значительно усложняет анализ из-за одновременного воздействия множества факторов. Известно, что при циклических нагрузках выше предела текучести материал подвергается упругим деформациям. В таком случае номинальные рабочие напряжения детали могут превышать предел пропорциональности материала. Микропластические деформации на дне трещины (резкого концентратора), способствуя переходу дислокаций из одной формы в другую, приводят к тому, что развитие трещины становится возможным на второй стадии пластичности – квазипластичности, которая возникает при напряжениях выше предела прочности материала, определяющего вязкость материала [10].

Поэтому оценка концентрации напряжений производится с учётом совокупного влияния масштабного фактора, формы поперечного сечения и характера нагрузки на изменение предела усталости. Такие исследования обычно проводятся с применением статистиче-

ской теории подобия усталостного разрушения. Однако закономерности усталостного разрушения дают удовлетворительные результаты только тогда, когда радиус закругления дна концентратора не превышает 0,1...0,6 мм, причём большее значение характерно для сталей с меньшей прочностью и цветных металлов. Дальнейшее увеличение радиуса приводит к другим механизмам разрушения. Так, предел выносливости, выражаемый в максимальных нормальных напряжениях, и эффективный коэффициент концентрации напряжений не зависят от уменьшения радиуса надреза ниже критического значения, хотя теоретический коэффициент концентрации напряжений продолжает расти. Важно отметить, что критический радиус зависит от размера зерна, глуби-

ны надреза образца и других параметров [11].

Основная часть

Исследование напряженного состояния в концентраторах коленчатого вала с помощью поляризационно-оптического метода. Несмотря на широкое применение численных методов, проведение экспериментальных исследований напряженного состояния остается по-прежнему необходимым. Напряженное состояние при резком уменьшении радиуса галтелей вала исследовали с помощью поляризационно-оптического метода на специальных моделях, изготовленных из эпоксидной смолы методом горячего отверждения (рис. 1).

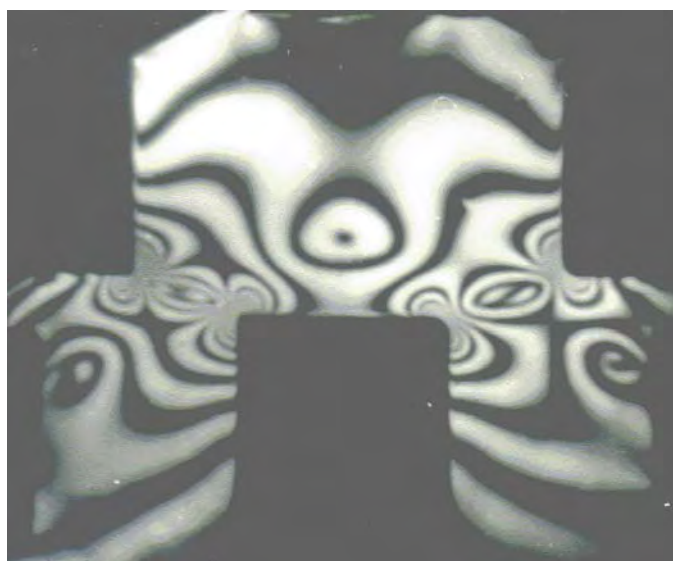


Рис. 1. Распределение изохром, полученное на поляризационно-оптических моделях кривошипа коленчатого вала при действии чистого изгиба

Как известно, поляризационно-оптический метод основан на пропорциональном изменении показателей преломления света в оптически чувствительном материале под нагрузкой. Этот метод позволяет определять параметры напряжённого состояния по сечениям и проводить измерения в зонах высокой концентрации напряжений.

Особенную точность этот метод демонстрирует при изучении концентраторов в плоскоупругих моделях (погрешность метода около 5 %) [1].

Модели изготавливались, их свойства стабилизировались, а измерения и анализ данных выполнялись по стандартным методикам. Нагрузка на модели осуществлялась посредством чистого

изгиба на специализированном оборудовании.

Изображения изохром получали в монохроматическом натриевом свете, а изоклины – в белом свете. Для повышения точности нагрузка на модели прикладывалась постепенно.

Прочность элементов конструкции по-прежнему определяется преимущественно натурными испытаниями. Считается полезным установить зависимость усталостной прочности не только от характеристик цикла приложенной силы, материала, формы и технологии изготовления детали, но и от факторов, учитывающих её взаимодействие со

смежными конструкциями. Однако подобные исследования оказываются очень затратными, а порой и вовсе невозможными. Поэтому при проведении исследований часто ограничиваются результатами испытаний деталей в лабораторных условиях. Соответственно, разработка и внедрение новых решений сопряжены с серьёзными трудностями. Эти вопросы частично решаются с помощью моделирования.

Для изучения сопротивления усталости реальной конструкции коленчатого вала была создана модель его кривошипа (рис. 2).



Рис. 2. Модель кривошипа коленчатого вала

Модель выполнена из соответствующей марки стали. Рабочая часть включает частично реализованные коренную и шатунную шейки, оси которых смещены друг относительно друга на расстояние, равное радиусу кривошипа R , а также галтели r перехода шеек в щеку. Размеры поперечного сечения пластины между выступами выбраны такими же, как размеры поперечного сечения щёк коленчатого вала. При правильном подборе размеров напряжения

в опасных сечениях модели и реального коленчатого вала могут совпасть как по величине, так и по распределению.

Анализ полученных результатов

Для обеспечения необходимой выносливости коленчатых валов участки перехода шеек в щеки обычно выполняют с увеличенными радиусами или описывают их несколькими радиусами либо специальными кривыми линиями.

После этого эти места шлифуют, полируют или подвергают другим видам обработки и упрочнения. Повышение прочности достигается как за счёт улучшения механических характеристик материала, так и путём создания остаточных напряжений сжатия, а также благодаря созданию условий для замедления распространения трещин или отвода их в зону меньших напряжений.

Исследования базируются на известном факте, что для всех концентраторов напряжений с радиусами $r < r_{crit}$ (r_{crit} – критический радиус) усталостная прочность больше не зависит от их остроты [11].

Эксперимент проводился с использованием поляризационно-оптического метода. Были изготовлены модели

из эпоксидной смолы, одна из галтелей которых имела резкий переход под углом 90° с радиусом 0,18 мм, а другая – с радиусом 4,0 мм (см. рис. 1). Модели нагружались чистым изгибом. Результаты измерений показали, что изохромы в галтелях малого радиуса «прижимаются» к краю модели из-за значительного растяжения изохром, формирующих ядро в перекрытии.

Для подтверждения полученных результатов была построена конечно-элементная модель кривошипа коленчатого вала, один из переходов из щеки в шейку которой был выполнен в виде прямого угла, а второй – в виде галтельного перехода с радиусом $r = 4,0$ мм (рис. 3).

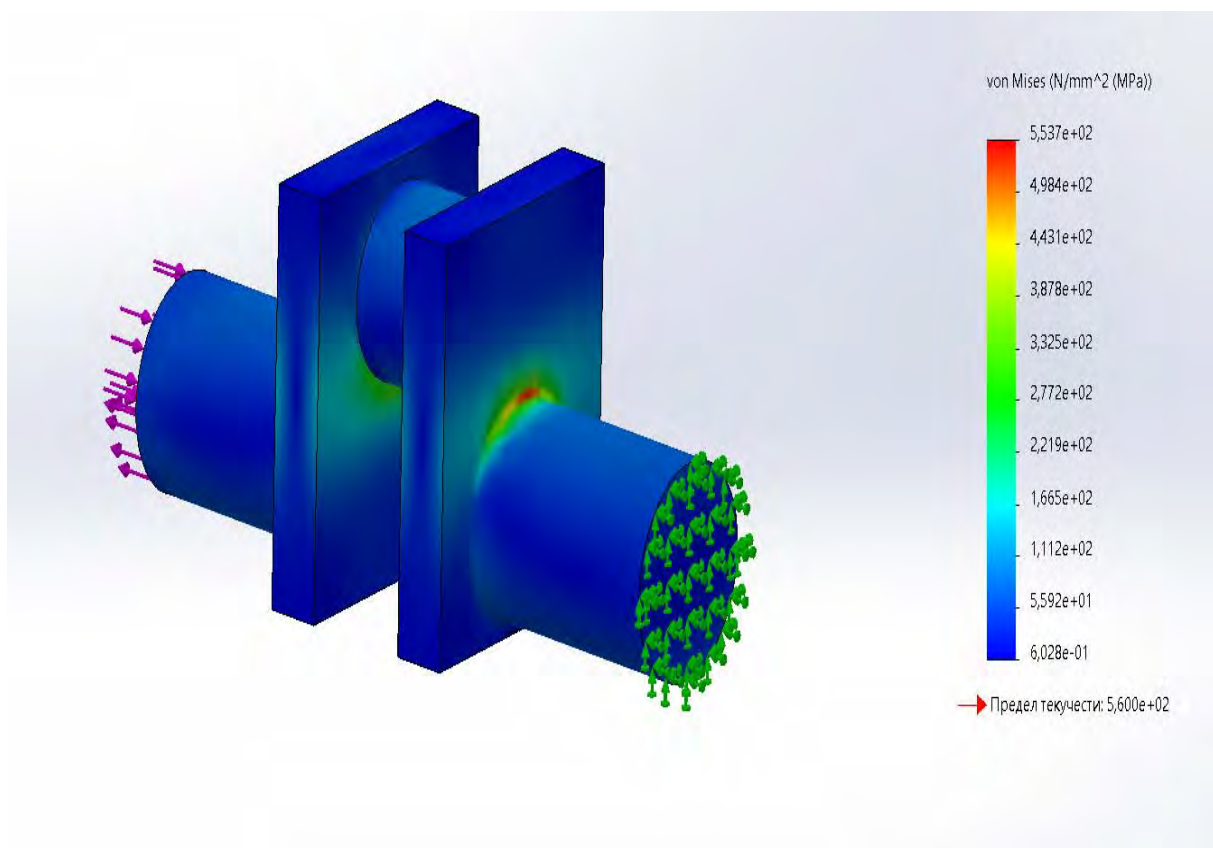


Рис. 3. Распределение изохром, полученное на конечно-элементной модели кривошипа коленчатого вала при действии чистого изгиба

Расчетные исследования подтвердили данные поляризационно-оптического метода.

Стендовые испытания моделей с галтелями, имеющими критический радиус кривизны

Были выполнены стендовые испытания сопротивления усталости моделей кривошипа коленчатых валов с различными радиусами галтелей (25 образцов, т. к. усталостное разрушение описывается нормальным законом, данные испытаний обрабатывались по ГОСТ 25.505–85 *Расчеты на*

прочность. Методы механических испытаний металлов. Метод испытаний на малоцикловую усталость при термомеханическом нагружении). В результате было подтверждено установившееся в инженерной практике положение о том, что с уменьшением радиуса галтели напряжения в концентраторах коленчатого вала растут. Однако при выполнении перехода с радиусом галтели 0,1...0,2 мм при нагружении изгибом характер разрушения модели менялся (усталостное разрушение началось не с галтели, а с торцевых граней аналогично пластине) (рис. 4).

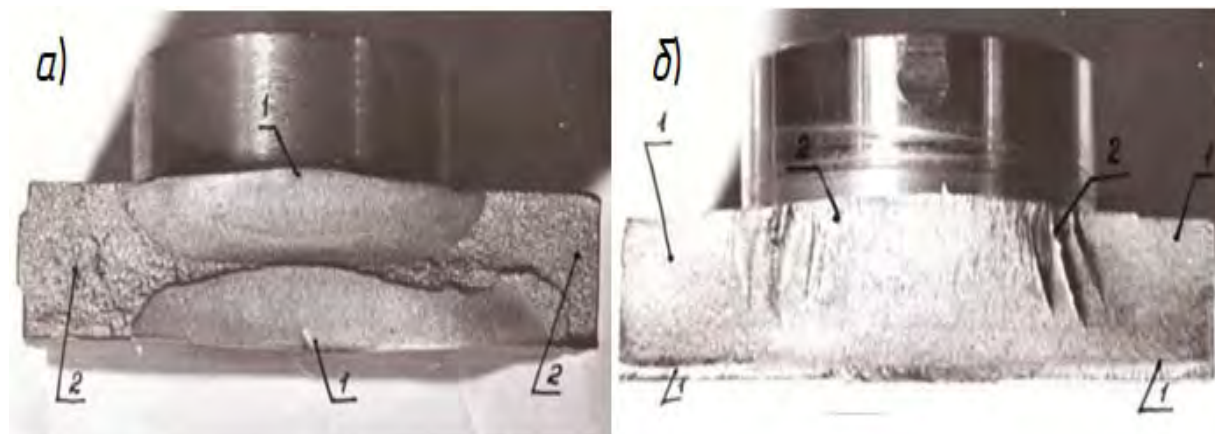


Рис. 4. Разрушение моделей: а – с радиусом галтели $r = 4,0$ мм (1 – начало появления трещины; 2 – завершающая стадия излома); б – с радиусом галтели $r = 0,15$ мм (1 – начало появления трещины; 2 – завершающая стадия излома)

В данном случае предел выносливости моделей коленчатых валов, изготовленных с использованием предложенных решений, в большей степени по сравнению с существующими конструкциями зависит от ширины щек. Поэтому при практической реализации таких решений значительные резервы для повышения усталостной прочности могут быть заложены в оптимальном выборе ширины щек, а также в упрочнении периферийных участков щек методом местной закалки. Несмотря на указанные различия в распределении макси-

мальных напряжений и процессах разрушения, предел выносливости моделей с радиусом галтели 4,0 и 0,15...0,6 мм практически одинаков. Поэтому значение 0,4...0,6 мм можно принять за критический радиус галтели. Такая природа разрушения делает актуальным применение местной закалки [2, 3] (см. рис. 4–6) для увеличения усталостной стойкости моделей.

Были проведены исследования моделей, подвергнутых местной закалке щек в различных технологических условиях (табл. 1).

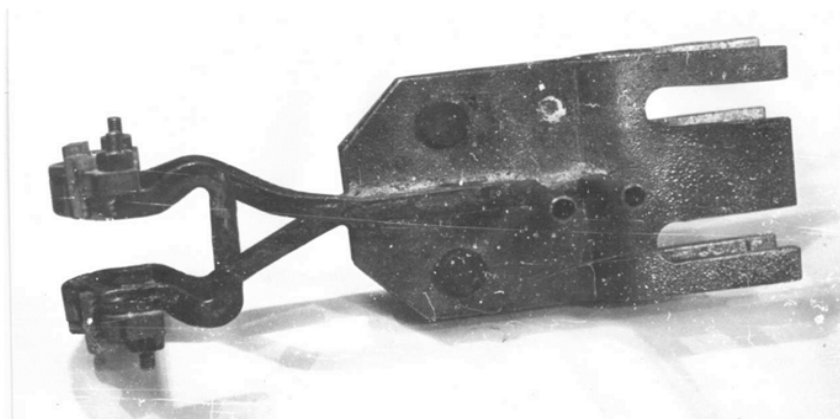


Рис. 5. Индуктор для локальной закалки моделей коленчатых валов



Рис. 6. Трещина, возникающая в модели кривошипа с критическим радиусом галтели и местной закалкой при нагрузке изгибающим моментом

Табл. 1. Влияние радиуса галтели, ширины щеки и локальной закалки на усталостную стойкость полноразмерных моделей кривошипа коленчатого вала

Радиус галтели модели кривошипа, мм	Предельный изгибающий момент полноразмерных моделей кривошипа коленчатого вала (ширина щеки – 120 мм), Н·м	Предельный изгибающий момент полноразмерных моделей кривошипа коленчатого вала (ширина щеки – 90 мм), Н·м	Предельный изгибающий момент полноразмерных моделей кривошипа коленчатого вала с шириной щеки 120 мм и локальной закалкой, Н·м
5,9...6,2	1 750	1 650	2 350
3,7...4,1	1 550	1 450	2 450
1,9...2,0	1 150	950	2 550
0,4...0,6	1 450	850	2 750

Заключение

Проведенные исследования позволяют сделать вывод о перспективности исследований разрушения конструкций при наличии в них концентраторов с критическим радиусом кривизны, которые могут быть рассмотрены как тре-

щины. Поэтому задача нахождения возможностей для управляемого развития или остановки (нераспространяющиеся усталостные трещины) является актуальной, т. к. новые знания о концентраторах напряжений и их влиянии на усталостную прочность полноразмерных деталей могут открыть новые пути

повышения их усталостной прочности. Тем не менее окончательные выводы о применении таких решений должны быть сделаны только после изучения

суммарного эффекта концентрации напряжений, обусловленного всей сложностью реальной конструкции.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лурье, А. И. Нелинейная теория упругости / А. И. Лурье. – М.: Наука, 1980. – 512 с.
2. Savruk, M. P. Stress Concentration at Notches / M. P. Savruk, A. Kazberuk. – Springer Publishers, 2007. – 498 p.
3. Андреев, А. В. Инженерные методы оценки концентрации напряжений в деталях машин / А. В. Андреев. – М.: Машиностроение, 1976. – 67 с.
4. Лурье, А. И. Теория упругости / А. И. Лурье. – М.: Наука, 1970. – 940 с.
5. Tsubanyov, G. V. Computational Monitoring of an Initial Fatigue Crack Incubation and Growth in a Smooth Specimen / G. V. Tsubanyov // Strength of Materials. – 2024. – Vol. 56, iss. 5. – P. 961–968.
6. Rupani, H. Application of Image Analysis Technique in Visualization of Failure During the Testing of Materials / H. Rupani, J. T. Chavda // Strength of Materials. – 2024. – Vol. 56, iss. 5. – P. 1071–1088.
7. Петерсон, Р. Коэффициенты концентрации напряжений / Р. Петерсон. – М.: Мир, 1977. – 305 с.
8. Кудрявцев, П. И. Нераспространяющиеся усталостные трещины / П. И. Кудрявцев. – М.: Машиностроение, 1982. – 175 с.
9. Кольцун, Ю. И. Механика концентрации напряжений в окрестности фронта нераспространяющейся трещины / Ю. И. Кольцун // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия физико-математических наук. – 2004. – Вып. 30. – С. 41–54.
10. Сазанов, В. П. Исследование закономерностей остановки усталостной трещины в цилиндрическом образце с надрезом / В. П. Сазанов // Вестник Самарского государственного технического университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. – 2018. – Т. 17, № 1. – С. 160–168.
11. Когаев, В. П. Оценка критических радиусов кривизны в зонах концентрации напряжений / В. П. Когаев, М. Я. Гальперин // Проблемы прочности. – 1982. – № 3. – С. 42–47.

Статья сдана в редакцию 11 апреля 2025 года

Контакты:

<https://nasb.gov.by> (Янкевич Наталья Степановна).

N. S. YANKEVICH

STUDY OF THE INFLUENCE OF CRITICAL FILLET RADIUS ON FATIGUE RESISTANCE OF CRANKSHAFTS

Abstract

The problem of preventing fatigue failure is one of the key challenges in mechanical engineering, especially for those structures in which component failures can lead to accidents. For this reason, special attention is traditionally paid to the phenomena occurring in stress concentrators. Of particular interest are sharp depressions and minor scratches, which, contrary to expectations, do not reduce material strength proportionally to their concentration coefficients. Developing methods to control failure processes also remains an urgent task. This article discusses investigations into the stress state and fatigue resistance of crankshafts when fillet radii undergo abrupt changes. The experiments were performed on specially designed models.

Keywords:

stress state, fatigue resistance, stress concentrator, crankshaft, modeling.

For citation:

Yankevich, N. S. Study of the influence of critical fillet radius on fatigue resistance of crankshafts / N. S. Yankevich // Belarusian-Russian University Bulletin. – 2025. – № 2 (87). – P. 61–68.