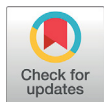


**ТЕХНОЛОГИИ, МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ /
TECHNOLOGIES, MACHINERY AND EQUIPMENT**<https://doi.org/10.15507/2658-4123.035.202503.370-392>EDN: <https://elibrary.ru/nqoxup>

УДК 631.372

Оригинальная статья / Original article

**Тягово-энергетические показатели движителей
колесных мобильных энергетических средств
сельскохозяйственного назначения****В. А. Кравченко, Л. В. Кравченко , В. В. Журба***Донской государственный технический университет,
г. Ростов-на-Дону, Российская Федерация* lyudmila.vl.kravchenko@yandex.ru*Аннотация*

Введение. Ключевой задачей, стоящей перед работниками сельского хозяйства в Российской Федерации, является обеспечение продовольственной безопасности страны на основе эффективного конкурентноспособного агропромышленного производства и успешное интегрирование в мировой рынок сельскохозяйственной продукции. В решении этой задачи особое место занимает техническое перевооружение агропромышленного комплекса путем оснащения его новой и модернизированной колесной мобильной сельскохозяйственной техникой с установленными движителями на пневматических шинах, что дает возможность получения большей мобильности и производительности.

Цель исследования. Установить зависимости энергетических показателей шины в общем случае качения колеса мобильного сельскохозяйственного средства.

Материалы и методы. При исследовании энергетических показателей ведущих пневматических колес мобильной техники нами использован теоретико-экспериментальный метод. В качестве объектов испытаний в полевых условиях на «шинном тестере» использовались серийно выпускаемые шины моделей Ф-81, ФД-12 и Ф-85, применяемые для комплектования ходовых систем тракторов пятого класса тяги.

Результаты исследования. В результате теоретических и экспериментальных исследований определили зависимости тягового коэффициента ведущих колес на пневматических шинах при работе в общем случае движения.

Обсуждение и заключение. В ходе аналитических и экспериментальных исследований, при общем виде движения ведущих пневматических колес мобильных энергетических средств пятого класса тяги, было установлено следующее: снижение тяговых свойств пневматических колес при их движении с уклоном – даже при незначительных углах увода шины (1,5...2,5°) буксование увеличивается до 25 %; сопротивление самопередвижению ведущего пневматического колеса с увеличением угла бокового увода при качении с номинальной нагрузкой больше как по величине, так и по темпу его роста, чем ведомого; потери мощности на буксование при качении колеса с шиной 30,5R-32 в ведущем режиме составляют 37...46 %, а на сопротивление самопередвижению – 54...63 % от всех затрат энергии. Результаты исследований необходимо учитывать при совершенствовании шин ходовых систем мобильных сельскохозяйственных агрегатов.

© Кравченко В. А., Кравченко Л. В., Журба В. В., 2025

Контент доступен по лицензии Creative Commons Attribution 4.0 License.
This work is licensed under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

Ключевые слова: тягово-энергетические показатели, пневматическое колесо, режимы нагружения колеса, коэффициент полезного действия колеса, увод колеса, буксование колеса, сопротивление качению колеса

Благодарности: авторы выражают признательность анонимным рецензентам, объективные замечания которых способствовали повышению качества статьи.

Конфликт интересов: авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Для цитирования: Кравченко В.А., Кравченко Л.В., Журба В.В. Тягово-энергетические показатели двигателей колесных мобильных энергетических средств сельскохозяйственного назначения. *Инженерные технологии и системы*. 2025;35(3):370–392. <https://doi.org/10.15507/2658-4123.035.202503.370-392>

Traction and Energy Indicators of Propellers of Wheeled Mobile Energy Vehicles for Agricultural Purposes

V. A. Kravchenko, L. V. Kravchenko✉, V. V. Jurba

Don State Technical University,
Rostov-on-Don, Russian Federation

✉ lyudmila.vl.kravchenko@yandex.ru

Abstract

Introduction. The key task facing the agricultural workers of the Russian Federation is to ensure the national food security based on effective competitive agro-industrial production and successful integration into the global agricultural market. In solving this problem, a special place is given to the technical re-equipment of the agro-industrial complex through equipping it with new and modernized wheeled mobile agricultural machinery with propellers set on pneumatic tires providing greater mobility and productivity.

Aim of the Study. The study is aimed at finding the dependence of the tire energy indicators during the general case of rolling the wheel of a mobile agricultural vehicle.

Materials and Methods. When studying the energy parameters of the leading pneumatic wheels of mobile equipment, there was used a theoretical and experimental method. As objects for field tests on “tire tester”, there were used series-produced tire models F-81, FD-12 and F-85 applied to equip the running systems of the tractors of the traction class 5.

Results. As a result of theoretical and experimental studies, there was found the dependence of the traction coefficient of the driving wheels on pneumatic tires during the general case of motion.

Discussion and Conclusion. In the course of analytical and experimental studies during the general case of motion of the driving pneumatic wheels of mobile energy vehicles of the fifth traction class, there was found that: a decrease in the traction properties of pneumatic wheels when they move with directional troubles, even at minor slip angles (1.5...2.5°), slipping increases to 25%; resistance to self-movement of the driving pneumatic wheel with increasing the side-slip angle when rolling with a nominal load is greater both in magnitude and in the rate of its growth than of a the driven wheel; power losses for slipping when rolling a wheel with the tire 30.5R-32 in driving are to 37...46%, and for resistance to self-movement – 54 ...63% of all energy costs.

Keywords: traction and energy indicators, pneumatic wheel, wheel loading modes, the efficiency of the wheel, wheel withdrawal, wheel slipping, resistance to the wheel rolling

Acknowledgments: The authors are grateful to the anonymous reviewers whose objective comments contributed to the quality of the article.

Conflict of interest: The authors declare that there is no conflict of interest.

For citation: Kravchenko V.A., Kravchenko L.V., Jurba V.V. Traction and Energy Indicators of Propellers of Wheeled Mobile Energy Vehicles for Agricultural Purposes. *Engineering Technologies and Systems*. 2025;35(3):370–392. <https://doi.org/10.15507/2658-4123.035.202503.370-392>

ВВЕДЕНИЕ

Обеспечение продовольственной безопасности Российской Федерации является важной задачей, стоящей перед работниками сельского хозяйства. Решение данной задачи возможно с помощью эффективного конкурентноспособного агропромышленного производства и успешного интегрирования в мировой рынок сельскохозяйственной продукции. Для этого необходимо техническое перевооружение агропромышленного комплекса путем оснащения его современной и модернизированной высокоэффективной мобильной сельскохозяйственной техникой [1–3].

Важным направлением реализации поставленной задачи представляется повышение эффективности эксплуатации мобильной сельскохозяйственной техники как одной из проблем агропромышленного комплекса. Однако анализ реальной ситуации показал, что решение этой проблемы встречает ряд трудностей, связанных со многими факторами, в том числе с неустановившимися процессами функционирования машинно-тракторных агрегатов (МТА) [4; 5]. Наличие указанных трудностей, несмотря на значительные успехи отечественных и зарубежных исследователей и научных коллективов в этом направлении, не позволили до настоящего времени найти оптимальное решение [4; 6].

Наибольшее распространение получили мобильные энергетические средства (МЭС) на колесных движителях. Среди всех разновидностей МЭС в мире они составляют более 85 % [1; 2; 4]. Поэтому весьма актуальным является решение проблемы повышения тягово-энергетических показателей функционирования колесной мобильной сельскохозяйственной техники.

Известно, что тяговый КПД МЭС зависит главным образом от КПД движителей, так как в них происходят главные непроизводительные потери энергии при перемещении МТА, в связи с чем технико-экономические показатели МЭС с высокой степенью достоверности можно установить по результатам испытаний единичных пневматических колес [7; 8].

На машинно-тракторный агрегат на базе колесных МЭС при выполнении им основных полевых работ воздействуют внешние управляющие и возмущающие факторы [9; 10]. Под управляющим фактором понимается воздействие оператора на рулевое колесо, а к возмущающим факторам в первую очередь относится отклоняющий момент от машины-орудия, а также поперечный уклон поверхности обрабатываемого поля и другие факторы. При этом качение колес МЭС происходит с боковым уводом шин, что обуславливает уменьшение некоторых функциональных показателей [11–13].

Целью настоящего исследования является установление зависимости энергетических показателей шины в общем случае качения колеса мобильного сельскохозяйственного средства.

ОБЗОР ЛИТЕРАТУРЫ

Решению проблемы повышения тягово-энергетических свойств наземных транспортно-технологических средств посвящены многие научно-исследовательские работы. Зарубежными и отечественными учеными проводились изыскания возможности увеличения эксплуатационных показателей практически по двум направлениям. Первое направление предусматривало работу сельскохозяйственных агрегатов на повышенных скоростях, второе – увеличение ширины захвата [3; 5]. Однако стремление к повышению эффективности работы сельскохозяйственных МТА за счет реализации мероприятий в первом и во втором направлениях обуславливает повышение массы МЭС [14] и неизбежный рост уровня динамических воздействий внешних и внутренних сил и моментов, возникающих в опорных основаниях и звеньях агрегатов. Это, как известно, способствует значительному снижению тягово-энергетических, агротехнических и эксплуатационных показателей МТА [15–17].

В научных работах вышеупомянутых ученых представлены результаты исследований энергетических показателей колесных движителей МЭС, в которых приводятся различные математические зависимости для определения максимально возможного достижения величины развиваемой ими касательной силы, учитывающие коэффициенты сопротивления их качению и сцепления пневматика с почвенным основанием.

Многие современные исследователи с целью снижения негативного влияния динамических процессов на тягово-энергетические и эксплуатационные показатели МТА [18] предлагают вводить в трансмиссию МЭС дополнительные автоматически подключаемые и отключаемые инерционные массы [6; 19], пневмогидравлические планетарные муфты сцепления [20], упругодемпфирующие механизмы [21–23], устанавливать различного рода упругие элементы в систему навески [24; 25] и в сцепные элементы их с сельскохозяйственными орудиями и машинами [26].

Производительность МТА можно определить по зависимости [5; 27]:

$$W = C \frac{N_{en}}{K_a} \eta_T \varepsilon_N T_{ch} \tau,$$

где C – коэффициент пропорциональности, величина которого зависит от вида технологической операции; N_{en} – номинальное значение мощности двигателя МЭС, кВт; K_a – удельное сопротивление сельскохозяйственной машины; η_T – тяговый КПД МЭС; ε_N – коэффициент использования номинальной мощности двигателя; T_{ch} – длительность смены, ч; τ – коэффициент использования времени смены.

Анализом данного выражения установлено, что на производительность МТА на базе колесного МЭС влияет много факторов и параметров [3; 28; 29], в том числе тяговый КПД [28–30], величина которого определяется в большей мере совершенством шин движителей его ходовых систем.

В результате исследований тягово-сцепных качеств движителей, которые осуществлялись с целью повышения их тягового КПД, было доказано, что повышение

показателей функционирования мобильной сельскохозяйственной техники можно добиться путем выбора модели и габаритных размеров шин [31; 32], оптимизации внутреннего армирования шин [33], установкой сдвоенных колес [34; 35], использованием принципиально новых материалов [36], разработкой шин нового конструктивного решения [37] и т. д. Анализ исследований качения движителей показал, что они производились в основном для прямолинейного движения, и лишь в немногих работах [10; 12; 38] рассматривались вопросы их тяговой энергетики с боковым уводом, что характерно для реальной эксплуатации.

Выдвинута следующая научная гипотеза: повышение тягово-энергетических показателей мобильной сельскохозяйственной техники можно обеспечить за счет снижения затрат энергии при боковом уводе движителей МЭС.

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ

Объект исследования

Процесс взаимодействия с агрофоном при движении с боковым уводом серийно выпускаемых шин моделей Ф-81, ФД-12 и Ф-85, применяемых для комплектования ходовых систем тракторов пятого класса тяги, является объектом исследования.

Материалы, методы, оборудование и процедура исследования

Для достижения цели исследований в работе принят теоретико-экспериментальный метод.

Для определения деформационных свойств крупногабаритных шин на бетоне с помощью «шинного тестера» [39] нами разработано специальное устройство, состоящее из подвижных кареток в количестве трех. Оно закреплялось на оси испытываемого колеса.

Расположение кареток сориентировано для измерения деформаций шины в радиальном, боковом и окружном направлениях, причем все устройство было закреплено на оси колеса и привязано к экватору грунтозацепов шины. Наличие реохордных датчиков в подвижных звеньях кареток способствовало обеспечению непрерывной записи при каждом обороте пневматического колеса процессов различного деформирования шины с помощью регистрирующей аппаратуры.

Полевые исследования пневматических колес проводились на измерительном комплексе «шинный тестер» [39], который обеспечивал получение всех необходимых данных для установления степени влияния перемещения движителей с уводом на тягово-энергетические показатели тракторов пятого класса тяги.

Основной задачей полевых исследований было определение тягово-энергетических свойств шин, устанавливаемых на ходовые системы МЭС пятого класса тяги в общем случае движения.

Оценку тягово-энергетических свойств МЭС производят по следующим показателям [38]:

– средней скорости движения $\bar{V}$, км/ч:

$$\bar{V} = \frac{s}{\tau};$$

– крюковой мощности N_T , кВт:

$$N_T = \frac{\bar{P}_T \cdot \bar{V}}{3\,600};$$

– расходу топлива Q_T , кг/ч:

$$Q_T = \frac{\Delta m_T}{\tau}, \text{ или } Q_T = \frac{\Delta V \cdot \rho}{\tau};$$

– удельному расходу топлива q , кг/(кВт·ч):

$$q = \frac{Q_T}{N_T} 10;$$

– буксованию δ для каждого движителя, %:

$$\delta = \left(1 - \frac{n'_0}{n_0} \right) 100;$$

– условному тяговому КПД η_{TY} по передачам:

$$\eta_{TY} = \frac{N_{T\max}}{N_{0\max}},$$

где S – путь, пройденный мобильным энергетическим средством, км; τ – время опыта, ч; $\bar{P}_T$ – среднее тяговое (крюковое) усилие, Н; Δm_T , ΔV – отклонения показаний за время проведения опыта весового или объемного устройства для определения расхода топлива; ρ – удельный вес топлива при проведении эксперимента, кг/см³; n'_0 , n_0 – частота вращения ведущего колеса МЭС соответственно без крюковой нагрузки с ней на одинаковой зачетной длине, мин⁻¹; $N_{T\max}$ – максимальная крюковая мощность, кВт; $N_{0\max}$ – максимальные значения соответственно мощности двигателя и крюковой мощности МЭС на i -той передаче, кВт.

Полевые испытания пневматических колес на различных шинах с целью установления их тягово-энергетических свойств при качении с уводом проводили на различных агрофонах (табл. 1) по ГОСТ 7057-2001¹ и ГОСТ 20915-2011².

Движение «шинного тестера» осуществлялось со скоростью 5...6 км/ч. Расстояние между соседними проходами 5...6 м. С целью достижения необходимой достоверности зачетный участок выбирался длиной от 400 до 500 м, что способствовало получению значений измеряемых величин с 50–60-кратной повторностью.

¹ ГОСТ 7057-2001. Тракторы сельскохозяйственные. Методы испытаний [Электронный ресурс]. URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200030186> (дата обращения: 26.01.2025).

² ГОСТ 20915-2011. Испытания сельскохозяйственной техники. Методы определения условий испытаний [Электронный ресурс]. URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200094197> (дата обращения: 26.01.2025).

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Натурные испытания колес на пневматических шинах на почвенных опорных основаниях показывают, что сопротивление качению колеса зависит от вида его нагружения.

Тяговый КПД η_T как интегральный показатель тягово-энергетических свойств двигателей МЭС определялся по широко известной зависимости:

$$\eta_T = \frac{P_T \cdot V}{M_K \cdot \omega_K}, \quad (1)$$

где P_T – тяговое (крюковое) усилие, развиваемое двигателем, Н; V – поступательная скорость двигателя, м/с; M_K – крутящий момент, приложенный к ведущей оси двигателя, Н · м; ω_K – угловая скорость двигателя, с⁻¹.

Т а б л и ц а 1

Table 1

Показатели почвенного основания на агрофонах
Indicators of the soil base for soil preparation

Показатели почвенного основания / Indicators of the soil base	Агрофон / Soil preparation	
	Стерня / Stubble	Поле под посев / The field for sowing
Неплоскостность поверхности участка, мм / The non-flatness of the site surface, mm	15	19
Уклон участка в габаритных размерах «шинного тестера», % / The slope of the site in the outline dimensions of the “tire tester”, %	Вдоль поля / Along the field	< 2
	Поперек поля / Across the field	< 3
Влажность почвы в слоях, % / Soil moisture of soil layers, %	0...5 см / cm	12,80
	5...10 см / cm	9,90
	10...15 см / cm	15,70
Твердость в слоях почвы, МПа / Hardness of soil layers, MPa	0...5 см / cm	16,40
	5...10 см / cm	22,70
	10...15 см / cm	0,34
		0,19
		1,75
		1,18
		3,02
		1,37

В общем случае (рис. 1) при действии на колесо продольной P_x и боковой P_y сил движение его осуществляется с боковым уводом под углом Θ_y , а в пятне контакта шины с поверхностью качения появляются продольная R_x и боковая R_y реакции, а также стабилизирующий момент M_{cm} , по величине равный поворачивающему моменту, возникающему при действии остова мобильного средства M_n .

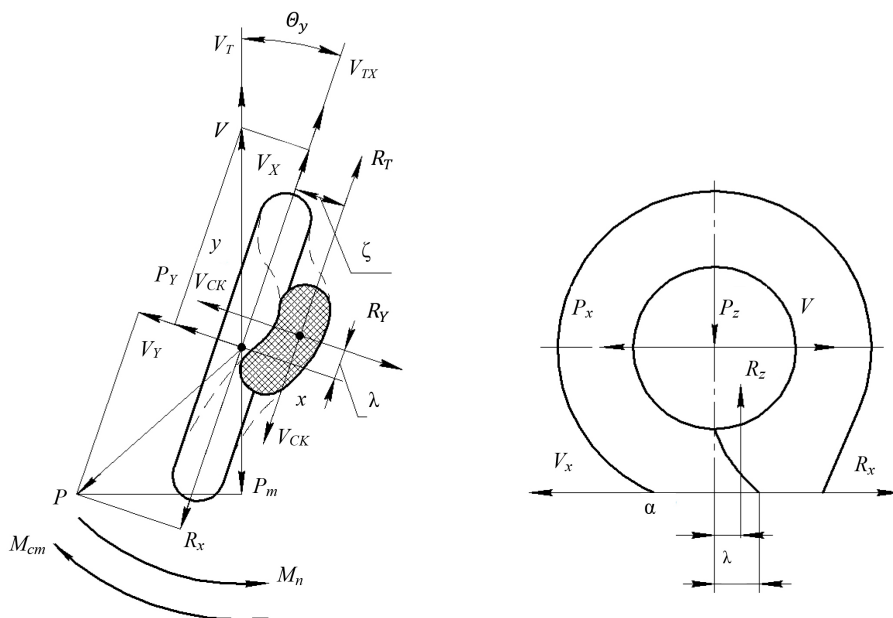
Полезной мощностью двигателя N_T будет работа, совершаемая в единицу времени, действующая на колесо со стороны остова мобильного средства результирующей силой P в направлении движения:

$$N_T = P \cdot V \cos(\bar{P}, \bar{V}),$$

или

$$N_T = (P_x \cos \Theta_y - P_y \sin \Theta_y) V,$$

где $P_x \cos \Theta_y - P_y \sin \Theta_y = P_T$ – тяговое усилие, развиваемое двигателем.



Р и с. 1. Принципиальная схема качения колесного движителя

F i g. 1. Schematic diagram of a wheel propeller rolling

Источник: здесь и далее в статье схемы составлены авторами.

Source: hereinafter in this article the diagrams are compiled by the authors.

Для существующих в реальной эксплуатации углов увода

$$\cos \Theta_y \approx 1, \quad \sin \Theta_y \approx \Theta_y,$$

и в соответствии с этим

$$P_y \approx K_y \Theta_y,$$

где K_y – коэффициент сопротивляемости суммарному уводу при качении движителя с буксованием [13; 38]:

$$K_y = \frac{1 - \delta}{\frac{1}{K_0} + \frac{\delta}{P_x}}, \quad (2)$$

где K_0 – коэффициент сопротивляемости уводу шины в зависимости только от ее боковой эластичности [13; 38].

Исходя из того, что согласно диаграмме силового нагружения

$$M_K = M_K^0 + P_x r; \quad r = r_K^0 + k; \quad V = \omega_K r_K,$$

и

$$\frac{r_K}{r_K^0} = 1 - \delta,$$

зависимость (1) с учетом формулы (2) можно представить в виде

$$\eta_m = \frac{1 - \frac{1 - \delta}{\delta + \frac{P_x}{K_0}} \Theta_y^2}{1 + \frac{M_K^0}{P_x}} \frac{1 - \delta}{1 + \frac{k}{r_K^0}}, \quad (3)$$

а тяговое усилие, создаваемое колесным двигателем, будет равно

$$P_T = (P_x - P_y \Theta_y) = P_x \left(1 - \frac{1 - \delta}{\delta + \frac{P_x}{K_0}} \Theta_y^2 \right). \quad (4)$$

В зависимости принято обозначение: k – кривизна линии, пролегающей по середине протектора шины в центре контакта колеса с почвенным основанием:

$$k = \alpha_1 \cdot \gamma - \alpha_2 \cdot \gamma,$$

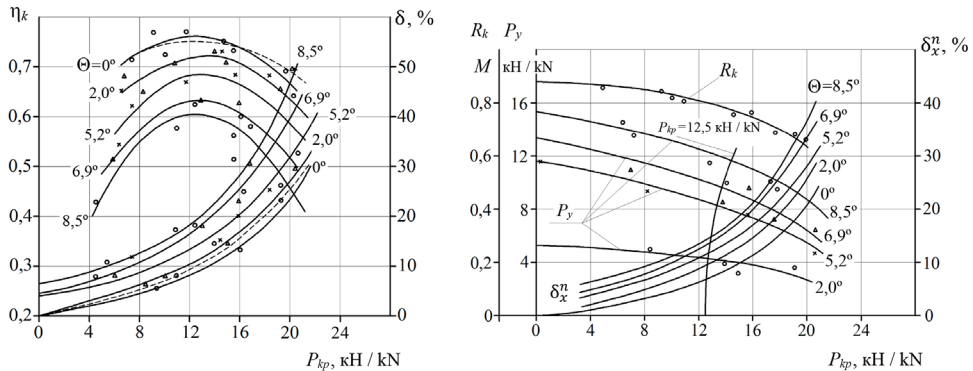
где α_1, α_2 – коэффициенты кривизны, определяемые экспериментально; γ – угол между касательной к линии перемещения колеса и продольной плоскостью движителя.

Анализ зависимостей (3) и (4) однозначно показывает, что при движении шины с боковым уводом тягово-энергетические показатели движителя снижаются: с ростом угла увода Θ_y тяговое усилие P_m , создаваемое ведущим колесом, и его тяговый КПД η_m становятся меньше. Это объясняется возникновением дополнительных потерь при движении колеса в элементах шины и почвенном основании, а также противодействием составляющей боковой силы тяговому усилию. При этом процесс качения с боковым уводом сопровождается повышенным буксованием движителя за счет увеличения деформации сдвига почвы, что определяет снижение η_m .

Сказанное отражают графические зависимости $\eta_m(P_m)$, $\delta(P_m)$, представленные на рисунке 2.

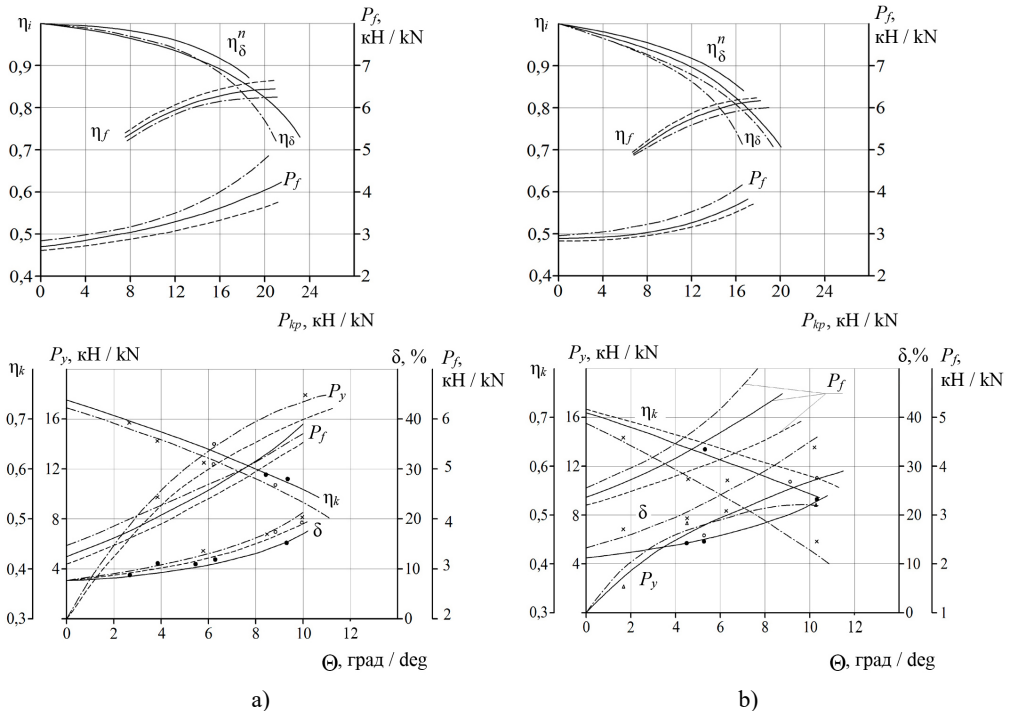
Данные испытаний шины 30,5R-32 [10; 38] на модуле «шинный тестер» [39] однозначно показывают смещение графиков, отображающих функции $\eta_m(P_m)$, с ростом угла ее бокового увода в сторону снижения тягового КПД и усилия тяги, в то время как графики функций $\delta(P_m)$ смещаются в сторону возрастания значений буксования.

Построенные зависимости $\eta_m(P_m)$, $\delta(P_m)$ при заданном $P_m = \text{const}$ (рис. 3) однозначно демонстрируют снижение тяговой характеристики движителей ходовых систем, а значит и энергетического средства в целом при уводе шин. Уже при незначительных углах увода шины ($1,5 \dots 2,5^\circ$) буксование увеличивается на 25 %, что реально для рядовой эксплуатации МЭС.



Р и с. 2. Графическое отображение тяговой характеристики движителя, укомплектованного шиной 30,5R-32 с давлением воздуха $P_w = 160$ кПа, с нормальной нагрузкой 40 кН на стерне озимой пшеницы:
 ----- расчетные кривые; ———— опытные кривые

Fig. 2. Graphical representation of the traction characteristics of a propeller equipped with a 30.5R-32 tire with air pressure $P_w = 160$ kPa, with a basic load of 40 kN on winter wheat stubble:
 ----- theoretical curves; ———— experimental curves



Р и с. 3. Графическое отображение зависимости тяговых показателей шин моделей 28.1R-26 (-----), 30,5R-32 (——) и 24,5R32 (— · — · —):
 а) от величины бокового увода на стерне зерновых колосовых;
 б) поле под посев ($P_m = 12,5$ кН; $P_w = 160$ кПа)

Fig. 3. Graphical representation of the dependence of traction parameters of the tire models 28.1R-26 (-----), 30.5 R-32 (——) and 24.5R32 (— · — · —):
 а) on the value of lateral withdrawal on the stubble of grain ears;
 б) the field for sowing ($P_m = 12.5$ kN; $P_w = 160$ kPa)

С целью уточнения факторов, влияющих на тяговое усилие P_T и скорость движения ведущего колеса V , составим модель его качения по деформируемому почвенному основанию, используя теоретические материалы предыдущих исследований [13; 38].

Для этого реакции почвенного основания, которое деформируется при воздействии на него эластичными колесами, выразим с помощью величины потенциальной энергии, возникающей при различных деформациях шины:

$$R_x = c_\lambda \cdot \lambda; \quad R_y = c_\zeta \cdot \zeta; \quad M_{cm} = c_\gamma \frac{a_1}{a_2} \zeta,$$

где λ , ζ – соответственно продольная и боковая деформации эластичной шины; c_ζ , c_λ , c_γ – соответственно коэффициенты, характеризующие боковую, продольную и угловую жесткость пневматической шины, определяемые экспериментально; a_1 , a_2 – определяемые экспериментально параметры кривизны линии качения оболочки шины по центральной части пятна контакта.

Уравнения перемещения эластичного колеса при ведущем режиме нагружения: – при перемещении его в продольном ($P_y = 0$) направлении:

$$V = \omega_K \cdot r_K^c \left(1 - \frac{\varepsilon + K_{com}}{r_K^c} \lambda \right) - \dot{\lambda}; \quad (5)$$

– при перемещении его с боковым уводом:

$$\dot{y} + \dot{\zeta} + V \frac{a_1}{a_2} (1 + f_{sl}) \zeta = 0, \quad (6)$$

где r_K^c – кинематический радиус эластичного колеса при его движении в свободном режиме нагружения ($P_x = 0$); ε , K_{com} , f_{sl} – коэффициенты, характеризующие соответственно процессы сжатия набегающих волокон оболочки шины под воздействием продольной реакции P_x , проскальзывания шины по опорной поверхности вдоль и поперек направления движения; $\dot{y}$ – скорость оси колеса в поперечном направлении.

Коэффициенты K_{com} и f_{sl} показывают, что при проскальзывании шины относительно опорного основания ее деформация становится меньше, чем при движении колеса без скольжения. Причем, чем больше проскальзывают элементы протектора шины в пятне контакта, тем величина коэффициентов K_{com} и f_{sl} выше, а когда по поверхности опорного основания контактный отпечаток скользит полностью, значения их стремятся к бесконечности.

Скольжение всех элементов контактного отпечатка шины колеса по поверхности почвенного основания характеризуется коэффициентом буксования. Величины коэффициентов K_{com} и f_{sl} , учитывающие проскальзывание только некоторой части пятна контакта шины с почвой, с увеличением значения коэффициента буксования стремятся асимптотически к их предельным значениям.

Так как при проведении экспериментальных исследований определить величины ε и K_{com} отдельно не представляется возможным, при определении буксования движителя ($\delta > 0$) принимаем $\varepsilon + K_{com} = k_x$ и $f_{sl} = k_y$, потому что на почвенном основании переходный процесс от проскальзывания только некоторых элементов

пятна контакта шины до полного его скольжения занимает очень короткий промежуток времени. Поэтому в практике с небольшой погрешностью принимают, что скольжение только некоторых элементов шины в пятне контакта с почвой при действии создаваемого двигателем усилия тяги не бывает.

При установившемся движении колеса ($\dot{\lambda} = 0$) без увода и буксования его скорость определяют с учетом уравнения (5) по зависимости:

$$V' = \omega_K \cdot r_K^c \left(1 - \frac{k_x \cdot \lambda}{r_K^c} \right).$$

Коэффициент буксования δ_x^{sl} , определяющего сдвиг почвенного основания, от которого говорилось ранее, можно определить по зависимости:

$$\delta_x^{sl} = \frac{V_{\delta x}}{\omega_K \cdot r_K^c \left(1 - \frac{k_x \cdot \lambda}{r_K^c} \right)}. \quad (7)$$

Тогда поступательная скорость движителя с учетом скорости буксования $V_{\delta x}$ станет меньше:

$$V = V' - V_{\delta x}, \quad (8)$$

и на основании (7) и (8) запишется в виде:

$$V = \omega_K \cdot r_K^c \left(1 - \frac{k_x \cdot \lambda}{r_K^c} \right) (1 - \delta_x^{sl}). \quad (9)$$

Так как $V = \omega_K \cdot r_K^c$, то из уравнения (9) можно записать:

$$r_K = r_K^c \left(1 - \frac{k_x \cdot \lambda}{r_K^c} \right) (1 - \delta_x^{sl}),$$

где r_K – кинематический радиус движителя, м.

Отсюда происходит уменьшение скорости и кинематического радиуса движителя за счет деформации элементов шины в продольном направлении и проскальзывания их относительно почвенной поверхности. При проведении тяговых испытаний мобильных энергетических средств и отдельных движителей эти факторы каждый сам по себе определить пока невозможно, так как по ГОСТ 7057-2001³ скорость движения определяется в зависимости от пройденного пути S за время τ , а коэффициент буксования – по зависимости:

$$\delta = \frac{n_K - n_{xx}}{n_K},$$

где n_{xx} , n_K – частота вращения движителя соответственно МЭС на холостом ходу и с крьюковой нагрузкой на зачетном участке одинаковой длины, мин⁻¹.

Поскольку

$$n_K = \frac{S}{2\pi r_K}, \text{ а } n_{xx} = \frac{S}{2\pi r_K^c},$$

³ ГОСТ 7057-2001. Тракторы сельскохозяйственные. Методы испытаний.

после некоторых преобразований можно получить:

$$V = \omega_K \cdot r_K^c (1 - \delta). \quad (10)$$

Тогда на основании выражений (9) и (10) получим:

$$\delta = \delta_x^{sl} + \frac{k_x \lambda}{r_K^c} - \delta_x^{sl} \frac{k_x \lambda}{r_K^c}. \quad (11)$$

В реальных условиях эксплуатации при качении пневматического колеса в ведущем режиме значение последнего составляющего (11) пренебрежимо мало, поэтому

$$\delta = \delta_x^{sl} + \frac{k_x \lambda}{r_K^c}. \quad (12)$$

Первое слагаемое в (12) зависит от скольжения контактного отпечатка шины по почвенному основанию δ_z^{sl} , второе – от ее тангенциальной податливости. Вторую составляющую (12) в научной литературе принято именовать как коэффициент псевдобуксования движителя. Такое представление процесса буксования способствует уточнению потерь мощности, происходящих в движителе мобильного энергетического средства, что позволяет аргументированно определить параметры армирования оболочек шин.

В общем виде ($P_y > 0$, $\delta_x^{sl} > 0$) уравнение (6), описывающее процесс качения движителя с боковым уводом при скольжении его элементов, находящихся в контакте с почвой со скоростью $V_{\delta y}$ перпендикулярно направлению движения получит вид:

$$\dot{\zeta} + V' \frac{a_1}{a_2} (1 + k_y) \zeta + V_{\delta} = \dot{y}. \quad (13)$$

Для установившегося ($\dot{\zeta} \doteq 0$) качения движителя с уводом уравнение (13) можно представить так:

$$V' \frac{a_1}{a_2} (1 + k_y) \zeta + V_{\delta} = \dot{y}. \quad (14)$$

Скорость V' в зависимостях (13) и (14) устанавливает значение средней скорости протектора шины в контакте с почвенным основанием.

Скорость V пневматического колеса при перемещении его с уводом определится (рис. 2) в виде двух ее составляющих:

– продольная скорость:

$$V_x = V \cos \Theta_y; \quad (15)$$

– поперечная скорость:

$$\dot{y} = V_y = V \sin \Theta_y.$$

Продольную скорость пневматического колеса V_x можно определить по зависимости (9), а поперечную V_y – по зависимостям (13), (14).

Получение тягового усилия двигателя $P_T = P_x \cos \Theta_y - P_y \sin \Theta_y$ при движении с боковым уводом такой же величины как без увода, возможно только при росте продольной силы P_x . Это будет способствовать росту коэффициента буксования δ_x^n и снижению, согласно (9) и (15), продольной V_x и поступательной V скоростей перемещения ведущего колеса.

Увеличение значения коэффициента δ_x^{sl} у двигателя, перемещающегося с уводом будет наблюдаться и при фиксированном значении P_x , потому что при одновременном продольном и боковом скольжении элементов контактного отпечатка шины сильнее нарушается связность почвы.

Кроме буксования, значение тягового КПД двигателя определяет и его сопротивление самопередвижению. Величину сопротивления самопередвижению можно определить или как работу трения качения Z_{TK} , или как условный момент M_f .

Следует заметить, что при перемещении пневматического колеса разделение затрат мощности на буксование и сопротивление самопередвижению чисто условно. Традиционно при рассмотрении мощностного баланса двигателя предполагается, что сначала необходимо учитывать потери мощности на его буксование, а потом – на самопередвижение. Поэтому потери мощности на самопередвижение N_f определяются поступательной скоростью V . На самом деле потери энергии на деформации в шине и почвенного основания присутствуют при качении колеса независимо от величины поступательной скорости V . Например, при возникновении стопроцентного буксования двигатель вращается, но стоит на месте ($V = 0$).

Гистерезисные потери в шине двигателя приводят к снижению доли мощности, которая подводится к контактной поверхности колеса с почвенным основанием и определяет его буксование. Поэтому определение потерь мощности на буксование в виде произведения осевой мощности на величину коэффициента буксования нам представляется необоснованным.

Тяговый КПД двигателя представим в виде работы, совершаемой тяговым усилием за один его оборот отнесенной к работе крутящего момента, подводимого к ведущей оси:

$$\eta_T = \frac{P_T \cdot S}{M_K 2\pi}.$$

С учетом псевдобуксования шины, возникающего под действием продольной деформации, без затрат мощности на ее качения Z_{TK} и на буксование $Z_{\delta\Sigma}$ можно записать:

$$P_m \cdot S = M_K 2\pi - Z_{TK} - Z_{\delta\Sigma},$$

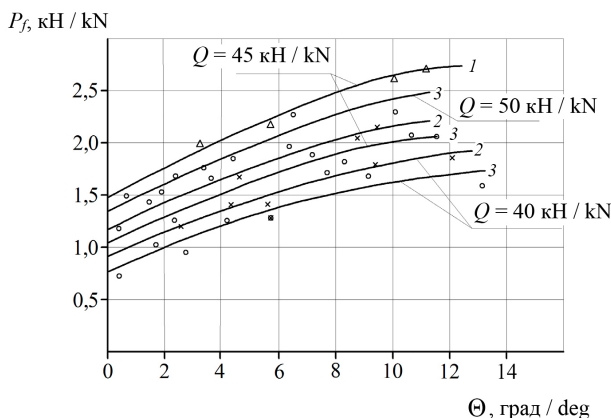
тогда

$$\begin{aligned} \eta_T &= \frac{M_K 2\pi - Z_{TK} - Z_{\delta\Sigma}}{M_K 2\pi} = \frac{M_K 2\pi - Z_{TK}}{M_K 2\pi} \frac{(M_K 2\pi - Z_{TK}) - Z_{\delta\Sigma}}{(M_K 2\pi - Z_{TK})} = \\ &= \left(1 - \frac{Z_{TK}}{M_K 2\pi}\right) \left(1 - \frac{Z_{\delta\Sigma}}{M_K 2\pi - Z_{TK}}\right). \quad (16) \end{aligned}$$

Заметим, что

$$Z_{\delta\Sigma} = P_T S_{\delta\Sigma}, \quad P_T L = M_K 2\pi - Z_{TK},$$

где $S_{\delta\Sigma}$ – снижение пройденного пути колесом за один его оборот из-за возникновения суммарного буксования движителя; L – длина периметра испытываемого колеса.



Р и с. 4. Графическое отображение силы сопротивления самопередвижению колеса на шине 30,5R-32 в ведомом режиме нагружения в зависимости от величины угла увода:

1 – $P_w = 100$ кПа; 2 – $P_w = 130$ кПа; 3 – $P_w = 160$ кПа

F i g. 4. Graphical representation of the resistance force to self-movement of the wheel on the tire 30.5R-32 in the slave loading mode, depending on the magnitude of the slip angle:

1 – $P_w = 100$ kPa; 2 – $P_w = 130$ kPa; 3 – $P_w = 160$ kPa

Следовательно, в полученной зависимости (16) первый сомножитель характеризует потери на качение η_f пневматика, второй – потери на его буксование η_δ , или

$$\eta_T = \eta_f \eta_\delta,$$

где

$$\eta_f = 1 - \frac{Z_{TK}}{M_K} = \left(1 - \frac{M_f}{M_K} \right);$$

$$\eta_\delta = 1 - \frac{P_T S_{\delta\Sigma}}{P_T L} = (1 - \delta_\Sigma).$$

По установленным величинам η_T , M_K , и δ_Σ (на рисунке 3b) несложно определить значение так называемого условного момента сопротивления самопередвижению M_f пневматика и силы его сопротивления качению P_f :

$$M_f = M_K \left(1 - \frac{\eta_T}{1 - \delta} \right), \quad P_f = \frac{M_f}{r_K^0}. \quad (17)$$

Полученные для шины 30,5R-32 по зависимости (17) силы P_f от угла бокового увода в ведущем режиме колеса показаны на рисунке 3.

На рисунке 4 показаны зависимости силы $P_f(\Theta)$ при качении колеса в ведомом режиме нагружения [38].

Зависимости силы $P_f(\Theta)$ наглядно доказывают, что сопротивление качению пневматического колеса при ведомом и ведущем режимах нагружения имеет разный характер: на ведущем режиме оно больше по величине, темп его увеличения также с ростом угла бокового увода более высокий. Таким образом, здесь первостепенное значение оказывает работа трения качения из-за процесса деформирования оболочки пневматической шины.

ОБСУЖДЕНИЕ И ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведенный анализ аналитических и экспериментальных исследований движения пневматического колеса в общем виде доказывает снижение тяговых свойств пневматических колес при их движении с уводом (при углах увода шины $1,5 \dots 2,5^\circ$ потери энергии на буксование увеличиваются до 25 %). В то же время при увеличении угла увода сопротивление самопередвижению ведущего пневматического колеса выше по величине с более высоким темпом его роста, чем ведомого.

Установлено распределение влияния на тяговый КПД двигателя при его качении с боковым уводом главных факторов: в сумме затрат мощности на долю буксования колеса на шине 30,5R-32 приходится 37...46 % (9...12 % из них обусловлены псевдобуксованием), а на сопротивление самопередвижению – 54...63 %.

Таким образом, затраты мощности на преодоление сопротивления самопередвижению преобладающие. Этот факт необходимо учитывать при разработке различных конструктивных мероприятий с целью совершенствования шин ходовых систем МСА.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Терновых К.С., Четверова К.С. Состояние и тенденции развития технической базы сельскохозяйственных предприятий. *Intenational Agricultural Journal*. 2022;65(6):25. https://doi.org/10.55186/25876740_2022_6_6_25
2. Немцев А.Е., Вахрушев В.В., Деменок И.В. Обновление машинно-тракторного парка АПК Сибирского федерального округа. *Механизация и электрификация сельского хозяйства*. 2022;(55):220–222. URL: <https://mechel.belal.by/jour/article/view/726> (дата обращения: 20.03.2025).
3. Годжаев Т.З., Зубина В.А., Малахов И.С. Обоснование функциональных характеристик сельскохозяйственных мобильных энергетических средств в многокритериальной постановке. *Тракторы и сельхозмашины*. 2022;89(6):411–420. <https://doi.org/10.17816/0321-4443-121325>
4. Драгуленко В.В. Харитонов В.В. Динамика качения колеса с пневматической шиной при переменной вертикальной нагрузке. *Научный журнал КубГАУ*. 2024;198(4):1–10. URL: <https://ej.kubagro.ru/2024/04/pdf/08.pdf> (дата обращения: 20.03.2025).
5. Хафизов К.А., Хафизов Р.Н., Тюрин И.Ю., Левченко Г.В., Гамаюнов Д.В., Лушников А.А. Оптимальные параметры трактора и пахотного агрегата по различным критериям оптимизации. *Аграрный научный журнал*. 2023;(1):155–160. <https://doi.org/10.28983/asj.y2023i1pp155-160>
6. Ovchinnikov A.S., Kuznetsov N.G., Nekhoroshev D.D., Gapich G.S., Nekhoroshev D.A., Fomin S.D., et al. Some Ways to Reduce the Dynamic Loads of Agricultural Machine-Tractor

- Aggregates. *ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences*. 2018;13(22):8776–8779. URL: https://www.arpnjournals.org/jeas/research_papers/rp_2018/jeas_1118_7388.pdf (дата обращения: 20.03.2025).
7. Маршанин Е.В., Кузнецов Е.Е., Щитов С.В., Митрохина О.П., Кидяева Н.П., Ковалевский В.Н. Направления исследований для снижения силы сопротивления движению колесного энергетического средства. *Аграрный научный журнал*. 2023;(7):147–152. <https://doi.org/10.28983/asj.y2023i7pp147-152>
 8. Анисимов Н.Л. Методика рационального выбора комплекта пневматических шин для сельскохозяйственного трактора. *Тракторы и сельхозмашины*. 2022;89(6):421–429. <https://doi.org/10.17816/0321-4443-109895>
 9. Новиков В.В., Поздеев А.В., Еронтаев В.В., Чумаков Д.А., Колесов Н.М., Тимошин Н.В., и др. Экспериментальное определение боковой жесткости пневматического колеса трактора МТЗ-82 «БЕЛАРУС». *Тракторы и сельхозмашины*. 2023;90(2):123–132. <https://doi.org/10.17816/0321-4443-280225>
 10. Belyaev A.N., Shatsky V.P., Kozlov V.G., Trishina T.V., Vysotskaya I.A. Determination of Theoretical Path of Vehicle Motion upon Cornering. *Journal of Applied Science and Engineering*. 2022;25(5):893–899. [https://doi.org/10.6180/jase.202210_25\(5\).0004](https://doi.org/10.6180/jase.202210_25(5).0004)
 11. Беляев А.Н., Шацкий В.П., Гулевский В.А., Тришина Т.В. Оценка бокового отклонения колесной машины от заданной траектории движения. *Сибирский вестник сельскохозяйственной науки*. 2022;52(4):120–128. <https://doi.org/10.26898/0370-8799-2022-4-13>
 12. Беляев А.Н., Оробинский В.И., Гулевский В.А., Тришина Т.В., Высоцкая И.А. Боковые силы на колесах трактора при входе в поворот. *Вестник Воронежского государственного аграрного университета*. 2021;(2):29–38. https://doi.org/10.17238/issn2071-2243_2021_2_29
 13. Кравченко В.А., Меликов И.М. Оценка сопротивляемости уводу крупногабаритных шин движителей трактора тягового класса 5. *Научный журнал КубГАУ*. 2021;(169):191–204. <https://elibrary.ru/gyfxgd>
 14. Keller T., Sandin M., Colombi T., Horn R., Or D. Historical Increase in Agricultural Machinery Weights Enhanced Soil Stress Levels and Adversely Affected Soil Functioning. *Soil and Tillage Research*. 2019;194:104293. <https://doi.org/10.1016/j.still.2019.104293>
 15. Moinfar A., Shahgholi G., Gilandeh Yo.A., Kaveh M., Szymanek M. Investigating the Effect of the Tractor Driving System Type on Soil Compaction Using Different Methods of ANN, ANFIS and Step Wise Regression. *Soil and Tillage Research*. 2022;222:105444. <https://doi.org/10.1016/j.still.2022.105444>
 16. Mileusnić Z.I., Satjnikov E., Radojević R.L., Petrović D.V. Soil Compaction Due to Agricultural Machinery Impact. *Journal of Terramechanics*. 2022;100:51–60. <https://doi.org/10.1016/j.jterra.2021.12.002>
 17. Moinfar A., Shahgholi G., Abbaspour-Gilandeh Yo., Herrera-Miranda I., Hernández-Hernández J.L., Herrera-Miranda M.A. Investigating the Effect of the Tractor Drive System Type on Soil Behavior Under Tractor Tires. *Agronomy*. 2021;11(4):696. <https://doi.org/10.3390/agronomy11040696>
 18. Kravchenko V., Kravchenko L., Zhurba V., Senkevich S., Duryagina V. Reducing the Dynamic Loading of the Links of the Machine-Tractor Unit Aggregated by the Mobile Power Vehicle of the 1.4 Drawbar Category. In: *Networked Control Systems for Connected and Automated Vehicles* (16 November 2022). p. 2043–2052. https://doi.org/10.1007/978-3-031-11051-1_210
 19. Кравченко В.А. Результаты испытаний машинно-тракторного агрегата на базе трактора класса 1,4 с переменной вращающейся массой двигателя. *Научный журнал КубГАУ*. 2014;(99). URL: <https://ej.kubagro.ru/2014/05/pdf/15.pdf> (дата обращения: 20.03.2025).
 20. Nekhoroshev D.D., Nekhoroshev D.A., Konovalov P.V., Popov A.Yu. Research on Experimental Machine-Tractor Aggregates Equipped with Pneumatic Hydraulic Planetary Clutch at Roag Works. In: *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. Mathematical Modeling of Technical and Economic Systems in Agriculture III-2020* (10–11 December 2020). <https://doi.org/10.1088/1755-1315/786/1/012016>

21. Senkevich S., Bolshev V., Ilchenko E., Chakrabarti P., Jasiński M., Leonowicz Z., et al. Elastic Damping Mechanism Optimization by Indefinite Lagrange Multipliers. *IEEE Access*. 2021;9:71784–71804. <https://doi.org/10.1109/ACCESS.2021.3078609>
22. Senkevich S., Kravchenko V., Lavrukhin P., Ivanov P., Senkevich A. Theoretical Study of the Effect of an Elastic-Damping Mechanism in the Tractor Transmission on a Machine-Tractor Unit Performance While Sowing. In: *Handbook of Research on Smart Computing for Renewable Energy and Agro-Engineering*. IGI Global Scientific Publishing, 2020. p. 423–463. <https://doi.org/10.4018/978-1-7998-1216-6.ch017>
23. Kravchenko V., Kravchenko L. In the Transmission of the 1,4 Drawbar Category Mobile Power Vehicle on the Performance Indicators of Machine and Tractor Units. In: *XV International Scientific Conference on Precision Agriculture and Agricultural Machinery Industry “State and Prospects for the Development of Agribusiness – INTERAGROMASH 2022”*. 2022;363:03022. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202236303022>
24. Kuznetsov N.G., Shatokhin A.A., Nekhoroshev D.D., Fomin S.D., Nekhoroshev D.A. Mathematical Model Studying the Operation of a Machine-Tractor Unit with a Tractor “DT-175S” Wit an Elastic Element in the Linkage System. In: *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. International Conference on Engineering Studies and Cooperation in Global Agricultural Production (27–28 August 2020)*. 2021;659:012076. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/659/1/012076>
25. Беляев А.Н., Афоничев Д.Н., Тришина Т.В., Новиков А.Е., Шередекин П.В., Высоцкая И.А. Влияние жесткости навесной системы на устойчивость криволинейного движения машинно-тракторного агрегата. *Наука в Центральной России*. 2023;(2):115–126. <https://doi.org/10.35887/2305-2538-2023-2-115-126>
26. Иовлев Г.А., Голдина И.И. Зависимость тяговых свойств трактора от типа соединения с сельскохозяйственной машиной. *Сельскохозяйственные машины и технологии*. 2023;17(4):75–81. <https://doi.org/10.22314/2073-7599-2023-17-4-75-81>
27. Ленский А.В., Жешко А.А. Разработка алгоритма рационального комплектования машинно-тракторных агрегатов для основной обработки почвы. *Механизация и электрификация сельского хозяйства*. 2023;(1):56–62. <https://mechel.belar.by/jour/article/viewFile/754/759>
28. Лавров А.В., Воронин В.А., Сидоров М.В., Пехальский И.А. Тяговый расчет модульного энерготехнологического средства с учетом кинематического несоответствия привода ведущих осей. *Сельскохозяйственные машины и технологии*. 2022;16(2):30–36. <https://doi.org/10.22314/2073-7599-2022-16-2-30-36>
29. Moinfar A.M., Shahgholi G., Gilandeh Y.A., Gundoshmian T.M. The Effect of the Tractor Driving System on its Performance and Fuel Consumption. *Energy*. 2020;202:117803. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.117803>
30. Kim W.-S., Kim Yo.-J., Park S.-U., Kim Ye.-S. Influence of Soil Moisture Content on the Traction Performance of a 78-kW Agricultural Tractor During Plow Tillage. *Soil and Tillage Research*. 2021;207:104851. <https://doi.org/10.1016/j.still.2020.104851>
31. Кравченко В.А., Меликов И.М., Кондра Б.А. Влияние габаритных размеров шин на тягово-сцепные и агротехнические показатели трактора тягового класса 5. *Научный журнал КубГАУ*. 2021;(166):53–67. <https://dx.doi.org/10.21515/1990-4665-166-007>
32. Kravchenko V., Kravchenko L., Zhurba V. The Dependence of the Functional Parameters of a Tractor of Traction Class 1,4 as Part of a Cultivator Unit on the Type of Tire Model of Size 18,4r-38 on Propellers. In: *XVI International Scientific and Practical Conference “State and Prospects for the Development of Agribusiness – INTERAGROMASH 2023”*. 2023;413:02044. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202341302044>
33. Кравченко В.А., Кравченко Л.В. Аналитическое обоснование параметров внутреннего строения шин движителей мобильных энергетических средств тягового класса 1,4. *Вестник аграрной науки Дона*. 2023;16(1):17–28. <https://elibrary.ru/qizbht>
34. Кравченко В.А., Кравченко Л.В., Меликов И.М. Эффективность сдвигания колес тракторов тягового класса 5. *Вестник аграрной науки Дона*. 2021;(1):4–12. <https://elibrary.ru/vplbuu>

35. Ниткин А.А., Коцарь Ю.А., Кочегарова О.С. Повышение эффективности эксплуатации сельскохозяйственных тракторов на двоярных шинах. *Аграрный научный журнал*. 2021;(3):78–81. <https://doi.org/10.28983/asj.y2021i3pp78-81>
36. Melikov I., Kravchenko V., Senkevich S., Hasanova E., Kravchenko L. Traction and Energy Efficiency Tests of Oligomeric Tires for Category 3 Tractors. In: IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. XII International Scientific Conference on Agricultural Machinery Industry (10–13 September 2019). 2019;403:012126. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/403/1/012126>
37. Магомедов Ф.М., Меликов И.М., Яровой В.Г., Кравченко В.А. Пневматическая шина для мобильного энергетического средства. Патент 2677817 Российская Федерация. 21 января 2019. URL: https://i.moscow/patents/ru2677817c1_20190121 (дата обращения: 20.03.2025).
38. Кравченко В.А., Меликов И.М. Влияние бокового увода шин на тягово-энергетические показатели двигателя трактора тягового класса 5. *Научный журнал КубГАУ*. 2021;170(6):211–222. URL: <https://ej.kubagro.ru/2021/06/pdf/12.pdf> (дата обращения: 20.03.2025).
39. Кравченко В.А., Яровой В.Г., Пархоменко С.Г., Меликов И.М. Яровой А.В. Шинный тестер. Патент 2107275 Российская Федерация. 20 марта 1998. URL: <https://clck.ru/3NbaeJ> (дата обращения: 20.03.2025).

Об авторах:

Кравченко Владимир Алексеевич, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры техники и технологии пищевых производств Донского государственного технического университета (344003, Российская Федерация, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, д. 1), ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9152-5851>, Scopus ID: 57204159481, SPIN-код: 9983-4293, a3v2017@yandex.ru

Кравченко Людмила Владимировна, доктор технических наук, доцент, заведующая кафедрой проектирования и технического сервиса наземных транспортно-технологических средств Донского государственного технического университета (344003, Российская Федерация, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, д. 1), ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9228-3313>, Researcher ID: ABD-9790-2021, Scopus ID: 57204646125, SPIN-код: 9684-8955, lyudmila.vl.kravchenko@yandex.ru

Журба Виктор Викторович, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры проектирования и технического сервиса наземных транспортно-технологических средств Донского государственного технического университета (344003, Российская Федерация, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, д. 1), ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1075-6157>, Scopus ID: 57212377815, SPIN-код: 1453-5517, vic.zhurba@yandex.ru

Вклад авторов:

В. А. Кравченко – контроль, лидерство и наставничество в процессе планирования и проведения исследования; формулирование идеи исследования, целей и задач; разработка и проектирование методологии исследования; осуществление научно-исследовательского процесса, включая выполнение экспериментов и сбор данных.

Л. В. Кравченко – осуществление научно-исследовательского процесса, включая выполнение экспериментов и сбор данных; создание и подготовка рукописи: визуализация результатов исследования и полученных данных.

В. В. Журба – осуществление научно-исследовательского процесса, включая выполнение экспериментов и сбор данных; создание и подготовка рукописи: визуализация результатов исследования и полученных данных.

Все авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

*Поступила в редакцию 21.10.2024; поступила после рецензирования 19.11.2024;
принята к публикации 27.11.2024*

REFERENCES

1. Ternovyykh K.S., Chetverova K.S. State and Trends of Development of the Technical Base of Agricultural Enterprises. *Intentional Agricultural Journal*. 2022;65(6):25. (In Russ., abstract in Eng.) https://doi.org/10.55186/25876740_2022_6_6_25
2. Nemtsev A.E., Vakhrushev V.V., Demenok I.V. Renewal of Machine and Tractor Fleet Aic of the Siberian Federal District. *Mechanization and Electrification of Agriculture*. 2022;(55):220–222. (In Russ., abstract in Eng.) Available at: <https://mechel.belal.by/jour/article/view/726> (accessed 20.03.2025).
3. Gojaev T.Z., Zubina V.A., Malakhov I.S. The Justification of Functional Properties of Agricultural Moving Power Units in the Multi-Objective Scenario. *Tractors and Agricultural Machinery*. 2022;89(6):411–420. (In Russ., abstract in Eng.) <https://doi.org/10.17816/0321-4443-121325>
4. Dragulenko V.V., Kharitonov V.V. Rolling Dynamics of a Pneumatic Tire Wheel Under Variable Vertical Load. *Scientific Journal of KubGAU*. 2024;198(4):1–10. (In Russ., abstract in Eng.) Available at: <https://ej.kubagro.ru/2024/04/pdf/08.pdf> (accessed 20.03.2025).
5. Khafizov K.A., Khafizov R.N., Tyurin I.Y., Levchenko G.V., Gamayunov D.V., Lushnikov A.A. Optimal Parameters of the Tractor and Arable Unit for Various Optimization Criteria. *Agrarian Scientific Journal*. 2023;(1):155–160. (In Russ., abstract in Eng.) <https://doi.org/10.28983/asj.y2023i1pp155-160>
6. Ovchinnikov A.S., Kuznetsov N.G., Nekhoroshev D.D., Gapich G.S., Nekhoroshev D.A., Fomin S.D., et al. Some Ways to Reduce the Dynamic Loads of Agricultural Machine-Tractor Aggregates. *ARN Journal of Engineering and Applied Sciences*. 2018;13(22):8776–8779. Available at: https://www.arnjournals.org/jeas/research_papers/rp_2018/jeas_1118_7388.pdf (accessed 20.03.2025).
7. Marshanin E.V., Kuznetsov E.E., Shchitov S.V., Mitrokhina O.P., Kidyaeva N.P., Kovalevsky V.N. Research Directions for Reducing the Resistance Force to the Movement of a Wheeled Power Vehicle. *Agrarian Scientific Journal*. 2023;(7):147–152. (In Russ., abstract in Eng.) <https://doi.org/10.28983/asj.y2023i7pp147-152>
8. Anisimov N.L. The Method of Reasonable Selection of a Pneumatic Tire Set for an Agricultural Tractor. *Tractors and Agricultural Machiner*. 2022;89(6):421–429. (In Russ., abstract in Eng.) <https://doi.org/10.17816/0321-4443-109895>
9. Novikov V.V., Pozdeev A.V., Erontae V.V., Chumakov D.A., Kolesov N.M., Timoshin N.V., Kagochkin T.A. Experimental Definition of Lateral Stiffness of a Pneumatic Wheel of the MTZ-82 “Belarus” Tractor. *Tractors and Agricultural Machinery*. 2023;90(2):123–132. (In Russ., abstract in Eng.) <https://doi.org/10.17816/0321-4443-280225>
10. Belyaev A.N., Shatsky V.P., Kozlov V.G., Trishina T.V., Vysotskaya I.A. Determination of Theoretical Path of Vehicle Motion upon Cornering. *Journal of Applied Science and Engineering*. 2022;25(5):893–899. [https://doi.org/10.6180/jase.202210_25\(5\).0004](https://doi.org/10.6180/jase.202210_25(5).0004)
11. Belyaev A.N., Shatsky V.P., Gulevsky V.A., Trishina T.V. Evaluation of the Lateral Deviation of a Wheeled Vehicle from a Given Trajectory. *Siberian Herald of Agricultural Science*. 2022;52(4):120–128. (In Russ., abstract in Eng.) <https://doi.org/10.26898/0370-8799-2022-4-13>
12. Belyaev A.N., Orobinsky V.I., Gulevsky V.A., Trishina T.V., Vysotskaya I.A. Lateral Forces Occuring on the Tractor Wheels at the Beginning of Turning. *Vestnik of Voronezh State Agrarian University*. 2021;(2):29–38. (In Russ., abstract in Eng.) https://doi.org/10.17238/issn2071-2243_2021_2_29
13. Kravchenko V.A., Melikov I.M. Assessing the Skid Resistance of the Propulsive Unit Large Tires in a 5 Traction Class Tractor. *Scientific Journal of KubGAU*. 2021;(169):191–204. (In Russ., abstract in Eng.) <https://elibrary.ru/gyfxgd>
14. Keller T., Sandin M., Colombi T., Horn R., Or D. Historical Increase in Agricultural Machinery Weights Enhanced Soil Stress Levels and Adversely Affected Soil Functioning. *Soil and Tillage Research*. 2019;194:104293. <https://doi.org/10.1016/j.still.2019.104293>

15. Moinfar A., Shahgholi G., Gilandeh Yo.A., Kaveh M., Szymanek M. Investigating the Effect of the Tractor Driving System Type on Soil Compaction Using Different Methods of ANN, ANFIS and Step Wise Regression. *Soil and Tillage Research*. 2022;222:105444. <https://doi.org/10.1016/j.still.2022.105444>
16. Mileusnić Z.I., Satjnikov E., Radojević R.L., Petrović D.V. Soil Compaction Due to Agricultural Machinery Impact. *Journal of Terramechanics*. 2022;100:51–60. <https://doi.org/10.1016/j.jterra.2021.12.002>
17. Moinfar A., Shahgholi G., Abbaspour-Gilandeh Yo., Herrera-Miranda I., Hernández-Hernández J.L., Herrera-Miranda M.A. Investigating the Effect of the Tractor Drive System Type on Soil Behavior Under Tractor Tires. *Agronomy*. 2021;11(4):696. <https://doi.org/10.3390/agronomy11040696>
18. Kravchenko V., Kravchenko L., Zhurba V., Senkevich S., Duryagina V. Reducing the Dynamic Loading of the Links of the Machine-Tractor Unit Aggregated by the Mobile Power Vehicle of the 1.4 Drawbar Category. In: Networked Control Systems for Connected and Automated Vehicles (16 November 2022). p. 2043–2052. https://doi.org/10.1007/978-3-031-11051-1_210
19. Kravchenko V.A. The Results of Machine-Tractor Unit's Tests on the Basis of a 1,4 Tractor Having a Rotary Mass of the Engine. *Scientific Journal of KubGAU*. 2014;(99). (In Russ., abstract in Eng.) Available at: <https://ej.kubagro.ru/2014/05/pdf/15.pdf> (accessed 20.03.2025).
20. Nekhoroshev D.D., Nekhoroshev D.A., Konovalov P.V., Popov A.Yu. Research on Experimental Machine-Tractor Aggregates Equipped with Pneumatic Hydraulic Planetary Clutch at Roag Works. In: IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. Mathematical Modeling of Technical and Economic Systems in Agriculture III-2020 (10–11 December 2020). <https://doi.org/10.1088/1755-1315/786/1/012016>
21. Senkevich S., Bolshov V., Ilchenko E., Chakrabarti P., Jasiński M., Leonowicz Z., et al. Elastic Damping Mechanism Optimization by Indefinite Lagrange Multipliers. *IEEE Access*. 2021;9:71784–71804. <https://doi.org/10.1109/ACCESS.2021.3078609>
22. Senkevich S., Kravchenko V., Lavrukhin P., Ivanov P., Senkevich A. Theoretical Study of the Effect of an Elastic-Damping Mechanism in the Tractor Transmission on a Machine-Tractor Unit Performance While Sowing. In: Handbook of Research on Smart Computing for Renewable Energy and Agro-Engineering. IGI Global Scientific Publishing, 2020. p. 423–463. <https://doi.org/10.4018/978-1-7998-1216-6.ch017>
23. Kravchenko V., Kravchenko L. In the Transmission of the 1,4 Drawbar Category Mobile Power Vehicle on the Performance Indicators of Machine and Tractor Units. In: XV International Scientific Conference on Precision Agriculture and Agricultural Machinery Industry “State and Prospects for the Development of Agribusiness – INTERAGROMASH 2022”. 2022;363:03022. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202236303022>
24. Kuznetsov N.G., Shatokhin A.A., Nekhoroshev D.D., Fomin S.D., Nekhoroshev D.A. Mathematical Model Studying the Operation of a Machine-Tractor Unit with a Tractor “DT-175S” Wit an Elastic Element in the Linkage System. In: IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. International Conference on Engineering Studies and Cooperation in Global Agricultural Production (27–28 August 2020). 2021;659:012076. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/659/1/012076>
25. Belyaev A.N., Afonichev D.N., Trishina T.V., Novikov A.E., Sheredekin P.V., Vysotskaya I.A. The Influence of the Rigidity of the Hinged System on the Stability of the Curved Movement of the Machinetractor Unit. *Science in the Central Russia*. 2023;(2):115–126. (In Russ., abstract in Eng.) <https://doi.org/10.35887/2305-2538-2023-2-115-126>
26. Iovlev G.A., Goldina I.I. Dependence of Tractor Traction Properties on Agricultural Machinery Connections. *Agricultural Machinery and Technologies*. 2023;17(4):75–81. (In Russ., abstract in Eng.) <https://doi.org/10.22314/2073-7599-2023-17-4-75-81>
27. Lenski A.V., Zheshko A.A. Development of an Algorithm for Rational Acquisition of Machine-Tractor Units for Basic Tillage. *Mechanization and Electrification of Agriculture*. 2023;(1):56–62. (In Russ., abstract in Eng.) Available at: <https://mechel.belal.by/jour/article/viewFile/754/759> (accessed 20.03.2025).

28. Lavrov A.V., Voronin V.A., Sidorov M.V., Pekhalskiy I.A. Traction Calculation for Modular Energotechnological Unit Given Kinematic Mismatch of Driving Axles. *Agricultural Machinery and Technologies*. 2022;16(2):30–36. (In Russ., abstract in Eng.) <https://doi.org/10.22314/2073-7599-2022-16-2-30-36>
29. Moinfar A.M., Shahgholi G., Gilandeh Y.A., Gundoshmian T.M. The Effect of the Tractor Driving System on its Performance and Fuel Consumption. *Energy*. 2020;202:117803. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.117803>
30. Kim W.-S., Kim Yo.-J., Park S.-U., Kim Ye.-S. Influence of Soil Moisture Content on the Traction Performance of a 78-kW Agricultural Tractor During Plow Tillage. *Soil and Tillage Research*. 2021;207:104851. <https://doi.org/10.1016/j.still.2020.104851>
31. Kravchenko V.A., Melikov I.M., Kondra B.A. The Impact of the Tires of Overall Sizes on the Traction-Coupling and Agrotechnical Parameters in the Tractor of Class 5 Traction. *Scientific Journal of KubGAU*. 2021;(166):53–67. (In Russ., abstract in Eng.) <https://dx.doi.org/10.21515/1990-4665-166-007>
32. Kravchenko V., Kravchenko L., Zhurba V. The Dependence of the Functional Parameters of a Tractor of Traction Class 1,4 as Part of a Cultivator Unit on the Type of Tire Model of Size 18,4r-38 on Propellers. In: XVI International Scientific and Practical Conference “State and Prospects for the Development of Agribusiness – INTERAGROMASH 2023”. 2023;413:02044. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202341302044>
33. Kravchenko V.A., Kravchenko L.V. Analytical Justification of the Parameters of the Internal Structure of Tires of a Propulsion Unit for Mobile Power Vehicles of Traction Class 1,4. *Vestnik Agrarnoj Nauki Dona*. 2023;16(1):17–28. (In Russ., abstract in Eng.) <https://elibrary.ru/qizbht>
34. Kravchenko V.A., Kravchenko L.V., Melikov I.M. The Efficiency of the Wheel Doubling in the Tractor of Traction Class 5. *Vestnik Agrarnoj Nauki Dona*. 2021;(1):4–12. (In Russ., abstract in Eng.) <https://elibrary.ru/vplbuu>
35. Nitkin A.A., Kotsar Yu.A., Kochegarova O.S. Increasing Efficiency of Operation of Agricultural Tractors with Double Tires. *The Agrarian Scientific Journal*. 2021;(3):78–81. (In Russ., abstract in Eng.) <https://doi.org/10.28983/asj.y2021i3pp78-81>
36. Melikov I., Kravchenko V., Senkevich S., Hasanova E., Kravchenko L. Traction and Energy Efficiency Tests of Oligomeric Tires for Category 3 Tractors. In: IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. XII International Scientific Conference on Agricultural Machinery Industry (10–13 September 2019). 2019;403:012126. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/403/1/012126>
37. Magomedov F.M., Melikov I.M., Yarovoy V.G., Kravchenko V.A. [Pneumatic Tire for Mobile Power Equipment]. Patent 2677817 Russian Federation. 2019 January 21. (In Russ.) Available at: https://i.moscow/patents/ru2677817c1_20190121 (accessed 20.03.2025).
38. Kravchenko V.A., Melikov I.M. Effect of the Tire Lateral Skid on Traction and Energy Performance of the Propulsion Unit in the Tractor of Class 5 Traction. *Scientific Journal of KubGAU*. 2021;170(6):211–222. (In Russ., abstract in Eng.) Available at: <https://ej.kubagro.ru/2021/06/pdf/12.pdf> (accessed 20.03.2025).
39. Kravchenko V.A., Jarovoj V.G., Parkhomenko S.G., Melikov I.M., Jarovoj A.V. Tire Tester. Patent 2107275 Russian Federation. 1998 March 20. (In Russ., abstract in Eng.) Available at: <https://clck.ru/3NbaeJ> (accessed 20.03.2025).

About the authors:

Vladimir A. Kravchenko, Dr.Sci. (Eng.), Professor, Professor of the Department of Food Production Engineering and Technology, Don State Technical University (1 Gagarin Square, Rostov-on-Don 344003, Russian Federation), ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9152-5851>, Scopus ID: 57204159481, SPIN-code: 9983-4293, a3v2017@yandex.ru

Lyudmila V. Kravchenko, Dr.Sci. (Eng.), Associate Professor, Head of the Department of Design and Technical Service of Ground Transport and Technological Means, Don State Technical University

(1 Gagarin Square, Rostov-on-Don 344003, Russian Federation), ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9228-3313>, Researcher ID: ABD-9790-2021, Scopus ID: 57204646125, SPIN-code: 9684-8955, lyudmila.vl.kravchenko@yandex.ru

Victor V. Jurba, Cand.Sci. (Eng.), Associate Professor, Associate Professor of the Department of Design and Technical Service of Ground Transport and Technological Means, Don State Technical University (1 Gagarin Square, Rostov-on-Don 344003, Russian Federation), ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1075-6157>, Scopus ID: 57212377815, SPIN-code: 1453-5517, vic.zhurba@yandex.ru

Authors contribution:

V. A. Kravchenko – supervision, leadership and mentoring in the planning and conducting of the study; formulating ideas, goals and aims of the study; developing and designing the study methodology; conducting a study and investigating process, specifically performing the experiments and data/evidence collection.

L. V. Kravchenko – conducting the study, specifically performing the experiments and data/evidence collection; preparing and presenting the manuscript: visualizing the study results and obtained data.

V. V. Jurba – conducting the study, performing the experiments and data/evidence collection; preparing and presenting the manuscript: visualizing the study results and obtained data.

All authors have read and approved the final manuscript.

Submitted 21.10.2024; revised 19.11.2024; accepted 27.11.2024