

Вестник Курганской ГСХА. 2023. № 3 (47). С. 68–74
Vestnik Kurganskoj GSXA. 2023; (3-47): 68–74

Научная статья

УДК 629.1

Код ВАК 4.3.1

EDN: XLPNAS

ОСОБЕННОСТИ МЕТОДИКИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КПД И КОЭФФИЦИЕНТА СОПРОТИВЛЕНИЯ КАЧЕНИЮ ДВИЖИТЕЛЯ СО ВСТРОЕННЫМ ДИФФЕРЕНЦИАЛОМ КОЛЕСНЫХ МАШИН АПК

Юрий Федорович Казаков¹✉, Владимир Николаевич Батманов², Юрий Валентинович Константинов³, Петр Владимирович Зайцев⁴

Чувашский государственный аграрный университет, Чебоксары, Россия

¹ ura.kazakov@mail.ru✉, <https://orcid.org/0000-0002-3189-3759>

² bvn.academi-gsxa@yandex.ru, <https://orcid.org/0000-0002-0556-9154>

³ konstantinov@polytech21.ru, <https://orcid.org/0000-0002-2975-0599>

⁴ zapevl@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0002-6139-9751>

Аннотация. Цель исследования – разработка методики оценки ведущего колеса со встроенным дифференциалом, выявление факторов, влияющих на процесс взаимодействия движителя трактора с опорной поверхностью. Оценка колеса со встроенным дифференциалом проведена через КПД и коэффициент сопротивления его перекатыванию. Исследование проведено на положениях теоретической механики и теории качения колеса. Разработана методика определения коэффициентов сопротивления качению и полезного действия ведущего колеса со встроенным дифференциалом. КПД представлен как произведение сомножителей, отражающих потери на преодоление сопротивления качению колеса и на упругое скольжение элементов протектора шины в пятне контакта. Коэффициент сопротивления качению ведущего колеса представлен в виде суммы слагаемых, учитывающих влияние эксцентричного приложения ведущего момента и внешней нагрузки. На основе системного анализа работы колес предложено оснащать их встроенным дифференциалом для управления формированием касательной силы. Колесный дифференциал разработан на концепции эксцентричного приложения внешних сил и ведущего момента к шестерне встроенного планетарного редуктора, лишённого солнечной шестерни. Установлены факторы, влияющие на показатели эффективности колеса: конструкционный параметр и передаточное число встроенного дифференциала, непрерывно изменяющиеся в зависимости от дорожных условий, соотношения ведущего момента на ободу колеса и момента трения и сцепления в пятне контакта. С переходом редуктора в дифференциальный режим работы КПД колеса возрастает. С ростом координат центра ведущей несущей шестерни коэффициент сопротивления перекатыванию колеса снижается.

Ключевые слова: колесный движитель со встроенным дифференциалом; конструкционный параметр дифференциала; коэффициент сопротивления качению; коэффициент полезного действия; методика расчета.

Для цитирования: Казаков Ю.Ф., Батманов В.Н., Константинов Ю. В., Зайцев П.В. Особенности методики определения КПД и коэффициента сопротивления качению движителя со встроенным дифференциалом колесных машин АПК // Вестник Курганской ГСХА. 2023. № 3 (47). С. 68–74. EDN: XLPNAS.

Scientific article

SPECIFICS OF THE EVALUATION PROCEDURE FOR DETERMINING THE EFFICIENCY AND ROLLING RESISTANCE COEFFICIENT OF A WHEELED RUNNING GEAR WITH A BUILT-IN DIFFERENTIAL OF WHEELED AGRICULTURAL VEHICLES

Yury F. Kazakov¹✉, Vladimir N. Batmanov², Yury V. Konstantinov³, Peter V. Zaitsev⁴

^{1, 2, 3, 4} Chuvash State Agrarian University, Cheboksary, Russia

¹ ura.kazakov@mail.ru✉, <https://orcid.org/0000-0002-3189-3759>

² bvn.academi-gsxa@yandex.ru, <https://orcid.org/0000-0002-0556-9154>

³ konstantinov@polytech21.ru, <https://orcid.org/0000-0002-2975-0599>

⁴ zapevl@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0002-6139-9751>

Abstract. The purpose of the study is to develop a technique for evaluating a driving wheel with a built-in differential, to identify factors affecting the interaction of the tractor running gear with the support surface. The evaluation of a wheel with a built-in differential is carried out considering the efficiency and the coefficient of resistance to its rolling. The study was carried out on the principles of theoretical mechanics and the theory of rolling wheels. A method has been developed for determining the coefficients of rolling resistance and the efficiency of a driving

wheel with a built-in differential. The efficiency coefficient is presented as the product of multipliers reflecting the losses on overcoming the rolling resistance of the wheel and on the elastic slipping of the tire tread elements in the contact area. The rolling resistance coefficient of the driving wheel is presented as a sum of summands that take into account the influence of the eccentric application of the driving torque and the external load. Based on the system analysis of the wheels operation, it is proposed to equip them with a built-in differential to control the formation of a tangential force. The wheel differential is designed on the concept of an eccentric application of external forces and a driving torque to the gear of an integrated planetary gearbox devoid of a sun gear. The established factors influencing the performance indicators of the wheel are the design parameter and the gear ratio of the built-in differential, which continuously change depending on road conditions, the ratio of the driving torque on the wheel rim and the moment of friction and adhesion in the contact area. With the transition of the gearbox to the differential operation mode, the efficiency of the wheel increases. With an increase in the coordinates of the center of the driving load-bearing gear, the coefficient of resistance to wheel rolling decreases.

Keywords: wheeled running gear with a built-in differential; differential design parameter; rolling resistance coefficient; efficiency coefficient; evaluation procedure.

For citation: Kazakov Yu.F., Batmanov V.N., Konstantinov Yu.V., Zaitsev P.V. Specifics of the evaluation procedure for determining the efficiency and rolling resistance coefficient of a wheeled running gear with a built-in differential of wheeled agricultural vehicles. Vestnik Kurganskoy GSXA. 2023; (3-47): 68–74. EDN: XLPNAS. (In Russ).

Введение. Обеспечение продовольственной безопасности страны, импортозамещение в сельскохозяйственном машиностроении предполагает разработку новых и модернизацию серийно выпускаемых тракторов [1–3], почвообрабатывающих машин и орудий [4–6], иных технических средств сельскохозяйственного назначения [7–8]. Повышению эффективности их эксплуатации, коэффициента нагрузки двигателей, качества выполнения технологических операций, предотвращению переуплотнения почвы посвящены исследования разных авторов [5, 7, 9–11]. Актуальной научной задачей является изыскание способов и методов управления режимными и технологическими факторами [12–14], влияющими на работу движителей, обоснование конструктивных параметров [15]. При равномерном качении колеса равнодействующая реакции опорной поверхности смещена от вертикального диаметра в направлении поступательного движения под действием внешних сил на величину a_w (рисунок). Коэффициент сцепления с опорной поверхностью f определяется соотношением

$$f = \frac{a_w}{\varepsilon r},$$

где a_w – коэффициент трения качения, имеющий размерность длины, м; $\varepsilon = 0,1 \dots 1,9$ – коэффициент, отражающий нецентральное приложение толкающей силы [17].

Следовательно, коэффициент перекачивания колеса зависит от конструктивных и технологических факторов, режима работы. Одним из эффективных направлений совершенствования колесных движителей является управление асимметрией эпюры напряжений смятия в пятне контакта путем нецентрального приложения внешних нагрузок и ведущего момента, модернизацией встроенного планетарного редуктора, приданием ему свойств дифференциала [16–19].

Показателем эффективности ведущего колеса является его коэффициент полезного действия (КПД). Коэффициент сопротивления качению ведущего колеса характеризует рациональность отношения продольной толкающей силы к нормаль-

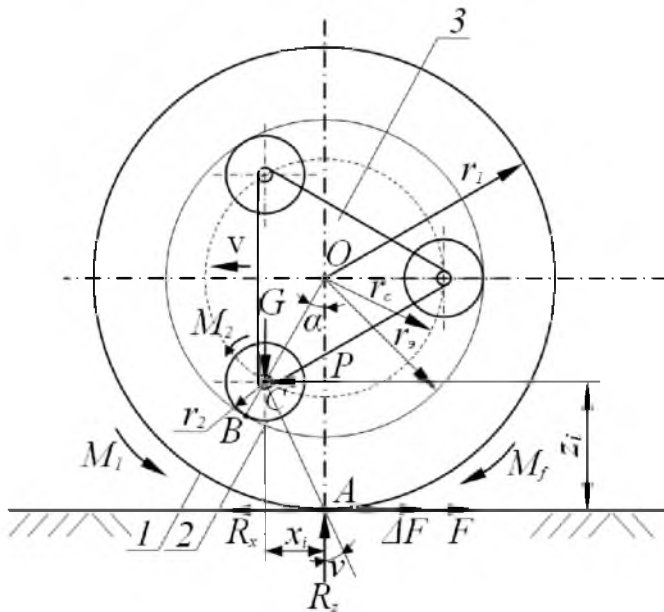
ной нагрузке. Методики определения КПД «классического» колеса и коэффициента сопротивления качению изложены в работе [20].

Целью исследования является разработка методики оценки ведущего колеса со встроенным дифференциалом через КПД и коэффициент сопротивления перекачиванию, выявление факторов, влияющих на эти коэффициенты.

Материалы и методы. Для количественного и качественного описания работы колеса со встроенным дифференциалом использованы методы аналитического, сравнительного, информационно-логического и системного анализа факторов, имеющих причинно-следственную связь с энергетическими показателями работы движителей колесных машин АПК. Анализ работы колеса проведен методами теоретической механики на основных положениях теории качения колеса. При этом опорная поверхность и обод колеса приняты деформируемыми. Предметом исследования принят двухэтапный процесс взаимодействия опорной поверхности и ведущего колеса трактора со встроенным дифференциалом в ходе разгона. На первом этапе подрессоренная масса трактора, приложенная эксцентрично к колесному редуктору, движется в пределах радиуса при неподвижном ободе колеса. На втором этапе движение масс трактора происходит при вращающемся колесе, встроенный редуктор работает в дифференциальном режиме, предотвращая внешнее скольжение колеса.

Результаты исследований и их обсуждение. Методики определения КПД и коэффициента сопротивления качению колесного движителя со встроенным дифференциалом имеют ряд особенностей, обусловленных нецентральным приложением вертикальной нагрузки и продольной толкающей силы, а также автоматическим переходом колесного редуктора в дифференциальный режим [18–19].

Силы F и G , эксцентрично действующие на ведущую несущую шестерню, крутящий момент на шестерне 2 и крутящий момент на ободе колеса 1 формируют условие движения колеса (рисунок).



1 – обод колеса (эпициклическая шестерня);
 2 – ведущая несущая шестерня; 3 – водило;
 r_1 – радиус обода колеса, м; r_2 – радиус ведущей несущей шестерни, м; r_c – радиус окружности, описываемой центром шестерни 2, м; r_3 – радиус эпициклической шестерни, м; α – угол поворота водила, рад; ϑ – угол, отражающий положение центра шестерни относительно точки качения колеса, рад; M_1 – ведущий момент на ободу колеса, Нм; M_2 – ведущий момент на несущей шестерне, Нм; M_f – момент сопротивления перекачиванию колеса, Нм; v – вектор поступательной скорости центра колеса, м/с

Рисунок – Схема ведущего колеса со встроенным дифференциалом

На первом этапе разгона масс трактора при вращающейся шестерне 2 обод колеса 1 остается в неподвижном состоянии. Пренебрегая восстановлением опорной поверхности в сбегающем секторе пятна контакта после прохода колеса за счет упругих свойств, векторы вертикальной реакции опорной поверхности R_z и касательной силы R_x приложим к точке А касания колеса с опорной поверхностью. В процессе нарастания ведущего момента M_1 на ободу колеса они переходят в точку A^1 – центр давления. За счет эксцентричного приложения силы тяжести G формируется дополнительная касательная сила ΔF :

$$\Delta F = G \frac{x_i}{z_i} = G \tan \vartheta, \text{ Н.} \quad (1)$$

Здесь угол ϑ отражает положение центра несущей ведущей шестерни 2 относительно точки А (рисунок).

Величину дополнительного крутящего момен-

та на ободу колеса от этой силы представим выражением:

$$M_{\Delta} = x_i F_{\Delta}, \text{ Нм.} \quad (2)$$

Особенностью конструкции модернизированного редуктора является переменное плечо силы F :

$$z_i = r_{\text{ко}} \left(\frac{r_{\text{кд}}}{r_{\text{ко}}} - m \cos \alpha \right), \text{ м.} \quad (3)$$

Из (3) следует, что плечо z_i приложения сил F и ΔF зависит от нагрузочного режима дифференциального редуктора, его конструктивного пара-

$$\text{метра } m = \frac{r_c}{r_{\text{ко}}},$$

где r_c – радиус дуги, описываемой центром ведущей шестерни, м; $r_{\text{ко}}$ – кинематический радиус колеса при $M_1 = 0$, м; $r_{\text{кд}}$ – динамический радиус колеса, м.

Текущее значение абсциссы центра шестерни 2 в выражении (1) равно

$$x_i = r_c \sin \alpha, \text{ м.} \quad (4)$$

На рисунке основной и дополнительный крутящий моменты представлены суммарным моментом

$$M_1 = M^1 + M_{\Delta}, \text{ Нм.} \quad (5)$$

Так как $M^1 = M_2 u_g$, где u_g – передаточное отношение редуктора, то

$$M_1 + M_2 u_g + M_{\Delta}. \quad (8)$$

В зависимости от режима работы встроенного редуктора u_g изменяется:

при работе в режиме планетарного редуктора

$$u_g = u_{\text{ред}} = \frac{z_{\text{эш}}}{z_{\text{ш}}}, \quad (10)$$

при работе редуктора в режиме дифференциала

$$u_g = u_{\text{дтф}} = \frac{z_{\text{эш}}}{z_{\text{ш}}} - 1, \quad (11)$$

где $z_{\text{эш}}$ – число зубьев эпициклической шестерни, выполненной на ободу колеса 1 (рисунок 1); $z_{\text{ш}}$ – число зубьев ведущей несущей шестерни 2.

Для колеса, совершающего равномерное вращение в продольно-вертикальной плоскости движения, справедливы соотношения [17]

$$R_x = F_x = F + \Delta F,$$

$$R_z = G,$$

$$M_1 - R_x z_i - R_x a_{\text{ш}}.$$

После преобразований системы уравнений зависимость силы F_x от дорожных условий, нагрузок и конструктивного параметра редуктора представим в виде:

$$F_x = R_x = \frac{M_1 - R_z a_{ш}}{z_i} = \frac{M_1 - R_z a_{ш}}{r_{ко}} * \left(\frac{r_{кд}}{r_{ко}} - m \cos \alpha \right) \quad (12)$$

С учетом уравнения (3) после небольших преобразований выражения (12) получим зависимость момента сопротивления от вышеназванных факторов:

$$M_f = M_1 - r_{кд} \frac{M_1 - R_z a_{ш}}{r_{ко}} = \frac{M_1}{r_{кд}} (r_{кд} - r_{ко}) + R a_{ш} \frac{r_{ко}}{r_{кд}} \quad (13)$$

Плечо трения $a_{ш}$ автоматически изменяется вслед за изменением абсциссы центра ведущей несущей шестерни x_1 , величины деформации опорной поверхности и шины, давления воздуха в ней.

КПД ведущего колеса выражается уравнением

$$\eta_k = \frac{N_x}{N_{вед}} \quad (14)$$

где $N_{вед}$, Вт, мощность, потребная от двигателя трактора, зависит от режима работы и передаточного числа u_g колесного дифференциала и частоты вращения колеса:

$$N_{вед} = M_1 \omega_k \quad (15)$$

Мощность N_x , Вт, затрачиваемая на движение колеса, равна

$$N_x = F_x \times v_{шп}$$

где $v_{шп}$ – скорость поступательного движения шестерни, м/с.

Из уравнений (12) и (13) следует, что потери мощности зависят от эксплуатационных условий, конструкционного параметра m встроенного редуктора. Так как при работе происходит непрерывное приспособление встроенного дифференциала к изменяющимся дорожным условиям через изменение передаточного числа редуктора и угла поворота водила α , то КПД колеса также изменяется (рисунок).

Рассмотрим особенности определения продольной толкающей силы колеса со встроенным дифференциалом. По методике для классических колес определим толкающую силу $F_{БК}$, приложив ее к центру колеса, а затем, переложив ее к центру несущей шестерни, определим приведенное значение этой силы, в дальнейших расчетах обозначим ее через F [18–19].

Мощность N_B силы $F_{БК}$, условно приложенной к геометрическому центру ведущего колеса со встроенным дифференциалом, движущего равномерно со скоростью v , преодолевая момент сопротивления качению M_f , равна мощности по-

терь на перекачивание N_f [17]:

$$N_f = M_f \omega_1 = N_B = F_{БК} v \quad (16)$$

Из выражения (16) следует:

$$F_{БК} = \frac{M_f \omega_1}{v} = \frac{M_f}{r_{ко}} \quad (17)$$

Приложив эту силу к реальной точке ее действия – к центру шестерни 2, находящемуся на расстоянии $z_i = z_c$ от опорной поверхности, пересчитаем ее величину с учетом геометрических соотношений колеса (рисунок).

Для этого необходимо определить поступательную скорость центра шестерни $v_{шп}$ через поступательную скорость центра колеса, находящегося от геометрической точки качения колеса на расстоянии $r_{ко}$, и вращающейся угловой скоростью ω_1 , сек⁻¹:

$$v_{шп} = v_k \frac{z_i}{r_{ко}} = \omega_k r_{ко} \frac{z_i}{r_{ко}} = \omega_k z_i \quad (18)$$

Следовательно, на основании (17) и (18) искомая сила F равна

$$F = \frac{M_f \omega_1}{v_c} = \frac{M_f}{z_c} = \frac{M_f}{r_{ко} \left(\frac{r_{кд}}{r_{ко}} - m \cos \alpha \right)} \quad (19)$$

В общем случае сила сопротивления движению рамы трактора равна

$$F = \frac{M_f - R_z a_{шп}}{r_d} \quad (20)$$

Справедливо соотношение между ведущим моментом M_1 и моментом сопротивления перекачиванию колеса M_f :

$$M_f = M_1 - F r_k \quad (21)$$

Подставим в выражение (21) силу F из уравнения (20) и получим:

$$M_f = \frac{R_z r_k a_{шп}}{r_d} + \frac{M_1 (r_d - r_k)}{r_d} \quad (22)$$

С учетом выражения (19) из уравнения (22) после некоторых преобразований получим

$$F = \frac{M_1 (r_{кд} - r_{ко})}{r_{кд} r_{ко} \left(\frac{r_{кд}}{r_{ко}} - m \cos \alpha \right)} + \frac{R_z a_{шп} r_k}{r_{кд} r_{ко} \left(\frac{r_{кд}}{r_{ко}} - m \cos \alpha \right)} \quad (23)$$

На основании (22) и (23) определим $f_B = \frac{F}{R_z}$ – коэффициент сопротивления качению ведущего колеса со встроенным дифференциалом:

$$f_b = \frac{M_1(r_{кд} - r_{ко})}{r_{кд}r_{ко}R_z \left(\frac{r_{кд}}{r_{ко}} - m \cos \alpha \right)} + \frac{a_{III}}{r_{кд} \left(\frac{r_{кд}}{r_{ко}} - m \cos \alpha \right)}. \quad (24)$$

С учетом выражения (3) уравнение (24) представим в виде

$$f_b = \frac{M_1(r_{кд} - r_{ко})}{r_{кд}z_i R_z} + \frac{a_{III}r_k}{r_{кд}z_i} = f_{sy} + f_o. \quad (25)$$

Первое слагаемое в уравнении (25) связано с потерями на упругое скольжение и окружающую деформацию шины от ведущего момента, а второе отражает гистерезисные потери при радиальной деформации шины под действием вертикальной нагрузки G , H .

С учетом формулы академика Е. А. Чудакова, отражающей влияние коэффициента окружающей жесткости шины $C_{шо}$ на радиус качения [20], для колеса со встроенным дифференциалом можем написать:

$$f_{sy} = \frac{M_1^2}{r_{кд}z_i R_z c_{шо}}. \quad (26)$$

Для ведущего колеса, работающего без внешнего скольжения, можно допустить $r_{кд} \cong r_{ко}$ [20], поэтому

$$f_{sy} \cong \frac{M_1^2}{r_{кд}z_i R_z c_{шо} (1 - m \cos \alpha)}. \quad (27)$$

Из анализа уравнения (27) следует, что потери на упругое скольжение шины колеса с дифференциалом зависят от угла поворота водила, они пропорциональны квадрату вращающего момента.

Представив КПД редуктора через реализуемые ведущие моменты как произведение двух сомножителей, конкретизируем влияние различных факторов:

$$\eta_k = \frac{(M_1 - M_f)r_k}{M_1 r_{ki}} = \eta_f \eta_s, \quad (28)$$

где η_f – потери на преодоление сопротивления качению колеса;

η_s – потери ввиду упругого скольжения элементов протектора.

Из выражений (8) и (22) следует, что для колесного движителя со встроенным дифференциалом величины моментов M_1 и M_f зависят от конструктивных параметров и внешних нагрузок, эксцентрично приложенных к колесу, эксплуатационных условий и режимов работы дифференциала. Следовательно, потери на упругое скольжение шины снижаются при оснащении движителей со встроенным дифференциалом ввиду снижения величины потребного момента M_1 .

Анализ уравнения (28) показывает, что коэффициент сопротивления качению зависит от конструктивного параметра m , координат центра ведущей несущей шестерни, режима работы и передаточного числа встроенного дифференциала, дорожных условий.

В колесном дифференциале происходит непрерывное изменение координат ведущей несущей шестерни, а также автоматический переход редуктора в режим дифференциала и обратно с изменением передаточного числа. Этим предотвращается внешнее скольжение (буксование) при изменении эксплуатационных условий в определенных пределах. При работе колеса возможно внешнее скольжение, если пределы автоматического изменения параметров дифференциала на конкретной передаче трансмиссии трактора будут недостаточны по сравнению с интервалом изменения дорожных условий и эксплуатационных нагрузок.

Заключение. Представлены уточненные методики определения КПД и коэффициента перекатывания модернизированного колеса, установлены основные факторы, определяющие его эксплуатационную эффективность: отношение длины водила к радиусу колеса, режим работы встроенного дифференциала, внешняя нагрузка, дорожные условия. Автоматический переход колесного редуктора в дифференциальный режим способствует возрастанию КПД. С ростом ординаты центра ведущей несущей шестерни коэффициент сопротивления перекатыванию снижается. Оснащение колесных машин АПК такими движителями способствует повышению эксплуатационных показателей, уменьшению износа шин.

Список источников

1. Мазитов Н.К., Сибагатуллин Ф.С., Сахатов Р.Л. Российская техника и технология гарантирования продовольственной независимости и жизнеспособности // Вестник Курганской ГСХА. 2021. № 3. С. 67-72. DOI: 10.52463/22274227_2021_39_67.
2. Мазитов Н.К., Сахатов Р.Л., Шарафиев Л.З. Отечественная техника и технология ликвидации продовольственной зависимости // Вестник Курганской ГСХА. 2020. № 3 (35). С.76-80.
3. Завражнов А.И., Беляев А.Н., Михеев Н.В. Повышение устойчивости криволинейного движения комбинированного МТА на базе интегрального универсально-пропашного колесного трактора // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. 2019. № 1 (60). С. 57-66. DOI: 10.17238/issn2071-2243.2019.1.57.
4. Испытания сцепления трактора класса 0,9 в полевых условиях с различными сельскохозяйственными агрегатами / О.И. Поливаев [и др.] // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. 2019. № 2 (61). С. 43-47. DOI: 10.17238/issn2071-2243.2019.2.43.

5. Раков В.А., Литвинов В.И. Стабилизация нагрузочного режима ДВС трактора путем использования комбинированной энергоустановки // Тракторы и сельхозмашины. 2020. № 1. С. 3-9.

6. Оценка вероятностно-статистических характеристик тягового сопротивления почвообрабатывающего агрегата с динамичными рабочими органами / Н.И. Джабборов [и др.] // Известия Нижневолжского агроуниверситетского комплекса: Наука и высшее профессиональное образование. 2019. № 2 (54). С. 275-284.

7. Яхин С.М., Алиакберов И.И., Вахитов А.Р. Обоснование параметров ротационного орудия для поверхностной обработки почвы с наклонными шестиугольными дисками // Вестник Казанского государственного аграрного университета. 2022. № 4 (68). С. 106-111. DOI: 10.12737/2073-0462-2023-106-111.

8. Akimov A.P., Konstantinov Y.V., Stepanov A.V. Technique for calculating the resultant force and moment of soil resistance to cutting by blade of rotary tillage tool // INMATEH – Agricultural Engineering. 2018. No 56 (3). Pp. 59-66.

9. Simon O. Odey, Okon O. Orok Measurement of tillage forces and soil disturbance of subsoilers // World Journal of Engineering Research and Technology [Электронный ресурс]. URL: www.researchgate.net/publication/328343679 (дата обращения: 03.05.2023).

10. Know the cost of doing nothing – A cotton case study. Soil compaction in a new light / H. Jamali [et al.] // Soil and Tillage Research. 2021. No 213 (4). P. 105158. DOI: 10.1016/j.still.2021.105158.

11. Influence of soil-protective technologies on the characteristics of the soils of hop plants / M. Smirnov [et al.] // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2019. P. 012018.

12. Matin M.A., Fielke J.M., Desbiolles J.M.A. Torque and energy characteristics for strip-tillage cultivation when cutting furrows using three designs of rotary blade // Biosystems Engineering. 2015. No 129. Pp. 329-340.

13. Anifantis A.S., Cutini M., Bietresato M. An Experimental – numerical approach for modelling the mechanical behaviour of a pneumatic tire for agricultural machines // Applied Sciences (Switzerland). 2020. No 10. P. 3481. DOI: 10.3390/app10103481.

14. Ворохобин А.В., Коржов С.И. Повышение эксплуатационных свойств гусеничного трактора регулированием положения центра тяжести // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. 2018. № 4 (59). С.113-119. DOI: 10.17238/issn2071-2243.2018.4.113.

15. Soil compaction management: reduce soil compaction using a chain-track tractor / S. Mudarisov [et al.] // Journal of Terramechanics. 2020. No 89 (1). DOI: 10.1016/j.jterra.2020.02.002.

16. Kazakov Yu., Batmanov V., Pavlov V., Medvedev V. Wheel drive with integrated differential // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. «International AgroScience Conference «AgroScience 2021». 2021. P. 012029. EDN: OHWOPL. DOI: 10.1088/1755-1315/935/1/012029.

17. Рабочий орган плоскореза-глубококорыллителя удобрения / И.И. Максимов [и др.] // Вестник Казанского государственного аграрного университета. 2023. Т. 18. № 2 (70). С. 102-107.

18. Возможные меры повышения срока службы основных элементов топливовпрыскивающего насоса дизеля / В.А. Иванов [и др.] // Вестник Казанского государственного аграрного университета. 2023. Т. 18. № 2 (70). С. 72-76.

19. Обработка результатов экспериментальных исследований использования технологий комплексного микроплазменного упрочнения рабочих органов и деталей сельскохозяйственных машин / Н.Р. Адигамов [и др.] // Вестник Казанского государственного аграрного университета. 2023. Т. 18. № 3 (71). С. 68-75.

References

1. Mazitov N.K., Sibagatullin F.S., Sakhapov R.L. Rossiiskaya tekhnika i tekhnologiya garantirovaniya prodovol'stvennoi nezavisimosti i zhiznesokhraneniya [Russian equipment and technology for guaranteeing food independence and life-saving]. *Vestnik Kurganskoj GSHA*. 2021; (3): 67-72. DOI: 10.52463/22274227_2021_39_67. (In Russ).

2. Mazitov N.K., Sakhapov R.L., Sharafiev L.Z. Otechestvennaya tekhnika i tekhnologiya likvidatsii prodovol'stvennoi zavisimosti [Domestic machinery and elimination technology food dependency]. *Vestnik Kurganskoj GSHA*. 2020; (3-35): 76-80. (In Russ).

3. Zavrazhnov A.I., Belyaev A.N., Mikheev N.V. Povyshenie ustoichivosti krivolineinogo dvizheniya kombinirovannogo MTA na baze integral'nogo universal'no-propashnogo kolesnogo traktora [Increasing the stability of curvilinear movement of a combined MTA based on an integral universal-row-crop wheel]. *Vestnik of Voronezh State Agrarian University*. 2019; (1-60): 57-66. DOI: 10.17238/issn2071-2243.2019.1.57. (In Russ).

4. Polivaev O.I. et al. Ispytaniya stsepleniya traktora klassa 0,9 v polevykh usloviyakh s razlichnymi sel'skokhozyaistvennymi agregatami [Tractor traction tests of class 0.9 in field conditions with various agricultural implements]. *Vestnik of Voronezh State Agrarian University*. 2019; (2-61): 43-47. DOI: 10.17238/issn2071-2243.2019.2.43. (In Russ).

5. Rakov V.A., Litvinov V.I. Stabilizatsiya nagruzochnogo rezhima DVS traktora putem ispol'zovaniya kombinirovannoi energoustanovki [Stabilization of the load mode of the tractor internal combustion engine by using a combined power plant]. *Tractors and agricultural machinery*. 2020; (1): 3-9. (In Russ).

6. Jabborov N.I. et al. Otsenka veroyatnostno-statisticheskikh kharakteristik tyagovogo soprotivleniya pochvoobrabatyvayushchego agregata s dinamichnymi rabochimi organami [Assessment of probabilistic and statistical characteristics of traction resistance of a soil-cultivating unit with dynamic working bodies]. *Proceedings of lower volga agro-university complex: science and higher education*. 2019; (2-54): 275-284. (In Russ).

7. Yakhin S.M., Aliakberov I.I., Vakhitov A.R. Obosnovanie parametrov rotatsionnogo orudiya dlya poverkhnostnoi obrabotki pochvy s naklonnymi shestiyugol'nymi diskami [Justification of the parameters of a rotary tool for surface tillage with inclined hexagonal discs]. *Vestnik of the Kazan State Agrarian University*. 2022; (4-68): 106-111. DOI: 10.12737/2073-0462-2023-106-111. (In Russ).

8. Akimov A.P., Konstantinov Y.V., Stepanov A.V. Technique for calculating the resultant force and moment of soil resistance to cutting by blade of rotary tillage tool. *INMATEH – Agricultural Engineering*. 2018; (56-3): 59-66.

9. Simon O. Odey, Okon O. Orok Measurement of tillage forces and soil disturbance of subsoilers. *World Journal of Engineering Research and Technology* [Internet]. URL: www.researchgate.net/publication/328343679 (Accessed: 03.05.2023).

10. Jamali H. et al. Know the cost of doing nothing – A cotton case study. Soil compaction in a new light. *Soil and Tillage Research*. 2021; (213-4): 105158. DOI: 10.1016/j.still.2021.105158.

11. Smirnov M. Influence of soil-protective technologies on the characteristics of the soils of hop plants. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2019; 012018.

12. Matin M.A., Fielke J.M., Desbiolles J.M.A. Torque and energy characteristics for strip-tillage cultivation when cutting furrows using three designs of rotary blade. *Biosystems Engineering*. 2015; (129): 329-340.

13. Anifantis A.S., Cutini M., Bietresato M. An Experimental – numerical approach for modelling the mechanical behaviour of a pneumatic tire for agricultural machines. *Applied Sciences (Switzerland)*. 2020; (10): 3481. DOI: 10.3390/app10103481.

14. Vorokhobin A.V., Korzhov S.I. Povyshenie ekspluatatsionnykh svoystv gusenichnogo traktora regulirovaniem polozheniya tsentra tyazhesti [Increasing the operational properties of a caterpillar tractor by adjusting the position of the center of gravity]. *Vestnik of Voronezh State Agrarian University*. 2018; (4-59): 113-119. DOI: 10.17238/issn2071-2243.2018.4.113. (In Russ).

15. Mudarisov S. et al. Soil compaction management: reduce soil compaction using a chain-track tractor. *Journal of Terramechanics*. 2020; (89-1). DOI: 10.1016/j.jterra.2020.02.002.

16. Kazakov Yu., Batmanov V., Pavlov V., Medvedev V. Wheel drive with integrated differential. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. «International AgroScience Conference «AgroScience 2021». 2021; 012029. EDN: OHWOPL. DOI: 10.1088/1755-1315/935/1/012029.

17. Maksimov I.I. et al. Rabochii organ ploskoreza-glubokorykhlytelya udobritelya [Working body of the flat cutter-subsoiler of the fertilizer]. *Vestnik of the Kazan State Agrarian University*. 2023; (18-2-70): 102-107. (In Russ).

18. Ivanov V.A. et al. Vozmozhnye mery povysheniya sroka sluzhby osnovnykh elementov toplivovpryskivayushchego nasosa dizelya [Possible measures to increase the service life of the main elements of a diesel fuel injection pump]. *Vestnik of the Kazan State Agrarian University*. 2023; (18-2-70): С. 72-76. (In Russ).

19. Adigamov N.R. et al. Obrabotka rezul'tatov eksperimental'nykh issledovaniy ispol'zovaniya tekhnologii kompleksnogo mikroplazmennogo uprochneniya rabochikh organov i detalei sel'skokhozyaistvennykh mashin [Processing the results of experimental studies of the use of technologies for complex microplasma hardening of working bodies and parts of agricultural machines]. *Vestnik of the Kazan State Agrarian University*. 2023; (18-3-71): 68-75. (In Russ).

Информация об авторах

Ю.Ф. Казаков – доктор технических наук, профессор; AuthorID 334398.

В.Н. Батманов – кандидат технических наук, доцент; AuthorID 777277.

Ю.В. Константинов – кандидат технических наук, доцент; AuthorID 350029.

П.В. Зайцев – доктор технических наук, профессор; AuthorID 324286.

Information about the author

Yu.F. Kazakov – Doctor of Technical Sciences, Professor; AuthorID 334398.

V.N. Batmanov – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor; AuthorID 777277.

Yury V. Konstantinov – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor; AuthorID 350029.

P.V. Zaitsev – Doctor of Technical Sciences, Professor; AuthorID 324286.

Статья поступила в редакцию 07.08.2023; одобрена после рецензирования 24.09.2023; принята к публикации 15.11.2023.

The article was submitted 07.08.2023; approved after reviewing 24.09.2023; accepted for publication 15.11.2023.