Author credentials**Affiliations**

Purusov Yuri - Candidate of Technical Sciences, Professor of the Federal State Treasury Military Educational Institution of Higher Education "Military Training and Research Center of the Air Force" Air Force Academy named after Professor N.Ye. Zhukovsky and Yu.A. Gagarin "of the Ministry of Defense of the Russian Federation, Russia. Voronezh.

Tomilov Alexander - Candidate of Military Sciences, Professor of the Federal State Treasury Military Educational Institution of Higher Education "Military Training and Research Center of the Air Force" Air Force Academy named after Professor N.Ye. Zhukovsky and Yu.A. Gagarin "of the Ministry of Defense of the Russian Federation, Russia. Voronezh, e-mail: tomilov-vrn@yandex.ru.

Leontiev Konstantin - Associate Professor of the Federal State Treasury Military Educational Institution of Higher Education "Military Training and Research Center of the Air Force" Air Force Academy named after Professor N.Ye. Zhukovsky and Yu.A. Gagarin "of the Ministry of Defense of the Russian Federation, Russia. Voronezh. e-mail: lekon-lkn@yandex.ru.

Lomovskikh Alexander - Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Federal State Treasury Military Educational Institution of Higher Education "Military Training and Research Center of the Air Force" Air Force Academy named after Professor N.Ye. Zhukovsky and Yu.A. Gagarin "of the Ministry of Defense of the Russian Federation, Russia. Voronezh, e-mail: lomovskikh1979@yandex.ru.

Germanovich Alexander - Associate Professor, Lecturer at the Federal State Treasury Military Educational Institution of Higher Education "Military Training and Research Center of the Air Force" Air Force Academy named after Professor N.Ye. Zhukovsky and Yu.A. Gagarin "of the Ministry of Defense of the Russian Federation, Russia. Voronezh.

Поступила в редакцию (Received): 06.12.2021 Принята к публикации (Accepted): 20.12.2021

УДК 631.313.02

DOI: 10.35887/2305-2538-2021-6-39-48

**ДИНАМИКА РОТАЦИОННЫХ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ РАБОЧИХ ОРГАНОВ
ИГОЛЬЧАТОГО ТИПА**

¹Шварц Анатолий Адольфович

²Шварц Сергей Анатольевич

¹Уварова Анна Георгиевна

¹Таныгин Олег Федорович

¹Лукин Сергей Геннадьевич

¹ФГБОУ ВО Курская государственная сельскохозяйственная академия имени И.И.Иванова

²ООО «Меридиан»

Реферат: В статье рассмотрены особенности применения дисковых рабочих органов при обработке почвы. Выпускаемое промышленностью разнообразие дисковых рабочих органов, таких как луцильников и борон, часто не удовлетворяют агропотребностям поверхностной обработки. Все большее распространение находят высокопроизводительные ротационные орудия. В работе отмечены характеристики бесприводного ротационного орудия, основанного на принципе подтормаживания. Конструкция, являющаяся предметом изучения, включает две параллельные горизонтальные батареи игольчатых дисков, соединенных цепной передачей с коэффициентом подтормаживания 2,5-3,0. При выводе искомым уравнений рассматривается конструктивная схема при одинаковых радиусах тормоза и батареи рабочих органов. Полученные рабочие уравнения описывают траекторию движения конца рабочих элементов в механической системе с подтормаживанием в вариантах режима тормоза без скольжения, со скольжением или с буксованием. Они могут быть использованы при анализе кинематики воздействия рабочих элементов тормоза и рыхлящего органа на почву, построении номограмм и технологического расчета параметров почвенных неровностей. Исследована динамика и конструктивно-режимные параметры

рыхлителя. Реальным условиям работы орудия соответствует вариант, когда тормоз движется с некоторым скольжением, а рабочие органы второй батареи - с буксованием. Результаты исследований найдут применение в разработке и усовершенствовании игольчатых рабочих органов бесприводных почвообрабатывающих орудий.

Ключевые слова: почвообработка, ротационные рабочие органы, игольчатые диски, динамика.

DYNAMICS OF ROTARY TILLAGE WORKING BODIES OF NEEDLE TYPE

¹Shvartz Anatoly

²Shvarts Sergey

¹Uvarova Anna

¹Tanygin Oleg

¹Lukin Sergey

¹FGBOU VO Kursk State Agricultural Academy named after I.I.Ivanov

²ООО "Meridian"

Abstract. The article discusses the features of the use of disk working bodies in tillage. The variety of disk working bodies produced by the industry, such as huskers and harrows, often do not meet the agricultural requirements of surface treatment. High-performance rotary guns are becoming increasingly common. The paper notes the characteristics of a non-water rotary gun based on the principle of braking. The design, which is the subject of study, includes two parallel horizontal batteries of needle disks connected by a chain drive with a braking coefficient of 2.5-3.0. When deriving the desired equations, a constructive scheme is considered for the same radii of the brake and the battery of the working bodies. The obtained working equations describe the trajectory of movement of the end of the working elements in a mechanical system with braking in the variants of the brake mode without sliding, with sliding or with slipping. They can be used in the analysis of the kinematics of the impact of the working elements of the brake and the loosening organ on the soil, the construction of nomograms and technological calculation of the parameters of soil irregularities. The dynamics and design-mode parameters of the ripper are investigated. The real working conditions of the gun correspond to the option when the brake moves with some sliding, and the working bodies of the second battery - with slipping. The results of the research will be used in the development and improvement of needle-like working bodies of non-water tillage tools.

Keywords: tillage, rotary working bodies, needle discs, dynamics.

Введение. Механическая обработка почвы - самый древний и распространенный вид работы в сельском хозяйстве. Как по значению, так и по трудоемкости она всегда занимала в земледелии первое место [1]. На проведение ее затрачивается колоссальное количество энергии. Использование большого количества энергетических ресурсов оправдывается, если обработка почвы проводится в соответствии с требованиями культур, с учетом почвенных и климатических особенностей.

В настоящее время в условиях резкой интенсификации земледелия, широкого применения удобрений, химических средств защиты посевов, обработка почвы продолжает оставаться фундаментальной основой земледелия, хотя не только орудия, но и многие приемы работы и последовательность их выполнения стали другими [2,3].

Среди многих применяемых технологий значительное место занимает поверхностная обработка почвы и механизация данного процесса с участием дисковых орудий [4,5,6].

Анализ и обсуждение. Рассмотрим подробнее характер работы бесприводного ротационного орудия с игольчатыми рабочими органами. Конструктивная схема почвообрабатывающих орудий, основанных на принципе подтормаживания [6,7,8,9,10] включает два установленных на общей раме рабочих органа в виде батарей игольчатых дисков I и II, соединенных цепной передачей III (рисунок 1). В этой механической системе батарея I играет роль тормоза основной батареи рабочих органов II. При движении системы со скоростью $\bar{V}$ от действия силы тяги, приложенной к центру батарей I и II и сил сцепления тормоза I и батареи II с почвой, они совершают одновременное вращательное и переносное поступательное движения [11].

При этом батарея II за счет цепной передачи III получает, в сравнении с тормозом I, замедленное вращение, а ее рабочие элементы производят рыхление почвы на глубину h .

Траектория, описываемая в пространстве концов зубьев батареи II определяет форму и размеры лунок в почве, характер деформации почвы, взаимодействие рабочих элементов с ней и другие характеристики процесса.

При выводе искомых уравнений исходим из тройкого возможного способа движения тормоза I, т.е. решаем задачу в общем виде. Имеем (рисунок 1) $V = \text{const}; i = \frac{z_2}{z_1} > 1$ рассматриваем конструктивную схему при одинаковых радиусах R тормоза и батареи рабочих органов.

Рисунок 1 - Принципиальная схема механической системы с подтормаживанием.

I – тормоз, II – батарея рабочих органов, III – цепная передача

а) Тормоз I движется по оси OX без скольжения

Очевидно, что поступательная скорость $\bar{V}$ машины, угловая скорость и ω_1 тормоза и его радиус связаны соотношением $V = \omega_1 \cdot R$, а угловая скорость ω_2 батареи рабочих органов II в i раз

будет меньше угловой скорости тормоза, т.е. $\omega_2 = \frac{\omega_1}{i}$. На основании теории В.П. Горячкина [12]

качение батареи II радиуса R можно заменить качением без скольжения по оси $o'x'$ некоторой окружности радиуса $R + \Delta R$, тогда для батареи II скорость движения ее центра через угловую скорость выразится $V = \omega_2 (R + \Delta R) = \frac{\omega_1}{i} (R + \Delta R)$.

Следовательно

$$\omega_1 R = \frac{\omega_1}{i} (R + \Delta R) \quad (1)$$

Откуда приращение ΔR радиуса R будет

$$\Delta R = R(i - 1) \quad (2)$$

Радиус окружности, катящейся по оси $o'x'$ без скольжения будет равен

$$R^* = R + \Delta R = R \cdot i \quad (3)$$

Кинематически заданный цепной связью III коэффициент скольжения рабочего органа II можно вычислить по формуле В.П. Горячкина [12].

$$\varepsilon_o = \frac{\Delta R}{R^*} = \frac{i - 1}{i} \quad (4)$$

Для определения траектории точки A конца рабочего элемента рабочего органа II рассмотрим его исходное C_1 и произвольное положения C_2 его центра после поворота на угол φ (рисунок 2).

Рисунок 2- Схема к выводу уравнения траектории точки A рабочего органа.
 C_1, C_2 – начальное и конечное положение рабочего органа II.

Точка A займет положение $A_1(x, y)$. Нахождение закона изменения координат x и y и определит искомую траекторию.

Очевидно, что с учетом (3) $C_1C_2 = R^* \cdot \varphi = R \cdot i \cdot \varphi$; $A_1B = R \sin \varphi$; $C_2B = R \cos \varphi$. Поэтому координаты точки A_1 будут

$$\begin{cases} x = C_1C_2 - A_1B = R\varphi \cdot i - R \sin \varphi = R(\varphi \cdot i - \sin \varphi) \\ y = C_1O - C_2B = R - R \cos \varphi = R(1 - \cos \varphi) \end{cases} \quad (5)$$

Уравнение (5) определяет траекторию движения концов рабочих элементов ротационного органа II при движении тормоза I без скольжения, оно опубликовано в работах [13,14,15].

б) Тормоз I движется по OX с некоторым скольжением ε_1

В этом случае на основании теории В.П. Горячкина о качении колес и катков [4] качение тормоза I радиуса R по оси OX со скольжением может быть представлено, как качение без скольжения мнимой окружности радиуса R по о"х" (рисунок 3). Поскольку коэффициент скольжения ε_1 задан (он может быть найден из эксперимента), это позволяет определить радиус R_1 , т.к. по формуле В.П. Горячкина приращение $\Delta_1 R$ радиуса R может быть найдено из выражения

$$\varepsilon_1 = \frac{\Delta_1 R}{R + \Delta_1 R} \quad (6)$$

Поэтому

$$R_1 = R + \Delta_1 R = R + \frac{R \cdot \varepsilon_1}{1 - \varepsilon_1} = \frac{R}{1 - \varepsilon_1}$$

По выражению (3), радиус R^{**} мнимой окружности рабочего органа II, катящейся по оси о"х' без скольжения, будет равен

$$R^{**} = R_1 \cdot i = \frac{R \cdot i}{1 - \varepsilon_1} \quad (7)$$

Рисунок 3 - Кинематическая модель движения механической системы при качении тормоза I по оси ox со скольжением

Полученное выражение (7) позволяет, в свою очередь, ответить на вопрос о величине скольжения рабочего органа II при заданном скольжении ε_1 тормоза I и получить рабочую формулу для его вычисления

Т.к. $\Delta_2 R = R^{**} - R = \frac{R \cdot i}{1 - \varepsilon} - R$, то скольжение ε рабочего органа II с учетом выражения (4)

будет

$$\varepsilon = \frac{\Delta_2 R}{R + \Delta_2 R} = \frac{i - 1}{i} + \frac{\varepsilon_1}{1} = \varepsilon_o + \frac{\varepsilon_1}{i}. \quad (8)$$

Практическая применимость формулы (8) состоит в том, что она позволяет вычислить величину скольжения рабочего органа II, если задано (или известно из эксперимента) фактическое скольжение тормоза I. Кинетически заданное скольжение ε_o в формулу (8) входит составной частью.

Вывод уравнения траектории точки A аналогичен изложенному выше (рисунок 4), но в этом случае, с учетом выражения (7)

$$C_1 C_2 = R^{**} \cdot \varphi = \frac{R \cdot i \cdot \varphi}{1 - \varepsilon_1}; A_1 B = R \sin \varphi; C_2 B = R \cos \varphi$$

Следовательно, в системе uox будет иметь

$$\begin{cases} x = C_1 C_2 - A_1 B = \frac{R \cdot i \cdot \varphi}{1 - \varepsilon_1} - R \sin \varphi = \frac{R}{1 - \varepsilon} [\varphi \cdot i - (1 - \varepsilon_1) \sin \varphi] \\ y = C_1 O - C_2 B = R(1 - \cos \varphi) \end{cases} \quad (9)$$

где φ - угол поворота рабочего органа II в радианах;

ε_1 - коэффициент скольжения тормоза I.

Рисунок 4 - Схема к выводу уравнения траектория точки A рабочего органа при качении тормоза со скольжением C_1, C_2 – начальное и конечное положение рабочего органа II после поворота на угол

в) Тормоз I движется по ox с некоторым буксованием η

Рассмотрим далее третий из возможных способов движения рассматриваемой механической системы, когда тормоз I движется по ox с некоторым буксованием η (рисунок 5).

Рисунок 5 - Кинематическая модель движения механической системы при качении тормоза I по оси ox с буксованием.

При этом следует иметь ввиду, что в этой механической системе, не имеющей активного привода, к ее рабочим органам, коэффициент буксования не может быть большим, так что основным исходным условием задачи является условие $0 < \eta \ll 1$, а фактическое значение параметра η определяется экспериментальным путем.

На основании теории В.П. Горячкина [12], качение тормоза I радиуса R по оси ox с буксованием можно заменить качением без скольжения жестко связанной с тормозом окружности радиуса R_I по оси $o''x''$.

Очевидно, что $\Delta_1 R = \frac{R \cdot \eta}{1 + \eta}$,

тогда

$$R_1 = \frac{R}{1+\eta} \quad (10)$$

С учетом выражения (3) радиус R^{***} жестко связанный с ротационным органом I окружности, катящейся по оси ox (рисунок 6) без скольжения, определится из выражения

$$R^{***} = R_1 \cdot i = \frac{R_i}{1+\eta} \quad (11)$$

Необходимо учесть, что выражение (11) пока не позволяет судить о виде движения рабочего органа II по ox (со скольжением, без скольжения или с буксованием). Для выяснения вида движения приравняем $R^{***} = R$, т.е. $\frac{R \cdot i}{1+\eta} = R$, откуда

$$i = 1 + \eta \quad (12)$$

Рисунок 6 - Схема к выводу уравнения траектории точки A рабочего органа при качении тормоза с буксованием. C_1 и C_2 – начальное и конечное положение рабочего органа II после поворота на угол φ .

Следовательно, при движении тормоза I по оси ox с буксованием рабочий орган II будет двигаться по ox без скольжения только в случае соблюдения соотношения (12). При $i > 1 + \eta$ качение ротационного органа II по ox происходит со скольжением.

По экспериментальным данным Седнева Н.А., коэффициент буксования тормоза I $0 < \eta = 0,13$, поэтому для соблюдения соотношения (12) передаточное отношение цепной передачи должно быть $i = 1,13$. В реализованных конструкциях ротационных рыхлителей работающих с использованием принципа подтормаживания, рекомендуемое передаточное отношение цепной передачи $i = 2...4,5 > i = 1,13$, в связи с чем, при анализе кинематики движения рыхлящего рабочего органа II, когда тормоз I работает с некоторым буксованием $0 < \eta \leq 0,2$, следует заведомо полагать, что рабочий орган II движется со скольжением.

Вывод параметрического уравнения траектории точки A рабочего органа II при движении тормоза I с буксованием аналогичен по смыслу изложенным выше примерам, но в этом случае (рисунок 6).

$$C_1 C_2 = \frac{R \cdot i \cdot \varphi}{1 + \eta}; \quad A_1 B = R \sin \varphi; \quad C_2 B = R \cos \varphi.$$

Следовательно, в системе координат УОХ параметрическое уравнение точки A будет

$$\begin{cases} x = C_1 C_2 - A_1 B = \frac{R}{1 + \eta} [\varphi \cdot i - (1 + \eta) \sin \varphi] \\ y = C_1 O - C_2 B = R(1 - \cos \varphi) \end{cases} \quad (13)$$

где φ - угол поворота рабочего органа в радианах;
 η - коэффициент буксования тормоза.

Таким образом, получены рабочие уравнения (5), (9), (13) в параметрической форме описывающие траекторию движения конца рабочих элементов ротационного органа в механической системе с подтормаживанием при работе тормоза без скольжения, со скольжением или с буксованием. Эти уравнения могут быть использованы при анализе кинематики воздействия рабочих элементов тормоза и рыхлящего органа на почву.

Во-вторых, использование некоторыми авторами [8,13,15] уравнения (5) для целей кинематического анализа, построения номограмм и технологического расчета параметров образованных в почве лунок представляется необоснованным, т.к. оно является частным случаем уравнений (9) и (13), вытекающим из условия $\varepsilon_1 = \eta = 0$. В реальных условиях работы почвообрабатывающих рыхлителей, построенных по принципу подтормаживания рабочего органа (рисунок 1) тормоз I фактически работает с некоторым буксованием, равным 0,04-0,136 (данные осциллографирования Н.А.Седнева).

В реальных условиях работы движение тормоза без скольжения фактически невозможно из-за нежесткого сцепления его с почвой, ее сминаемости и деформации от действия сил подтормаживания рабочего органа, передаваемых к тормозу цепной передачей.

Без учета буксования тормоза определение, например, абсциссы X по уравнению (5) приводит к погрешности 5,2-21,6%. Подобная погрешность будет иметь место и при вычислении других параметров, при определении формы и размеров лунок, выкапываемых в почве игольчатыми элементами рабочего органа и т.д.

Наконец, важно подчеркнуть, что если из эксперимента известно отношение окружной скорости V_o к поступательной скорости V_n центра подторможенного ротационного органа II (рисунок 1), то траектория концов рабочих элементов может быть выражена через кинематический параметр одним уравнением [8]

$$\begin{cases} x = \frac{R}{\lambda} (\varphi - \lambda \cdot \sin \varphi) \\ y = R(1 - \cos \varphi) \end{cases} \quad (14)$$

где $\lambda = \frac{V_o}{V_n}$ - кинематический параметр.

Вывод. Для рассмотренных выше возможных случаев движения тормоза I соотношения между λ и коэффициентами скольжения подторможенного органа или буксования тормоза будут:

а) **Тормоз I движется по ох без скольжения (буксования)** (рисунок 1).

Тогда взаимосвязь между коэффициентом скольжения ε_o , кинематически заданным цепной связью рассматриваемой механической системы и параметром λ_I , выражается так

$$\varepsilon_o = \frac{i-1}{i} = 1 - \lambda_1 \quad (15)$$

б) **Тормоз I движется по ох со скольжением** ε_1 (рисунок 3).

В этом случае с учетом (8) скольжение рабочего органа I и кинематический параметр связаны соотношением

$$\varepsilon = \frac{i-1+\varepsilon_1}{i} = 1 - \lambda_3 \quad (16)$$

в) **Тормоз I движется по ох с буксованием** η .

В данном случае, при условии соблюдения $i > 1 + \eta$, будем иметь

$$\varepsilon = \frac{i-1-\eta}{i} = 1 - \lambda_3 \quad (17)$$

В общем случае соотношение между кинематическим параметром λ и коэффициентом скольжения ε или буксования η данного рабочего органа будет $\varepsilon = 1 - \lambda$ и $\eta = \lambda - 1$.

Список литературы

1. Нарциссов В.П. Научные основы систем земледелия. – М. : Колос, 1982. – 328с.
2. Шварц А. А. Технологии и машины почвозащитной обработки почвы. – Курск: изд-во КГСХА, 2004. – 216 с.
- 3 Шварц А.А., Лукин С.Г. Обоснование поверхностной обработки почвы // Актуальные проблемы молодежной науки в развитии АПК: матер. Всерос. национал. науч.-практ. Конф., г. Курск, 11-13 декабря 2019г., ч.1. – Курск: изд-во Курск. ГСХА, 2020. – С. 360-364.
4. Синеоков Г.Н. Дисковые рабочие органы почвообрабатывающих машин. – М.: Машгиз, 1989. – 86 с.
5. Бородин Н., Кириченко А. Новый почвообрабатывающий агрегат // Земледелие. – 1982. – № 7. – С. 70-71.
6. Кувайцев В.Н. Машины и орудия для обработки почвы / В.Н.Кувайцев.-М.:Бибком, 2013.- 626 с.
7. Седнев Н.А. Анализ работы вращающихся рабочих органов при движении с торможением. // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1978. - № 10.- С. 18-19.
8. Котельников В.Я., Орлов В.М. Технологический расчет параметров лунки при работе роторных машин с пассивным приводом. Сельскохозяйственные машины. Сб. научных трудов МИИСП, т. II, вып. I, часть 2, М. - 1974.- С. 18-24.
9. Диско-зубовая коническая борона / Мазитов И.К., Маликов М.М., Гайнанов Х.С., Денисов В.Я. [и др.] // Земледелие. – 1981. – № 3. – С. 58-60.
10. Терещенко И.О., Зыков В.А. Эффективность игольчатой бороны-мотыги. // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1975. – № 2. – С. 9-11.
11. Седнев Н.А. Энергоемкость процесса обработки почвы игольчатыми дисками при движении с затормаживанием. // Тракторы и сельхозмашины. – 1981. - № 3.- С. 16-17.
12. Горячкин В.П. Собрание сочинений, т.1, изд. "Колос", М., 1963, с.263.
13. Котельников В.Я., Семенов А.Н., Орлов В.М. Кинематический анализ работы ротационных рабочих органов с тормозными устройствами. Сб. Конструирование и технология производства сельскохозяйственных машин, № 5, Киев, 1975, с. 7-11
14. Зиязетдинов Р.Ф. Исследование процессов работы агрегатов с игольчатыми дисками на обработке сельхозкультур: дис ...канд. техн. Наук. – Челябинск, 1985.
15. Седнев Н.А. Кинематика игольчатого диска при движении с затормаживанием. // Тракторы и сельхозмашины. – 1978.- № 10.- С.16-19.

References

1. Narcissov V.P. Nauchnye osnovy sistem zemledeliya. – M.: Kolos, 1982. – 328s.
2. SHvarc A. A. Tekhnologii i mashiny pochvozashchitnoj obrabotki pochvy. – Kursk: izd-vo KGSKHA, 2004. – 216 s.
- 3 SHvarc A.A., Lukin S.G. Obosnovanie poverhnostnoj obrabotki pochvy // Aktual'nye problemy molodezhnoj nauki v razvitii APK: mater. Vseros. nacional. nauch. - prakt. Konf., g. Kursk, 11-13 dek- abrya 2019g., ch.1. – Kursk: izd-vo Kursk. GSKHA, 2020. – S. 360-364.
4. Sineokov G.N. Diskovye rabochie organy pochvoobratyvayushchih mashin. – M.: Mashgiz, 1989. – 86 s.
5. Borodin N., Kirichenko A. Novyj pochvoobratyvayushchij agregat // Zemledelie. – 1982. – № 7. – S. 70-71.
6. Kuvajcev V.N. Mashiny i orudiya dlya obrabotki pochvy / V.N. Kuvajcev.-M.:Bibkom, 2013.- 626 s.
7. Sednev N.A. Analiz raboty vrashchayushchihsya rabochih organov pri dvizhenii s tormozheniem. // Traktory i sel'skohozyajstvennye mashiny. – 1978. - № 10.- S. 18-19.

8. Kotelnikov V.YA., Orlov V.M. Tekhnologicheskij raschet parametrov lunki pri rabote rotornykh mashin s passivnym privodom. Sel'skohozyajstvennye ma-shiny. Sb. nauchnykh trudov MIISP, t. II, vyp. I, chast' 2, M. - 1974.- S. 18-24.
9. Disko-zubovaya konicheskaya borona / Mazitov I.K., Malikov M.M., Gajnanov H.S., Denisov V.YA. [i dr.] // Zemledelie. – 1981. – № 3. – S. 58-60.
10. Tereshchenko I.O., Zykov V.A. Effektivnost' igol'chatoy borony-motygi. // Mekhanizatsiya i elektrifikatsiya sel'skogo hozyajstva. – 1975. – № 2. – S. 9-11.
11. Sednev N.A. Energoeffektivnost' processa obrabotki pochvy igol'chatymi diskami pri dvizhenii s zatormazhivaniem. // Traktory i sel'hozmashiny. – 1981. - № 3.- S. 16-17.
12. Goryachkin V.P. Sobranie sochinenij, t.1, izd. "Ko-los", M., 1963, s.263.
13. Kotelnikov V.YA., Semenov A.N., Orlov V.M. Kinematicheskij analiz raboty rotatsionnykh rabochih organov s tormoznymi ustrojstvami. Sb. Konstruirovaniye i tekhnologiya proizvodstva sel'skohozyajstvennykh mashin, № 5, Kiev, 1975, s. 7-11
14. Ziyazetdinov R.F. Issledovanie processov raboty agregatov s igol'chatymi diskami na obrabotke sel'hozkul'tur: dis ...kand. tekhn. Nauk. – Chelyabinsk, 1985.
15. Sednev N.A. Kinematika igol'chatogo diska pri dvizhenii s zatormazhivaniem. // Traktory i sel'hozmashiny. – 1978.- № 10.- S.16-19.

Сведения об авторах

Принадлежность к организации

Шварц Анатолий Адольфович – доктор сельскохозяйственных наук, профессор Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Курская государственная сельскохозяйственная академия», Россия, г. Курск, e-mail: aashwarz@mail.ru.

Шварц Сергей Анатольевич – кандидат технических наук, директор ООО «Меридиан», e-mail: sshwarz@inbox.ru

Уварова Анна Георгиевна – кандидат технических наук, заведующий кафедрой Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Курская государственная сельскохозяйственная академия», Россия, г. Курск, (e-mail: HYPERLINK "mailto:a.g.uvarova@yandex.ru" a.g.uvarova@yandex.ru)

Таныгин Олег Федорович – кандидат технических наук, доцент Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Курская государственная сельскохозяйственная академия», Россия, г. Курск, e-mail: oftanygin@yandex.ru

Лукин Сергей Геннадьевич – аспирант Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Курская государственная сельскохозяйственная академия», Россия, г. Курск, e-mail: gch.2013@mail.ru.

Authors credentials

Affiliations

Shvartz Anatoly – Full Doctor of Agricultural Sciences, Professor of Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education “Kursk State Agricultural Academy”, Russia, Kursk, e-mail: aashwarz@mail.ru

Uvarova Anna Georgievna - Candidate of Technical Sciences, Head of the Department of the Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education "Kursk State Agricultural Academy", Russia, Kursk, e-mail: a.g.uvarova@yandex.ru

Tanygin Oleg Fedorovich – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education “Kursk State Agricultural Academy”, Russia, Kursk, e-mail: oftanygin@yandex.ru.

Lukin Sergey Gennadievich – graduate student of Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education “Kursk State Agricultural Academy”, Russia, Kursk, e-mail: gch.2013@mail.ru.

Поступила в редакцию (Received): 08.12.2021 Принята к публикации (Accepted): 20.12.2021