

УДК 621.226

Л.Д. БЕЛЬЧИК, канд. техн. наук

ведущий научный сотрудник НИЦ «Бортовые системы управления мобильных машин»<sup>1</sup>

E-mail: leon959@tut.by

А.А. АНАНЧИКОВ, канд. техн. наук

заведующий сектором электрогидравлических систем управления НИЦ «Бортовые системы управления мобильных машин»<sup>1</sup>

E-mail: anton0ananchikov@gmail.com

Т.Л. АЛЕКСАНДРОВА

старший научный сотрудник НИЦ «Бортовые системы управления мобильных машин»<sup>1</sup>

E-mail: strokmail@tut.by

<sup>1</sup>Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

Поступила в редакцию 04.10.2022.

## ОЦЕНКА АГРОТЕХНИЧЕСКИХ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ПАХОТНОГО АГРЕГАТА ПРИ РАЗЛИЧНЫХ СПОСОБАХ РЕГУЛИРОВАНИЯ ПОЛОЖЕНИЯ РАБОЧИХ ОРГАНОВ

*С целью соблюдения агротехнических требований и снижения расхода топлива при выполнении почвообрабатывающих операций используются различные способы регулирования глубины пахоты: позиционный, силовой, высотный и смешанный. Выбор конкретного способа осуществляется оператором субъективно при наличии соответствующих технических средств и визуальной оценке результатов работы, поэтому обоснование рационального способа регулирования является актуальной задачей. В работе приведены результаты теоретических исследований процесса регулирования глубины обработки почвы рабочими органами пахотного агрегата. С учетом упругих и демпфирующих свойств шин, параметров силовой проводки, а также сжимаемости рабочей жидкости в узлах гидросистемы и податливости трубопроводов составлено математическое описание процесса функционирования пахотного агрегата, оборудованного электрогидравлическим приводом навесного устройства. С использованием математического моделирования при силовых и кинематических возмущениях со стороны почвы получены сравнительные статистические оценки точности глубины обработки почвы и энергозатрат на процесс управления при различных способах регулирования. По проведенным численным реализациям модели для заданных условий агрофона определен рациональный способ регулирования, удовлетворяющий указанным требованиям. Отмечено, что при высотно-силовом способе регулирования достигается наименьшее отклонение глубины обработки почвы от заданной при снижении энергозатрат в 1,2 раза в сравнении с силовым способом.*

**Ключевые слова:** пахотный агрегат, способы регулирования, математическое описание, точность регулирования, процесс управления, энергозатраты, гидравлический привод, рабочие органы

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2022-4-61-19-27>

**Введение.** Современные пахотные агрегаты, оборудованные электрогидравлическими системами управления навесными устройствами, решают задачу автоматического регулирования глубины обработки почвы путем активного позиционирования рабочих органов в зависимости от возмущающих воздействий со стороны почвы и энергомашины. При этом улучшаются эргономические, агротехнические и технико-экономические показатели работы агрегатов за счет повышения производительности и экономичности при реализации тягово-цепных свойств тракторов и снижении динамических нагрузок [1].

Процесс регулирования указанной глубины осуществляется посредством замкнутой системы управления, как правило, с PID-законом (ПИД-закон — пропорционально-интегрально-дифференциальный закон регулирования) при использовании в цепях обратных связей электрических датчиков физических величин. При этом в начале переходного процесса при большом значении рассогласования между заданным и действительным значениями регулируемой величины за счет дифференцирующей и пропорциональной D- и P-составляющих закона управления происходит форсирование управляющего напряжения,

а при приближении к зоне нечувствительности — устранение статической ошибки посредством интегральной I-составляющей [2, 3].

В зависимости от способа выполнения операции почвообработки и получения заданных параметров технологического процесса можно различить такие способы регулирования положения рабочих органов, как *высотный*, *силовой*, *позиционный* и *смешанный* (*позиционно-силовой* и *высотно-силовой*). Принципы реализации этих способов рассмотрены в публикации [4]. Отмечено, что при *высотном* способе без использования системы автоматического управления навесным устройством контактное копирование рельефа осуществляется с помощью опорных колес навесного почвообрабатывающего орудия, которые устанавливаются в зависимости от требуемой глубины обработки почвы. При этом полость подъема силового гидроцилиндра находится в «плавающем положении». Недостатками этого способа являются: необходимость ручной настройки на заданную глубину хода рабочих органов, влияние на эту глубину залипания опорных колес влажной почвой и растительными остатками, кратковременное уменьшение глубины при наезде опорных колес на препятствия. Кроме того, отсутствие контроля и стабилизации реакции на опорные колеса со стороны почвы может привести к их поломке и исключает возможность догрузки ведущих колес энергомашины.

*Высотный способ регулирования* можно автоматизировать за счет исключения опорных колес и установки датчика, регистрирующего изменение глубины обработки почвы. Таким датчиком может выступать копирующее колесо (или полозок), которое с небольшим усилием прижимается к поверхности поля, но не воспринимает вертикальных нагрузок, действующих от навесной машины. В процессе движения агрегата датчик копирует неровности поверхности поля и подает управляющий сигнал золотнику распределителя на изменение глубины.

Известен также *высотный способ* автоматического регулирования глубины пахоты при бесконтактном копировании рельефа поверхности поля с использованием ультразвукового датчика расстояния [5]. Электрический выходной сигнал этого датчика, размещенного вблизи оси подвеса полунавесного плуга, использовался в цепи обратной связи позиционного контура штатной электрогидравлической системы управления навесным устройством трактора. К преимуществам указанного способа можно отнести повышение точности позиционирования навесного устройства, догрузку ведущих колес энергомашины и высокую помехозащищенность при наличии в составе агрофона растительности или ее остатков, что обеспечивается конструкцией датчика и программным обеспечением системы. Полевые испытания подтвердили высокую эффективность способа по критерию со-

блюдения агротехнических требований к неравномерности глубины вспашки.

В процессе работы пахотного агрегата происходит изменение тягового сопротивления машины за счет колебаний глубины хода рабочих органов при воздействии неровностей рельефа на колеса трактора и изменения удельного сопротивления почвы. *Силовое регулирование* основано на автоматическом поддержании постоянной в определенных пределах величины заданного тягового сопротивления рабочих органов, при котором регулируемая величина является функцией усилия в соединительном звене [2, 6]. Фактически глубина пахоты в этом случае косвенно устанавливается и автоматически поддерживается посредством регулирования указанного тягового сопротивления.

*Силовой способ* обеспечивает защиту агрегата от тяговых перегрузок и повышает равномерность загрузки тракторного двигателя, что наряду с улучшением тягово-цепных свойств способствует повышению производительности. Его недостатком является зависимость глубины почвообработки от колебаний удельного сопротивления почвы, из-за чего на уплотненных участках поля глубина уменьшается, а на рыхлых — увеличивается. По этой причине силовой способ целесообразно применять на обработке полей с умеренным изменением удельного сопротивления почвы, а также при глубокой пахоте, так как по мере увеличения глубины обработки почвы ее удельное сопротивление выравнивается [4].

При *позиционном регулировании* навесное устройство и рабочие органы удерживаются в определенном положении относительно остова трактора, которое измеряется с помощью кулачкового преобразователя угла вращения поворотного вала в линейное перемещение штока индуктивного позиционного датчика с электрическим выходом. В этом случае измерение осуществляется при контакте его подвижного штока с кулачком, что вследствие износа зачастую приводит к погрешностям или поломке датчика. Возможно также использование бесконтактной системы измерения за счет электромагнитного взаимодействия обмоток датчика при изменении расстояния между его чувствительной частью и кулачком.

Указанный способ применяется для стабилизации положения рабочих органов в случае их опускания при утечке рабочей жидкости в гидросистеме, для позиционирования навесного устройства при агрегировании с почвообрабатывающим орудием, а также в редких случаях для обработки ровных по рельефу полей. Шарнирное (радиальное и параллелограммное) крепление рабочих органов к раме культиваторов для сплошной и междурядной обработки почвы расширяет возможности применения позиционного регулирования с ними, так как задается требуемая позиция только рамы культиватора, однако при этом не

обеспечивается защита агрегата от тяговых перегрузок при изменении коэффициента удельного сопротивления почвы.

*Смешанные способы регулирования* основаны на совместном использовании силового способа одновременно с позиционным или высотным. При этом выходные электрические сигналы соответствующих датчиков смешиваются в контроллере в требуемой пропорции, что уменьшает отклонение заданной глубины обработки и улучшает агротехнические показатели, т. е. высокая чувствительность силового способа на изменения удельного сопротивления почвы компенсируется ограничениями перемещения навесного устройства от позиционного и высотного способов. Комбинация силового способа с высотным наиболее целесообразна на пахоте, а силового с позиционным — на сплошной культивации, междурядной обработке, севе или посадке пропашных культур, а также на уборке картофеля навесными машинами. Величина весового коэффициента в случае смешанного способа регулирования выбирается оператором при визуальной оценке качества обработки почвы в диапазоне от 0 до 1.

Обоснования принципов работы энергосберегающего привода гидронавесных систем предложены авторами научного труда [7]. Для этого разработаны математический оператор и алгоритм управления электрогидравлическим приводом с дроссельным регулированием скорости исполнительного механизма, которые обеспечивают повышение КПД процесса управления на почвообрабатывающих операциях за счет снижения непроизводительных затрат мощности при делении потока рабочей жидкости от насоса постоянной подачи. Кроме того, на этапе абстрактного синтеза выполнена сравнительная оценка показателей точности позиционирования навесного устройства и энергоэффективности привода для различных операторов системы управления.

Анализ величины и направления сил, действующих на корпус двухсекционного полунавесного оборотного плуга, с использованием математического моделирования проведен в работе [8]. Полученная модель позволяет определять составляющие силы тягового сопротивления и проводить исследование тяговой динамики пахотных агрегатов.

В публикации [9] рассмотрены агротехнические требования к качеству пахоты, проведено обоснование зависимости для определения прироста удельного сопротивления почвы при увеличении скорости пахотного агрегата. Отмечено, что вспашка почвы отвальными плугами является самой энергозатратной операцией, на которую расходуется до 15–20 % всех энергозатрат на производство сельскохозяйственной продукции. Для всех видов вспашки с оборотом пласта должны соблюдаться следующие требования: допустимое отклонение средней глубины пахоты от за-

данной  $\pm 5\%$  ( $\pm 1$  см) на ровных участках и  $\pm 10\%$  ( $\pm 2$  см) на неровных; поверхность вспаханного поля должна быть ровной, слитной, без открытых и скрытых огрехов.

Анализ приведенных публикаций показывает, что результатом выполнения современных технологий точного земледелия должно быть повышение урожайности сельскохозяйственных культур за счет соблюдения агротехнических требований при снижении энергозатрат и повышении производительности машинно-тракторных агрегатов, поэтому поиск путей решения этих задач при использовании различных способов регулирования положения рабочих органов является весьма актуальным.

**Постановка задачи.** Для сравнительной оценки указанных показателей при различных способах регулирования глубины пахоты необходимо разработать расчетную схему и математическое описание процесса функционирования пахотного агрегата с электрогидравлическим приводом рабочих органов, а также с использованием вычислительных реализаций при силовых и кинематических возмущениях со стороны почвы получить сравнительные статистические оценки точности глубины обработки почвы и энергозатрат на процесс управления.

**Математическое описание процесса функционирования пахотного агрегата с электрогидравлическим приводом рабочих органов.** Для описания процесса функционирования указанного агрегата в Объединенном институте машиностроения НАН Беларуси разработана однокоординатная обобщенная динамическая модель [10], которая учитывает колебания остова трактора с приведенной массой рабочих органов и позволяет определить высоту расположения оси подвеса  $h$  над неровностью почвы и глубину пахоты  $a$ :

$$h = h_s - (x_F - x_{Fs}) + k_G (x_A - x_{As});$$

$$a = H - h; H = h_s + a_s,$$

где  $h_s$  — конструкционный параметр агрегата;  $x_F$  — координата остова трактора;  $x_A$  — перемещение штока гидроцилиндра;  $k_G$  — коэффициент передачи навесного устройства.

*Тяговое сопротивление пахотного агрегата* определяется как сумма сопротивлений перекачиванию опорных колес плуга и подрезанию, разрушению, а также укладыванию пласта в борозду [11]:

$$R_T = k_F G_0 + k_R a b n_k,$$

где  $k_F$  — коэффициент сопротивления перекачиванию опорных колес плуга;  $G_0$  — вес плуга;  $k_R$  — коэффициент удельного сопротивления почвы;  $a$  — глубина пахоты;  $b$  и  $n_k$  — ширина захвата и количество корпусов плуга соответственно.

Перемещение штока гидроцилиндра под действием давления рабочей жидкости с учетом инерционной и весовой нагрузок, а также силы вязкого

трения описывается дифференциальным уравнением

$$\frac{d^2 x_A}{dt^2} = \frac{1}{M} \left( \frac{\pi D^2}{4} p_A - \lambda_A \frac{dx_A}{dt} - G \right),$$

где  $M$  — приведенная масса орудия;  $D$  — диаметр штока силового гидроцилиндра;  $G$  — приведенный вес орудия.

Перемещение остова трактора описывается следующей зависимостью:

$$\begin{aligned} \frac{M_F d^2 x_F}{dt^2} + \frac{K dx_F}{dt} + C x_F &= \\ &= p_A \frac{\pi D^2}{4} + \frac{K dy}{dt} + C y + G_F, \end{aligned}$$

где  $M_F$  — приведенная масса трактора и балласта;  $K$  и  $C$  — обобщенные коэффициенты демпфирования и жесткости опор остова;  $G_F$  — приведенная весовая нагрузка.

Для математического описания процесса функционирования привода рабочих органов с электроуправляемым регулятором расхода составлена его расчетная схема, которая представлена на рисунке 1.

Привод содержит источник постоянной подачи рабочей жидкости  $Q$  и электроуправляемый регулятор, включающий: клапан разности давлений с массой  $m_T$  и параметром гидравлической проводимости  $k_T$ , предварительно поджатый возвратной пружиной с жесткостью  $c_T$  усилием  $N_T$  и совершающий перемещение со скоростью  $\dot{x}_T$  в условиях вязкого трения с коэффициентом  $\lambda_T$ ; золотник подъема с массой  $m_h$  и параметрами гидравлической проводимости  $k_h$  и  $k_m$ , предварительно поджатый возвратной пружиной с жесткостью  $C_h$  усилием  $N_h$  и совершающий перемещение со скоростью  $\dot{x}_h$  в условиях вязкого трения с коэффициентом  $\lambda_h$ ; клапан опускания с массой  $m_s$  и параметром гидравлической проводимости  $k_s$ , предварительно поджатый возвратной пружиной с жесткостью  $c_s$  усилием  $N_s$  и совершающий перемещение со скоростью  $\dot{x}_s$  в условиях вязкого трения с коэффициентом  $\lambda_s$ ; обратный клапан с массой  $m_a$  и параметром гидравлической проводимости  $k_a$ , предварительно

поджатый возвратной пружиной с жесткостью  $c_a$  усилием  $N_a$  и совершающий перемещение со скоростью  $\dot{x}_a$  в условиях вязкого трения с коэффициентом  $\lambda_a$ ; а также два электромагнита с массами якорей  $m_e$  и токами управления  $i_h$  и  $i_s$ .

Гидравлические проводимости указанных элементов обеспечивают прохождение потоков рабочей жидкости  $q_T, q_h, q_a, q_s$  и  $q_A$  в узлах гидросистемы I, II и III под давлением  $p, p_a$  и  $p_A$ . Кроме этого, расчетная схема отображает диссипативные потоки  $q_1, q_2$  и  $q_3$ , а также местное сопротивление с проводимостью  $k_V$ .

Токи управления на подъем  $i_h$  и опускание  $i_s$  навесного устройства можно определить из выражений [12]:

$$\begin{aligned} \frac{T di_h}{dt} + i_h &= \frac{U_{Vh}}{R}; \\ \frac{T di_s}{dt} + i_s &= \frac{U_{Vs}}{R}, \end{aligned}$$

где  $T$  — постоянная времени электромагнита;  $U_{Vh}$  и  $U_{Vs}$  — управляющий сигнал на электромагнит подъема и опускания соответственно;  $R$  — активное сопротивление обмотки.

Перемещение золотника подъема описывается дифференциальным уравнением

$$(m_h + m_e) \frac{d^2 x_h}{dt^2} = z i_h - \frac{\lambda_h dx_h}{dt} - c_h x_h - N_h,$$

где  $z$  — коэффициент передачи электромагнита.

Параметр гидравлической проводимости золотника подъема имеет вид:

$$k_h = \mu_2 \pi d_h \sin \beta \sqrt{2\rho^{-1}},$$

где  $\mu_2$  — коэффициент расхода;  $d_h$  — диаметр золотника подъема;  $\beta$  — угол дросселирующего профиля;  $\rho$  — плотность рабочей жидкости.

Осовой зазор между кромкой золотника со стороны электромагнита и кромкой окна корпуса

$$D_h = x_h - n,$$

где  $n$  — начальное перекрытие, причем  $D_h = 0$  при  $x_h \leq n$ .

Перепад давления на указанных кромках можно определить по выражению

$$D_a = p - p_a,$$

где  $p$  и  $p_a$  — давления рабочей жидкости в напорной линии насоса и задрессельной полости золотника подъема соответственно.

Поток рабочей жидкости в указанной гидролинии определяется согласно формуле

$$q_h = k_h D_h \sqrt{D_a}.$$

Перепад давления на указанных кромках

$$D_{aT} = p_a - p_T,$$

где  $p_T$  — давление рабочей жидкости в сливной магистрали.

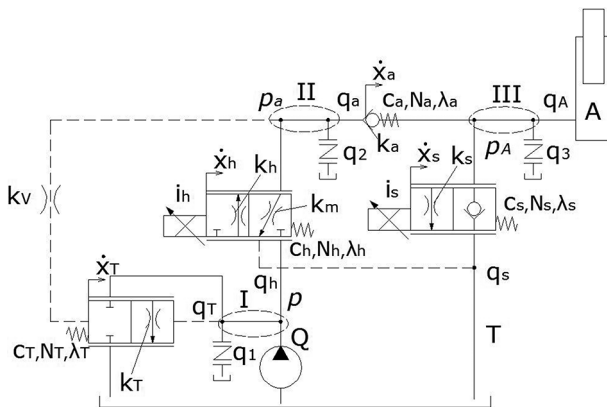


Рисунок 1 — Расчетная схема электрогидравлического привода рабочих органов

Figure 1 — Design scheme of electrohydraulic drive of working bodies

Перемещение клапана опускания можно определить из дифференциального уравнения:

$$\frac{(m_s + m_e)d^2x_s}{dt^2} = z_i s - \frac{\lambda_s dx_s}{dt} - c_s x_s - N_s.$$

Параметр гидравлической проводимости клапана опускания имеет вид:

$$k_s = \mu_1 \pi d_s \sin \gamma \sqrt{2\rho^{-1}},$$

где  $\mu_1$  — коэффициент расхода;  $d_s$  — диаметр клапана опускания;  $\gamma$  — угол дросселирующего профиля.

Осевой зазор между кромкой цилиндрической части клапана и кромкой окна втулки:

$$D_s = x_s - n, \text{ причем } D_s = 0 \text{ при } x_s \leq n.$$

Перепад давления при этом соответствует выражению

$$D_{AT} = p_A - p_T.$$

Поток рабочей жидкости на указанных кромках клапана опускания определяется согласно формуле

$$q_s = k_s D_s \sqrt{D_{AT}}.$$

Перемещение клапана разности давлений питания и нагрузки определим из дифференциального уравнения:

$$\frac{m_T d^2 x_T}{dt^2} = f_T (p - p_V) - \frac{\lambda_T dx_T}{dt} - c_T x_T - N_T,$$

где  $p_V$  — давление в пружинной полости клапана.

Площадь затвора указанного клапана

$$f_T = \frac{\pi d_T^2}{4},$$

где  $d_T$  — диаметр клапана.

Параметр гидравлической проводимости клапана разности давлений питания и нагрузки

$$k_T = \mu_2 \pi d_T \sin \lambda \sqrt{2\rho^{-1}},$$

где  $\lambda$  — угол дросселирующего профиля.

Поток рабочей жидкости, направляемый в гидробак при разгрузке насоса, определяется согласно формуле

$$q_T = k_T x_T \sqrt{D_p}.$$

Перемещение обратного клапана определим из уравнения

$$\frac{m_a d^2 x}{dt^2} = f_a (p_a - p_A) - \frac{\lambda_a dx_a}{dt} - c_a x_a - N_a,$$

где  $f_a$  — активная площадь затвора обратного клапана.

В свою очередь,

$$f_a = \frac{\pi d_a^2}{4},$$

где  $d_a$  — диаметр седла.

Параметр гидравлической проводимости обратного клапана

$$k_a = \mu_2 \pi d_a \sqrt{2\rho^{-1}}.$$

При этом перепад давления на клапане имеет вид:

$$D_a = p - p_a.$$

Поток рабочей жидкости, проходящий через обратный клапан, определяется согласно формуле

$$q_a = k_a x_a \sqrt{D_a}.$$

Баланс потоков и давление в узле I определяются следующими выражениями:

$$Q - q_T - q_h - q_1 = 0;$$

$$\frac{dp}{dt} = \frac{E}{0,1V} (Q - q_T - q_h),$$

где  $V$  — объем рабочей полости силового гидроцилиндра.

Баланс потоков и давление в узлах II, III определяются, исходя из соответствующих уравнений:

$$q_h - q_a - q_2 = 0; \quad \frac{dp_a}{dt} = \frac{E}{0,05V} (q_h - q_a);$$

$$q_a - q_s - q_A - q_F - q_3 = 0;$$

$$\frac{dp_A}{dt} = \frac{E}{V} (q_a - q_s - q_A - q_F).$$

При этом потоки рабочей жидкости в силовом гидроцилиндре от перемещения его корпуса и поршня можно выразить, используя зависимости

$$q_F = \frac{A dx_F}{dt}; \quad q_A = \frac{A dx_A}{dt}.$$

Давление в пружинной полости клапана разности давлений питания и нагрузки определим из следующих условий:

$$p_V = p_a - \frac{\xi}{2} \cdot \frac{\left(\frac{dx_T}{dt}\right)^2}{2} p, \text{ если } \dot{x}_{T0} < 0;$$

$$p_V = p_a + \frac{\xi}{2} \cdot \frac{\left(\frac{dx_T}{dt}\right)^2}{2} p, \text{ если } \dot{x}_{T0} > 0.$$

Смещение выходных сигналов датчиков при позиционно-силовом и высотном-силовом регулировании положения рабочих органов описывается выражением

$$\begin{cases} e_{xR} = W - \alpha U_x - (1 - \alpha)(U_{\max} - U_R); \\ e_{hR} = W - \alpha U_h - (1 - \alpha)(U_{\max} - U_R), \end{cases}$$

где  $W$  — задающее воздействие;  $0 \leq \alpha \leq 1$  — коэффициент смешения;  $U_x$ ,  $U_R$  и  $U_h$  — сигналы позиционного, силового и высотного датчиков соответственно.

Энергетические показатели функционирования пахотного агрегата включают энергозатраты на управление навесным устройством, которые связаны с дросселированием рабочей жидкости.

Мгновенная мощность при делении потока рабочей жидкости от насоса постоянной подачи

между дросселем в его напорной магистрали и сливом

$$N_{др} = \frac{q_T P}{1000}.$$

Энергозатраты на дросселирование потока рабочей жидкости за время вычислительной реализации выражаются посредством интегральной оценки

$$E_{др} = \sum_{t=\Delta t}^{T_{вр}} \frac{q_{Ti} P_i \Delta t}{1000}.$$

За рабочую смену указанные затраты составят

$$E_{др.см} = \frac{t_r}{T_{вр}} E_{др}.$$

Потери топлива на дросселирование при подъеме навесного устройства за смену можно вычислить согласно формуле

$$m_{др.см} = \frac{g E_{др.см}}{1000}.$$

В качестве *агротехнического показателя функционирования* пахотного агрегата можно принять коэффициент вариации глубины пахоты

$$V_a = \frac{s}{a_B} 100 \%,$$

где  $s$  — исправленное выборочное среднее квадратическое отклонение;  $a_B$  — выборочное среднее значение глубины.

**Вычислительные реализации при заданных силовых и кинематических возмущениях.** *Силовые возмущения* в виде последовательного изменения коэффициента удельного сопротивления почвы выбраны в виде следующей гармонической зависимости:

$$k_R = k_{RS} + A_K \sin \frac{2\pi}{0,5T_{вр}} t,$$

где  $k_{RS}$  — начальное значение коэффициента удельного сопротивления почвы;  $A_K$  — амплитуда колебаний силового возмущения.

*Кинематические возмущения* представлены в виде следующих зависимостей:

$$y = A_y \sin \frac{2\pi}{0,5T_{вр}} t; \dot{y} = A_y \frac{2\pi}{0,5T_{вр}} \cos \frac{2\pi}{0,5T_{вр}} t,$$

где  $A_y$  — амплитуда колебаний кинематического возмущения [13].

Ниже приведены исходные данные, использованные при моделировании:  $h_{F0} = 0,3455$  м;  $x_{F0} = 0,1545$  м;  $a_s = 0,25$  м;  $k_G = 3,2$ ;  $k_F = 0,5$ ;  $G_0 = 29$  кН;  $b = 0,4$  м;  $n_k = 4$ ;  $G_T = 70,8$  кН;  $f = 0,05$ ;  $C_\delta = 1$ ;  $d_\delta = 150$ ;  $V_T = 2,75$  м/с;  $M = 14534$  кг;  $D = 0,09$  м;  $\lambda_a = 200000$  кг/с;  $G = 44510$  Н;  $K = 40000$  кг/с;  $C = 1,5 \cdot 10^6$  Н/м;  $G_F = 53736$  Н;  $\rho = 900$  кг/м<sup>3</sup>;  $U_{Vmax} = 5,1$  В;  $x_{Amax} = 0,2$  м;  $R_{Tmax} = 60$  кН;  $E = 0,7 \cdot 10^9$  Па;  $\mu_1 = 0,62$ ;  $\mu_2 = 0,75$ ;  $R = 1,7$  Ом;  $T = 0,04$  с;  $m_h = 0,1$  кг;  $m_e = 0,036$  кг;  $z = 15$  Н/А;  $d_h = 0,016$  м;  $d_s = 0,014$  м;  $\alpha = 15^\circ$ ;  $\lambda_h = \lambda_s = 100$  кг/с;

$C_h = C_s = 11667$  Н/м;  $N_h = N_s = 10$  Н;  $m_s = 0,04$  кг;  $A = 0,012717$  м<sup>2</sup>;  $V = 0,0038$  м<sup>3</sup>;  $\Delta t = 10^{-5}$  с;  $n = 0,5 \cdot 10^{-3}$  м;  $m = 0,5 \cdot 10^{-3}$  м;  $g = 9,8$  м/с<sup>2</sup>;  $\beta = 22^\circ$ ;  $\gamma = 8^\circ$ ;  $C_T = 5200$  Н/м;  $N_T = 89,99$  Н;  $\lambda_T = 800$  кг/с;  $m_T = 0,08$  кг;  $d_T = 0,018$  м;  $C_a = 2000$  Н/м;  $N_a = 5$  Н;  $\lambda_a = 300$  кг/с;  $m_a = 0,05$  кг;  $d_a = 0,012$  м;  $\xi = 1,5$  с<sup>2</sup>/м<sup>2</sup>;  $T_{вр} = 6$  с;  $t_r = 23040$  с;  $g_e = 0,07$  г/кДж;  $k_{rs} = 38,75$  кН/м<sup>2</sup>;  $A_K = 2,9$  кН/м<sup>2</sup>;  $A_y = 0,03$  м.

Результаты вычислительных реализаций для различных способов регулирования приведены в виде временных зависимостей (рисунки 2 и 3).

Анализ приведенных зависимостей показывает, что наибольшее отклонение от заданной глубины пахоты 0,25 м при размахе 0,08 м наблюдается при позиционном и силовом регулировании, что превышает агротехнические требования, а наименьшее отклонение при размахе 0,035 м — при высотном-силовом регулировании, что соответствует агротехническим допускам [9]. При этом позиционный способ регулирования характеризуется отсутствием коррекций положения навесного устройства, а при силовом способе регулирования максимальное давление насоса достигает величины 52 МПа при длительности коррекций 0,8...1,2 с.

Результаты обработки вычислительных реализаций сведены в таблицу.

Сравнительная оценка полученных результатов показывает, что при позиционном способе регулирования энергозатраты на процесс управления связаны только с перепуском рабочей жидкости в холостых режимах и эквивалентны расходу топлива 0,83 кг за смену, но при этом в связи с отсутствием коррекций глубина обработки превышает допустимые нормы при большом по величине коэффициенте вариации, равном 8,56 %. При силовом способе энергозатраты на процесс управления в 2,75 раза выше, чем при позиционном, однако при этом величина отклонения глубины обработки от заданной снижается в 1,2 раза. В случае высотного-силового способа регулирования наблюдается наименьшее значение указанного агротехнического показателя при приемлемом значении энергозатрат, которые в 1,2 раза меньше, чем при силовом способе. На основании проведенного анализа можно сделать вывод о предпочтительности при выполнении пахотных операций высотного-силового способа регулирования глубины обработки почвы.

**Заключение.** 1. Для качественного выполнения современных технологий точного земледелия, связанных с посадкой и выращиванием сельскохозяйственных культур, используются различные способы регулирования глубины обработки почвы. При этом для сохранения плодородия почвы необходимо следовать агротехническим требованиям к глубине обработки при снижении энергетических затрат пахотного агрегата. Рассмотренные способы автоматического регулирования имеют свои преимущества и недостатки, поэтому важное значение имеет выбор рационального способа для конкретных почвенных

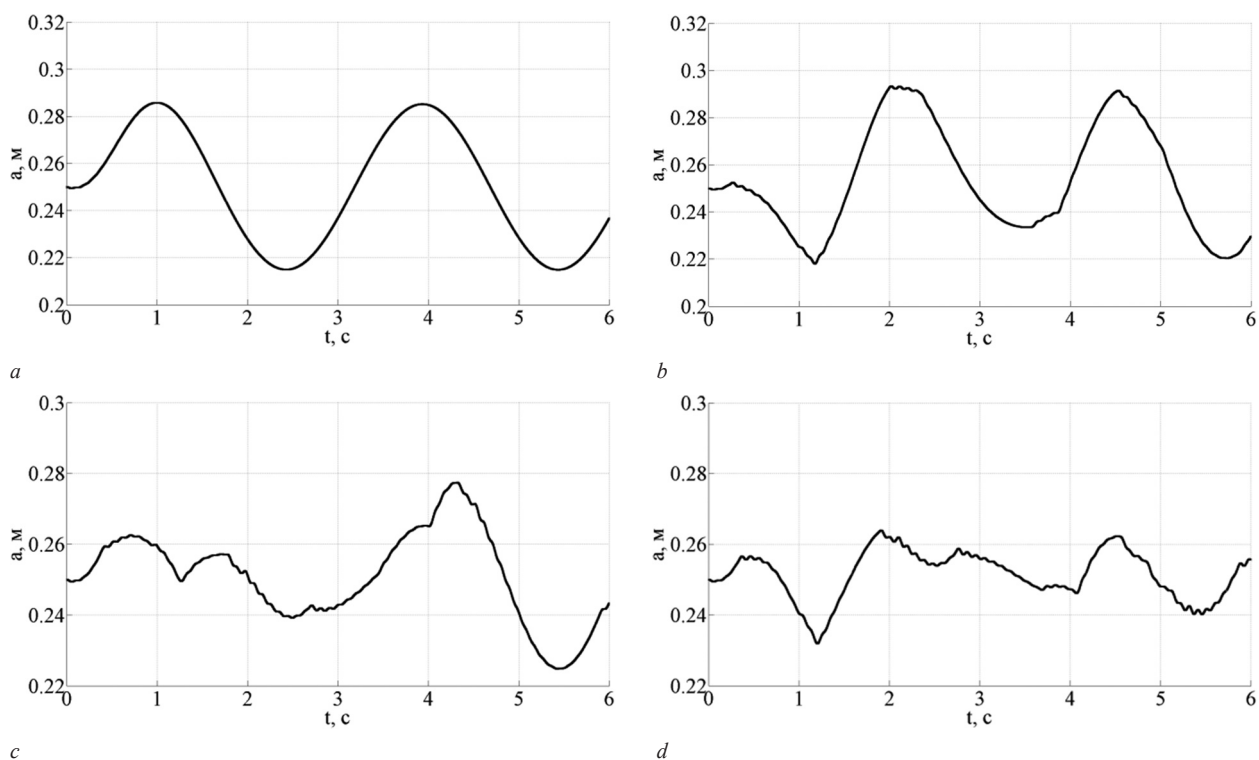


Рисунок 2 — Изменение глубины обработки почвы при различных способах регулирования:  
*a* — позиционный; *b* — силовой; *c* — позиционно-силовой ( $\alpha = 0,5$ ); *d* — высотно-силовой ( $\alpha = 0,5$ )

Figure 2 — Tillage depth change with various control methods:  
*a* — position; *b* — draft; *c* — draft-position ( $\alpha = 0.5$ ); *d* — draft-height ( $\alpha = 0.5$ )

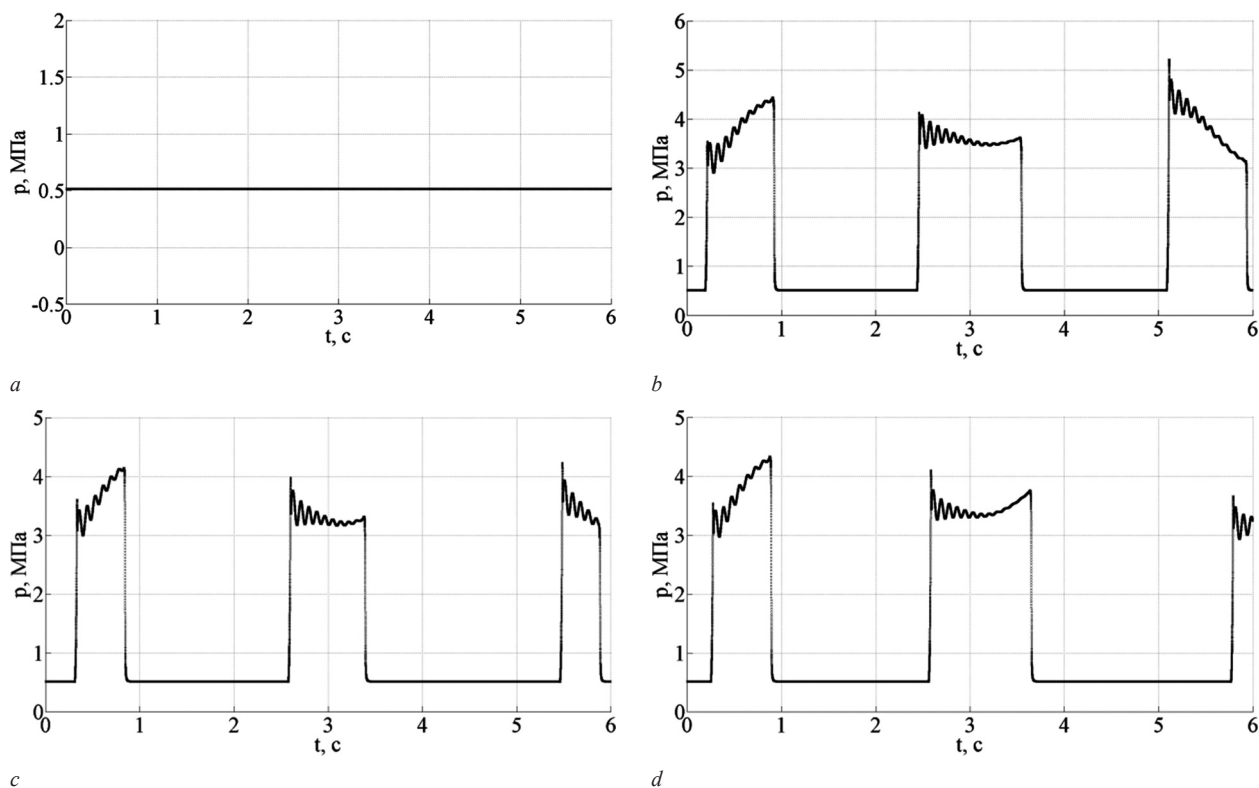


Рисунок 3 — Изменение давления в напорной линии при различных способах регулирования:  
*a* — позиционный; *b* — силовой; *c* — позиционно-силовой ( $\alpha = 0,5$ ); *d* — высотно-силовой ( $\alpha = 0,5$ )

Figure 3 — Pressure change in the pressure line with various control methods:  
*a* — position; *b* — draft; *c* — draft-position ( $\alpha = 0.5$ ); *d* — draft-height ( $\alpha = 0.5$ )

условий. Расширить возможности использования агрегатов позволяют смешанные способы регулирования с различными коэффициентами смешения.

2. Для теоретических исследований процесса регулирования глубины обработки почвы разработана математическая модель функционирова-

Таблица — Энергетические и агротехнические показатели пахотного агрегата в течение смены  
Table — Energy and agrotechnical indicators of the plowing unit during the shift

Способ регулирования глубины пахоты	$V_a$ , %	$m_{др.см}$ , кг
Позиционный	8,56	0,83
Силовой	7,09	2,29
Высотный	2,83	1,9
Позиционно-силовой	4,28	1,88
Высотно-силовой	2,61	1,9

ния пахотного агрегата, оборудованного электрогидравлическим приводом навесного устройства. Математическое описание составлено с учетом упругих и демпфирующих свойств шин, параметров силовой проводки, а также сжимаемости рабочей жидкости в узлах гидросистемы и податливости трубопроводов.

3. Сравнительный анализ результатов исследования показывает, что при заданных силовых и кинематических возмущениях со стороны почвы на пахотный агрегат наиболее рациональным является высотно-силовой способ регулирования глубины обработки, при использовании которого достигается ее наименьшее отклонение от заданной при размахе 0,035 м, что соответствует агротехническим допускам, при снижении энергозатрат в 1,2 раза в сравнении с силовым способом.

### Список литературы

- Development Status and Research Progress of a Tractor Electro-Hydraulic Hitch System / X. Sun [et al.] // Agriculture. — 2022. — Vol. 12, iss. 10. — Pp. 1–21. — DOI: <https://doi.org/10.3390/agriculture12101547>.
- Управление навесным устройством трактора с использованием средств электрогидравлики и автоматики / Е.Я. Строк [и др.] // Приводная техника. — 2005. — № 4(56). — С. 42–47.
- Development of a Depth Control System Based on Variable-Gain Single-Neuron PID for Rotary Burying of Stubbles / M. Zhou [et al.] // Agriculture. — 2022. — Vol. 12, iss. 1. — DOI: <https://doi.org/10.3390/agriculture12010030>.
- Способы регулирования положения рабочих органов навесных машин [Электронный ресурс] // Bstudy.net. — Режим доступа: [https://bstudy.net/649663/tehnika/sposoby\\_regulirovaniya\\_polozeniya\\_rabochih\\_organov\\_navesnyh\\_mashin](https://bstudy.net/649663/tehnika/sposoby_regulirovaniya_polozeniya_rabochih_organov_navesnyh_mashin). — Дата доступа: 20.07.2022.
- Бесконтактное копирование рельефа поверхности поля рабочими органами сельхозмашин с использованием акустических методов / Е.Я. Строк [и др.] // Тракторы и сельхозмашины. — 2012. — Т. 79, № 6. — С. 35–40. — DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-69391>.
- Ксеневиц, И.П. Современные проблемы прикладной механики наземных тягово-транспортных систем / И.П. Ксеневиц // Приводная техника. — 2002. — № 4 (38). — С. 2–38.
- Снижение непроизводительных затрат мощности при управлении рабочими органами пахотного агрегата / Е.Я. Строк [и др.] // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — 2019. — Вып. 8. — С. 95–99.
- Строк, Е.Я. Разработка обобщенной динамической модели тракторного агрегата с электрогидравлическим приводом навесного устройства / Е.Я. Строк, Л.Д. Бельчик, П.А. Зорич // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — 2017. — Вып. 6. — С. 177–180.
- Жданович, Ч.И. Математическое моделирование тягового сопротивления полунавесного оборотного плуга / Ч.И. Жданович // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — 2019. — Вып. 8. — С. 108–111.
- Бойков, В.П. Зависимость сопротивления почвы при пахоте от скорости агрегата [Электронный ресурс] / В.П. Бойков, Ч.И. Жданович, А.С. Поварехо // Научное обеспечение развития отечественной тракторной техники, многоцелевых колесных и гусеничных машин, городского электротранспорта: сб. науч. тр., посвященный 65-летию кафедры «Тракторы» / БНТУ; сост. Г.А. Таяновский; под общ. ред. В.П. Бойкова. — Минск: БНТУ, 2018. — С. 81–85. — Режим доступа: <https://rep.bntu.by/handle/data/48906?show=full>. — Дата доступа: 01.10.2022.
- Жданович, Ч.И. Тяговый КПД трактора с электромеханической трансмиссией / Ч.И. Жданович, Н.В. Калинин // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — 2020. — Вып. 9. — С. 131–135.
- Формирование улучшенной скоростной характеристики системы управления рабочими органами мобильных машин / Е.Я. Строк [и др.] // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — 2020. — Вып. 9. — С. 75–78.
- Система стандартов безопасности труда. Техника сельскохозяйственная. Методы оценки безопасности: ГОСТ 12.2.002-2020. — Взамен ГОСТ 12.2.002-91; введ. РБ 01.11.2021. — Минск: БелГИСС, 2021. — 54 с.

BELCHIK Leanid D., Ph. D. in Eng.

Leading Researcher of the R&D Center “Onboard Control Systems of Mobile Machines”<sup>1</sup>

E-mail: [leon959@tut.by](mailto:leon959@tut.by)

ANANCHIKOV Anton A., Ph. D. in Eng.

Head of the Department of Electrohydraulic Control Systems of the R&D Center “Onboard Control Systems of Mobile Machines”<sup>1</sup>

E-mail: [anton0ananchikov@gmail.com](mailto:anton0ananchikov@gmail.com)

ALEKSANDROVA Tatiana L.

Senior Researcher of the R&D Center “Onboard Control Systems of Mobile Machines”<sup>1</sup>

E-mail: [strokmail@tut.by](mailto:strokmail@tut.by)

<sup>1</sup>Joint Institute of Mechanical Engineering of the NAS of Belarus, Minsk, Republic of Belarus



## ASSESSMENT OF AGROTECHNICAL AND ENERGY INDICATORS OF THE PLOWING UNIT FUNCTIONING UNDER VARIOUS METHODS OF THE POSITION CONTROL OF THE WORKING BODIES

*In order to comply with agrotechnical requirements and reduce fuel consumption when performing tillage operations, various methods of controlling the depth of plowing are used: position, draft, height and mixed. The choice of the method is carried out subjectively by the operator in the presence of appropriate technical means and visual assessment of the results of the work, therefore, substantiation of the rational controlling method is an urgent task. The results of theoretical studies of the process of controlling the depth of tillage by the working bodies of the plowing unit are given. Taking into account the elastic and damping properties of tires, the parameters of power wiring, as well as the compressibility of the working fluid in the nodes of the hydraulic system and the pliability of pipelines, a mathematical description of the process of functioning of the plowing unit equipped with an electrohydraulic drive of the attachment is compiled. Using mathematical modelling with force and kinematic disturbances from the soil, comparative statistical estimates are obtained on the accuracy of the tillage depth and energy consumption for the control process with various methods of regulation. Based on the numerical implementations of the model for the given conditions of the agrophone, a rational method of regulation is determined which satisfies the specified requirements. It is noted that with the altitude-force method of control, the smallest deviation of the tillage depth from the specified one is achieved with a decrease in energy consumption in comparison with the power method by 1.2 times.*

**Keywords:** plowing unit, control methods, mathematical description, control accuracy, control process, energy consumption, hydraulic drive, working bodies

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2022-4-61-19-27>

### References

- Sun X., Lu Z., Song Y., Cheng Z., Jiang C., Qian J., Lu Y. Development status and research progress of a tractor electro-hydraulic hitch system. *Agriculture*, 2022, vol. 12, iss. 10. DOI: <https://doi.org/10.3390/agriculture12101547>.
- Strok E.Ya., et al. Upravlenie navesnym ustroystvom traktora s ispolzovaniem sredstv elektrogidravliki i avtomatiki [Tractor attachment control using electrohydraulics and automation]. *Privodnaya tekhnika*, 2005, no. 4(56), pp. 42–47 (in Russ.).
- Zhou M., Xia J., Zhang S., Hu M., Liu Z., Liu G., Luo C. Development of a Depth control system based on variable-gain single-neuron PID for rotary burying of stubbles. *Agriculture*, 2022, vol. 12, iss. 1. DOI: <https://doi.org/10.3390/agriculture12010030>.
- Sposoby regulirovaniya polozheniya rabochikh organov navesnykh mashin* [Methods of controlling the position of the working bodies of mounted machines]. Available at: [https://bstudy.net/649663/tehnika/sposoby\\_regulirovaniya\\_polozheniya\\_rabochikh\\_organov\\_navesnykh\\_mashin](https://bstudy.net/649663/tehnika/sposoby_regulirovaniya_polozheniya_rabochikh_organov_navesnykh_mashin) (accessed 20 July 2022) (in Russ.).
- Strok E.Ya., Belchik L.D., Vashchula A.V., Zakharov A.V. Beskontaktnoe kopirovanie relefa poverkhnosti polya rabochimi organami selkhoz mashin s ispolzovaniem akusticheskikh metodov [Non-contact copying of the field surface topography by agricultural machinery tools with the use of acoustic methods]. *Tractors and agricultural machinery*, 2012, vol. 79, no. 6, pp. 35–40. DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-69391>.
- Ksenevich I.P. Sovremennyye problemy prikladnoy mekhaniki nazemnykh tyagovo-transportnykh sistem [Modern problems of applied mechanics of ground traction and transport systems]. *Privodnaya tekhnika*, 2002, no. 4(38), pp. 2–38 (in Russ.).
- Strok E.Ya., Belchik L.D., Ananchikov A.A., Zorich P.A. Snizhenie neproizvoditelnykh zatrat moshchnosti pri upravlenii rabochimi organami pakhotnogo agregata [Reduction of non-productive power loss when controlling working bodies of plowing unit]. *Aktualnye voprosy mashinovedeniya*, 2019, iss. 8, pp. 95–99 (in Russ.).
- Strok E.Ya., Belchik L.D., Zorich P.A. Razrabotka obobshchennoy dinamicheskoy modeli traktornogo agregata s elektrogidravlicheskim privodom navesnogo ustroystva [Development of a generalized dynamic model of a tractor unit with an electrohydraulic drive of a mounted device]. *Aktualnye voprosy mashinovedeniya*, 2017, iss. 6, pp. 177–180 (in Russ.).
- Zhdanovich Ch.I. Matematicheskoe modelirovanie tyagovogo soprotivleniya polunavesnogo oborotnogo pluga [Mathematical modeling of the traction resistance of a semi-mounted reversible plow]. *Aktualnye voprosy mashinovedeniya*, 2019, iss. 8, pp. 108–111 (in Russ.).
- Boykov V.P., Zhdanovich Ch.I., Povarekko A.S. Zavisimost soprotivleniya pochvy pri pakhote ot skorosti agregata [Dependence of soil resistance during plowing on the speed of the unit]. *Nauchnoe obespechenie razvitiya otechestvennoy traktornoy tekhniki, mnogoselevykh kolesnykh i gusenichnykh mashin, gorodskogo elektrotransporta*, 2018, pp. 81–85. Available at: <https://rep.bntu.by/handle/data/48906?show=full> (accessed 01 October 2022).
- Zhdanovich Ch.I., Kalinin N.V. Tyagovyy KPD traktora s elektromekhanicheskoy transmissiey [Traction efficiency of a tractor with an electromechanical transmission]. *Aktualnye voprosy mashinovedeniya*, 2020, iss. 9, pp. 131–135 (in Russ.).
- Strok E.Ya., Belchik L.D., Ananchikov A.A., Zorich P.A. Formirovanie uluchshennoy skorostnoy kharakteristiki sistemy upravleniya rabochimi organami mobilnykh mashin [Formation of an improved speed characteristic of control system of mobile machines working bodies]. *Aktualnye voprosy mashinovedeniya*, 2020, iss. 9, pp. 75–78 (in Russ.).
- State Standard 12.2.002-2020. *Sistema standartov bezopasnosti truda. Tekhnika selskokhozyaystvennaya. Metody otsenki bezopasnosti* [Occupational safety standards system. Agricultural machinery. Methods of safety evaluation]. Minsk, Belorusskiy gosudarstvennyy institut standartizatsii i sertifikatsii Publ., 2021. 54 p. (in Russ.).