

Е. Н. ЦЕНТА

УЛУЧШЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОМБИНИРОВАННОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ НАВЕСНЫМ ОБОРУДОВАНИЕМ ТРАКТОРА ПУТЕМ ВВОДА МЕХАТРОННОГО МОДУЛЯ

Поліпшити динамічні характеристики комбінованої системи керування при оранні ґрунту в умовах зовнішніх збурень, що на реальному об'єкті викликано: глибиною орання, щільністю і властивостями ґрунту, швидкістю руху орного агрегату, нерівностями ґрунту та ін. шляхом введення в систему коригувального пристрою. До методів дослідження відносяться: закони теорії машин і механізмів, механіки рідини і газу та ін., які сприяють більш поглибленій розробці математичної моделі; методи математичного моделювання, що дозволяють повніше описати гідросистему функціональними залежностями; методи теорії оптимальних систем, що сприяють постановці і рішенню задачі синтезу нелінійних каналів підсилення, інтегрування і диференціювання коригувального пристрою. Покращена математична модель системи шляхом введення синтезованого коригувального пристрою, що забезпечило відпрацювання малих переміщень і неузгодженостей та високі показники якості перехідних процесів (швидкодії, значень перерегулювання, числа коливань та ін.). Розв'язана задача пошуку вагових коефіцієнтів для каналів: гакової сили $K_c = 0,7$ і положення навесного обладнання $K_y = 0,3$. Відносна похибка відпрацювання заданих зусилля і глибини орання не перевищувала 10 %. Виконаний аналіз робіт по розробці, розрахункам та дослідженню замкнених систем керування навесним обладнанням показав, що вони представляють теоретичну і практичну значимість в частині оцінки позитивних і негативних аспектів функціонування і можуть бути використані при проектуванні сучасних систем. Створення гідросистем з мехатронним модулем відкриває можливість вирішувати дуже важливі проблеми, вирішення яких було пов'язане з великими труднощами.

Ключові слова: комбінована система, навесне обладнання, математична модель, критерії оптимізації.

Улучшить динамические характеристики комбинированной системы управления при вспашке почвы в условиях внешних возмущений, что на реальном объекте вызвано: глубиной пахоты, плотностью и свойствами почвы, скоростью движения пахотного агрегата, неровностями почвы и др. путем ввода в систему корректирующего устройства. К методам исследования относятся: законы теории машин и механизмов, механики жидкости и газа и др., способствующие более углубленной разработке математической модели; методы математического моделирования, позволяющие полнее описать гидросистему функциональными зависимостями; методы теории оптимальных систем, способствующие постановке и решению задачи синтеза нелинейных каналов усиления, интегрирования и дифференцирования корректирующего устройства. Результаты. Улучшена математическая модель системы путем ввода синтезированного корректирующего устройства, что обеспечило отработку малых перемещений и рассогласований и высокие показатели качества переходных процессов (быстродействия, значений перерегулирования, числа колебаний и др.). Решена задача поиска весовых коэффициентов для каналов: крюковой силы $K_c = 0,7$ и положения навесного оборудования $K_y = 0,3$. Относительная погрешность отработки заданных усилия и глубины вспашки не превышала 10 %. Выполненный анализ работ по разработке, расчетам и исследованию замкнутых систем управления навесным оборудованием показал, что они представляют теоретическую и практическую значимость в части оценки положительных и отрицательных качеств функционирования и могут быть использованы при проектировании современных систем. Создание гидросистем с мехатронным модулем открывает возможность решать весьма важные проблемы, решение которых было сопряжено с большими трудностями.

Ключевые слова: комбинированная система, навесное оборудование, математическая модель, критерии оптимизации.

The purpose of this work is to improve the dynamic characteristics of the combined control system for plowing the soil in conditions of external disturbances, which on the real object are caused by the depth of plowing, density and properties of the soil, speed of the plowing unit movement, unevenness of the soil, etc., by introducing into the system a correcting device. Methods of research include the following: laws of the theory of machines and mechanisms, mechanics of fluid and gas, etc., which contribute to more in-depth development of the mathematical model; methods of mathematical modeling that allow to more fully describe the hydraulic system by of functional dependencies; methods of the optimal systems theory that facilitate the formulation and solution of the task of synthesizing the nonlinear channels of amplifying, integrating and differentiating the correcting device. The mathematical model of system is improved by introducing the synthesized correcting device, which ensured the acquisition of small displacements and disagreements and high quality rating of transient processes (speed of response, overshoot values, number of oscillations, etc.). The problem of finding the weight coefficients for channels has been solved: hook force $K_c = 0.7$ and attachments position $K_y = 0.3$. The relative inaccuracy of working out of given effort and depth of plowing did not exceed 10 %. The performed analysis of works on development, calculation and investigation of closed systems for control of tractor mounted equipment showed that they represent theoretical and practical significance in the part of evaluating the positive and negative qualities of functioning and therefore they can be used in designing the modern systems. The creation of the hydraulic systems with a mechatronic module opens up the possibility to solve very important problems, the solution of which was very difficult.

Keywords: combined system, mounted equipment, mathematical model, optimization criteria.

Введение. При выполнении вспашки, боронования и других технологических операций обработки почвы одним из агротехнических требований к качеству является поддержание заданной глубины с определенной точностью [1, 2]. В системах силового управления навесным механизмом трактора [1] при вспашке поля с неоднородным ґрунтом, с неровностями и другими внешними возмущениями это агротехническое требование не выполнялось. Для решения данной

задачи разрабатывались варианты комбинированного управления: к системе силового управления добавлялось позиционное управление, как обратная связь по положению сельхозорудия [1]; управление строилось по нескольким входным параметрам [1]. Техническая реализация позиционных, силовых и комбинированных систем [1, 3 – 5] опиралась на устаревшие к настоящему времени гидроустройства, электротехнические и электронные изделия, измерительные приборы.

Появление мехатронных гидроагрегатов (МГА) в

Германии, Дании, Беларуси и спроектированный отечественный [6, 7], в которых в качестве устройств управления навесным оборудованием (НО) используются микропроцессоры, программируемые контроллеры, ЭВМ открывает возможности: решать сложные задачи, решение которых было сопряжено с большими трудностями [8] либо практически невозможно; глубже исследовать и улучшать динамические процессы режима усилия; ставить новые, а ранее решенные задачи, пересмотреть в другом аспекте (примером может быть комбинированное управление).

Настоящая статья посвящена краткому анализу предшествующих силовых, позиционных и комбинированных систем и созданию более совершенных с применением мехатронных модулей.

Анализ предшествующих исследований. В работе [1] анализируется три вида управления навесным механизмом (силовой регулятор, где параметром регулирования служит тяговое сопротивление; позиционный регулятор, обеспечивающий заданное положение навесного сельхозорудия относительно остова трактора; комбинированный регулятор включает силовой и позиционный). Все регуляторы строились на самых простых гидравлических и механических устройствах, включая тяги, рычаги, тросы и т.п. В сжатом виде для каждого регулятора приводятся следующие характеристики:

- силовой регулятор стабилизирует тяговое сопротивление, снижает динамическую нагрузку силовой передачи, создает благоприятные условия для тракторного двигателя, полнее используя его мощность, снижает расход топлива, повышает тягово-сцепные качества трактора;

- позиционный регулятор представляет собой корректирующую обратную связь, которая не позволяет сельхозорудию копировать рельеф поля;

- при комбинированном регулировании добавляется дополнительное управляющее устройство, которое характеризует изменение положения сельхозорудия относительно остова трактора.

Представляет теоретический и практический интерес, и точка зрения авторов как будет выглядеть система на уровне функциональной схемы (рис. 1), которая обеспечивает силовое, позиционное и комбинированное регулирование. Схема и ее реализация не ориентировались на будущее развитие науки и техники.

Все обозначения на схеме, а также в терминологии приведены как в работе [1] без изменений. В режиме усилия изменения внешнего воздействия (тягового сопротивления) $f_1(t)$ обусловлены глубиной пахоты, плотностью почвы, скоростью движения пахотного агрегата и др. Глубина пахоты и соответствующее тяговое сопротивление зависят от возмущающего воздействия $f_2(t)$, которое определяется главным образом неровностями почвы 10, представленные функцией $f_3(t)$. При описании функциональной схемы исследуемой системы авторы правильно отмечают,

что комбинированное регулирование обеспечивается различным сочетанием силового и позиционного сигналов, что требует ввода двух управляющих устройств по усилию и положению сельхозорудия.

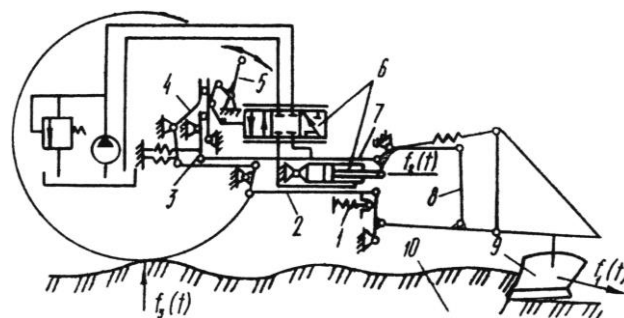


Рис. 1 – Функциональная схема системы:

- 1 – чувствительный элемент; 2 и 4 – рычаги; 3 – рычаг;
3 – нижние тяги; 6 – гидроусилитель; 7 – тяга;
8 – навесной механизм; 9 – плуг; 10 – почва

Работа [4] посвящена важному вопросу динамики: переходным процессам гидромеханической системы силового регулирования глубины пахоты. Хотя работа относится к 80-м годам XX столетия, но обеспечение высоких показателей качества (быстродействия, значений перерегулирования и др.) переходного процесса остается значимым и для вновь создаваемых перспективных систем (МГА). Практический интерес представляют переходные процессы (рис. 2), полученные при изменении нагрузки в диапазоне $\Delta F = 9 - 10$ кН, скорости изменения нагрузки $\Delta F/\Delta t = 120 - 130$ кН/с, времени регулирования 1,7 – 2 с.

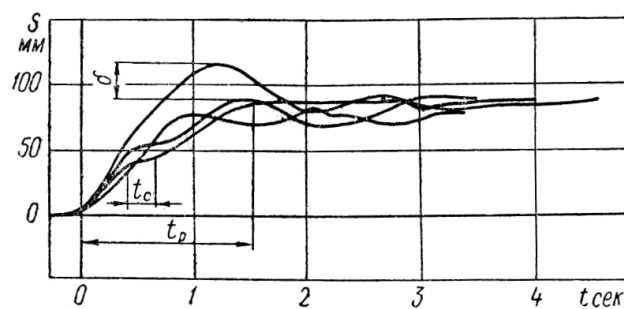


Рис. 2 – Переходные процессы системы автоматического регулирования хода плуга: S – ход штока силового цилиндра, t_p – время переходного процесса (регулирования), t_c – длительность остановки при движении штока в процессе регулирования, δ – перерегулирование

В работе [3] рассматриваются динамические характеристики системы глубины хода плуга. Математическая модель (ММ) определяется с помощью стэнда. Автор заранее предопределяет модель на базе передаточной функции, следовательно, считая систему линейной. Причем сам стэнд, его узлы и элементы содержат нелинейности. Получена, в конечном счете, модель, представленная произведением двух передаточных функций типовых звеньев – интегрирующего и аperiodического. Полезным в

работе является сравнение экспериментальных динамических характеристик реальной системы в позиционном и силовом регулировании, а также, что глубина пахоты принята 25 – 30 см (наиболее распространенная с агротехнической точки зрения).

Постановка задачи. Анализ выполненных работ и исследований (в период 60 – 80 гг. XX столетия), посвященных трем видам управления навесным оборудованием, показал, что этому вопросу было уделено большое внимание. При этом надо учесть, что это выполнялось на старой элементной базе гидрооборудования, электротехники и электроники с применением тяг, рычагов, кулачков, косвенным

измерением значений параметров и др. Как отмечалось выше, обоснование выбора сигналов двух управляющих устройств теоретически и практически определяет возможность улучшить динамические характеристики комбинированного управления. Такова постановка задачи.

Результаты исследований. На рис. 3 показана комбинированная гидросистема (ГС) навесного оборудования (навесное устройство + сельскохозяйственное орудие) трактора, в устройстве управления которой введен мехатронный модуль.

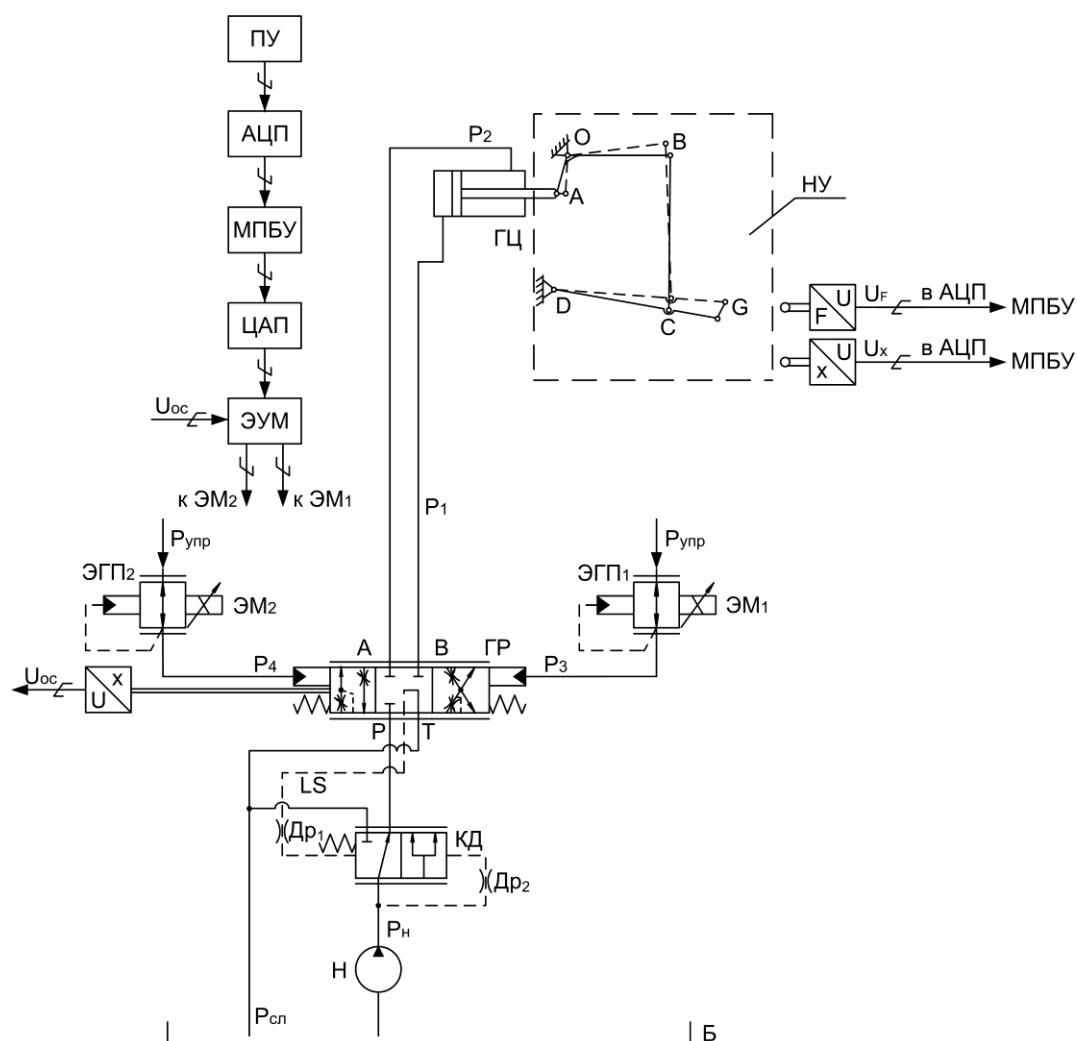


Рис. 3 – Схема гидросистемы НО с мехатронным модулем:

Н – насос; КД – клапан давления; ГР – гидрораспределитель; ЭГП₁, ЭГП₂ – электрогидравлические преобразователи; ЭМ₁, ЭМ₂ – электромагниты; ГЦ – обобщенный гидроцилиндр (физически 2 гидроцилиндра); Б – гидробак; Др₁ и Др₂ – дроссели; P₁ – P₄, P_H, P_{сл}, P_{упр}, P, T – давления РЖ в соответствующих точках схемы; LS – линия чувствительности к нагрузке; ЭУМ – электронный усилитель мощности; МПБУ – микропроцессорный блок управления (мехатронный модуль); НУ – навесное устройство, к которому крепится сельскохозяйственное орудие; U_{oc} , U_f , U_x – выходные сигналы измерительных преобразователей; \square^x , \square^f , \square^u – соответственно измерительные преобразователи усилия и перемещения (положения) НО и перемещения (положения) золотника ГР; ПУ – пульт управления; АЦП – аналого-цифровой преобразователь; ЦАП – цифро-аналоговый преобразователь

Математическая модель, описывающая рабочий процесс объекта исследования, представлена системой

из 12 дифференциальных уравнений первого порядка (из которых 7 – нелинейные) в нормальной форме Коши.

$$\left. \begin{aligned}
 1. \frac{dx_z}{dt} &= v_z, \\
 2. \frac{di}{dt} &= \frac{1}{T_L} \left(\frac{U_y - K_{\text{пр}z} v_z}{R} - i \right), \\
 3. \frac{dv_z}{dt} &= (K_{Fi} i - p_3 A_3 - \beta_3 v_z - F_{\text{тр}0,z} \text{sign} v_z - F_{\text{гд}}) / m_z, \\
 4. \frac{dx_{\text{ГР}}}{dt} &= v_{\text{ГР}}, \\
 5. \frac{dv_{\text{ГР}}}{dt} &= [p_3 (A_{\text{зол}} - A_{\text{хв}}) - C_{\text{пр}} (x_{0\text{ГР}} + x_{\text{ГР}}) - F_{\text{трГР}} - \beta_{\text{ГР}} v_{\text{ГР}} - F_{\text{гдГР}}] / m_{\text{ГР}}, \\
 6. \frac{dp_1}{dt} &= (q_{\text{ГРпл}} - A_{\text{п}} v_z) \left/ \left(\frac{V_{01} + A_{\text{п}} y_z}{E_{\text{цп}}} + \frac{V_{\text{т}}}{E_{\text{т1}}} \right) \right., \\
 7. \frac{dp_2}{dt} &= (A_{\text{ш}} v_z - q_{\text{ГРш1}}) \left/ \left(\frac{V_{02} - A_{\text{ш}} y_z}{E_{\text{цш}}} + \frac{V_{\text{т}}}{E_{\text{т2}}} \right) \right., \\
 8. \frac{dy_z}{dt} &= v_z, \\
 9. \frac{dv_z}{dt} &= (A_{\text{п}} p_1 - A_{\text{ш}} p_2 - F_{\text{сз}} - \beta_z v_z - F_{\text{тр}0,z} \text{sign} v_z) / m_z, \\
 10. \frac{dx_{\text{КД}}}{dt} &= v_{\text{КД}}, \\
 11. \frac{dv_{\text{КД}}}{dt} &= [A_{\text{кд}} (p_{\text{др}2} - p_{\text{др}1}) - F_{\text{пркд}} - F_{\text{тркд}} - \beta_{\text{кд}} v_{\text{кд}} - F_{\text{гдкд}}] / m_{\text{кд}}, \\
 12. \frac{dp_{\text{н}}}{dt} &= \frac{E_{\text{н}}}{V_{\text{н}}} (q_{\text{нр}} - q_{\text{нв}} - q_{\text{нп}} - q_{\text{ГРпл}} - q_{\text{кд}} - q_{\text{ушкд}})
 \end{aligned} \right\} (1)$$

Здесь $v_z, v_{\text{ГР}}, v_{\text{КД}}, v_z$ – соответственно скорости перемещения золотников ЭГП, ГР, КД, штока ГЦ; $x_z, x_{\text{ГР}}, x_{\text{КД}}, y_z$ – перемещение золотников ЭГП, ГР, КД, штока ГЦ; i – электрический ток в цепи катушки электромагнита ЭГП; U_y – электрическое напряжение на входе электромагнита ЭГП; $K_{\text{пр}z}$ – коэффициент противоэ.д.с.; $T_L = L/R$ – постоянная времени электромагнита ЭГП (L и R – индуктивность и активное сопротивление цепи электромагнита ЭГП); $K_{Fi} = F_{\text{эмакс}}/i_{\text{макс}}$ – коэффициент тягового усилия электромагнита ЭГП; p_1, p_2, p_3 – давления РЖ в соответствующих точках схемы, $p_{\text{н}}, p_{\text{сл}}, p_{\text{др}1}, p_{\text{др}2}$ – давления на выходе насоса, в сливной магистрали, на дросселях Др1 и Др2; A_3 – площадь золотника ЭГП, $A_{\text{кд}}$ – площадь поперечного сечения золотника КД; $A_{\text{зол}}, A_{\text{хв}}, A_{\text{п}}$ и $A_{\text{ш}}$ – соответственно площади золотника ГР и хвостовика, поршневой и штоковой полости ГЦ, $C_{\text{пр}}$ и $x_{0\text{ГР}}$ – коэффициент жесткости и предварительное сжатие центрирующей пружины ГР; $\beta_z, \beta_{\text{ГР}}, \beta_{\text{КД}}, \beta_z$ – коэффициенты жидкостного (вязкого) трения золотников ЭГП, ГР, КД и ГЦ; $F_{\text{тр}0,z}, F_{\text{тр}0,z}$ – модуль силы «сухого» трения золотника ЭГП и ГЦ; $F_{\text{гд}}$ – гидродинамическая сила ЭГП, $F_{\text{трГР}}$ – сила трения ГР, $F_{\text{гдГР}} = 2\mu_{\text{ГР}}^2 \pi d_{\text{ГР}} x_{\text{ГР}} (p_{\text{н}} - p_1) \cos \theta$ – гидродинамическая сила ГР, $F_{\text{гдкд}} = 2\mu_{\text{кд}}^2 A_{\text{шкд}} (p_{\text{н}} - p_{\text{сл}}) \cos \theta$ – гидродинамическая сила КД; $F_{\text{сз}} = i \cdot G_{\text{пл}}$ – сила, приведенная к оси ГЦ; $F_{\text{пркд}} = C_{\text{кд}} (x_{\text{кд}} + x_{\text{пр}0,\text{кд}})$ – сила пружины КД; $F_{\text{тркд}}$ – сила трения КД; $m_z, m_{\text{ГР}}, m_{\text{кд}}$ – соответственно

массы подвижных частей золотников ЭГП, ГР, КД; $m_z = i^2 \cdot m_{\text{но}}$ – масса, приведенная к оси ГЦ; $q_{\text{ГРпл}}$ – расход РЖ, поступающей через ГР в поршневую полость ГЦ; $q_{\text{ГРш1}}$ – расход РЖ, поступающей через ГР в штоковую полость ГЦ; $\mu_{\text{ГР}}, \mu_{\text{кд}}$ – коэффициенты расхода РЖ в ГР и КД соответственно; $V_{\text{т}}$ – объем РЖ в трубопроводе; $V_{\text{н}}$ – объем РЖ в выходной полости насоса; V_{01} и V_{02} – начальные объемы РЖ в поршневой и штоковой полостях ГЦ; $E_{\text{т1}}, E_{\text{т2}}, E_{\text{цп}}, E_{\text{цш}}, E_{\text{н}}$ – соответственно приведенный объемный модуль упругости трубопровода 1 и 2, поршневой и штоковой полости ГЦ, насоса; $q_{\text{нр}}(t), q_{\text{нв}}(t), q_{\text{нп}}(t), q_{\text{ушкд}}(t), q_{\text{кд}}(t)$ – соответственно геометрическая подача насоса, утечка и перетечка насоса, расход на управление КД, расход через щель КД.

В модели учитываются переменности коэффициентов расходов в функции числа Рейнольдса, приведенные модули упругости двухфазной РЖ и др. Эта математическая модель ГС НО без описания процессов в модулях устройства управления, которые формируют задания на положение и усилие, входит как основная составляющая в ММ как по усилию, так и по положению. Отсчет перемещений НО при подъеме и опускании принят в модели за положительное направление. В режиме усилия заглубление в почву и выглубление принимаются соответственно отрицательными.

В общей модели (1) для комбинированного режима нужно предусмотреть: локальные модели датчика усилия, датчика положения штока (сельхозорудия), вычисления скорости штока, корректирующего устройства для отработки малых рассогласований.

В качестве модели датчика усилия принята «рациональная» формула акад. В.П. Горячкина [9]

$$F_{\text{кр}} = f_{\text{п}} G_{\text{пл}} + K_{\text{р}} h_{\text{р}} B + \varepsilon h_{\text{р}} B v_{\text{тр}}^2, \quad (2)$$

где $f_{\text{п}}$ – коэффициент, характеризующий потери на передвижение плуга; $K_{\text{р}}$ – коэффициент, характеризующий способность почвенного пласта сопротивляться деформации; ε – коэффициент, зависящий от формы отвала и свойств почвы; $h_{\text{р}}$ – глубина обработки пласта почвы; $G_{\text{пл}}$ – вес плуга; B – ширина захвата плуга; $v_{\text{тр}}$ – скорость движения трактора.

Следует учесть, что при постоянных коэффициентах в двух составляющих формулы (2) $F_{\text{кр}}$ определяется только значением $h_{\text{р}}$.

На рис. 4 показан переходный процесс ГС при заглублении и выходе на установившийся режим усилия без обратной связи по положению НО, где первая и вторая кривые – скорость и перемещение

штока цилиндра, а третья – давление на выходе насоса.

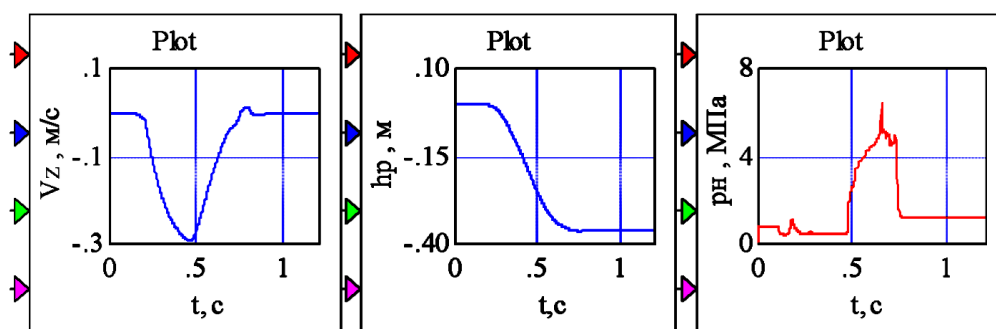


Рис. 4 – Осциллограммы трех переменных ГС с обратной связью по скорости и без обратной связи по положению НО при $F_3 = 48$ кН (заданное машинистом значение усилия), $F_{кр} = 47,4$ кН, $h_p = 0,36$ м

Подходом для решения поставленной задачи является комбинированная система, одним входом в которой является задание силы на крюке трактора с искомым коэффициентом K_c , а вторым – задание глубины с искомым коэффициентом K_y . Если задание по $F_{кр}$ служит входной величиной системы по усилию (первый вход), то второй вход предлагается определить с помощью формулы (2), представив ее в следующем виде

$$h_{p3} = (F_{кр} - f_{п} G_{пл}) / (K_p B + \varepsilon B v_{тр}^2), \quad (3)$$

и допуская неизменными коэффициенты $f_{п}$, K_p , B , ε , $v_{тр}^2$ и вес плуга $G_{пл}$.

Так как в дальнейшем изложении элементы управления будут представляться не уравнениями, а с помощью диаграмм вычислительных блоков, то начнем это с уравнения (3). На рис. 5 изображена диаграмма, построенная по уравнению (3). Здесь и дальше F_3 – задание силы на первом входе, равное в уравнении (3) значению $F_{кр}$.

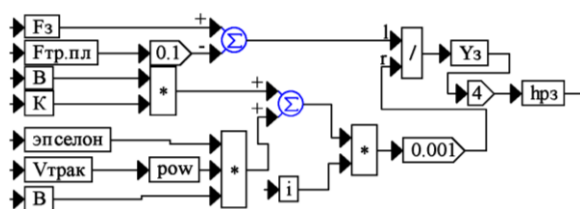


Рис. 5 – Диаграмма вычислительных блоков, построенная по уравнению (3)

Из рис. 5 четко видно, что при изменении F_3 однозначно изменяется h_{p3} .

Теперь рассмотрим как выглядит диаграмма, в которой видно построение комбинированной системы и формирование сигнала рассогласования (рис. 6).

Верхняя часть диаграммы имеет заданное машинистом усилие F_3 , а обратная связь формируется в виде тягового сопротивления $F_{кр.ос}$ на крюке трактора с помощью датчика. В модели датчиком служит

уравнение В.П. Горячкина. Сюда входит внутренняя обратная связь по скорости НО. Сумматор формирует значение рассогласования в электрическом виде. Во второй части диаграммы формируется значение электрического рассогласования по второй входной величине – перемещению штока ГЦ, где фактически на реальном объекте расположен датчик. Путем умножения этого перемещения на кинематический коэффициент связи штока i с НО получаем значения заглублений: h_{p3} – задающего управляющего воздействия, определяемого по уравнению (2); h_p – фактического заглубления.

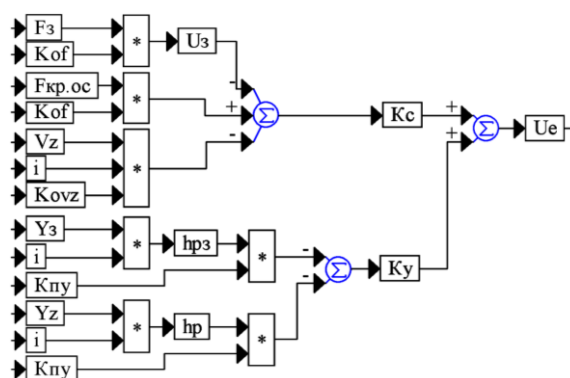


Рис. 6 – Диаграмма вычислительных блоков комбинированной системы

Итак, имеются два рассогласования по: усилию и заглублению, которые суммируются и формируют одно рассогласование U_e . Здесь следует найти рациональное распределение весовых коэффициентов K_c (по усилию) и K_y (по заглублению), сумма которых принимается равной единице.

В зоне малых рассогласований в конце переходных процессов, вызванных изменениями внешнего воздействия (тягового сопротивления), ГС работает значительную часть времени. Изменения тягового сопротивления на реальном объекте вызваны: глубиной пахоты h_p , плотностью и свойствами почвы K_p , ε , скоростью $v_{тр}$ движения пахотного агрегата, неровностями почвы и др.

Решение этой задачи возможно на основе синтеза введенного в мехатронный модуль корректирующего устройства (КУ) с тремя каналами (Кп, Ки, Кд). При постоянных параметрах в формуле (3) Горячкина можно для каждого заданного значения F_3 однозначно определить соответствующее ему заданное значение глубины пахоты h_{p3} . Это позволяет сформировать критерий оптимизации относительно глубины вспашки, которую легко проверить в полевых условиях.

$$I = \frac{\Delta h_p}{h_{p3}} \cdot 100 = \delta_h \leq 5\% \text{ при } 0,069 \leq h_{p3} \leq 0,27 \text{ м. (4)}$$

На рис. 7 показаны нелинейные зависимости синтезированного корректирующего устройства.

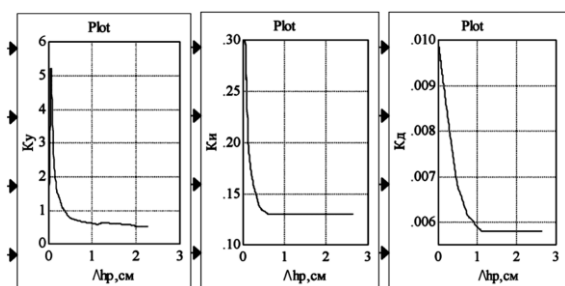


Рис. 7 – Синтезированные кривые корректирующего устройства

После синтеза корректирующего устройства с синтезированными кривыми были проведены численные эксперименты в пакете *VisSim* по оценке соответствия показателей пахоты агротехническим требованиям, сформулированным в работах [1, 2]. На основе метода проб и ошибок при моделировании в диапазоне заданий F_3 от 48 до 33 кН были определены рациональные значения $K_c = 0,7$ и $K_y = 0,3$. На рис. 8 показаны осциллограммы четырех переменных при заданиях $F_3 = 48$ кН и

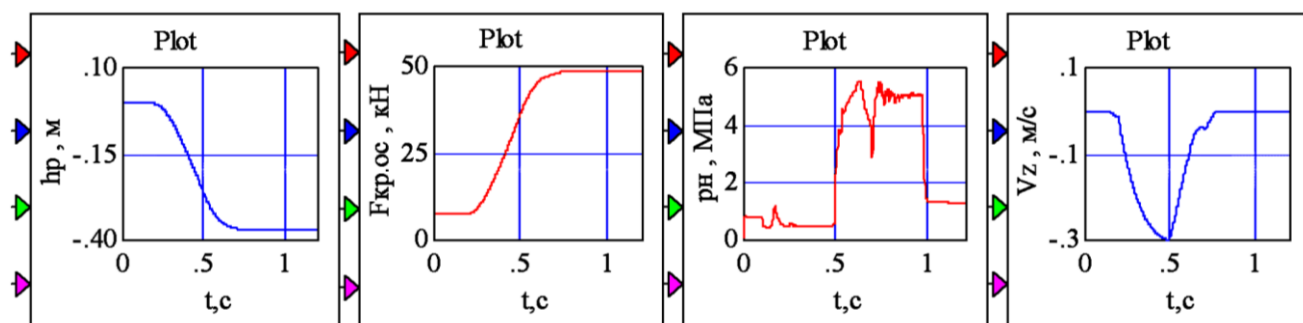


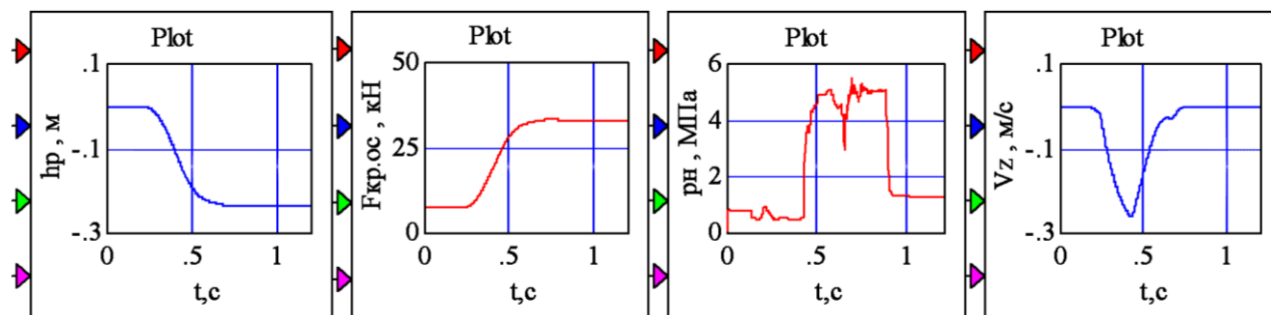
Рис. 8 – Переходные процессы заглабления в комбинированной системе при $F_3 = 48$ кН (после окончания заглабления $F_{кр.ос} = 48,6$ кН, $h_{p3} = -0,363$ м, $h_p = -0,368$ м, $U_c = 7,65 \cdot 10^{-2}$ В), $K_c = 0,7$, $K_y = 0,3$)

$h_{p3} = -0,363$ м, а на рис. 9 при заданиях $F_3 = 33$ кН и $h_{p3} = -0,233$ м при отсутствии внешних возмущений.

Рассмотрим динамику ГС с КУ в условиях внешних возмущений для двух систем: ГС с $K_c = 1$, $K_y = 0$ (по усилию) и ГС с $K_c = 0,7$ и $K_y = 0,3$ (комбинированная). Именно при наличии внешних возмущений появляется возможность сравнить эти две системы. В качестве вида внешнего возмущения рассмотрим ступенчатое, вызванное изменением K_p – коэффициента, характеризующего способность почвенного пласта сопротивляться деформации и ε – коэффициента, зависящего от формы отвала и свойств почвы. На рис. 10 показаны переходные процессы четырех переменных в системе с одним входом при ступенчатом изменении тягового сопротивления на 10,1 кН (21% к заданному) в течение 1 с, затем пауза 1 с и в течение общего времени 8,75 с четыре таких воздействия. При таком построении теста система после каждого воздействия успевает вернуться в исходное состояние как при его отсутствии. Возможен и другой тест.

Рассмотрим переходные процессы с такими же внешними ступенчатыми возмущениями в системе с двумя входами (рис. 11).

Визуальное сравнение кривых h_p и $F_{кр.ос}$ рис. 10 и 11, наиболее значимых, позволяет отметить: переходные процессы h_p с нулевого значения и $F_{кр.ос}$ со значения 7,58 кН за время 0,9 с завершаются выходом на установившееся состояние, а включение ступенчатого возмущения в модели происходит при $t = 1,2$ с. Это обеспечивает повторяемость всех 4 переходных процессов, обусловленных 4 ступенчатыми возмущениями. Это позволило сравнить их по показателям качества переходных процессов в период действия одного ступенчатого возмущения (табл. 1).


 Рис. 9 – Переходные процессы заглубления в комбинированной системе при $F_3 = 33$ кН (после окончания заглубления)

$$F_{кр.ос} = 33,38 \text{ кН}, h_{p3} = -0,228 \text{ м}, h_p = -0,233 \text{ м}, U_e = -0,616 \cdot 10^{-2} \text{ В}, K_c = 0,7, K_y = 0,3$$

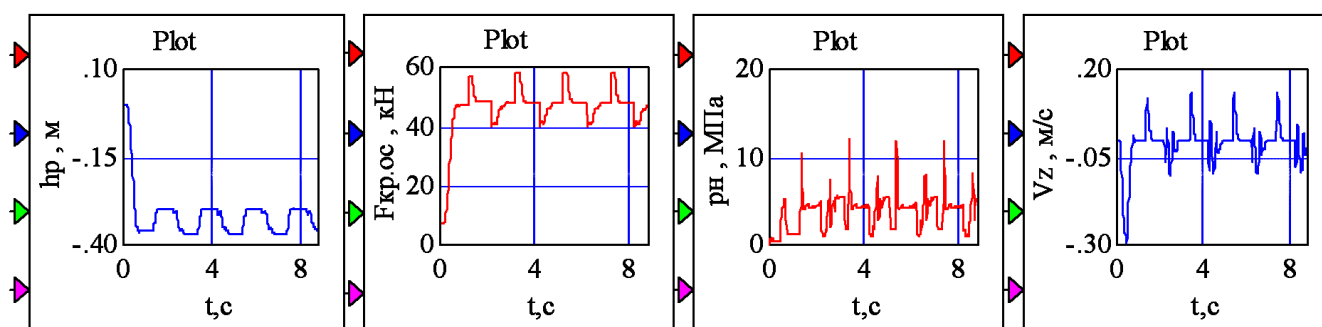


Рис. 10 – Переходные процессы с внешними ступенчатыми возмущениями

 в системе с одним входом (коэффициентами $K_c = 1, K_y = 0$) при заданном $F_3 = 48$ кН и исходным $F_{кр.ос} = 47,67$ кН,

$$h_{p3} = -0,363 \text{ м}, h_p = -0,360 \text{ м}, U_e = 3,96 \cdot 10^{-2} \text{ В}$$

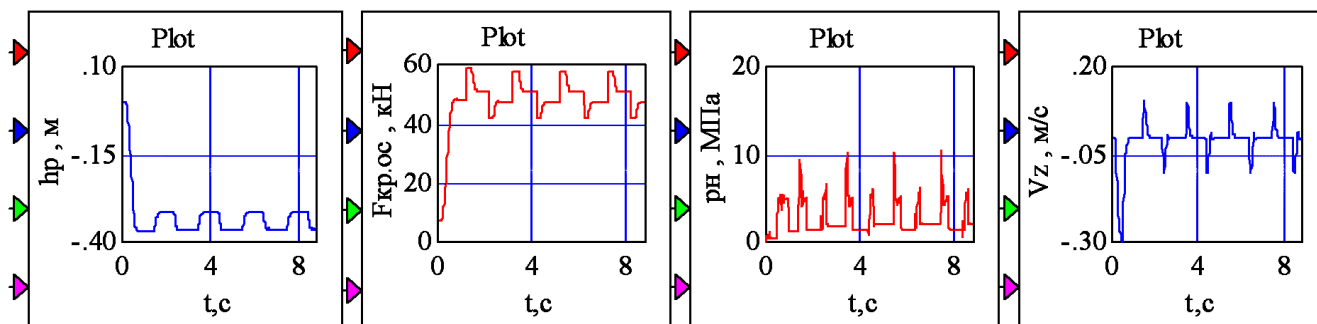


Рис. 11 – Переходные процессы с внешними ступенчатыми возмущениями в комбинированной системе с коэффициентами

 $K_c = 0,7, K_y = 0,3$ при заданном $F_3 = 48$ кН и исходным $F_{кр.ос} = 47,64$ кН, $h_{p3} = 0,363$ м, $h_p = -0,36$ м,

$$U_e = -4,59 \cdot 10^{-2} \text{ В}$$

Таблица 1 – Сравнительная таблица показателей качества переходного процесса заглубления сельхозорудия при работе ГС (в режимах усилия и комбинированном) при внешнем ступенчатом воздействии

Отклонения фактического заглубления h_p от заданного h_{p3} при переходном процессе с внешним ступенчатым воздействием	ГС с одним входом	ГС с двумя входами
h_{p3}	-0,363 м	-0,369 м
верхнее	-0,068 м	-0,055 м
нижнее	-0,003 м	-0,0073 м
интервал отклонения	0,071 м	0,0557 м

Из данных табл. 1 следует, что поле отклонения глубины пахоты при работе мехатронного модуля в режиме комбинированной системы меньше, чем при

управлении в режиме только усилия. Последнее с точки зрения выполнения агротехнических требований является преимуществом комбинированного управления.

Выводы. 1. Выполненный обзор литературы по разработке, расчетам и исследованию замкнутых систем по тяговому усилию на крюке трактора (силовое управление), по обеспечению заданного положения сельхозорудия относительно остова трактора (позиционное управление), и комбинированное (сочетание силового и позиционного) до разработок ГС с мехатронным модулем показал:

- эффективность системы силового управления в части рационального использования мощности приводного двигателя, возможности поддержания тягового усилия в приемлемом интервале отклонений при различных внешних возмущениях (изменении плотности почвы, неровностей поверхности, скорости движения трактора и др.), экономию топлива;

- система позиционного управления обеспечивает заданное положение относительно остова трактора. По существу, она препятствует НО копировать рельеф поля;

- при расчетах крюковой нагрузки, оказывающей существенное влияние на работу гидравлических и механических элементов трактора, авторы рекомендуют использовать формулу В.П. Горячкина.

2. Создание ГС с мехатронным модулем позволило обеспечить отработку малых значений рассогласований по усилию на основе синтеза корректирующего устройства, введенного в устройство управления.

3. Полученные осциллограммы переменных ГС при моделировании:

- рабочего процесса заглабления орудия на максимальную глубину с необходимостью введения дополнительной обратной связью по скорости штока цилиндра;

- реакции рабочего процесса на ступенчатое внешнее воздействие (в модели это имитируется изменением коэффициентов K_p и ε уравнения В.П. Горячкина на величины $\pm \Delta K_p$, $\pm \Delta \varepsilon$) не противоречат их физическому представлению.

4. Построение модели датчика для крюкового сопротивления по уравнению В.П. Горячкина позволило при постоянных значениях параметров $f_{пл}$, K_p , ε , $G_{пл}$, B и $v_{тр}$ определить соответственно ему задание на глубину и исследовать динамику системы. Если известны интервалы изменений перечисленных параметров в зависимости от обрабатываемой почвы или зависимости в виде таблиц или графиков и др., то при проектировании ГС НО эта информация может быть использована и представлена в виде удобном при эксплуатации.

5. Поиск значений весовых коэффициентов с общей суммой 1 для каналов усилия и заглабления был основан на методе проб и ошибок по критерию минимального отклонения фактической глубины от заданной.

6. Выполненные исследования и расчеты по обсуждаемой ГС с мехатронным модулем с помощью программы *VisSim* могут быть использованы для

вновь создаваемых перспективных систем и для других мобильных машин.

Список литературы

1. Системы автоматического управления режимами работы сельскохозяйственных тракторов / М. Н. Коденко [и др.] ред. М. Н. Коденко. – Х. : Выща школа, 1988. – 152 с.
2. Практикум по земледелию : учеб. пособие для ВУЗов / И. П. Васильев [и др.]. – М. : КолосС, 2004. – 424 с.
3. Мироненко В. И. Влияние некоторых параметров регулятора глубины хода плуга на его динамические характеристики / В. И. Мироненко // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 1979. – № 11. – С. 45 – 48.
4. Рославцев А. В. Исследование переходных процессов системы автоматического регулирования хода плуга и оценка их влияния на качество пахоты / А. В. Рославцев, Е. И. Грива, Б. Г. Деговцов // Вестник ХПИ. Тракторостроение. – Х. : ХПИ. – 1976. – № 120, вып. 3. – С. 36 – 39.
5. Рославцев А. В. Влияние автоматического регулирования хода плуга на некоторые показатели динамики трактора и качества пахоты / А. В. Рославцев [и др.] // Вестник ХПИ. Тракторостроение. – Х. : ХПИ. – 1976. – Вып. 3. – С. 8 – 11.
6. Цента Є. М. Поліпшення робочого процесу гідроагрегата навісного обладнання трактора шляхом синтезу коригувальних пристроїв : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.17 – гідравлічні машини та гідропневмоагрегати / Євген Миколайович Цента ; Націон. техн. ун-т «Харківський політехнічний інститут». – Харків, 2013. – 21 с.
7. Лурье З. Я. Моделирование рабочего процесса мехатронного гидроагрегата навесного оборудования трактора по усилию / З. Я. Лурье, А. И. Панченко, Е. Н. Цента // Промислова гідравліка і пневматика. – 2016. – № 2 (52). – С. 53 – 69.
8. Лурье З. Я. Теоретические и практические аспекты динамической компенсации колебаний в мехатронных гидроагрегатах / З. Я. Лурье, А. И. Панченко, Е. Н. Цента // Промислова гідравліка і пневматика. – 2015. – № 1 (47). – С. 27 – 44.
9. Самородов В. Б. Развитие классических методов тягового расчета трактора с учетом основных технико-экономических показателей МТА / В. Б. Самородов, А. Ю. Ребров // Вісник НТУ «ХПІ». Сер.: Автомобіле- і тракторобудування. – 2008. – № 58. – С. 11 – 20.

References (transliterated)

1. Kodenko, M. N., et al. *Sistemy avtomaticheskogo upravlenija rezhimami raboty sel'skohozjajstvennyh traktorov*. Ed. M. N. Kodenko. Kharkov : Vyshha shkola, 1988. Print.
2. Vasil'ev, I. P., et al. *Praktikum po zemledeliju : ucheb. posobie dlja VUZov*. Moscow : KolosS, 2004. Print.
3. Mironenko, V. I. "Vlijanie nekotoryh parametrov reguljatora glubiny hoda pluga na ego dinamicheskie harakteristiki". *Izvestija VUZov. Mashinostroenie*. No. 11. 1979. 45 – 48. Print.
4. Roslavcev, A. V., E. I. Griva and B. G. Degovcov. "Issledovanie perehodnyh processov sistemy avtomaticheskogo regulirovanija hoda pluga i ocenka ih vlijanija na kachestvo pahoty". *Vestnik HPI. Traktorostroenie*. No. 120, vyp. 3. Kharkov : HPI, 1976. 36 – 39. Print.
5. Roslavcev, A. V. et al. "Vlijanie avtomaticheskogo regulirovanija hoda pluga na nekotorye pokazateli dinamiki traktora i kachestva pahoty". *Vestnik HPI. Traktorostroenie*. Vyp. 3. Kharkov : HPI, 1976. 8 – 11. Print.
6. Tsenta, E. M. *Polipshennja robochogo procesu gidroagregata navisnogo obladnannja traktora shljahom sintezu korigoval'nih pristrojiv : avtoref. dis. na zdobuttja nauk. stupenja kand. tehn. nauk: spec. 05.05.17 – gidravlichni mashini ta gidropnevmoagregati*. Nacion. tehn. un-t «Kharkivs'kij politehničnij institut». Kharkiv, 2013. Print.
7. Lur'e, Z. Ja., A. I. Panchenko and E. N. Tsenta. "Modelirovanie rabochoho processa mehatronnogo gidroagregata navisnogo oborudovanija traktora po usiliju". *Promislova gidravlika i pnevmatika*. No. 2 (52). 2016. 53 – 69. Print.
8. Lur'e, Z. Ja., A. I. Panchenko and E. N. Tsenta. "Teoreticheskie i prakticheskie aspekty dinamicheskij kompensacii kolebanij v mehatronnyh gidroagregatah". *Promislova gidravlika i pnevmatika*. No. 1 (47). 2015. 27 – 44. Print.
9. Samorodov, V. B., and A. Ju. Rebrov "Razvitie klassičeskijh metodov tjavogogo rasčeta traktora s učetom osnovnyh tehniko-ekonomičeskijh pokazatelej MTA". *Visnik NTU "HPI" Ser.: Avtomobile- i traktorobuduvannja*. No. 58. Kharkiv : NTU «HPІ», 2008. 11 – 20. Print.

Посмунула (received) 21.05.2018

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Улучшение динамических характеристик комбинированной системы управления навесным оборудованием трактора путем ввода мехатронного модуля / Е. Н. Цента // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2018. – № 17 (1293). – С. 72–80. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online).

Улучшение динамических характеристик комбинированной системы управления навесным оборудованием трактора путем ввода мехатронного модуля / Е. Н. Цента // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2018. – № 17 (1293). – С. 72–80. – Библиогр.: 9 назв. – ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online).

Improvement of the dynamic characteristics of combined control system for tractor mounted equipment by introducing mechatronic module / E. N. Tsenta // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkov : NTU "KhPI", 2018. – No. 17 (1293). – P. 72–80. – Bibliogr.: 9. – ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online).

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Цента Євген Миколайович – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини»; м. Харків; тел.: (057) 707-66-46; e-mail: UG_1982@mail.ru.

Цента Евгений Николаевич – кандидат технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры «Гидравлические машины»; г. Харьков; тел.: (057) 707-66-46; e-mail: UG_1982@mail.ru.

Tsenta Evgeniy Nikolaevich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of "Hydraulic machines"; Kharkiv, tel.: (057) 707-66-46; e-mail: UG_1982@mail.ru.