

УДК 62-51; 62-55

А.А. АНАНЧИКОВ, канд. техн. наук, доц.заведующий лабораторией электрогидравлических систем управления НИЦ «Электромеханические и гибридные силовые установки мобильных машин»¹

E-mail: anton0ananchikov@gmail.com

Н.Н. ИШИН, д-р техн. наук, доц.начальник НТЦ «Карьерная техника»¹

E-mail: nik_ishin@mail.ru

Д.В. СЕМАШКО, магистр техн. наук

младший научный сотрудник лаборатории электрогидравлических систем управления

НИЦ «Электромеханические и гибридные силовые установки мобильных машин»¹

E-mail: semashkodmitriy@mail.ru

¹Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

Поступила в редакцию 01.04.2025.

РАЗРАБОТКА ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ РЕВЕРСИВНОГО УПРАВЛЕНИЯ НАВЕСНЫМ УСТРОЙСТВОМ

Повышение технического уровня сельскохозяйственных машин предполагает расширение их функциональных возможностей за счет использования дополнительных режимов, позволяющих агрегату функционировать с новым рабочим оборудованием. В настоящее время интенсивно развиваются средства автоматизации, причем уровень интеллектуализации тракторов в основном растет за счет применения микропроцессорной техники и технологий искусственного интеллекта. Использование указанных систем позволяет реализовать принцип точного земледелия. В исследовании выбраны алгоритмы управления и обоснованы их параметры для автоматического и ручного способов позиционирования навесного устройства. Предложен новый алгоритм для осуществления функции «принудительное опускание», позволяющий исключить негативный эффект непреднамеренного подъема указанного устройства.

Ключевые слова: навесное устройство, электрогидравлическая система, математическая модель, электроуправляемый регулятор, датчик положения, ультразвуковой датчик

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2025-2-71-36-44>

Введение. Современные тенденции в сельском хозяйстве направлены на интеграцию передовых технологий, включая интеллектуальные системы управления, которые позволяют оптимизировать работу тракторов и навесного оборудования [1–3]. Электрогидравлические системы с реверсивным управлением обеспечивают точное и плавное регулирование положения навесного устройства, что критически важно для выполнения сложных операций, таких как вспашка, посев и культивация. Они также способствуют улучшению устойчивости агрегата, предотвращают повреждение рабочих органов и снижают вероятность возникновения аварийных ситуаций.

Кроме того, разработка таких систем открывает новые перспективы для внедрения технологии точного земледелия, что позволяет более эффективно использовать ресурсы, минимизировать потери урожая и повысить общую производительность сельскохозяйственного производства. Та-

ким образом, создание и внедрение современных электрогидравлических систем является стратегическим направлением модернизации сельского хозяйства, способствующим его дальнейшему развитию и конкурентоспособности.

В исследовании [4] приведены результаты экспериментальных исследований двухкоординатного гидропривода с пропорциональным (P) и пропорционально-интегральным (PI) регуляторами управления. P-регулятор обладает простотой устройства и обеспечивает высокое быстродействие. В то же время при большом значении коэффициента усиления имеет место значительное перерегулирование, а при малом — повышенная статическая ошибка. Отмечено, что он позволяет достигнуть наивысшего быстродействия, но имеет повышенную чувствительность к помехам. Преимуществом PI-регулятора по сравнению с P-регулятором является более высокая точность позиционирования в установившемся режиме.

Определение PID-регулирования заключается в создании математической модели системы управления и настройке параметров PID-регулятора [5], что непосредственно отражается на эксплуатационных характеристиках всей системы. Ошибочно настроенный регулятор способен вызывать колебания, неустойчивость функционирования либо полный отказ системы. Существует ряд методик настройки регуляторов, среди которых выделяются метод Зиглера–Никольса, метод Кохена–Куна и прочие. Функция системы управления заключается в регулировании смещения золотника гидравлического клапана для обеспечения подъема и опускания сельскохозяйственных орудий.

В исследованиях [6, 7] приведена общая передаточная функция электрогидравлической системы навесного устройства трактора в виде алгебраического выражения, устанавливающего взаимосвязь между такими параметрами, как перемещение и площадь поршня гидроцилиндра, масса золотника, величина внешней нагрузки, инерционная масса, коэффициент расхода клапана, объем жидкости в рабочей полости гидроцилиндра, общий коэффициент утечки, объемный модуль упругости и коэффициент вязкости жидкости.

В работе [8] приведены результаты теоретических исследований электрогидравлической системы навесного устройства трактора DF354 (DFAM, Чанчжоу, Китай) с передачей данных по CAN-шине. С помощью разработанной математической модели исследованы переходные характеристики системы с алгоритмом управления без PID-регулирования, с пропорциональным, с пропорционально-интегральным и с PID-регулированием. У последнего варианта время нарастания отклика системы составило 0,0298 с, а время установления — 0,179 с. Полученные результаты являются теоретической основой для проектирования реальной системы управления, однако необходимо отметить, что при моделировании не учитывалось влияние помех, иногда возникающих при реальном рабочем процессе.

Л. Панг применил алгоритмы нечеткого управления для работы электрогидравлической системы регулирования положения навесного устройства трактора [9]. С использованием нечетких алгоритмов была построена имитационная модель интегрированного управления, основанная на степени нагрузки двигателя, величине пробуксовки ведущих колес и рабочем сопротивлении пахотного агрегата, и соответственно были разработаны различные алгоритмы нечеткого управления. Сравнительная оценка функциональных характеристик системы подтвердила высокую эффективность автоматического управления навесным устройством трактора.

Авторы работы [10] представили в качестве развития системы регулирования положения навесного устройства трактора более совершенный

алгоритм управления для контроллера переменной структуры со скользящим режимом. Основная идея алгоритма заключается в создании поверхности скольжения в пространстве состояний системы, на которой система должна поддерживать свое движение, несмотря на внешние воздействия. Разработанная динамическая модель пахотного агрегата и предложенная комплексная стратегия управления буксованием на основе тяговых характеристик трактора позволила значительно улучшить технико-экономические показатели функционирования агрегата. Сравнение полученных результатов с результатами нечеткого PID-регулирования показало, что внедрение интеллектуальных алгоритмов существенно улучшает характеристики отклика и точность управления системой. При этом методы на основе нечеткой логики редко применяются в современных тракторах из-за ограниченных возможностей микроконтроллеров. Их производительность ограничивается требованиями энергосбережения и низкой стоимостью электроники, что препятствует внедрению сложных интеллектуальных систем управления.

Поэтому целью исследования является определение параметров PI-PI-алгоритма управления электрогидравлической системы в автоматическом режиме управления и R-R-алгоритма для работы с новой функцией управления навесным устройством «Принудительное опускание».

Основная часть. В Объединенном институте машиностроения НАН Беларуси совместно с ОАО «Измеритель» (г. Новополоцк) разработана импортозамещающая электрогидравлическая система реверсивного управления навесным устройством трактора [11, 12], представленная на рисунке 1.

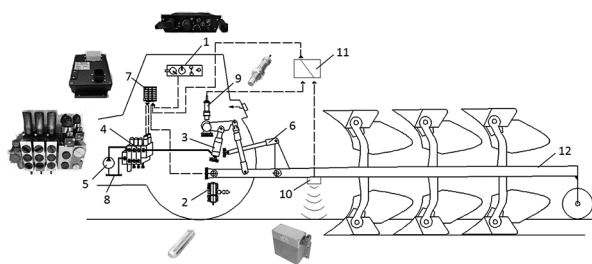


Рисунок 1 — Схема расположения компонентов электрогидравлической системы реверсивного управления навесным устройством на пахотном агрегате [14]: 1 — пульт управления; 2 — датчик усилия; 3 — силовой гидроцилиндр; 4 — гидроблок (многосекционный распределитель внешних потребителей с электроуправляемым регулятором); 5 — насос; 6 — навесное устройство; 7 — контроллер; 8 — гидробак; 9 — бесконтактный датчик положения; 10 — ультразвуковой датчик расстояния; 11 — адаптер высотного и позиционного регулирования; 12 — почвообрабатывающее орудие

Figure 1 — Layout of the components of the electrohydraulic reverse control system of an attachment on a plowing unit [14]: 1 — control panel; 2 — force sensor; 3 — power hydraulic cylinder; 4 — hydraulic unit (multi-section distributor of external consumers with an electrically controlled regulator); 5 — pump; 6 — attachment; 7 — controller; 8 — hydraulic tank; 9 — contactless position sensor; 10 — ultrasonic distance sensor; 11 — height and position adjustment adapter; 12 — tillage tool

Система управления обеспечивает точное позиционирование навесного оборудования и автоматическое регулирование глубины обработки почвы (с учетом тягового сопротивления, положения и высоты рабочего органа, а также их комбинаций). Она способна повторять контуры рельефа поля, демпфировать колебания агрегата во время транспортировки и диагностировать неисправности компонентов системы [13].

Система функционирует по принципу замкнутого контура: выходные сигналы от датчиков обратной связи (бесконтактного датчика положения, ультразвукового датчика расстояния, а также левого и правого датчиков усилий) измеряются и сравниваются с заданными, установленными посредством пульта управления в управляющем контроллере, значениями регулируемой величины. Полученное рассогласование определяет величину и знак управляющего воздействия согласно определенному алгоритму. При этом формируется поток рабочей жидкости, который поступает в исполнительный механизм или отводится от него. Информационные сигналы передаются между компонентами системы посредством CAN-шины.

Математическая модель процесса функционирования электроуправляемого регулятора расхода в составе электрогидравлического привода навесного устройства составлена на основе дифференциальных уравнений первого и второго порядков с начальными и граничными условиями, а также алгебраических уравнений баланса потоков рабочей жидкости в узлах гидросистемы.

Изменения величины токов в обмотках электромагнитов подъема, опускания и принудительного опускания при соответствующих управляющих воздействиях U_{vh} , U_{vs} и U_{vr} описываются дифференциальными уравнениями, А:

$$\frac{di_h}{dt} = \frac{1}{T} \left(\frac{U_{vh}}{R_1} - i_{h0} \right); \quad \frac{di_s}{dt} = \frac{1}{T} \left(\frac{U_{vs}}{R_1} - i_{s0} \right);$$

$$\frac{di_r}{dt} = \frac{1}{T_r} \left(\frac{U_{vr}}{R_2} - i_{r0} \right),$$

где T , T_r — постоянная времени; R_1 , R_2 — активные сопротивления обмоток электромагнитов, Ом; i_{h0} , i_{s0} , i_{r0} — предыдущее значение тока золотника подъема, клапана опускания и реверсивного золотника, А.

Конструкционные схемы разработанных распределительных элементов представлены на рисунке 2.

Перемещение золотника подъема под действием тока управления описывается дифференциальным уравнением, м:

$$\frac{d^2 x_h}{dt^2} = \frac{1}{m_h + m_e} \left(z i_{h0} - \lambda_h \frac{dx_{h0}}{dt} - c_h x_{h0} - N_h \right),$$

где m_h , λ_h , N_h , c_h — масса (кг), коэффициент вязкого трения (Н·с/м), усилие предварительного под-

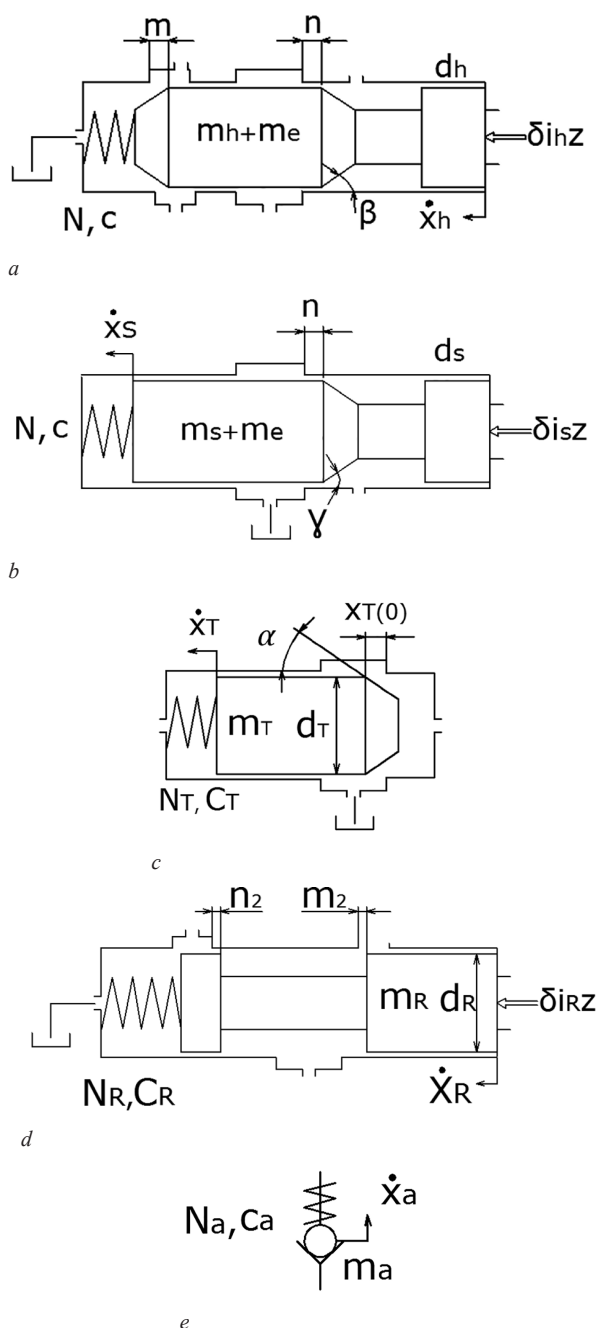


Рисунок 2 — Конструкционные схемы распределительных элементов: а — золотник подъема; б — клапан опускания; в — клапан разности давления питания и нагрузки;

Figure 2 — Structural diagrams of distribution elements: а — lifting spool; б — lowering valve; в — valve for difference in supply and load pressure; д — реверсивный золотник; е — обратный клапан

жатия пружины и жесткость возвратной пружины золотника подъема (Н и Н/м); m_e — масса якоря, кг; z — коэффициент усиления электромагнита, Н/А, x_{h0} — предыдущее значение перемещения указанного золотника, м.

Перемещение клапана опускания под действием тока управления описывается дифференциальным уравнением, м:

$$\frac{d^2 x_s}{dt^2} = \frac{1}{m_s + m_e} \left(z i_{s0} - \lambda_s \frac{dx_{s0}}{dt} - c_s x_{s0} - N_s \right),$$

где m_s, λ_s, N_s, c_s — масса (кг), коэффициент вязкого трения (Н·с/м), усилие предварительного поджатия пружины и жесткость возвратной пружины клапана опускания (Н и Н/м); x_{s0} — предыдущее значение перемещения указанного клапана, м.

Перемещение реверсивного золотника под действием тока управления соответствует дифференциальному уравнению, м:

$$\frac{d^2 x_r}{dt^2} = \frac{1}{m_r + m_e} \left(z i_{r0} - \lambda_r \frac{dx_{r0}}{dt} - c_r x_{r0} - N_r \right),$$

где m_r, λ_r, N_r, c_r — масса (кг), коэффициент вязкого трения (Н·с/м), усилие предварительного поджатия пружины и жесткость возвратной пружины реверсивного золотника (Н и Н/м), x_{r0} — предыдущее значение перемещения указанного золотника, м.

Перемещение клапана разности давлений описывается выражением, м:

$$\frac{d^2 x_T}{dt^2} = \frac{1}{m_T} \left(\frac{\pi d_T^2}{4} (p - p_{a0}) - \lambda_T \frac{dx_{T0}}{dt} - c_T x_{T0} - N_T \right),$$

где $m_T, \lambda_T, d_T, N_T, c_T$ — масса (кг), коэффициент вязкого трения (Н·с/м), диаметр (м), усилие предварительного поджатия пружины и жесткость возвратной пружины клапана разности давлений, (Н и Н/м); p — давление питания, Па; p_{a0} — предыдущее значение давления на выходе обратного клапана, Па; x_{T0} — предыдущее значение перемещения указанного клапана, м.

Перемещение обратного клапана отражено дифференциальным уравнением, м:

$$\frac{d^2 x_a}{dt^2} = \frac{1}{m_a} \left(\frac{\pi d_a^2}{4} (p_a - p_{a0}) - \lambda_a \frac{dx_{a0}}{dt} - c_a x_{a0} - N_a \right),$$

где $m_a, \lambda_a, d_a, N_a, c_a$ — масса (кг), коэффициент вязкого трения (Н·с/м), диаметр (м), усилие предварительного поджатия пружины и жесткость возвратной пружины обратного клапана (Н и Н/м); p_{a0} — предыдущее значение давления в рабочей полости подъема, Па; x_{a0} — предыдущее значение перемещения указанного клапана, м.

Перемещение штока гидроцилиндра под действием давления рабочей жидкости с учетом инерционной и весовой нагрузок, а также силы вязкого трения описывается дифференциальным уравнением, м:

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

где M, G — приведенная масса (кг) и вес рабочих органов (Н); λ_A — коэффициент вязкого трения, Н·с/м; D, d — диаметр поршня и штока, м; p_A, p_B — давление в рабочей полости подъема и опускания, Па.

Приведенные к штоку силового гидроцилиндра вес (Н) и массы (кг) рабочих органов рассчитываются из выражений:

$$G = \frac{\pi D^2}{4} p_A(0); \quad M = k_G^2 \frac{G}{g},$$

где k_G — коэффициент передачи навесного устройства; g — ускорение свободного падения.

Активные площади поршня силового гидроцилиндра со стороны полости подъема A_A (м²) и опускания A_B (м²) определяются из выражений:

$$A_A = 2 \frac{\pi D^2}{4}; \quad A_B = 2 \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}.$$

Величина максимального объема полостей подъема и опускания силового гидроцилиндра определяется из равенств, м³:

$$V_A = 1, 2 x_{A \max} A_A; \quad V_B = 1, 2 x_{A \max} A_B.$$

На основании расчетной схемы баланса потоков рабочей жидкости в узлах гидросистемы составлены следующие уравнения:

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

$$q_h - q_{rA} - q_{rB} - q_m - q_2 = 0;$$

$$q_{rA} - q_a - q_3 = 0;$$

$$q_a - q_A - q_s - q_4 = 0;$$

$$q_{rB} + q_B - q_R - q_5 = 0.$$

Потоки $q_T, q_h, q_s, q_{rA}, q_{rB}, q_m, q_a, q_B, q_r$ и q_A определяются выражениями, отражающими истечение рабочей жидкости через гидравлические сопротивления:

$$q_T = \mu_2 \pi d_T \sin(\alpha) x_T \sqrt{2/\rho} \sqrt{p - p_T};$$

$$q_h = \mu_1 \pi d_h \sin(\beta) (x_h - n_1) \sqrt{2/\rho} \sqrt{p - p_a};$$

$$q_m = \mu_1 \pi d_h \sin(\beta) (m_1 - x_h) \sqrt{2/\rho} \sqrt{p_r - p_T};$$

$$q_{rA} = \mu_1 \pi d_R (m_2 - x_R) \sqrt{2/\rho} \sqrt{p_r - p_a};$$

$$q_{rB} = \mu_1 \pi d_R (x_R - n_2) \sqrt{2/\rho} \sqrt{p_R - p_B};$$

$$q_r = \mu_1 \pi d_R (m_2 - x_R) \sqrt{2/\rho} \sqrt{p_B - p_T};$$

$$q_s = \mu_2 \pi d_s \sin(\gamma) x_s \sqrt{2/\rho} \sqrt{p_A - p_T};$$

$$q_a = \mu_2 \pi d_a x_a \sqrt{2/\rho} \sqrt{p_A - p_a};$$

$$q_A = A_A \dot{x}_A; \quad q_B = A_B \dot{x}_B,$$

где μ_1 и μ_2 — коэффициенты расхода управляемых дросселей золотникового и клапанного типов; d_T, d_h, d_R, d_s — диаметры клапана разности давлений питания и нагрузки, золотника подъема, реверсивного золотника и клапана опускания, м; α, β, γ — эквивалентные углы дросселирования клапана разности давления питания и нагрузки, золотника подъема и клапана опускания, ρ — плотность рабочей жидкости, кг/м³; n_1, n_2, m_1, m_2 — предварительное перекрытие и открытие, м.

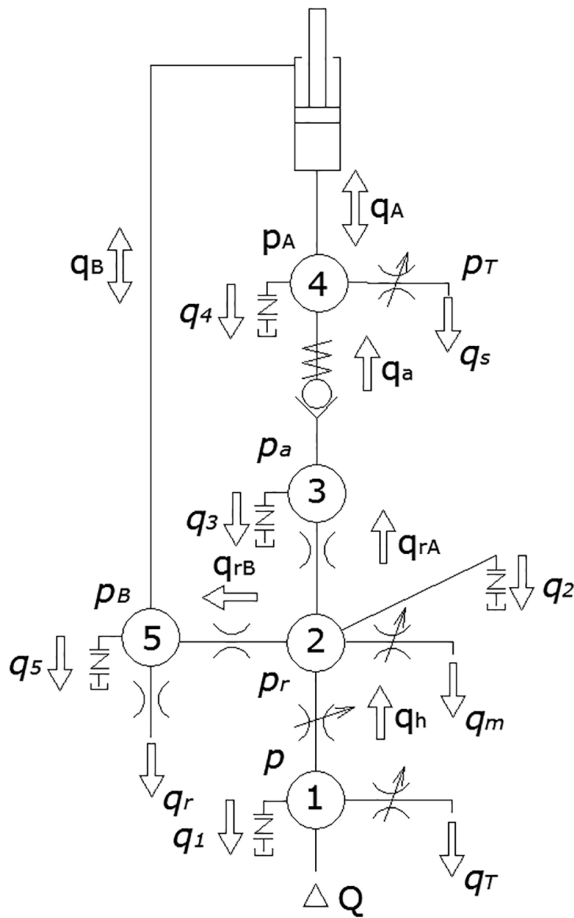


Рисунок 3 — Схема баланса потоков рабочей жидкости
Figure 3 — Working fluid flow balance diagram

Дифференциальные уравнения, описывающие давления в узлах гидросистемы (Па), имеют вид:

$$\begin{aligned} dp/dt &= \frac{E}{0,1 \cdot V_A} (Q - q_T - q_h); \\ dp_r/dt &= \frac{E}{0,05 \cdot V_A} (q_h - q_{rA} - q_{rB} - q_m); \\ dp_a/dt &= \frac{E}{0,05 \cdot V_A} (q_{rA} - q_a); \\ dp_A/dt &= \frac{E}{V_A - A_A \cdot (x_{A\max} - x_A)} (q_a - q_A - q_s); \\ dp_A/dt &= \frac{E}{V_B - A_B x_A} (q_{rB} + q_B - q_R). \end{aligned}$$

где E — модуль упругости рабочей жидкости, Па.

Давление рабочей жидкости в канале управления определяется из следующих выражений:

$$\begin{aligned} p_V &= p_r - \xi \frac{(dx_T/dt)^2}{2} \rho, \quad \text{если } \dot{x}_{T0} < 0; \\ p_V &= p_a + \xi \frac{(dx_T/dt)^2}{2} \rho, \quad \text{если } \dot{x}_{T0} > 0. \end{aligned}$$

где ξ — безразмерный коэффициент местного сопротивления.

Исходные данные для моделирования были получены на основании анализа конструкторской документации электрогидравлической системы производства ОАО «Измеритель»: $M = 14\,534$ кг; $D = 0,09$ м; $\lambda_A = 200\,000$ кг/с; $G = 44\,510$ Н; $K = 40\,000$ кг/с; $C = 1,5 \cdot 10^6$ Н/м; $G_F = 53\,736$ Н; $\rho = 900$ кг/м³; $U_{f\max} = 5,1$ В; $x_{A\max} = 0,2$ м; $E = 0,7 \cdot 10^9$ Па; $\mu_1 = 0,62$; $\mu_2 = 0,75$; $R_{1,2,3} = 1,7$ Ом; $T = T_R = 0,04$ 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; $d_r = 0,018$ м; $\alpha = 15^\circ$; $\lambda_h = \lambda_s = \lambda_r = 100$ Н·с/м; $C_h = C_s = 11\,667$ Н/м; $N_h = N_s = N_r = 10$ Н; $m_s = 0,04$ кг; $\Delta t = 10^{-5}$ с; $n = 0,5 \cdot 10^{-3}$ м; $m = 0,5 \cdot 10^{-3}$ м; $\beta = 22^\circ$; $\gamma = 8^\circ$; $C_T = 5200$ Н/м; $N_T = 89,99$ Н; $\lambda_T = 800$ Н·с/м; $m_T = 0,08$ 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; $\xi = 1,5$.

Рассмотрим алгоритм управления электрогидравлическим приводом в составе систем управления навесным устройством для анализа его точностных, динамических и энергетических показателей. Формирование управляющего воздействия в автоматическом режиме задается уравнением оператора $\Phi(e, \sigma)$, который зависит от рассогласования e и события σ , предшествующего переключению. Для алгоритма управления типа PI-PI зависимости управляющих сигналов при подъеме и опускании навесного устройства выражаются следующим образом [15]:

$$\Phi(e, \sigma) = \begin{cases} U_{vh} = \begin{cases} U_{v\max} & e > \psi_k, \\ U_{vh1} & \psi_k \geq e \geq \psi, \\ U_{vh2} & 0 < e < \psi \\ 0 & \psi \geq e \geq 0 \end{cases} \text{ при } \sigma = U_{vh1}, \\ U_{vs} = \begin{cases} 0 & -\psi \leq e < 0 \\ U_{vs2} & 0 \geq e > -\psi \\ U_{vs1} & -\psi_k \leq e < -\psi, \\ U_{v\max} & e < -\psi_k, \end{cases} \text{ при } \sigma = U_{vs2}, \end{cases}$$

где U_{vh} и U_{vs} — управляющие сигналы при подъеме и опускании навесного устройства, В; $U_{f\max}$ — максимальное значение управляющего сигнала, В.

Алгоритм управления в зависимости от рассогласования отражен следующим образом:

$$\begin{aligned} U_{vh1} &= U_{v0} + k_p (e - \psi) + k_I s; \\ U_{vh2} &= U_{v\psi} + k_p e + k_I s; \\ U_{s2} &= U_{v\psi} + k_p |e| + k_I s; \\ U_{s1} &= U_{v0} + k_p (|e| - |\psi|) + k_I s, \end{aligned}$$

где U_{vh1} , U_{vh2} , U_{s2} и U_{s1} — параметры петлевой характеристики алгоритма управления, В; U_{v0} — напряжение, соответствующее точке переключения при выходе из зоны нечувствительности, В; $U_{v\psi}$ — напряжение, соответствующее форсированию

управляющего сигнала, B ; k_p , k_i и s — коэффициенты и рассогласование составляющих алгоритма управления соответственно; ψ — параметр зоны нечувствительности; ψ_k — параметр зоны пропорционального управления [16].

При этом указанное рассогласование определяется по формуле

$$s = \sum_i e_i \Delta t.$$

На рисунке 4 приведена статическая характеристика алгоритма управления приводом.

Статическая характеристика ПИ-алгоритма управления демонстрирует линейную зависимость управляющего сигнала от ошибки в установившемся режиме до величины ψ_k и $-\psi_k$ соответственно для подъема и опускания навесного устройства. При расширении пропорциональной зоны происходит значительное снижение быстродействия системы, что негативно влияет на качество выполняемых технологических операций. Поэтому после достижения рассогласованием указанных порогов на электромагниты регулятора подается максимальное управляющее напряжение, что позволяет повысить быстродействие системы при значительных величинах отклонения регулируемой величины.

Качество переходных процессов для данного случая при подъеме и опускании навесного устройства показано на рисунке 5.

Характеристики системы определяют следующие показатели качества управления при подъеме и опускании навесного устройства: статическая ошибка регулирования составляет 2 и 1,5 %, а время переходного процесса — 0,7 и 0,75 с соответственно. Представленный алгоритм управления гарантирует достаточный уровень устойчивости и высокое качество переходных процессов, обеспечивая отличные динамические характеристики и точность работы системы управления [15].

Уравнение формирования управляющего сигнала в ручном режиме для электрогидравлического регулятора записывается в виде оператора $\Phi(e_{1,2}, \tau)$, определяемого при управляющих сигналах

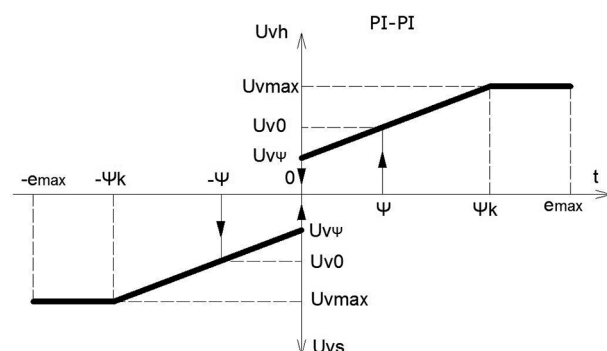
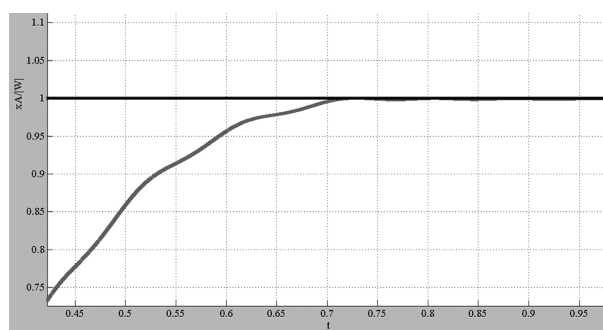
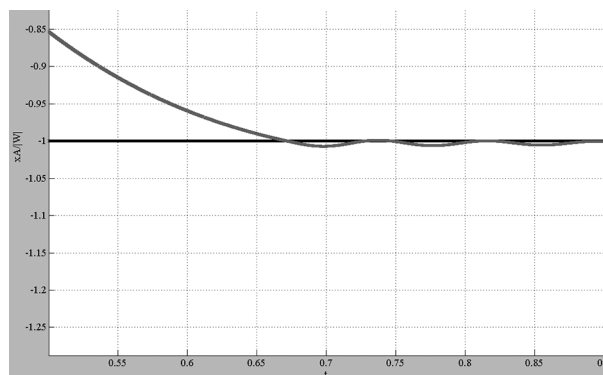


Рисунок 4 — Статическая характеристика пропорционально-интегрального алгоритма управления [15]

Figure 4 — Static characteristics of the proportional-integral control algorithm [15]



a



b

Рисунок 5 — Переходные характеристики позиционирования навесного устройства при подъеме (a) и опускании (b) навесного устройства

Figure 5 — Transient positioning characteristics of the attachment when lifting (a) and lowering (b) the attachment

лах e_1 и e_2 в зависимости от времени включения электромагнитов τ .

Для релейного ручного алгоритма управления R-R соотношения, отражающие зависимость управляющего сигнала e_1 от независимых координат для подъема и опускания навесного устройства, имеют следующий вид:

$$\Phi_{R-R}(e_1) = \begin{cases} U_{vh} = U_{vmax} & e_1 > 0 \\ U_{vs} = 0 & e_1 > 0 \\ U_{vr} = 0 & e_1 > 0 \end{cases} ;$$

$$\Phi_{R-R}(e_1) = \begin{cases} U_{vh} = 0 & e_1 < 0 \\ U_{vs} = U_{vmax} & e_1 < 0 \\ U_{vr} = 0 & e_1 < 0 \end{cases} .$$

При выполнении функции управления навесным устройством «принудительное опускание» реверсивный золотник должен переключать поток рабочей жидкости от насоса в полость опускания B силового гидроцилиндра, не допуская его попадания в полость подъема A . Для этого управляющий сигнал на электромагнит принудительного опускания должен поступить раньше, чем на электромагнит подъема.

Уравнение формирования управляющего сигнала для функции «принудительного опускания» электрогидравлического регулятора переднего навесного устройства при релейном алгоритме управ-

ления R-R можно записать в виде оператора $\Phi(e_2, \tau)$, определяемого при управляющих сигналах e_2 и времени запаздывании τ управляющего сигнала, подаваемого на обмотку электромагнита подъема [11]. Для указанного оператора можно записать:

$$\Phi_{R-R}(e_2, \tau) = \begin{cases} U_{vh} = U_{vmax} & e_2 > 0, \\ U_{vs} = U_{vmax} & e_2 > 0, \\ U_{vr} = 0 & e_2 > 0 \text{ и } \tau < [\tau], \\ U_{vr} = U_{vmax} & e_2 > 0 \text{ и } \tau > [\tau], \end{cases}$$

где $[\tau]$ — параметр запаздывания для электромагнита подъема.

С использованием разработанной компьютерной модели проведены вычислительные реализации для определения рационального значения параметра запаздывания $[\tau]$.

Графики изменения расхода рабочей жидкости, поступающей в полость подъема A силового гидроцилиндра при «принудительном опускании» навесного устройства, и перемещения штока силового гидроцилиндра в зависимости от величины параметра запаздывания электромагнита подъема приведены на рисунках 6 и 7.

Значение $[\tau] = 0,021$ с определено путем компьютерного моделирования из условия отсутствия перемещения поршня силового гидроцилиндра

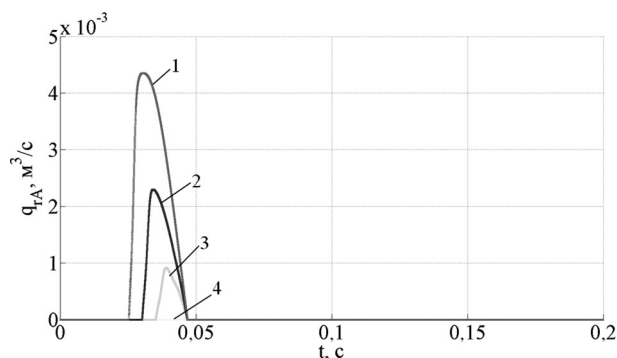


Рисунок 6 — Изменение потока рабочей жидкости, поступающего в полость подъема силового гидроцилиндра при «принудительном опускании»: 1 — $[\tau] = 0$ с; 2 — $[\tau] = 0,005$ с; 3 — $[\tau] = 0,01$ с; 4 — $[\tau] = 0,021$ с

Figure 6 — Change in the flow of working fluid entering the lifting cavity of the power hydraulic cylinder during “forced lowering”: 1 — $[\tau] = 0$ s; 2 — $[\tau] = 0,005$ s; 3 — $[\tau] = 0,01$ s; 4 — $[\tau] = 0,021$ s

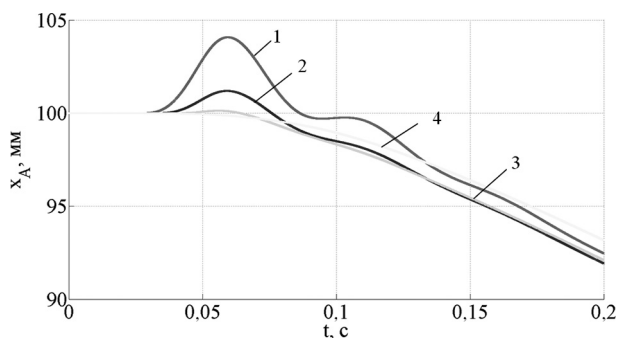


Рисунок 7 — Перемещение штока силового гидроцилиндра: 1 — $[\tau] = 0$ с; 2 — $[\tau] = 0,005$ с; 3 — $[\tau] = 0,01$ с; 4 — $[\tau] = 0,021$ с

Figure 7 — Movement of the power hydraulic cylinder rod: 1 — $[\tau] = 0$ s; 2 — $[\tau] = 0,005$ s; 3 — $[\tau] = 0,01$ s; 4 — $[\tau] = 0,021$ s

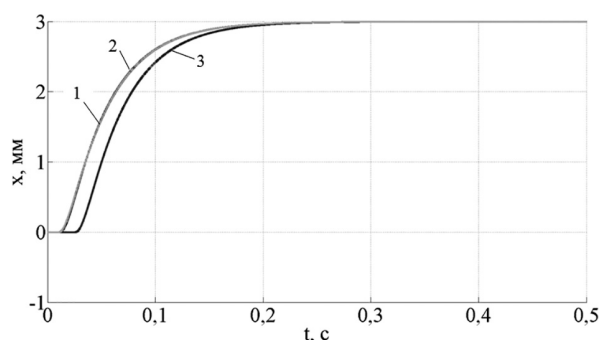


Рисунок 8 — Перемещение электроуправляемых распределительных элементов регулятора: 1 — клапан опускания; 2 — золотник подъема; 3 — реверсивный золотник
Figure 8 — Movement of the electrically controlled distribution elements of the regulator: 1 — lowering valve; 2 — lift spool; 3 — reversible spool

в сторону подъема при выполнении функции управления «принудительное опускание» для навесного устройства без весовой нагрузки G от орудия.

На рисунке 8 приведена графическая зависимость рабочих процессов в гидравлическом приводе навесного устройства при выполнении функции управления «принудительное опускание».

Анализ приведенной графической зависимости показывает, что перемещение реверсивного золотника по отношению к перемещениям клапана опускания и золотника подъема происходит с запаздыванием 0,021 с согласно оператору и выбранному параметру запаздывания $[\tau]$ электромагнита подъема. Изучение характера протекания рабочих процессов при опускании навесного устройства показывает, что перемещение поршня силового гидроцилиндра на величину полного хода в сторону опускания под давлением рабочей жидкости от насоса происходит за 2,85 с, что в 3,5 раза быстрее, чем под собственным весом навесного устройства.

Заключение. 1. Для определения параметров алгоритмов управления разработана математическая модель, описывающая процессы функционирования электрогидравлической системы реверсивного управления навесным устройством. Эта модель также учитывает такие факторы, как сжимаемость рабочей жидкости в узлах гидросистемы и податливость трубопроводов. Дифференциальные уравнения первого порядка используются для описания изменения управляющих токов электроуправляемого регулятора и давления в узлах гидросистемы, учитывая баланс потоков рабочей жидкости с ее приведенным модулем упругости, а также постоянный коэффициент расхода золотниковых и клапанных элементов при постоянной эксплуатационной температуре рабочей жидкости и числе Рейнольдса. Дифференциальные уравнения второго порядка описывают движение подпружиненных сосредоточенных масс с учетом вязкого трения. Оператор алгоритма управления преобразует рассогласование в управляющий сигнал, учитывая начальные и граничные условия.

2. Формирование управляющего сигнала при автоматическом управлении навесным устройством происходит по алгоритму PI-PI. Анализ результатов математического моделирования динамических показателей указанной системы показывает, что при подъеме и опускании навесного устройства статическая ошибка регулирования составляет 2 и 1,5 %, а время переходного процесса — 0,7 и 0,75 с соответственно.

3. Формирование управляющего сигнала для осуществления функции «принудительное опускание» происходит по релейному алгоритму управления R-R, который имеет время запаздывания управляющего сигнала, подаваемого на обмотку электромагнита подъема $\tau = 0,21$ с при включении функции, а также время запаздывания управляющего сигнала $\tau = 0,21$ с, подаваемого на обмотку электромагнита реверсивного золотника при ее выключении. Таким образом разработанный алгоритм позволяет исключить негативный эффект непреднамеренного подъема навесного устройства при включении и выключении функции «принудительное опускание».

Список литературы

1. Архитектура гидроприводов промышленного, сельскохозяйственного и мобильного оборудования с повышенными энергоэффективностью и функциональностью / Д.Е. Крамсаков, В.В. Сургаев, А.Д. Кольга [и др.] // *Аграрная наука*. — 2025. — № 2. — С. 150–158. — DOI: <https://doi.org/10.32634/0869-8155-2025-391-02-150-158>.
2. Захаров, А.В. Навесное устройство трактора и система его управления для регулирования положения линии тяги / А.В. Захаров, Л.Г. Филипова, И.О. Захарова // *Автотракторостроение и автомобильный транспорт: сб. науч. тр.: в 2 т.* // Белорусский национальный технический университет. — Минск, 2023. — Т. 1. — С. 225–229.
3. Гурбан, О.К. Оптимизация критериев при расчете и проектировании монтажных корпусов гидроблоков управления / О.К. Гурбан, В.В. Пинчук, А.А. Гинзбург // *Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр.* / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — Минск, 2024. — Вып. 13. — С. 131–133.
4. Сидоров, С.А. Экспериментальное исследование двухкоординатного пропорционального гидропривода / С.А. Сидоров, Д.В. Шилин // *Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика: материалы XXIII Междунар. науч.-техн. конф. студ. и аспирантов, посвящ. 100-летию д-ра техн. наук, заслуж. проф. МЭИ, почетного академика водохозяйственных наук Б.Т. Емцева*, Москва, 4 дек. 2019 г. /

- НИУ МЭИ; ред.: Н.К. Алимова [и др.]. — М., 2019. — С. 271–275.
5. Li, C.J. Research on electro-hydraulic tillage depth control system based on PID control: Master's Thesis / C. J. Li. — Chongqing: Southwest University, 2017.
 6. Shen, Z.F. Modeling and simulation analysis of electronically controlled hydraulic suspension system of tractor: Master's Thesis / Z.F. Shen. — Zhenjiang: Jiangsu University, 2010.
 7. Wang, Z.Y. Dynamic characteristics analysis of tractor electronically controlled hydraulic suspension system: Master's Thesis / Z.Y. Wang. — Zhenjiang: Jiangsu University, 2012.
 8. Zhu, S.H. Study on PID control simulation of tractor electro-hydraulic hitch system / S.H. Zhu, C. Zhang // *Manuf. Inf. Eng. China*. — 2008. — Vol. 37, iss. 21. — P. 49–53.
 9. Pang, C. Simulated test for fuzzy integrated control model of tractor-implement combination / C. Pang, B. Zong, Z. E // *Trans. CSAE*. — 2003. — Vol. 19, iss. 4. — P. 111–113.
 10. Control method of driving wheel slip rate of high-power tractor for ploughing operation / S. Zhang, Z. Wu, J. Chen [et al.] // *Trans. CSAE*. — 2020. — Vol. 36, iss. 15. — P. 47–55. — DOI: <https://dx.doi.org/10.11975/j.issn.1002-6819.2020.15.006>.
 11. Патент BY 24506, МПК A 01B 63/10 (2006.01), F 15B 3/02 (2006.01), G 05B 11/00 (2006.01). Реверсивный электрогидравлический привод навесного устройства трактора и способ управления им: № а 20230176, заявлено 24.07.2023; опубл. 20.01.2025 / Бельчик Л.Д., Ананчиков А.А., Ключев А.И., Качан В.В., Сикорский А.С., Семашко Д.В.; заявитель Объедин. ин-т машиностр. НАН Беларуси, ОАО «Изматель». — URL: <https://search.ncip.by/database/index.php?pref=inv&lng=ru&page=3&target=44026> (дата обращения: 02.03.2025).
 12. Патент EA 039622, МПК A01B 63/10 (2006.01), A01B 63/111 (2006.01), G05F 1/00(2006.01). Электрогидравлическая система точного позиционирования навесного устройства мобильной машины: № 202000185; заявлено 22.05.2020; опубл. 17.02.2022 / Строк Е.Я., Бельчик Л.Д., Ананчиков А.А., Ключев А.И., Сикорский А.С., Качан В.В.; заявитель Объедин. ин-т машиностр. НАН Беларуси. — URL: <https://old.eapo.org/ru/publications/publicat/viewbull.php?bull=2022-02&id=039622&kind=B1> (дата обращения: 02.03.2025).
 13. Бельчик, Л.Д. Оценка агротехнических и энергетических показателей функционирования пачотного агрегата при различных способах регулирования положения рабочих органов / Л.Д. Бельчик, А.А. Ананчиков, Т.Л. Александрова // *Механика машин, механизмов и материалов*. — 2022. — № 4(61). — С. 19–27. — DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2022-4-61-19-27>.
 14. Разработка электрогидравлической системы реверсивного управления навесным устройством / А.А. Ананчиков, Л.Д. Бельчик, Д.В. Семашко, В.А. Козловский // *Академический форум молодых ученых стран Большой Евразии «Континент науки»: сб. тез. докл.*, Москва, 1–4 нояб. 2023 г. / Центр научно-технических решений. — М., 2023. — С. 530–532.
 15. Обоснование принципов работы энергосберегающего привода гидронавесных систем / Е.Я. Строк, Л.Д. Бельчик, А.А. Ананчиков, Т.Л. Александрова // *Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр.* / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — Минск, 2017. — Вып. 6. — С. 163–168.

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

Head of the Laboratory of Electrohydraulic Control Systems of the R&D Center “Electromechanical and Hybrid Power Units of Mobile Machines”¹

E-mail: anton0ananchikov@gmail.com

ISHIN Nikolay N., D. Sc. in Eng., Assoc. Prof.

Chief of the R&D Center “Mining Machinery”¹

E-mail: nik_ishin@mail.ru

SEMASHKO Dmitry V., M. Sc. in Eng.

Junior Researcher of the Laboratory of Electrohydraulic Control Systems of the R&D Center “Electromechanical and Hybrid Power Units of Mobile Machines”¹

E-mail: semashkodmitriy@mail.ru

¹Joint Institute of Mechanical Engineering of the NAS of Belarus, Minsk, Republic of Belarus

Received April 1, 2025.

DEVELOPMENT OF AN ELECTRO-HYDRAULIC SYSTEM FOR REVERSE CONTROL OF AN ATTACHMENT

The enhancement of the technical level of agricultural machines involves expanding their functional capabilities through the use of additional control modes, enabling the unit to operate with new working equipment. Currently, automation tools are being intensively developed, and the intellectualization level of tractors is primarily increasing due to the application of microprocessor technology and artificial intelligence technologies. The use of these systems makes it possible to implement the principle of precision farming. In this study, control algorithms were selected, and their parameters were justified for both automatic and manual positioning of the attachment. A new algorithm has been proposed for implementing the “forced lowering” function, which allows eliminating the negative effect of unintended lifting of the specified device.

Keywords: attachment, electro-hydraulic system, mathematical model, electrically controlled regulator, position sensor, ultrasonic sensor

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2025-2-71-36-44>

References

1. Kramskov D.E., Surgaev V.V., Kolga A.D., Stolpovskikh I.N., Alexandrov V.A. Arkhitektura gidroprivodov promyshlennogo, selskokhozyaystvennogo i mobilnogo oborudovaniya s povyshennymi energoeffektivnostyu i funktsionalnostyu [Architecture of hydraulic drives of industrial and mobile equipment with increased energy efficiency and functionality]. *Agrarian science*, 2025, no. 2, pp. 150–158. DOI: <https://doi.org/10.32634/0869-8155-2025-391-02-150-158> (in Russ.).
2. Zakharov A.V., Filipova L.G., Zakharova I.O. Navesnoe ustroystvo traktora i sistema ego upravleniya dlya regulirovaniya polozheniya linii tyagi [Tractor hinged arrangement and its control system for regulation of traction line position]. *Avtotraktostroenie i avtomobilnyy transport*, 2023, vol. 1, pp. 225–229 (in Russ.).
3. Gurban O.K., Pinchuk V.V., Ginzburg A.A. Optimizatsiya kriteriev pri raschete i proektirovanii montazhnykh korpusov gidroblokoy upravleniya [Optimization of criteria for calculation and design of mounting housings of hydraulic control units]. *Aktualnye voprosy mashinovedeniya*, 2024, iss. 13, pp. 131–133 (in Russ.).
4. Sidorov, S.A. Shilin D.V. Eksperimentalnoe issledovanie dvukhkoordinatnogo proporsionalnogo gidroprivoda [Experimental study of a two-axis proportional hydraulic drive]. *Materialy 23 Mezhdunarodnoy nauchno-tehnicheskoy konferentsii studentov i aspirantov, posvyashchennoy 100-letiyu doktora tekhnicheskikh nauk, zasluzhennogo professora Moskovskogo energeticheskogo instituta, pochetnogo akademika vodokhozyaystvennykh nauk B.T. Emtseva “Gidravlicheskie mashiny, gidroprivody i gidropnevmoavtomatika”* [Proc. 23rd International scientific and technical conference of students and postgraduates dedicated to the 100th anniversary of D. Sc. in Eng., Honored Professor of the Moscow Power Engineering Institute, Honorary Academician of Water Sciences B.T. Emtsev “Hydraulic machines, hydraulic drives and hydropneumoautomatization”]. Moscow, 2019, pp. 271–275 (in Russ.).
5. Li C.J. *Research on electro-hydraulic tillage depth control system based on PID control*. M. Sc. Thesis. Chongqing, 2017.
6. Shen Z.F. *Modeling and simulation analysis of electronically controlled hydraulic suspension system of tractor*. M. Sc. Thesis. Zhenjiang, 2010.
7. Wang Z.Y. *Dynamic characteristics analysis of tractor electronically controlled hydraulic suspension system*. M. Sc. Thesis. Zhenjiang, 2012.
8. Zhu S.H., Zhang C. The simulation research on PID control simulation of tractor electro-hydraulic hitch system. *Manufacturing information engineering of China*, 2008, vol. 37, iss. 21, pp. 49–53 (in Chinese).
9. Pang C., Zong B., E Z. Simulated test for fuzzy integrated control model of tractor-implement combination. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering*, 2003, vol. 19, iss. 4, pp. 111–113 (in Chinese).
10. Zhang S., Wu Z., Chen J., Li Z., Zhu Z., Song Z., Mao E. Control method of driving wheel slip rate of high-power tractor for ploughing operation. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering*, 2020, vol. 36, iss. 15, pp. 47–55. DOI: <https://dx.doi.org/10.11975/j.issn.1002-6819.2020.15.006> (in Chinese).
11. Belchik L.D., Ananchikov A.A., Klyuev A.I., Kachan V.V., Sikorskiy A.S., Semashko D.V. *Reversivnyy elektrogidravlicheskiy privod navesnogo ustroystva traktora i sposob upravleniya im* [Reversible electrohydraulic tractor attachment drive and control method]. Patent BY, no. 24506, 2025 (in Russ.).
12. Strok E.Ya., Belchik L.D., Ananchikov A.A., Klyuev A.I., Sikorskiy A.S., Kachan V.V. *Elektrogidravlicheskaya sistema tochnogo pozitsionirovaniya navesnogo ustroystva mobilnoy mashiny* [Electrohydraulic precise positioning system for a mobile machine attachment]. Patent EA, no. 039622, 2022 (in Russ.).
13. Belchik L.D., Ananchikov A.A., Aleksandrova T.L. Otsenka agrotekhnicheskikh i energeticheskikh pokazateley funktsionirovaniya pakhotnogo agregata pri razlichnykh sposobakh regulirovaniya polozheniya rabochikh organov [Assessment of agrotechnical and energy indicators of the plowing unit functioning under various methods of the position control of the working bodies]. *Mechanics of machines, mechanisms and materials*, 2022, no. 4(61), pp. 19–27. DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2022-4-61-19-27> (in Russ.).
14. Ananchikov A.A., Belchik L.D., Semashko D.V., Kozlovskiy V.A. *Razrabotka elektrogidravlicheskoy sistemy reversivnogo upravleniya navesnym ustroystvom* [Development of an electrohydraulic reversible control system for an attachment]. *Akademicheskii forum molodykh uchenykh stran Bolshoy Evrazii «Kontinent nauki»* [Academic forum of young scientists from the countries of Greater Eurasia “Continent of Science”]. Moscow, 2023, pp. 530–532 (in Russ.).
15. Strok E.Y., Belchik L.D., Ananchikov A.A., Aleksandrova T.L. *Obosnovanie printsipov raboty energosberegayushchego privoda gidronavesnykh sistem* [The substantiation of the energy-saving drive of hydraulic vehicles operation principles]. *Aktualnye voprosy mashinovedeniya*, 2017, iss. 6, pp. 163–168 (in Russ.).