


Моделирование систем приводов с автоматической компенсацией воздействия попутной нагрузки на рабочий орган

© 2025. А. Т. Рыбак, Д. В. Рудой, А. В. Ольшевская, С. В. Теплякова ,
А. С. Пруцков

ФГБОУ ВО «Донской государственный технический университет»,
г. Ростов-на-Дону, Российская Федерация

Проблемы, возникающие при эксплуатации гидрофицированных систем и связанные с отрицательными (попутными) нагрузками, приводят к снижению производительности и возможным сбоям в подаче рабочей жидкости. Цель исследования – разработать методы моделирования систем приводов с автоматической компенсацией влияния попутной нагрузки на рабочие органы гидрофицированного оборудования сельскохозяйственных машин. Методика исследований основана на математическом моделировании гидромеханических систем сельскохозяйственных машин с нагрузкой, изменяющейся по направлению, построенном на анализе силовых взаимодействий внутри гидроприводов. Представлена математическая модель гидромеханической системы с изменением нагрузки, основанная на анализе силовых взаимодействий внутри гидроприводов. Экспериментальные исследования подтвердили правильность предложенных математических моделей и определили рациональные конструктивные решения для снижения негативного влияния изменения нагрузки на систему. Рассматриваются различные подходы к управлению скоростью исполнительных элементов гидродвигателей, подверженных воздействию внешних нагрузок переменной направленности. Основные результаты исследования необходимы для улучшения характеристик гидроприводов сельскохозяйственных машин, таких как широкозахватные культиваторы, очесывающее устройство и т. д., и обеспечения стабильного и контролируемого движения рабочих органов, даже при наличии нагрузок переменного знака. Разработаны методики расчета и проектирования гидравлических приводов, обеспечивающие устойчивость их работы в условиях изменяющихся нагрузок. Показано преимущество использования, в качестве основного компонента системы стабилизации конструкций, гидравлических замков следящего типа с регулируемым гидравлическим сопротивлением золотникового типа, позволяющих минимизировать негативное влияние переменной нагрузки на процесс работы системы. Экспериментальное подтверждение эффективности предложенных схем и алгоритмов позволяет применять разработанные технологии в серийных конструкциях сельскохозяйственной техники.

Ключевые слова: гидравлический привод, расчёт систем приводов, попутная нагрузка, компенсация воздействия, стабилизирующее устройство

Благодарности: работа выполнена при поддержке Минобрнауки РФ в рамках Государственного задания ФГБОУ ВО «Донской государственный технический университет» «Разработка новой технологии дифференцированной уборки зерновых колосовых культур» (тема № FZNE-2024-0014).

Авторы благодарят рецензентов за их вклад в экспертную оценку данной работы.

Конфликт интересов: авторы заявили об отсутствии конфликта интересов.

Для цитирования: Рыбак А. Т., Рудой Д. В., Ольшевская А. В., Теплякова С. В., Пруцков А. С. Моделирование систем приводов с автоматической компенсацией воздействия попутной нагрузки на рабочий орган. Аграрная наука Евро-Северо-Востока. 2025;26(6):1431–1442. DOI: <https://doi.org/10.30766/2072-9081.2025.26.6.1431-1442>

Поступила: 25.04.2025

Принята к публикации: 28.11.2025

Опубликована онлайн: 26.12.2025

Modeling of drive systems with automatic compensation of accompanying load impact on the working unit

© 2025. Alexander T. Rybak, Dmitry V. Rudoy, Anastasiya V. Olshevskaya,
Svetlana V. Teplyakova , Alexey S. Prutskov

Don State Technical University, Rostov-on-Don, Russian Federation

Problems arising during the operation of hydraulically actuated systems caused by negative (accompanying) loads lead to reduced performance and possible failures in the supply of working fluid. The aim of the study is to develop modeling methods for drive systems with automatic compensation of the influence of accompanying load on the working elements of hydraulic equipment in agricultural machinery. The research methodology is based on mathematical modeling of hydromechanical systems of agricultural machines subjected to loads with variable direction, constructed through an analysis of force interactions within hydraulic drives. A mathematical model of a hydromechanical system with variable load is presented, based on an analysis of internal force interactions in hydraulic drives. Experimental studies confirmed the validity of the proposed mathematical models and identified rational design solutions for reducing the negative effect of load changes on the system. Various approaches to controlling the speed of hydraulic actuators subjected to external loads of variable direction are considered. The main results of the study are necessary for improving the performance of hydraulic drives in agricultural machinery such as wide-cut cultivators, stripping devices, and others, ensuring stable and controllable movement of working elements even under loads of alternating sign. Methods for calculating and designing hydraulic drives that maintain stable operation under changing load conditions have been developed. The advantage of using servo-type hydraulic locks with adjustable spool-type hydraulic resistance as the main component of the stabilization system is demonstrated, as they minimize the negative impact

of variable loads on system operation. Experimental confirmation of the effectiveness of the proposed schemes and algorithms enables the application of the developed technologies in mass-produced agricultural machinery designs.

Keywords: hydraulic drive, drive system calculation, accompanying load, impact compensation, stabilizing device

Acknowledgements: the research was carried out under the support of the Ministry of Science and Higher Education of the Russian Federation within the state assignment of Don State Technical University of the project «Development of a new technology for differentiated harvesting of cereal crops» (theme No. FZNE-2024-0014).

The authors thank the reviewers for their contribution to the peer review of this work.

Conflict of interest: the authors stated that there was no conflict of interest.

For citation: Rybak A. T., Rudoy D. V., Olshevskaya A. V., Teplyakova S. V., Prutskov A. S. Modeling of drive systems with automatic compensation of accompanying load impact on the working unit. *Agrarnaya nauka Evro-Severo-Vostoka* = Agricultural Science Euro-North-East. 2025;26(6):1431–1442. (In Russ.). DOI: <https://doi.org/10.30766/2072-9081.2025.26.6.1431-1442>

Received: 25.04.2025

Accepted for publication: 28.11.2025

Published online: 26.12.2025

В системах управления движением различных типов гидрофицированных машин нередко возникают нагрузки, действующие в противоположных направлениях на выходной элемент исполнительного гидравлического двигателя (например, поршень гидроцилиндра), когда он движется в одном направлении [1, 2, 3, 4]. Вначале появляется противодействующая (положительная) нагрузка, а затем сопутствующая (отрицательная). Эти приводы широко применяются в сельскохозяйственном оборудовании с большой шириной захвата. Примером такой системы может быть механизм переключения секций широкозахватных культиваторов между транспортным и рабочим положениями. Еще одним примером является гидропривод прицепной очёсывающей жатки, состоящей из двух насосов и двух параллельно соединенных моторов режущего аппарата [5]. В этом случае трехлинейный трехпозиционный гидрораспределитель позволяет изменять направление рабочей жидкости по одному из трех принципов: насос работает на гидромотор; последовательное включение двух насосов, обеспечивающих совместную подачу рабочей жидкости от них на мотор; сброс гидравлической жидкости от одного насоса в бак, при этом второй насос работает в холостую.

При увеличении внешней нагрузки на исполнительном устройстве возможно нарушение подачи гидравлической жидкости ко входу гидромашины. Такой режим функционирования гидропривода крайне неблагоприятен, так как вызывает непредсказуемое перемещение рабочего органа. Как следствие это может привести к падению исполнительного органа по причине нарушения непрерывности потока жидкости.

Для предотвращения неконтролируемого движения управляемого объекта используется специальное тормозное оборудование [6, 7].

Рассмотрим исполнительное устройство, перемещающее груз вертикально. Для контроля и обеспечения стабильной рабочей

скорости предлагается тормозной гидравлический клапан [8] (рис. 1).

Подъем груза осуществляется следующим образом: насос 1 направляет рабочую жидкость через распределитель 2 (золотник распределителя, при этом находится в левой позиции) по каналу 5 в левую полость тормозного гидравлического клапана 8, оттуда по каналу 4 и обратному клапану 17 – в правую полость тормозного гидравлического клапана 16, а после в поршневую полость гидроцилиндра 11. Затем рабочая жидкость из штоковой полости по гидролинии 6 поступает в распределитель 2, далее через сливную гидролинию и фильтр возвращается обратно в бак.

Процесс вертикального опускания описывается следующей последовательностью: насос 1 подает гидравлическую жидкость через гидрораспределитель 2 (золотник сдвигается вправо) по гидролинии 6 непосредственно в штоковую полость гидроцилиндра и одновременно в управляющую полость тормозного клапана 10 золотника 13. В этот момент выход жидкости из поршневой зоны цилиндра блокируется обратным клапаном и самим дросселем, что повышает давление внутри штоковой части цилиндра. Под воздействием возросшего давления жидкость направляется по каналу 7 в управляющую полость тормозного клапана 10. Как только давление достигает значения, способного преодолеть сопротивление пружины 18, золотник 13 приходит в движение, создавая регулируемый пропускной просвет. После того, как отверстие открывается, жидкость вытекает из поршневой камеры цилиндра по гидролинии 12 в правую полость тормозного гидравлического клапана 16, проходит через открытый дроссель, перемещаясь последовательно по трубопроводам, возвращается в распределитель и окончательно поступает в гидробак через фильтр. Похожий рабочий процесс в гидросистеме с тормозным клапаном [9, 10, 11, 12, 13], представленной на рисунке 2.

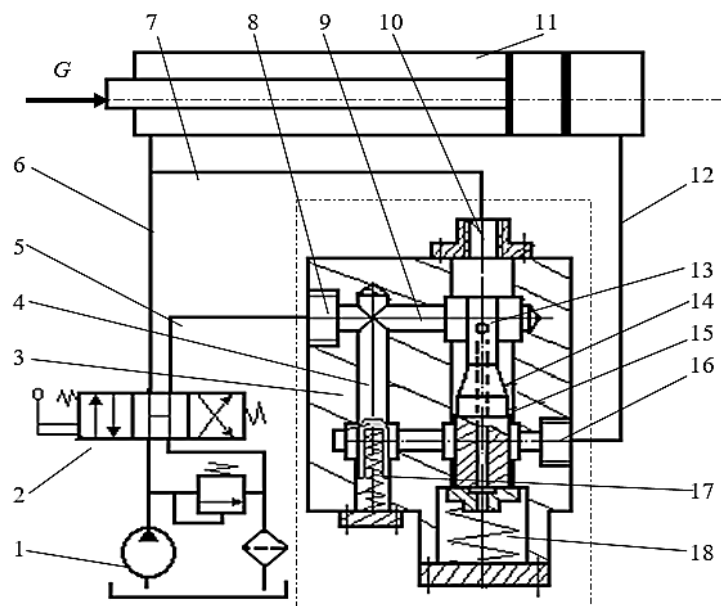


Рис. 1. Схема работы тормозного гидравлического клапана при компенсации односторонней попутной нагрузки: 1 – насос; 2 – распределитель; 3 – корпус тормозного гидравлического клапана; 4 – канал; 5 – канал; 6 – гидролиния; 7 – канал; 8 – левая полость тормозного гидравлического клапана; 9 – канал; 10 – управляющая полость тормозного клапана; 11 – гидроцилиндр; 12 – гидролиния; 13 – золотник; 14 – дросселирующая щель; 15 – кольцевая проточка; 16 – правая полость тормозного гидравлического клапана; 17 – обратный клапан; 18 – пружина /

Fig. 1. Diagram of the operation of the brake hydraulic valve during compensation of a unidirectional accompanying load: 1 – pump; 2 – distributor; 3 – body of the brake hydraulic valve; 4 – channel; 5 – channel; 6 – hydraulic line; 7 – channel; 8 – left chamber of the brake hydraulic valve; 9 – channel; 10 – control chamber of the brake valve; 11 – hydraulic cylinder; 12 – hydraulic line; 13 – spool; 14 – throttling slot; 15 – annular groove; 16 – right chamber of the brake hydraulic valve; 17 – check valve; 18 – spring

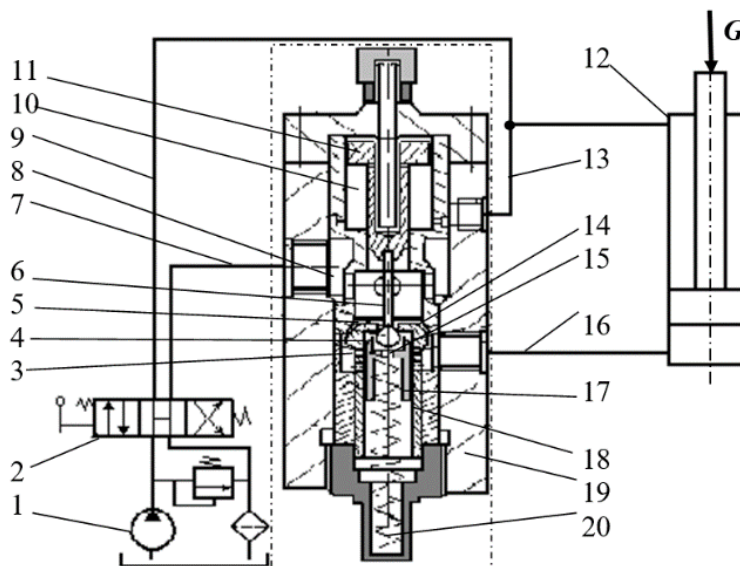


Рис. 2. Схема работы тормозного гидравлического клапана при компенсации односторонней попутной нагрузки: 1 – насос; 2 – гидрораспределитель; 3 – регулируемые отверстия; 4 – фаска регулирующего элемента; 5 – фаска золотника; 6 – шток; 7 – гидролиния; 8 – камера; 9 – канал; 10 – полость управления тормозного клапана; 11 – поршень; 12 – гидроцилиндр; 13 – канал управления; 14 – седло; 15 – осевое отверстие; 16 – канал; 18 – запорный золотник; 19 – корпус; 20 – пружина /

Fig. 2. Diagram of the operation of the brake hydraulic valve during compensation of a unidirectional accompanying load: 1 – pump; 2 – hydraulic distributor; 3 – adjustable orifices; 4 – chamfer of the regulating element; 5 – spool chamfer; 6 – rod; 7 – hydraulic line; 8 – chamber; 9 – channel; 10 – control chamber of the brake valve; 11 – piston; 12 – hydraulic cylinder; 13 – control channel; 14 – seat; 15 – axial orifice; 16 – channel; 18 – shutoff spool; 19 – body; 20 – spring

Принцип работы гидравлического привода с этим устройством описывается в следующей последовательности: рабочая жидкость, поступающая от насоса 1, вначале проходит через распределительный клапан 2, чей золотник расположен в крайнем левом положении. Затем жидкость подается по гидролинии 7 прямо в камеру 8 тормозного устройства. Запорный золотник 18, перемещаясь, сдавливает пружину 20, изменяя проходное сечение, создаваемое скошенными поверхностями золотника 18 и внутренней стенки корпуса 19. Далее жидкость попадает в канал 16 и заполняет поршневую полость гидроцилиндра 12. Параллельно с этим жидкость из штоковой полости гидроцилиндра 12 направляется обратно в распределитель 2, а затем по дренажной магистрали, пройдя через фильтр, возвращается в бак.

В результате растет давление и в штоковой полости цилиндра 12 и в управляющей камере 10 тормозного механизма. По достижении необходимого уровня давления в полости камеры 10, превышающего силу сжатия пружины 20, подвижная часть толкает элементы регулирования через шток 6, обеспечивая открытие осевого отверстия 15 и формирование прохода-дросселирующей щели между скошенным участком регулятора 4 и регулируемыми отверстиями 3. В результате рабочая жидкость из поршневой полости перетекает по каналу 16 через отмеченные отверстия 3, камеру 8 и гидролинию 7 обратно в распределитель 2, а потом по сливной магистрали, пройдя через фильтр, возвращается в бак.

Регулировка расхода рабочей жидкости от канала 16 до камеры 8 производится изменением размера дроссельного отверстия, зависящего от расположения подвижного элемента поршня 11. Позиция штока гидроцилиндра 12 определяется уровнем давления в полости 10, совпадающим с показателем давления в штоковой области цилиндра. Уменьшение давления в штоковой полости снижает расход жидкости через калиброванное отверстие 3, усиливая тем самым давление в поршневой зоне цилиндра 12 и увеличивая давление в его штоковой области. Подобная схема обеспечивает стабильную скорость опускания груза.

Описанные методы регулировки скорости исполнительных механизмов гидросистем, работающих с попутными нагрузками, подходят для использования в системах, где нагрузка остается постоянной во время движения механизма в одном направлении. Однако эти методы

неприменимы, если на каком-то участке движение сопровождается сменой нагрузки с попутной на встречную (переменная нагрузка).

Для плавного контроля движения рабочих элементов при знакопеременных нагрузках предложено несколько решений [14, 15, 16].

На рисунке 3 изображена расчетная схема автомата разгрузки гидропривода с дифференциальным клапаном [17, 18]. В данном случае автомат разгрузки применен в составе гидрозамка в качестве управляющего элемента следящего типа с регулируемым гидравлическим сопротивлением золотникового типа.

Автомат разгрузки гидропривода для автоматического управления разгрузочным процессом гидропривода обеспечивает плавное и эффективное изменение режимов работы при изменениях знака нагрузки. В режиме подъема насос подает рабочую жидкость через распределительный клапан в гидроцилиндр ГЦ, обеспечивая подъем объекта. Во время опускания насос уменьшает подачу жидкости, позволяя объекту плавно двигаться вниз. Дифференциальный клапан играет ключевую роль в обеспечении безопасности и устойчивости процесса разгрузки, поддерживая рациональное давление в системе и предотвращая неконтролируемое падение объекта.

Применение автомата разгрузки с дифференциальным клапаном имеет ряд преимуществ:

- повышенная безопасность благодаря эффективному контролю давления;
- улучшенные показатели производительности за счёт рационального способа распределения энергии;
- устойчивость работы системы, даже при значительных колебаниях нагрузки.

Таким образом, конструкция автомата разгрузки гидропривода эффективно решает проблему нестабильного функционирования гидросистем, повышая надёжность и эффективность процессов управления сельскохозяйственным оборудованием.

Анализ существующих методов регулирования исполнительных механизмов гидросистем показал, что они эффективны лишь при постоянных нагрузках. Однако в реальных условиях эксплуатации сельскохозяйственного оборудования часто возникают ситуации, когда нагрузка меняется от попутной ко встречной. Поэтому необходимы новые подходы для стабильной и надежной работы гидроприводов с переменной нагрузкой.

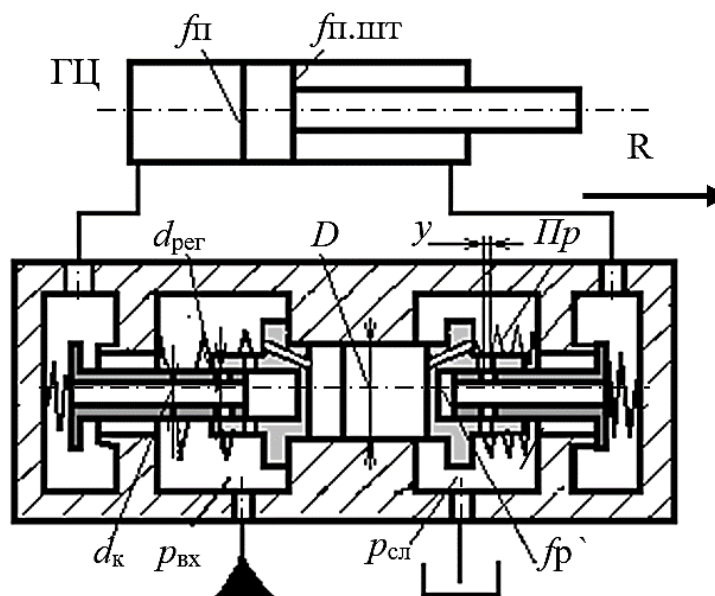


Рис. 3. Расчетная схема автомата разгрузки гидропривода с дифференциальным клапаном: ГЦ – гидроцилиндр; $f_{п}$, $f_{п.шт}$ – площадь поршня гидроцилиндра со стороны его поршневой полости и со стороны его штоковой полости; D – диаметр плунжера гидрозамка; $d_{пер}$ – диаметр затвора плунжера гидрозамка регулирующего перепад давления; $d_{к}$ – диаметр канала; $p_{вх}$, $p_{сл}$ – давление во входной и сливной камерах управления; $Пр$ – пружина; $f_{р}$ – площадь, по которой регулируемый перепад давления /

Fig. 3. Design diagram of the unloading device of a hydraulic drive with a differential valve: ГЦ – hydraulic cylinder; $f_{п}$, $f_{п.шт}$ – piston area of the hydraulic cylinder on the piston side and on the rod side; D – diameter of the hydraulic lock plunger; $d_{пер}$ – diameter of the plunger shutter that regulates the pressure differential; $d_{к}$ – channel diameter; $p_{вх}$, $p_{сл}$ – pressure in the inlet and drain control chambers; $Пр$ – spring, $f_{р}$ – area over which the adjustable pressure differential acts.

Цель исследования – разработать методы моделирования систем приводов с автоматической компенсацией влияния попутной нагрузки на рабочие органы гидрофицированного оборудования сельскохозяйственных машин.

Научная новизна – заключается в математическом обосновании и экспериментальном подтверждении целесообразности компенсации попутной нагрузки, возникающей в процессе функционирования гидравлического привода, за счет использования, в качестве основного компонента системы стабилизации конструкций, гидравлических замков следящего типа с регулируемым гидравлическим сопротивлением золотникового типа.

Материал и методы. Исследовали проблемы эксплуатации гидрофицированных систем, связанные с возникновением отрицательных (попутных) нагрузок, снижающих производительность и надежность подачи рабочей жидкости. Исследование проводили методом компьютерного моделирования и экспериментальных испытаний. Компьютерные модели позволяют оценить влияние различных факторов на устойчивость работы гидросистем и выявить оптимальные режимы функционирования приводов. Экспериментальная часть включала прове-

дение тестов, направленных на проверку теоретических расчётов и выявление реальных условий работы гидрозамков следящего типа с регулируемым гидравлическим сопротивлением золотникового типа.

Для экспериментального подтверждения достоверности математической модели гидропривода коллективом авторов в лаборатории университета разработана экспериментальная установка (рис. 4), которая состоит из исследуемой гидросистемы и системы нагружения. Взаимодействие между системами происходит за счет рычажного механизма 11. В состав исследуемой гидросистемы входит насосная станция переменной производительности 1, для обеспечения реверсивной работы гидрораспределитель 2, стабилизирующее устройство 5 на входе-выходе исполнительного гидроцилиндра 3.

Система нагружения состоит из насосной станции 14, напорного гидроклапана 13, который применяется для регулировки и поддержания постоянного давления в системе нагружения, гидрораспределителя 12, для изменения направления нагружающего усилия от гидроцилиндра нагружения 9. Перемещение штока гидроцилиндра контролируется датчиком перемещения 7.

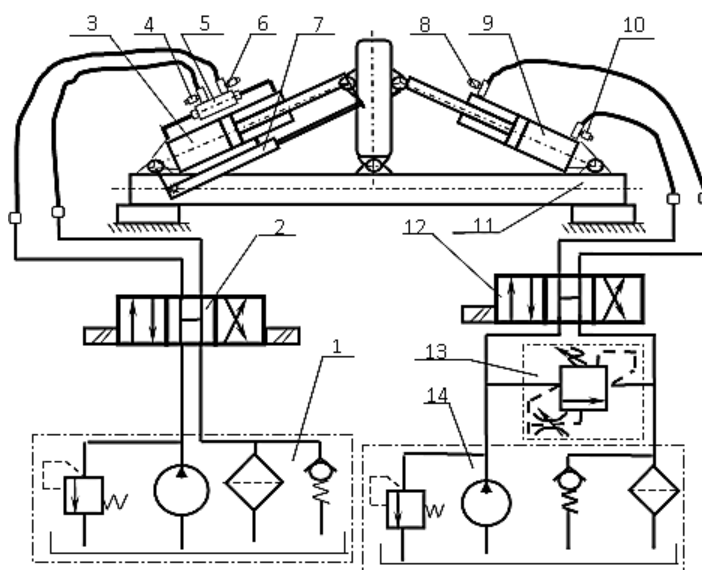


Рис. 4. Экспериментальная установка: 1, 14 – насосные станции; 2, 12 – распределители; 3, 9 – ГЦ исполнительный и нагружения; 4, 6, 8, 10 – датчики давления; 5 – стабилизирующее устройство; 7 – датчик перемещения; 11 – механическое устройство; 13 – клапан давления /

Fig. 4. Experimental setup: 1, 14 – pump stations; 2, 12 – distributors; 3, 9 – hydraulic cylinders for actuation and loading; 4, 6, 8, 10 – pressure sensors; 5 – stabilizing device; 7 – displacement sensor; 11 – mechanical device; 13 – pressure valve

Для измерения и фиксации исследуемых параметров гидросистемы в состав разработанной экспериментальной установки внедрен ПЭВМ с АЦП с системной платой L-305 и графической программой Oscilloscope. Также имеется комплект датчиков давления потенциометрического типа ДТ-100, ДТ-150 и датчик перемещения.

Экспериментальная установка позволяет проводить испытания на трех режимах нагружения:

1 – «положительная нагрузка» на исполнительный гидроцилиндр 3 в середине хода его штока сменялась попутной;

2 – в начале хода штока гидроцилиндра 3 нагрузка отсутствовала, а затем создавалась попутная;

3 – «отрицательная нагрузка» шток исполнительного гидроцилиндра 3 начинает движение при попутной нагрузке, которая в середине хода меняется на встречную.

Результаты и их обсуждение. Достоверность разрабатываемой математической модели гидропривода отрабатывалась на экспериментальной установке (рис. 4), оснащенной автоматом разгрузки гидропривода с дифференциальным клапаном.

При моделировании гидромеханической системы сделаны следующие допущения:

- 1) подача питающего насоса постоянна;
- 2) утечки жидкости в гидравлических аппаратах отсутствуют;

3) рабочая жидкость принимается не сжимаемой;

4) температура рабочей жидкости постоянная;

5) силы трения в подвижных механических соединениях отсутствуют.

С учётом сделанных допущений математическое описание исследуемой системы включает: уравнение равновесия плунжера управляющей системы гидропривода (1) и силового баланса поршневого узла гидродвигателя (2):

$$R_{вх} + R_{дин} - R_{сл} - R_{рег} - R_{пр} = 0; \quad (1)$$

$$f_{п}(p_{вх} - \Delta p_{н}) - f_{п.шт}(p_{сл} + \Delta p_{сл} + \Delta p_{рег}) + R = 0, \quad (2)$$

где $R_{вх}$, $R_{сл}$ – силы воздействия на плунжер гидрозамка давления на входе и в сливной камере; $R_{дин}$ – динамическая сила, действующая на плунжер гидрозамка при работе его переменного гидравлического сопротивления; $R_{рег}$ – силы воздействия на плунжер гидрозамка регулируемого перепада давления; $R_{пр}$ – силы воздействия на плунжер гидрозамка со стороны пружины; $f_{п}$, $f_{п.шт}$ – площадь поршня гидроцилиндра со стороны его поршневой полости и со стороны его штоковой полости соответственно; $p_{вх}$, $p_{сл}$ – давление во входной и сливной камерах управления гидрозамка; $\Delta p_{сл}$, $\Delta p_{н}$ – потери давления между гидроцилиндром и гидрозамком в сливном канале и между гидрозамком и гидроцилиндром в нагнетательном

канале соответственно; $\Delta p_{\text{рег}}$ – регулируемый перепад давления на рабочем окне гидрозамка (потери давления на переменном гидравлическом сопротивлении); R – попутная сила, действующая на шток гидроцилиндра со стороны приводимой механической системы.

С учётом мультипликации расхода рабочей жидкости в гидроцилиндре расходы рабочей жидкости в линии нагнетания $Q_{\text{н}}$ и сливной гидролинии $Q_{\text{сл}}$ будут связаны уравнением:

$$Q_{\text{сл}} = K_{\text{ц}} \cdot Q_{\text{н}}, \quad (3)$$

где $K_{\text{ц}} = \frac{f_{\text{пл}}}{f_{\text{п}}}$ – коэффициент мультипликации гидроцилиндра.

Значение сил в уравнениях (1) и (2) определяли:

$$\begin{aligned} R_{\text{вх}} &= p_{\text{вх}} f_{\text{пл}}; & R_{\text{сл}} &= p_{\text{сл}} (f_{\text{пл}} - f'_{\text{рег}}); \\ R_{\text{рег}} &= \Delta p_{\text{рег}} f'_{\text{рег}} & R_{\text{пр}} &= c_{\text{пр}} (y_0 + h_0 + y); \\ R_{\text{дин}} &= Q_{\text{рег}} \sqrt{\rho \Delta p_{\text{рег}} \cos \theta}. \end{aligned}$$

где $f_{\text{пл}}$ – площадь плунжера гидрозамка; $f'_{\text{рег}}$ – площадь, по которой регулируемый перепад давления $\Delta p_{\text{рег}}$ воздействует на плунжер; $c_{\text{пр}}$ – жесткость пружины; y и h_0 – величина открытия рабочего окна золотникового переменного сопротивления и его размер в полностью открытом состоянии соответственно; y_0 – величина предварительного сжатия пружины в нерабочем состоянии гидрозамка; $Q_{\text{рег}}$ – расход рабочей жидкости через переменное сопротивление (при закрытом плоском клапане); ρ – плотность рабочей жидкости; θ – угол между осью регулирующего золотника и вектором скорости, протекающей через регулируемый зазор струи рабочей жидкости.

Перепишем (2) в виде:

$$p_{\text{вх}} = \Delta p_{\text{н}} + K_{\text{ц}} (p_{\text{сл}} + \Delta p_{\text{сл}} + \Delta p_{\text{рег}}) - \frac{R}{f_{\text{п}}}. \quad (4)$$

В результате преобразования получим уравнение гидромеханической системы с изменяющейся нагрузкой, регулирование которой производится золотниковым гидрораспределителем, в стационарном режиме:

$$A + B \cdot y + C \cdot y^2 - c_{\text{пр}} \cdot y^3 = 0, \quad (5)$$

где A – составной параметр, учитывающий коэффициенты расхода жидкости через регулирующий клапан и мультипликации плунжера гидрозамка; B – составной параметр, учитывающий изменения геометрии сечения в линии нагнетания; C – составной параметр, учитывающий силы воздействия на составные элементы гидрозамка.

$$A = K_{\text{рег}} K_{\text{ц}} f_{\text{пл}}; \quad B = Q_{\text{н}} K_{\text{ц}} \sqrt{\rho K_{\text{рег}} \cos \theta};$$

$$C = f_{\text{пл}} [\Delta p_{\text{н}} + K_{\text{ц}} (p_{\text{сл}} + \Delta p_{\text{сл}})] - \frac{f_{\text{пл}}}{f_{\text{п}}} R - c_{\text{пр}} (y_0 + h_0) - p_{\text{сл}} (f_{\text{п}} - f'_{\text{рег}});$$

$$K = \frac{\rho Q_{\text{н}}^2}{2}; \quad p_{\text{ц}} = \frac{R}{f_{\text{п}}}; \quad \Delta p_{\text{рег}} = K_{\text{рег}} \frac{1}{y^2};$$

$$K_{\text{рег}} = \frac{K_{\text{ц}}^2 K}{\mu_{\text{рег}}^2 \pi^2 d_{\text{рег}}^2},$$

где $K_{\text{рег}}$ – коэффициент, характеризующий расход жидкости через регулирующий клапан; K – коэффициент пропускной способности клапана; $p_{\text{ц}}$ – давление, действующее на шток гидроцилиндра со стороны приводимой механической системы; $\mu_{\text{рег}}^2$ – коэффициент расхода регулирующего клапана; $d_{\text{рег}}^2$ – диаметр проходного сечения регулирующего перепада давления.

Представленная математическая модель является силовой моделью гидросистемы и позволяет провести анализ факторов, влияющих на стабильность работы привода, учитывая, что основными параметрами, определяющими устойчивость системы, являются коэффициент вязкости рабочей жидкости, давление в системе и скорость перемещения исполнительного органа.

В результате проведенного исследования выявлены ключевые проблемы, связанные с эксплуатацией гидрофицированных систем, а именно возникновение отрицательных (попутных) нагрузок, негативно влияющих на производительность и надежность подачи рабочей жидкости. Эти нагрузки приводят к нестабильной работе системы и снижают ее эффективность, особенно в условиях переменной внешней среды. Возможность оперативного изменения гидравлического сопротивления золотниками позволяет компенсировать внешние возмущения и поддерживать требуемые усилия на рабочем органе.

Разработанная математическая модель подтверждает, что применение предложенного метода существенно повышает стабильность функционирования гидросистемы, снижает влияние внешних факторов и улучшает общую производительность механизмов. В частности, эксперименты подтвердили увеличение точности позиционирования рабочего органа и снижение количества аварийных ситуаций, связанных с перегрузками.

Для решения данной проблемы была разработана методология моделирования систем приводов с автоматическим компенсированием воздействия попутных нагрузок на рабочие

органы гидрофицируемого оборудования. Важнейшей частью этого подхода является использование гидравлических замков следящего типа с регулируемым гидравлическим сопротивлением золотникового типа. Это решение позволяет стабилизировать работу привода путем динамического регулирования сопротивления потоку рабочей жидкости, обеспечивая тем самым постоянство усилий на исполнительном органе независимо от внешних условий.

На рисунке 5 изображено соотношение между уровнем входного давления в регулирующем узле гидропривода и варьируемыми параметрами жесткости использованных пружин, а также размерами золотников. Эти параметры влияют на величину площади, воспринимающей регулируемые изменения давления, воздейст-

вующего на поршень специального регулятора – гидравлического замка с возможностью отслеживания нагрузок и динамически меняющимся сопротивлением, зависящим от величины механической нагрузки на гидроцилиндр.

Анализ полученных кривых (рис. 5), показал, что в диапазоне отрицательных значений попутной нагрузки, которая на штоке гидроцилиндра является положительной, выходное давление гидронасоса остаётся стабильным вне зависимости от размера диаметра регулирующего золотника и жёсткости пружины. Положительные нагрузки на гидродвигатель указывают на то, что характеристики управляющего элемента не влияют на функционирование гидромеханической системы при изменении знака нагрузки.

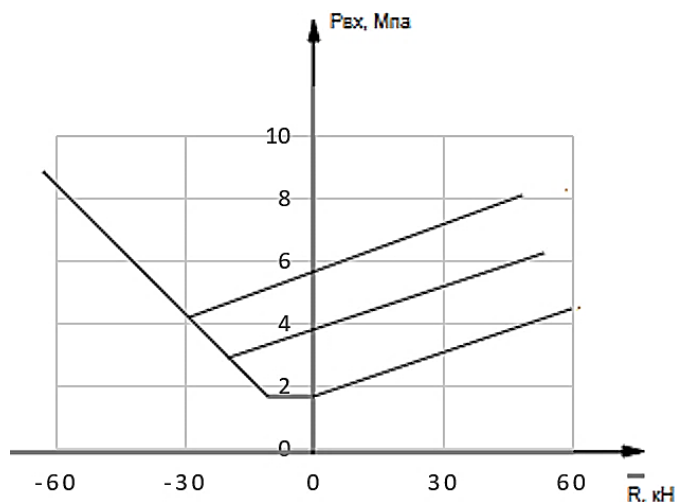


Рис. 5. Зависимость давления на входе гидропривода $P_{вх}$ от нагрузки R :

линия 1 – $d_{пер} = 15$ мм; $c_2 = 50$ кгс/см;
линия 2 – $d_{пер} = 12$ мм; $c_2 = 110$ кгс/см;
линия 3 – $d_{пер} = 7$ мм; $c_2 = 170$ кгс/см /

Fig. 5. Dependence of the inlet pressure $P_{вх}$ of the hydraulic drive on the load R :

line 1 – $d_{рег} = 15$ mm; $c_2 = 50$ kgf/cm;
line 2 – $d_{рег} = 12$ mm; $c_2 = 110$ kgf/cm;
line 3 – $d_{рег} = 7$ mm; $c_2 = 170$ kgf/cm

Несмотря на полученные ранее выводы, при наличии попутной нагрузки входное давление в регуляторе, вопреки ожиданиям, растет пропорционально увеличению такой нагрузки. Более того, увеличение жесткости используемой пружины тоже способствует повышению входного давления, даже при одинаковых уровнях попутной нагрузки.

График (рис. 6) подтверждает подобные выводы, но при предположении, что взаимодействие регулируемого перепада давления с поршнем тормозной системы исключено, а сама площадь взаимодействия принимается равной нулю. Исследования показывают, что в подобной ситуации рабочее давление в гидросистеме с переменными характеристиками перестаёт зависеть от сопутствующей нагрузки и стабильно сохраняется постоянным, хотя его уровень по-прежнему обусловлен жесткостью установленной пружины.

Сопоставляя рабочие диапазоны попутных и противодействующих усилий, можно заметить,

что при обратной нагрузке все рассмотренные характеристики проявляют одинаковые закономерности поведения. Из этого следует вывод, что особенности конструкции и геометрии системы автоматического торможения не оказывают никакого влияния на работу гидропривода при нагрузке, затрудняющей выдвижение поршня гидроцилиндра. Такое явление обусловлено тем, что в указанном режиме тормозная система функционирует как обычный гидравлический замок открытого типа, не препятствуя свободному прохождению рабочей жидкости.

Вместе с тем в ситуации поддерживающей нагрузки наблюдается различие всех характеристик. Несмотря на такое расхождение при ограниченной площади контакта, величина входного давления остаётся минимальной и постоянной вне зависимости от действующей нагрузки, определяясь исключительно параметрами самой тормозной системы (например, как жёсткость пружин).

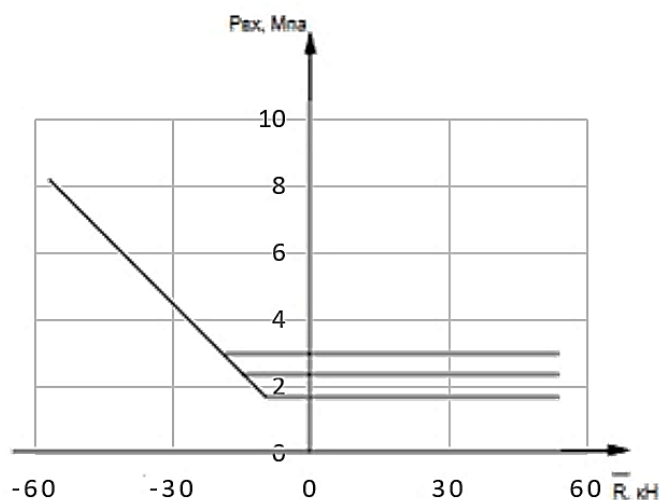


Рис. 6. Зависимость давления $P_{вх}$ от нагрузки \bar{R} при площади $F'_{пер} = 0$:
1 – $c_2 = 50$ кгс/см; 2 – $c_2 = 110$ кгс/см;
3 – $c_2 = 170$ кгс/см /

Fig. 6. Dependence of the inlet pressure $P_{вх}$ on the load \bar{R} at the regulator area $F'_{рег} = 0$: 1 – $c_2 = 50$ kgf/cm; 2 – $c_2 = 110$ kgf/cm; 3 – $c_2 = 170$ kgf/cm

Повышения энергетической эффективности гидросистем машин с переменным нагрузочным рабочим органом, оснащенных устройствами торможения следящего типа, можно достичь путем полного устранения площади, подверженной воздействию регулируемого перепада давления, и исключения влияния прочих факторов. Эта цель была реализована в конструкциях следящих тормозных систем золотникового исполнения. Альтернативным решением стало внесение изменений в конструкцию, позволяющих нейтрализовать влияние данной силы заменой традиционных золотниковых компонентов на плоские клапанные механизмы с компенсаторным штоком.

При смене направления приложенной к штоку гидроцилиндра внешней силы прежнее ограничение скорости исчезает, так как управляющий клапан стабилизационной системы остается полностью открытым. Это ведет к ускоренному движению штока и снижению давления в контрольной камере. Последующее уменьшение давления инициирует постепенное закрытие управляющего клапана стабилизатора, возвращая систему в режим регулировки. Особенностью предложенного варианта гидропривода является отсутствие характерных колебаний давления, присущих устройствам поворота.

Поэтому для наглядности результатов сравнительных испытаний рассматривался процесс работы гидропривода со знакопеременным нагружением. В качестве замедляющего устройства использовали типовой гидрозамок и стабилизирующее устройство следящего типа.

В результате экспериментального исследования системы со знакопеременным нагружением определено, что при первом режиме

нагружения встречная нагрузка на шток в середине хода изменяется на попутную.

Анализ полученной осциллограммы показывает, что гидрозамок нельзя использовать в качестве системы замедления. Ведь при изменении знака нагрузки гидрозамок закрывается, полностью останавливая шток гидроцилиндра, что в свою очередь вызывает повышение давления в системе, и так циклично. Таким образом, поршень гидроцилиндра перемещается рывками (рис. 7), преобладает пульсация с большой амплитудой давления рабочей жидкости на выходе гидронасоса.

На рисунке 8 представлена осциллограмма испытаний гидропривода, оснащенного стабилизирующим устройством при том же режиме нагружения. Отличительным является отсутствие заброса давления в момент начала движения штока, за счет того, что действие инерционных сил и активной нагрузки, препятствующее открытию запорного элемента, осуществляется по меньшей (приведенной) площади управляющего клапана стабилизирующего устройства. Далее характер кривых перемещения на рисунках 7 и 8 одинаков до момента изменения условий нагружения.

Проведенные исследования применительно к системам с переменной нагрузкой послужили основой для улучшения конструкций гидравлических приводов сельскохозяйственного оборудования, в частности, широко применяются обратимые стабилизирующие системы клапанного типа в системах позиционирования боковых секций широкозахватных культиваторов КШУ-12А, демонстрируя свою практическую значимость и высокие эксплуатационные качества.

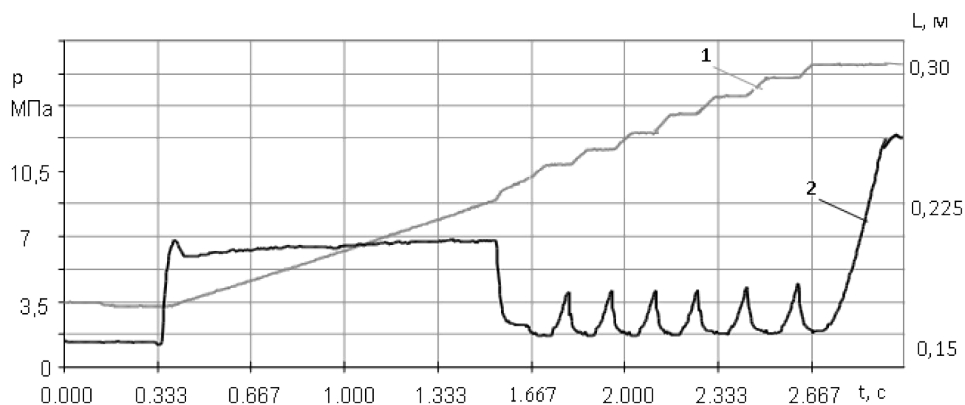


Рис. 7. Осциллограмма испытаний гидропривода с гидрозамком при первом режиме нагружения: 1 – текущее перемещение поршня ГЦ; 2 – давление в полости управления стабилизирующего устройства /
Fig. 7. Oscillogram of hydraulic drive tests with a hydraulic lock under the first loading mode: 1 – current displacement of the hydraulic cylinder piston; 2 – pressure in the control chamber of the stabilizing device

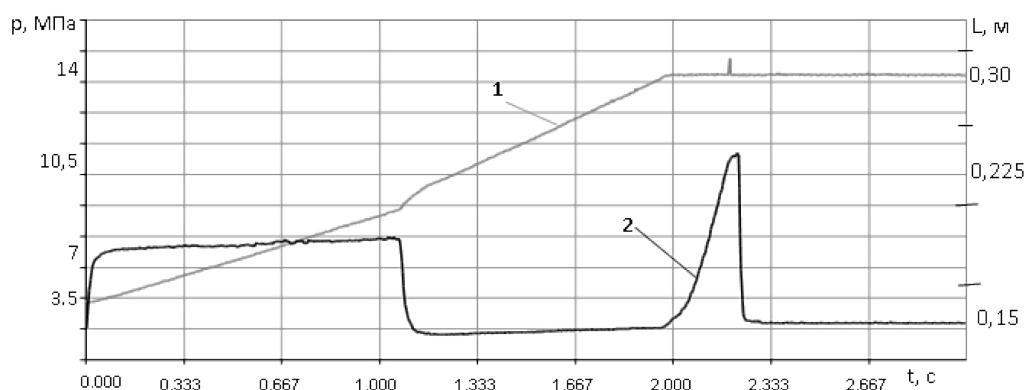


Рис. 8. Осциллограмма испытаний гидропривода, оснащённого стабилизирующим устройством, при первом режиме нагружения: 1 – текущее перемещение поршня ГЦ; 2 – давление в полости управления 11 /
Fig. 8. Oscillogram of tests of the hydraulic drive equipped with a stabilizing device under the first loading mode: 1 – current displacement of the hydraulic cylinder piston; 2 – pressure in control chamber 11

Закключение. Таким образом, одним из путей решения проблем, связанных с появлением отрицательных (попутных) нагрузок, оказывающих негативное воздействие на производительность и надежность подачи рабочей жидкости, является моделирование систем приводов с автоматической компенсацией влияния попутных нагрузок на рабочие органы гидрофицированного оборудования. Методика исследования базировалась на математическом моделировании гидромеханических систем с изменяющейся нагрузкой, основанном на анализе силовых взаимодействий внутри гидроприводов. Результаты экспериментов подтверждают правильность предложенных моделей и определяют оптимальные конструктивные

решения для минимизации негативных последствий переменных нагрузок.

Применение автоматов разгрузки гидропривода с дифференциальным клапаном улучшает безопасность и энергетическую эффективность работы систем. Гидравлические замки следящего типа обеспечивают точное управление скоростью исполнительных механизмов, исключают резкие колебания давления и улучшают точность позиционирования рабочих органов. Полученные результаты имеют высокую прикладную ценность для инженеров-конструкторов и исследователей, занимающихся разработкой гидравлических систем управления, в частности, сельскохозяйственными машинами.

Список литературы

1. Szurgacz D., Borska B., Zhironkin S., Diederichs R., Spearing A J. S. Optimization of the Load Capacity System of Powered Roof Support: A Review. *Energies*. 2022;15(16):6061. DOI: <https://doi.org/10.3390/en15166061>
2. Ahn J., Marcaida A. K., Lee Y., Jung J. Development of Test Equipment for Evaluating Hydraulic Conductivity of Permeable Block Pavements. *Sustainability*. 2018;10(7):2549. DOI: <https://doi.org/10.3390/su10072549>

3. Yue D., Zuo X., Liu Z., Wei L., Sun J., Gao H. Simulation Analysis of a Novel Digital Pump with Direct Recycling of Hydraulic Energy. *Axioms*. 2023;12(7):696. DOI: <https://doi.org/10.3390/axioms12070696>
4. Zhang L., Fu W., Yuan X., Meng Zh. Research on Optimal Control of Excavator Negative Control Swing System. *Processes*. 2020;8(9):1096. DOI: <https://doi.org/10.3390/pr8091096>
5. Рыбак А. Т., Пахомов В. И., Рудой Д. В., Ольшеская А. В., Теплякова С. В. Проектирование гидравлического привода прицепного очёсывающе-обмолачивающего агрегата. *Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета*. 2024;(203):354–365. Режим доступа: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=77995947> EDN: ESPYEX
6. Berne L. J., Raush G., Roquet P., Gamez-Montero P.-J., Codina E. Graphic Method to Evaluate Power Requirements of a Hydraulic System Using Load-Holding Valves. *Energies*. 2022;15(13):4558. DOI: <https://doi.org/10.3390/en15134558>
7. Padovani D., Hagen D., Schmidt L. A Self-Contained Electro-Hydraulic Cylinder with Passive Load-Holding Capability. *Energies*. 2019;12(2):292. DOI: <https://doi.org/10.3390/en12020292>
8. Макаров Е. И., Корзников Е. П., Аваков А. А., Жданов А. М., Ромадин А. А. Тормозной гидравлический клапан: пат. №2056565 Российская Федерация. № 92015504/06: заяв. 30.12.1992; опубл. 20.03.1996. Бюл. №8. 4 с. Режим доступа: <https://patents.google.com/patent/RU2056565C1/ru>
9. Маштаков А. П., Гусев А. В., Кожевникова Е. А. Математическое моделирование гидропривода подъема. *ВОЕНМЕХ. Вестник Балтийского государственного технического университета*. 2022;1:73–79.
10. Гимранов Э. Г., Мусина Л. С., Целищев В. А. Исследование системы торможения в гидравлическом приводе под действием попутной нагрузки. *Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета*. 2014;18(1(62)):19–26. Режим доступа: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=21537232> EDN: SDHUCT
11. Peng Yu., Zhaoyue S., Haoli X., Yunyun R., Cao T. Design and Analysis of Brake-by-Wire Unit Based on Direct Drive Pump–Valve Cooperative. *Actuators*. 2023;12(9):360. DOI: <https://doi.org/10.3390/act12090360>
12. Liu H., Wei L., Liu H., Wu J., Li L. Brake Pressure Estimation of the Integrated Braking System Considering Vehicle Dynamics. *Actuators*. 2022;11(11):329. DOI: <https://doi.org/10.3390/act11110329>
13. Li C., Zhang J., Hou X., Ji Yu., Han J., He C., Hao I. A Novel Double Redundant Brake-by-Wire System for High Automation Driving Safety: Design, Optimization and Experimental Validation. *Actuators*. 2021;10(11):287. DOI: <https://doi.org/10.3390/act10110287>
14. Гусев А. В., Кожевникова Е. А. Сравнение типов торможения гидравлического привода при опускании объекта. *Аэрокосмическая техника и технологии*. 2023;1(1):85–104. Режим доступа: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=54352077> EDN: HPNQKA
15. Новосельцев А. А. Система управления гидроприводом. *Вестник науки*. 2021;3(12(45)):205–211. Режим доступа: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=47372477> EDN: BAVNIX
16. Lv L., Wang J., Long J. Interval Type-2 Fuzzy Logic Anti-Lock Braking Control for Electric Vehicles under Complex Road Conditions. *Sustainability*. 2021;13(20):11531. DOI: <https://doi.org/10.3390/su132011531>
17. Рыбак А. Т., Мороз К. А., Вялов С. А., Пелипенко А. Ю., Гаранин Е. О. Автомат разгрузки гидропривода: пат. №2774541 Российская Федерация. № 2021132422: заяв. 09.11.2021; опубл. 21.06.2022. Бюл. № 18. 8 с. Режим доступа: https://www1.fips.ru/registers-doc-view/fips_servlet
18. Христофоров Е. Н., Сакович Н. Е., Шкрабак Р. В., Шилин А. С., Шкрабак В. С. Теоретические исследования безопасности сельскохозяйственной техники, оснащённой гидравликой. *Вестник аграрной науки Дона*. 2023;16(2(62)):46–55. DOI: https://doi.org/10.55618/20756704_2023_16_2_46-55 EDN: DMYHBY

References

1. Szurgacz D., Borska B., Zhironkin S., Diederichs R., Spearing A J. S. Optimization of the Load Capacity System of Powered Roof Support: A Review. *Energies*. 2022;15(16):6061. DOI: <https://doi.org/10.3390/en15166061>
2. Ahn J., Marcaida A. K., Lee Y., Jung J. Development of Test Equipment for Evaluating Hydraulic Conductivity of Permeable Block Pavements. *Sustainability*. 2018;10(7):2549. DOI: <https://doi.org/10.3390/su10072549>
3. Yue D., Zuo X., Liu Z., Wei L., Sun J., Gao H. Simulation Analysis of a Novel Digital Pump with Direct Recycling of Hydraulic Energy. *Axioms*. 2023;12(7):696. DOI: <https://doi.org/10.3390/axioms12070696>
4. Zhang L., Fu W., Yuan X., Meng Zh. Research on Optimal Control of Excavator Negative Control Swing System. *Processes*. 2020;8(9):1096. DOI: <https://doi.org/10.3390/pr8091096>
5. Ribak A. T., Pakhomov V. I., Rudoy D. V., Olshevskaya A. V., Teplyakova S. V. Design of the hydraulic drive of a trailed combing-threshing unit. *Politematicheskyy setevoy elektronnyy nauchnyy zhurnal Kubanskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta* = Polythematic online scientific journal of Kuban State Agrarian University. 2024;(203):354–365. (In Russ.). URL: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=77995947>
6. Berne L. J., Raush G., Roquet P., Gamez-Montero P.-J., Codina E. Graphic Method to Evaluate Power Requirements of a Hydraulic System Using Load-Holding Valves. *Energies*. 2022;15(13):4558. DOI: <https://doi.org/10.3390/en15134558>
7. Padovani D., Hagen D., Schmidt L. A Self-Contained Electro-Hydraulic Cylinder with Passive Load-Holding Capability. *Energies*. 2019;12(2):292. DOI: <https://doi.org/10.3390/en12020292>
8. Makarov E. I., Korznikov E. P., Avakov A. A., Zhdanov A. M., Romadin A. A. Hydraulic brake valve: Patent RF, no. 2056565, 1996. URL: <https://patents.google.com/patent/RU2056565C1/ru>
9. Mashtakov A. P., Gusev A. V., Kozhevnikova E. A. Mathematical modeling of hydraulic lifting drive. *VOENMEKH. Vestnik Baltiyskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*. 2022;1:73–79. (In Russ.).
10. Gimranov E. G., Musina L. S., Tselishchev V. A. The braking system research in hydraulic circuit. *Vestnik Ufmskogo gosudarstvennogo aviatsionnogo tekhnicheskogo universiteta* = Vestnik USATU. 2014;18(1(62)):19–26. (In Russ.). URL: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=21537232>

11. Peng Yu., Zhaoyue S., Haoli X., Yunyun R., Cao T. Design and Analysis of Brake-by-Wire Unit Based on Direct Drive Pump–Valve Cooperative. *Actuators*. 2023;12(9):360. DOI: <https://doi.org/10.3390/act12090360>
12. Liu H., Wei L., Liu H., Wu J., Li L. Brake Pressure Estimation of the Integrated Braking System Considering Vehicle Dynamics. *Actuators*. 2022;11(11):329. DOI: <https://doi.org/10.3390/act11110329>
13. Li C., Zhang J., Hou X., Ji Yu., Han J., He C., Hao I. A Novel Double Redundant Brake-by-Wire System for High Automation Driving Safety: Design, Optimization and Experimental Validation. *Actuators*. 2021;10(11):287. DOI: <https://doi.org/10.3390/act10110287>
14. Gusev A. V., Kozhevnikova E. A. Comparison of hydraulic drive braking methods in lowering an object. *Aerokosmicheskaya tekhnika i tekhnologii = Aerospace Engineering and Technology*. 2023;1(1):85–104. (In Russ.). URL: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=54352077>
15. Novoseltsev A. A. Hydraulic drive control system. *Vestnik nauki*. 2021;3(12(45)):205–211. (In Russ.). URL: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=47372477>
16. Lv L., Wang J., Long J. Interval Type-2 Fuzzy Logic Anti-Lock Braking Control for Electric Vehicles under Complex Road Conditions. *Sustainability*. 2021;13(20):11531. DOI: <https://doi.org/10.3390/su132011531>
17. Ribak A. T., Moroz K. A., Vyalov S. A., Pelipenko A. Yu., Garanin E. O. Automatic hydraulic drive unloading: Patent RF, no. 2774541. 2022. URL: https://www1.fips.ru/registers-doc-view/fips_servlet
18. Khristoforov E. N., Sakovich N. E., Shkrabak R. V., Shilin A. S., Shkrabak V. S. Theoretical studies of the safety of agricultural machinery equipped with hydraulics. *Vestnik agrarnoy nauki Dona*. 2023;16(2(62)):46–55. (In Russ.). DOI: https://doi.org/10.55618/20756704_2023_16_2_46-55

Сведения об авторах

Рыбак Александр Тимофеевич, доктор техн. наук, профессор, профессор кафедры «Технологии и оборудование переработки продукции агропромышленного комплекса», ФГБОУ ВО «Донской государственный технический университет», пл. Гагарина, д. 1, г. Ростов-на-Дону, Российская Федерация, 344000, e-mail: reception@donstu.ru, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9950-3377>

Рудой Дмитрий Владимирович, доктор техн. наук, доцент, декан факультета «Агропромышленный»; руководитель Центра развития территориального кластера «Долина Дона»; доцент кафедры «Техника и технология пищевых производств», ФГБОУ ВО «Донской государственный технический университет», пл. Гагарина, д. 1, г. Ростов-на-Дону, Российская Федерация, 344000, e-mail: reception@donstu.ru, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1916-8570>

Ольшевская Анастасия Владимировна, кандидат техн. наук, заместитель декана факультета «Агропромышленный»; заместитель руководителя Центра развития территориального кластера «Долина Дона»; доцент кафедры «Технологии и оборудование переработки продукции агропромышленного комплекса», ФГБОУ ВО «Донской государственный технический университет», пл. Гагарина, д. 1, г. Ростов-на-Дону, Российская Федерация, 344000, e-mail: reception@donstu.ru, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8318-3938>

✉ **Теплякова Светлана Викторовна**, кандидат техн. наук, заместитель декана факультета «Агропромышленный»; старший научный сотрудник Центра развития территориального кластера «Долина Дона»; доцент кафедры «Эксплуатация транспортных систем и логистика», ФГБОУ ВО «Донской государственный технический университет», пл. Гагарина, д. 1, г. Ростов-на-Дону, Российская Федерация, 344000, e-mail: reception@donstu.ru, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4245-1523>, e-mail: svet-tp@yandex.ru

Пруцков Алексей Сергеевич, аспирант 1-го года обучения, ФГБОУ ВО «Донской государственный технический университет», пл. Гагарина, д. 1, г. Ростов-на-Дону, Российская Федерация, 344000, e-mail: reception@donstu.ru, ORCID: <https://orcid.org/0009-0001-8999-2960>

Information about the authors

Alexander T. Rybak, DSc in Engineering, professor, professor at the Department “Technologies and Equipment for Processing Agricultural Products”, Don State Technical University, Gagarin Sq., 1, Rostov-on-Don, Russian Federation, 344000, e-mail: reception@donstu.ru, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9950-3377>

Dmitry V. Rudoy, DSc in Engineering, associate professor, Dean of the Faculty of Agro-Industrial Engineering, Head of the Center for the Development of the “Dolina Dona” Territorial Cluster, associate professor at the Department of Food Production Engineering, Don State Technical University, Gagarin Sq., 1, Rostov-on-Don, Russian Federation, 344000, e-mail: reception@donstu.ru, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1916-8570>

Anastasiya V. Olshevskaya, PhD in Engineering, Deputy Dean of the Faculty of Agro-Industrial Engineering, Deputy Head of the Center for the Development of the “Dolina Dona” Territorial Cluster; associate professor at the Department “Technologies and Equipment for Processing Agricultural Products”, Don State Technical University, Gagarin Sq., 1, Rostov-on-Don, Russian Federation, 344000, e-mail: reception@donstu.ru, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8318-3938>

✉ **Svetlana V. Teplyakova**, PhD in Engineering, Deputy Dean of the Faculty of Agro-Industrial Engineering, senior researcher, the Center for the Development of the “Dolina Dona” Territorial Cluster; associate professor at the Department “Operation of Transport Systems and Logistics”, Don State Technical University, Gagarin Sq., 1, Rostov-on-Don, Russian Federation, 344000, e-mail: reception@donstu.ru, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4245-1523>, e-mail: svet-tp@yandex.ru

Alexey S. Prutskov, 1st year postgraduate student, Don State Technical University, Gagarin Sq., 1, Rostov-on-Don, Russian Federation, 344000, e-mail: reception@donstu.ru, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4245-1523>

✉ – Для контактов / Corresponding author