

Оригинальная статья


DOI: <https://doi.org/10.34220/issn.2222-7962/2024.2/16>

УДК 630:62-91



## Моделирование работы механизма поворота колонны манипулятора автосортиментовоза с учетом объемной жесткости энергосберегающего гидропривода

Александр Т. Рыбак<sup>1</sup>, 2130373@mail.ru  <https://orcid.org/0000-0001-9950-3377>

Пётр И. Попиков<sup>2</sup>, popikovpetr@yandex.ru  <https://orcid.org/0000-0002-6348-8934>

Денис Ю. Дручинин<sup>2</sup>, druchinin.denis@rambler.ru  <https://orcid.org/0000-0003-2128-2687>

Константин Г. Хоменко <sup>2</sup>, slash4850@yandex.ru  <https://orcid.org/0009-0005-4732-1535>

Сергей К. Попиков<sup>2</sup>, sergpopikov@mail.ru  <https://orcid.org/0009-0009-1176-9804>

<sup>1</sup>ФГБОУ ВО «Донской государственный технический университет, пл. Гагарина, 1, Ростов-на-Дону, 344003, Российская Федерация

<sup>2</sup>ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», ул. Тимирязева, 8, Воронеж, 394087, Российская Федерация

Многообразие вариантов конструктивного исполнения систем гидравлических приводов технологических машин вызывает необходимость анализа преимуществ и недостатков, существующих и перспективных технических решений. Установлено, что при исследовании и проектировании машин и оборудования находит широкое применение математическое моделирование рабочих режимов их функционирования, что позволяет обосновать и оптимизировать конструктивные и технологические параметры схем рекуперации энергии в гидроприводах манипуляторов, приводных колесах и тягово-сцепных устройствах лесовозных автомобилях. Цель работы заключается в снижении энергоёмкости и динамической нагруженности механизма поворота колонны манипулятора автосортиментовоза на основе моделирования работы механизма поворота колонны манипулятора автосортиментовоза с учетом объемной жесткости энергосберегающего гидропривода. В качестве объекта исследования выбран механизм поворота колонны серийного лесного манипулятора Атлант С100 на базе автомобиля повышенной проходимости КамАЗ-680247. При модернизации механизма поворота колонны предложено одну пару двояных гидроцилиндров отключить от насоса и подключить к гидроаккумулятору. При этом гидроаккумулятор не имеет гидравлической связи с насосом для подзарядки, а при полной зарядке от гидроцилиндров рекуперации сообщается через дополнительные обратные клапаны с разгрузочным клапаном и распределителем для перевода насоса в режим холостого хода. В дифференциальном уравнении вращательного движения колонны учтены моменты движущих сил и сил сопротивления. При моделировании рабочих процессов энергосберегающего гидропривода составлены дифференциальные уравнения расходов рабочей жидкости на входе и выходе отдельных участков расчетной гидравлической схемы. Составленная математическая модель в виде системы дифференциальных уравнений решена при помощи среды моделирования SimInTech. Получены теоретические зависимости давления рабочей жидкости в различных точках гидросистемы при использовании энергосберегающего устройства, на основании которых можно обосновать оптимальные параметры и режимы работы механизма поворота колонны манипуляторного оборудования, используемого в лесном комплексе.

**Ключевые слова:** манипулятор, механизм подъема, энергосберегающий гидропривод, кинематика, автосортиментовоз, расход жидкости, жесткость

**Финансирование:** данное исследование не получало внешнего финансирования.

**Благодарности:** авторы благодарят рецензентов за вклад в экспертную оценку статьи.

**Конфликт интересов:** авторы данной статьи заявляют об отсутствии личных, коммерческих, идеологических, интеллектуальных конфликтов интересов при подготовке, написании и публикации данной статьи.

**Для цитирования:** Моделирование работы механизма поворота колонны манипулятора автосортиментовоза с учетом объемной жесткости энергосберегающего гидропривода / А. Т. Рыбак, П. И. Попиков, Д. Ю. Дручинин, К. Г. Хоменко, С. К. Попиков // Лесотехнический журнал. – 2024. – Т. 14. – № 2 (54). – С. 280–294. – Библиогр.: с. 291–294 (23 назв.). – DOI: <https://doi.org/10.34220/issn.2222-7962/2024.2/16>.


*Поступила* 16.04.2024. *Пересмотрена* 24.05.2024. *Принята* 25.05.2024. *Опубликована онлайн* 17.06.2024.


*Article*


## **Modeling of work process of the column rotation mechanism of the auto-sortiment truck manipulator, taking into account the volumetric rigidity of the energy-saving hydraulic drive**

**Alexander T. Rybak**<sup>1</sup>, 2130373@mail.ru  <https://orcid.org/0000-0001-9950-3377>

**Petr I. Popikov**<sup>2</sup>, popikovpetr@yandex.ru  <https://orcid.org/0000-0002-6348-8934>

**Denis Yu. Druchinin**<sup>2</sup>, druchinin.denis@rambler.ru  <https://orcid.org/0000-0003-2128-2687>

**Konstantin G. Khomenko**<sup>2</sup>, lash4850@yandex.ru  <https://orcid.org/0009-0005-4732-1535>

**Sergei K. Popikov**<sup>2</sup>, popikovpetr@yandex.ru  <https://orcid.org/0000-0002-6348-8934>

<sup>1</sup>*Don State Technical University, pl. Gagarina, 1, Rostov-on-Don, 344003, Russian Federation*

<sup>2</sup>*Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov, Timiryazev st., 8, Voronezh, 394087, Russian Federation*

### **Abstract**

The variety of design options for hydraulic drive systems of technological machines makes it necessary to analyze the advantages and limitations of existing and promising technical solutions. It has been established that in the research and design of machines and equipment, mathematical modeling of their operating modes is widely used, which makes it possible to justify and optimize design and technological parameters already at the design stage of promising energy recovery schemes in hydraulic drives of manipulators, drive wheels and traction devices of timber vehicles. The purpose of the work is to reduce the energy intensity and dynamic load of the column rotation mechanism of the auto-sortiment truck manipulator based on modeling the operation of the column rotation mechanism of the auto-sortiment truck manipulator, taking into account the volumetric rigidity of the energy-saving hydraulic drive. The column rotation mechanism of the serial forestry manipulator Atlant S100 based on the KamAZ-680247 off-road vehicle was chosen as the object of study. When upgrading the column rotation mechanism, it was proposed to disconnect one pair of double hydraulic cylinders from the pump and connect it to a hydraulic accumulator. Moreover, the hydraulic accumulator does not have a hydraulic connection with the pump for recharging, and when fully charged, the recovery hydraulic cylinders communicate through additional check valves with the unloading valve and distributor to switch the pump to idle mode. The differential equation for the rotational motion of the column takes into account the moments of driving forces and resistance forces. When modeling the working processes of an energy-saving hydraulic drive, differential equations for the flow of working fluid at the inlet and outlet of individual sections of the design hydraulic circuit were compiled. The compiled mathematical model in the form of a system of differential equations is solved using the SimInTech modeling

environment. Theoretical dependences of the pressure of the working fluid at various points of the hydraulic system using an energy-saving device have been obtained, on the basis of which it is possible to substantiate the optimal parameters and operating modes of the mechanism for turning the column of a manipulator equipment used in the forest complex.

**Keywords:** *manipulator, lifting mechanism, energy-saving hydraulic drive, kinematics, short-cut truck, fluid flow, rigidity*

**Funding:** this research received no external funding.

**Acknowledgments:** authors thank the reviewers for their contribution to the peer review.

**Conflict of interest:** the authors of this article stated that there were no personal, commercial, ideological, intellectual conflicts of interest in the preparation, writing and publication of this article.

**For citation:** Rybak A. T., Popikov P. I., Druchinin D. Yu., Khomenko K. G., Popikov S. K. (2024). Modeling of work process of the column rotation mechanism of the auto-sortiment truck manipulator, taking into account the volumetric rigidity of the energy-saving hydraulic drive. *Lesotekhnicheskii zhurnal* [Forestry Engineering journal], Vol. 14, No. 2 (54), pp. 280-294 (in Russian). DOI: <https://doi.org/10.34220/issn.2222-7962/2024.2/16>.

*Received* 16.04.2024. *Revised* 24.05.2024. *Accepted* 25.05.2024. *Published online* 17.06.2024.

### Введение

В настоящее время проблема энергоэффективности технологических машин и оборудования актуальна в различных отраслях производства в нашей стране и за рубежные страны. При исследовании и проектировании машин и оборудования находят широкое применение математическое моделирование рабочих режимов их функционирования, что позволяет обосновать и оптимизировать конструктивные и технологические параметры уже на стадии проектирования.

В работе Авдеевой Е.В. и др. (2020) [1] приведены результаты математического моделирования рабочих режимов гидропривода манипулятора лесопогрузчика. На основании решения неоднородных дифференциальных уравнений движения стрелы и поворотной колонны манипулятора автосортиментовоза с учетом объемной жесткости энергосберегающего гидропривода, а также расходов рабочей жидкости получены расчетные формулы для определения усилий на штоках гидроцилиндров, скоростей и ускорений стрелы и колонны манипулятора автосортиментовоза с учетом объемной жесткости энергосберегающего гидропривода. Установлено, что скорость движения штока гидроцилиндра поворота колонны манипулятора автосортиментовоза с учетом объемной жесткости энергосберегающего гидропривода

изменяется от 0,042 м/с до 0,0691 м/с, а усилия на штоке от 329114 до 562621 Н. (рис. 1).



Рисунок 1. Нагрузки на гидроцилиндры привода колонны

Figure 1. Loads on hydraulic cylinders of the column drive

Источник: Авдеева Е.В., Полетайкин В.Ф. Исследование нагрузок на гидроцилиндры манипулятора // Хвойные бореальной зоны. 2020; 28 (5-6): 305–309. <https://elibrary.ru/vknnjg>.

Source: Avdeeva E.V., Poletaykin V.F. Investigation of loads on hydraulic cylinders of the manipulator // Coniferous boreal zones. 2020; 28 (5-6): 305–309. <https://elibrary.ru/vknnjg>.

В работах Кузнецова В.Н. и Романенко Р.В. (2021), Романенко Р.В. и Сергеева В.В. (2020) [2, 3] проведено исследование энергетических характеристик электромеханической трансмиссии гусеничной

машины. Разработана и решена математическая модель движения машины с электромеханической системой и накопителем энергии. N, кВт. Авторами выявлен тот факт, что на привод поворачивающей гусеницы при скорости 18 м/с затраты мощности равняются 170 кВт, величина рекуперативной мощности – 150 кВт, а в режиме установившегося движения – 5 кВт.

Проведены исследования Савинкина В.В. 2021 Savinkin V.V., Kolisnichenko S.N., Ivanova O.V., Zhumekenova Z.Z., Sandu A.V., Vizureanu P. 2021 Savinkin V.V., Zhumekenova Z.Z., Kolisnichenko S.N., Ivanova O.V., Sandu A.V., Vizureanu P., Savinkin S.V. 2021 [4-6] эффективности электрогидроцилиндра рекуперативного действия в составе нефтедобывающего комплекса, который позволяет запасать энергию опускающего груза и возвращать обратно около 27% на полезную работу.

В работах авторов Лагеревы И.А. Лагеревы А.В. 2019 Лагеревы А.В. 2019 [7;8] предложена методика моделирования рабочих процессов кранов-манипуляторов при совмещении движений стрелы и рукояти. Установлено, что время подъема стрелы составляет 6,6 секунд, а рукояти 3,4 секунд, при этом наблюдается ярко выраженный колебательный процесс давления рабочей жидкости на выходе из гидронасоса из-за частого срабатывания предохранительного клапана, среднее давление стабилизируется на уровне 12,5 МПа.

В работах Посметьева В.И. 2022, Posmetev V.I. 2019, Посметьева В.И. 2022, Посметьева В.И., Никонова В.О. 2022 [9-11, 12] дан анализ конструкций гидроприводов механизмов поворота колонны манипуляторов, указаны преимущества и недостатки существующих и перспективных технических решений. Математическое описание рабочего процесса гидравлического привода позволило авторам выполнить оптимизацию характеристик для целого ряда перспективных схем повторного использования энергии в гидроприводах движителей, манипуляторных установок и тягово-сцепных устройств лесовозных автомобилей. Разработаны алгоритмы многоуровневой оптимизации с использованием математического аппарата радиальных нейронных сетей. При проведении компьютерного моделирования установлен оптимальный диаметр гидроцилиндра рекуперации сцепного устройства

равный 100 ... 120 мм, а запасаемая мощность 6,4 ... 6,5 кВт.

В статье Ворожцова О.В. [13] предложена методика выбора и расчета полезного объема и величины давления предварительной зарядки гидроаккумулятора для гидроприводов рекуперации энергии на транспортных машинах.

Jensen K. J., Ebbesen M. K., Hansen M. R. в работах [14, 15] привели результаты исследования динамики электрогидростатического привода манипуляторной установки большой грузоподъемности. Сопоставление эффективности его работы со штатным гидроприводом клапанного управления показало, что предлагаемый электрогидростатический привод обеспечивает повышение эффективности за счет повторного использования энергии.

В работах Вялова С.А., Рыбак А.Т., Цыбрий И.К., Пелипенко А.Ю. [16, 17] рассмотрены актуальные вопросы регулирования скорости возвратно-поступательного перемещения штока гидроцилиндра пресса, оборудованным насосно-аккумуляторным устройством для повторного использования энергии. Математическое описание рабочих процессов пресса проведено с учетом объемной жесткости элементов гидравлики. Для оценки ресурса надежности плунжерных гидроцилиндров с рекуперацией энергии в лабораторных условиях авторами предложена новая конструкция испытательного стенда. Вычисление требуемых параметров на основе математического моделирования в среде SimInTech позволило выявить степень влияния параметров гидропривода на эффективность процесса работы системы.

В статье Попикова П.И., Конюхова А.В. и др. [18] предлагается конструкция стенда для исследования динамики гидропривода лесных манипуляторов с рекуперацией энергии. Стенд оборудован современным тензодатчиками давления рабочей жидкости ПД-100 и тензометрической лабораторией ZETLAB ZET 058

Федченко В.Б., Хакимовым Э.Ф. [19] обоснована компоновочная схема форвардера с колесной формулой бхб, причем три равноудаленные оси колес не связаны друг с другом и могут самостоятельно осуществлять повороты по пересеченной местности. Проведено исследование привода колес от гидромоторов, которые обеспечивают рекуперацию энергии при поворотах.

В работе Четвериковой И.В., Зимарина С.В. и Бурдыкина А.В. [20] проведены теоретические и экспериментальные исследования динамики энерго-сберегающего гидропривода бесчokerного трелевочного захвата при трелевке древесины, энергия рекуперации составила 1,7 ... 2,1 кВт.

В работе Власова и др. 2022 [21] представлены результаты исследований динамики и устойчивости следящего гидропривода манипулятора лесной машины. на основе линеаризованных моделей.

В работе Глушкова С.П., Попикова П.И., Рыбак А.Т. и др. [22] дается обоснование гидропривода механизма подъема стрелы с рекуперацией энергии в переходных режимах.

Математическая модель рабочего процесса гидропривода решена применением метода конечных разностей, при этом система сводится к рекуррентным соотношениям второго порядка. Функции давления рабочей жидкости, угла поворота стрелы, угловых скорости и ускорения определяются в узлах разбиения отрезка по времени. Аналитические вычисления проведены в программном продукте MathCad. Экспериментальные исследования на лабораторном стенде подтвердили адекватность математической модели рабочих процессов гидроманипулятора.

В работе Соколова А.П. 2023 [23] описывается новая имитационная модель процессов заготовки древесины, которая решена в среде пакета программ AnyLogic. С помощью данной модели можно описать лесосеки любой конфигурации, изменять характеристики древостоя. При моделировании работы лесосечных машин можно менять их состав и количество, с учетом ограничений по безопасности и пространственного характера.

Цель работы заключается в снижении энергоемкости и динамической нагруженности механизма поворота колонны манипулятора автолесовоза на основе разработанной математической модели рабочих процессов и обоснования параметров энергосберегающего гидропривода.

### Материалы и методы

#### *Объект и предмет исследования*

В качестве объекта исследования выбран механизм поворота колонны серийного лесного мани-

пулятора Атлант С100 на базе автомобиля повышенной проходимости КамАЗ- 680247.

Предметом исследования являются математическая модель процесса поворота колонны с учетом объемной жесткости элементов энергосберегающего гидропривода и теоретические зависимости давления рабочей жидкости в гидросистеме.

Предлагается новая конструкция энергосберегающего гидропривода механизма поворота колонны манипулятора автолесовоза с учетом объемной жесткости энергосберегающего гидропривода (рис. 2) отличающаяся тем, что он снабжен двумя гидроцилиндрами рекуперации 10 и 11, подключенных к гидроаккумулятору 18.

Рекуперация энергии происходит при тормозных режимах поворотной колонны 1, установленной на раме 2. В момент остановки поворота вертикального основания в ту или иную сторону гидролинии 7 и 8 становятся запертыми и давление в полостях гидроцилиндров 5 или 6 резко повышается до предельных значений за счет того, что колонна из-за инерционных сил продолжает поворот. В гидроцилиндрах возвращения энергии 10 или 11 также будет наблюдаться избыточное давление и рабочая жидкость через обратные клапаны 15 или 16 поступает в гидроаккумулятор 18, подзаряжая его, кроме этого происходит демпфирование забросов давления в силовых гидроцилиндрах и их гидролиниях. Поэтому кроме снижения энергозатрат энергосберегающий гидропривод снижает динамические нагрузки и повышает надежность механизма поворота.

При полностью заряженном гидроаккумуляторе 18 рабочая жидкость поступает через обратный клапан 31 в разгрузочный 29, который превращает предохранительный 30 в переливной и насос 33 будет работать в холостом режиме, при этом экономится энергия на привод насоса.

В новой конструкции механизма поворота колонны манипулятора автосортиментовоза предусмотрена система подпитки гидроцилиндров рекуперации. При повороте вертикального основания в ту или иную сторону в полостях энергосберегающих цилиндров 10 или 11 создается разрежение и рабочая жидкость из гидробака 22 по линии 21 поступает на вход цилиндров через обратные клапаны 19 или 20.

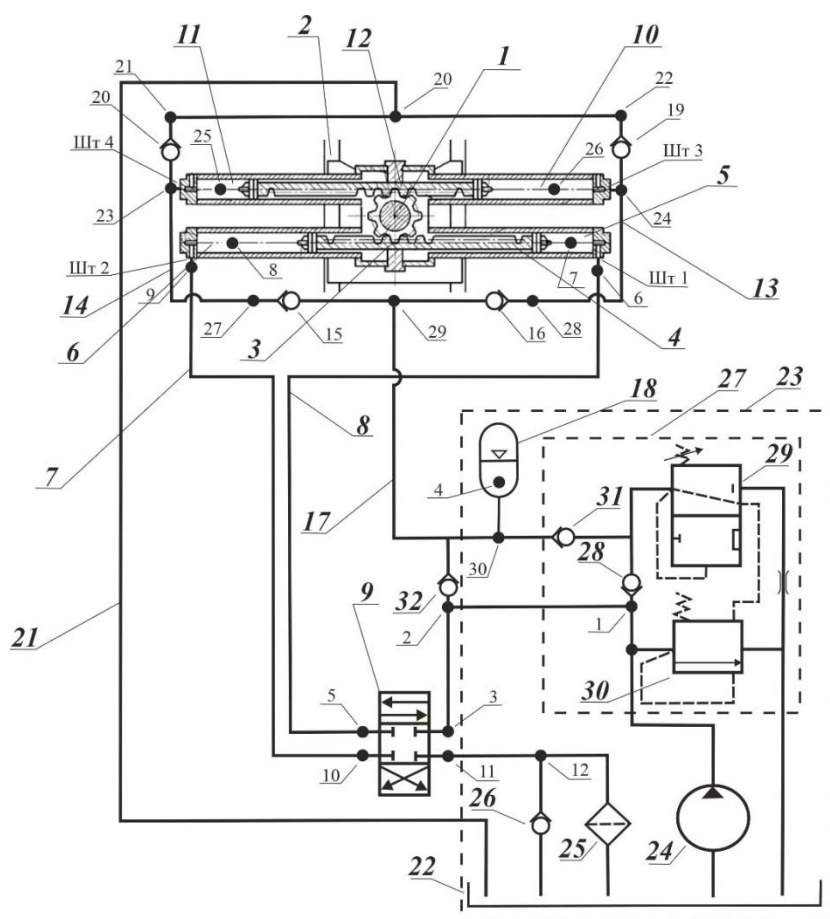


Рисунок 2. Гидрокинематическая схема энергосберегающего гидропривода механизма поворота колонны манипулятора автосортировочного с учетом объемной жесткости энергосберегающего гидропривода

Figure 2. Design diagram of the hydraulic manipulator column rotation mechanism

Источник: собственная композиция авторов

Source: author's composition

#### Теоретические предпосылки

При математическом моделировании гидравлической схемы механизма поворота колонны гидроманипулятора лесотранспортной машины, дифференциальные уравнения расходов рабочей жидкости составляются для отдельных участков гидравлической системы.

Для первого участка гидравлической системы насос 24 – точка 1 расход рабочей жидкости описывается дифференциальным уравнением (1). Рабочая жидкость подается по линии с приведенным коэффициентом объемной жесткости  $C_1$  от насоса 24 с действительной подачей  $Q_H$  к точке 1, а часть жидкости через обратный клапан 28 с расходом  $Q_{1-ок28}$  заполняет замкнутый контур между обратным клапаном 31 и разгрузочным клапаном 29.

Для второго участка 1-2 расход рабочей жидкости описывается дифференциальным уравнением (2). От точки 1 гидросхемы жидкость поступает через гидролинию 1-2 с приведенным коэффициентом объемной жесткости  $C_2$ , с расходом  $Q_{1-2}$  к точке 2.

Для третьего участка 2-3 расход рабочей жидкости описывается дифференциальным уравнением (3). От точки 2 гидросхемы жидкость поступает через гидролинию 2-3 с приведенным коэффициентом объемной жесткости  $C_3$  с расходом  $Q_{2-3}$  на вход распределителя 9 к точке 3.

Для четвертого участка 3-5 расход рабочей жидкости описывается дифференциальным уравнением (4). На участке 3-5 жидкость проходит через распределитель 9 с расходом  $Q_{3-5}$  и приведенным коэффициентом объемной жесткости  $C_4$ .

Для пятого участка 5-6 расход рабочей жидкости описывается дифференциальным уравнением (5). На участке 5-6 жидкость проходит от распределителя **9** через гидролинию 5-6 с приведенным коэффициентом объемной жесткости  $C_5$  с расходом  $Q_{5-6}$  к входному штуцеру силового гидроцилиндра **5**.

Для шестого участка 6-7 расход рабочей жидкости описывается дифференциальным уравнением (6). На участке 6-7 жидкость поступает через штуцер Шт1 с приведенным коэффициентом объемной жесткости  $C_6$  с расходом рабочей жидкости через входной штуцер  $Q_{шт1}$  в точку 7 штоковой полости гидроцилиндра **5**.

Для седьмого участка 7-8 расход рабочей жидкости описывается дифференциальным уравнением (6). На седьмом участке 7-8 расход рабочей жидкости в цилиндре **5** представлен разностью между расходом через входной штуцер и расходом цилиндра **5** при перемещении поршня с площадью поперечного сечения  $f_{пл1}$  с определенной скоростью  $v_{п1}$ . Приведенный коэффициент объемной жесткости  $C_{ц}$  учитывает жесткость стенок цилиндра и рабочей жидкости.

Для восьмого участка 8-9 расход рабочей жидкости описывается дифференциальным уравнением (8). На восьмом участке 8-9 расход рабочей жидкости представлен разностью между расходом гидроцилиндра **5** и расходом через выходной штуцер  $Q_{шт2}$  цилиндра **6**. Приведенный коэффициент объемной жесткости  $C_{ц2}$  учитывает жесткость стенок цилиндра и рабочей жидкости.

Для девятого участка 9-10 расход рабочей жидкости описывается дифференциальным уравнением (9). На участке 9-10 гидросхемы рабочая жидкость через выходной штуцер с расходом через выходной штуцер  $Q_{шт2}$  из гидроцилиндра **6** поступает по линии 9-10 в распределитель к точке 10 с расходом жидкости  $Q_{9-10}$ . Приведенный коэффициент объемной жесткости  $C_9$  учитывает жесткость стенок трубопровода и рабочей жидкости.

Для десятого участка 10-11 расход рабочей жидкости описывается дифференциальным уравнением (10). От точки 10 гидросхемы жидкость поступает через распределитель **9** к точке 11 с приведенным коэффициентом объемной жесткости  $C_{10}$  с расходом  $Q_{10-11}$ .

Для одиннадцатого участка 11-12 расход рабочей жидкости описывается дифференциальным уравнением (11). От точки 11 гидросхемы жидкость поступает через гидролинию 11-12 с приведенным коэффициентом объемной жесткости  $C_{11}$ , с расходом  $Q_{11-12}$  к точке 12. Далее рабочая жидкость проходя точку 12 гидросхемы через фильтр **25** или если фильтр засорен через обратный клапан **26** сбрасывается в гидробак **22**.

Для двенадцатого участка расход рабочей жидкости описывается дифференциальным уравнением (12). При моделировании вращательного движения вертикального основания вправо в режиме торможения расход рабочей жидкости в цилиндре **10** с выходом жидкости через штуцер Шт3, будет имитировать остановку вертикального основания манипулятора автосортиментовоза. Расход рабочей жидкости в цилиндре **10** представлен разностью между расходом цилиндра при перемещении поршня с площадью  $f_{пл2}$  с определенной скоростью  $v_{п2}$  и расходом через штуцер **4**.

Для тринадцатого участка расход рабочей жидкости описывается дифференциальным уравнением (13). На участке 24-28 гидросхемы, жидкость подается через обратный клапан **16** с расходом  $Q_{27-ок16}$ .

Для четырнадцатого участка расход рабочей жидкости описывается дифференциальным уравнением (14). На участке 29-30 гидросхемы, жидкость от обратного клапана **16** подается на вход пневмогидроаккумулятора **30** с расходом жидкости  $Q_{29-30}$ .

Для пятнадцатого участка расход рабочей жидкости описывается дифференциальным уравнением (15). В точке 30 гидросхемы, рабочая жидкость подается по линии 11 в гидроаккумулятор **4** с расходом рабочей жидкости на входе гидроаккумулятора при его зарядке  $Q_{AK}$  и приведенным коэффициентом объемной жесткости рабочей камеры аккумулятора  $C_{AK}$ .

Дифференциальные уравнения расходов рабочей жидкости с учетом объемной жесткости элементов энергосберегающего гидропривода согласно расчетной схемы (рис. 2) будут иметь вид:

$$dp_1 = C_1 (Q_n - Q_{n-1} - Q_{1-ок28}) dt; \quad (1),$$

$$dp_2 = C_2 (Q_{n-1} - Q_{1-2}) dt; \quad (2),$$

$$dp_3 = C_3 (Q_{1-2} - Q_{2-3}) dt; \quad (3),$$

$$dp_4 = C_4 (Q_{2-3} - Q_{3-5}) dt; \quad (4),$$

$$dp_5 = C_5 (Q_{3-5} - Q_{5-6}) dt; \quad (5),$$

$$dp_6 = C_6 (Q_{5-6} - Q_{шт1}) dt; \quad (6),$$

$$dp_7 = C_{ц} (Q_{шт1} - f_{пл1} v_{п1}) dt; \quad (7),$$

$$dp_8 = C_{ц} (f_{пл1} v_{п1} - Q_{шт2}) dt; \quad (8),$$

$$dp_9 = C_9 (Q_{шт2} - Q_{9-10}) dt; \quad (9),$$

$$dp_{10} = C_{10} (Q_{9-10} - Q_{10-11}) dt; \quad (10),$$

$$dp_{11} = C_{11} (Q_{10-11} - Q_{11-12}) dt; \quad (11),$$

$$dp_{12} = C_{ц} (f_{пл2} v_{п2} - Q_{шт3}) dt; \quad (12),$$

$$dp_{13} = C_{24} (Q_{шт3} - Q_{24-28} - Q_{ок16}) dt; \quad (13),$$

$$dp_{14} = C_{29} (Q_{ок16} - Q_{29-30}) dt; \quad (14),$$

$$dp_{15} = C_{AK1} Q_{AK} dt; \quad (15),$$

Для моделирования работы механизма поворота колонны манипулятора автосортировочного учета объемной жесткости энергосберегающего гидропривода разработана математическая модель, включающая дифференциальные уравнения вращения колонны механизма и расходов рабочей жидкости на отдельных участках гидравлической системы с учетом объемной жесткости элементов энергосберегающего гидропривода.

Механическая подсистема, осуществляющая поворот основания манипулятора, была проанализирована с использованием расчетных изображений (рис. 3). В итоге было составлено дифференциальное уравнение процесса поворота колонны:

$$J \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = M_{ГЦ} - M_G - M_{ТР} - k_{ТК} \frac{d\varphi}{dt} + M_y + M_B \quad (16),$$

где  $J$  – момент инерции вертикального основания, кг м<sup>2</sup>,  $M_{ГЦ}$  – движущий момент, сообщаемый поворотному основанию гидроцилиндром Нм;  $M_G$  – момент со стороны приводимого в движение груза Нм;  $M_{ТР}$  – момент сил трения в подшипниках вертикального основания, Нм;  $k_{ТК}$  – приведенный коэффициент вязкого трения в силовых цилиндрах поворота и цилиндрах рекуперации;  $M_y$  – момент сил от уклона местности, Нм;  $M_B$  – момент сил сопротивления волочения пачки сортиментов, Нм;  $t$  – время, с;

При торможении поворота вертикального основания знаки в дифференциальном уравнении (3) меняются на обратные и добавляется момент  $M_p$ , создаваемый гидроцилиндром рекуперации:

$$-J \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = -M_{ГЦ} + M_G + M_{ТР} + k_T \frac{d\varphi}{dt} - M_y - M_B + M_p \quad (17).$$

При повороте вертикального основания движущий момент, создаваемый силовым гидроцилиндром механизма поворота колонны, определяется как

$$M_{ГЦ} = \frac{\pi d_c^2 du}{8} p \quad (18)$$

где  $d_c$  – внутренний диаметр силового гидроцилиндра, м;  $du$  – диаметр шестерни поворота вертикального основания, м;  $p$  – текущее давление в гидроприводе, Па.

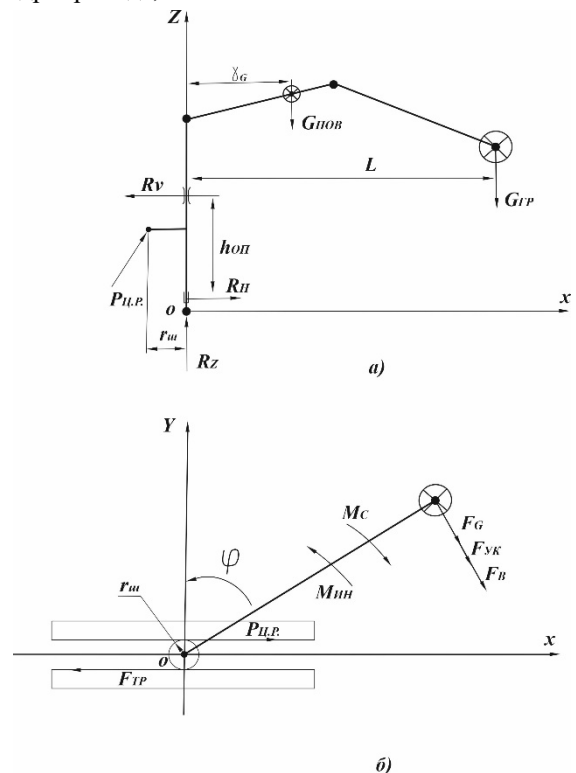


Рисунок 3. Кинематическая схема механизма поворота колонны гидроманипулятора: а) вид сбоку; б) вид сверху  
Figure 3 Kinematic diagram of the rotation mechanism of the hydraulic manipulator column: a) side view; b) top view.

Источник: собственная схема авторов  
Source: author's composition

Момент от силы инерции со стороны приводимого в движение груза



$$M_G = \frac{G_{\text{сп}} * d^2 \phi}{g dt^2} * L \quad (19),$$

где  $g$  - ускорение свободного падения,  $\text{м/с}^2$ ;  
 $L$  - вылет манипуляторной установки, м.

Момент сопротивления повороту равен сумме моментов сил трения в опорах  $M_{\text{тр}}$ , сил волочения бревен  $M_B$  при подтаскивании, сил преодоления уклона погрузочной площадки  $M_{\text{ук}}$ :

$$M_C = \sum M_{\text{тр}} + M_B + M_{\text{ук}} \quad (20),$$

Момент сил трения в опорах колонны определяется из выражения

$$\sum M_{\text{тр}} = \frac{R_n f_1 d_1}{2} + R_n f_2 d_2 + \frac{R_v f_3 d_3}{2} \quad (21),$$

где  $d_1, d_2, d_3$  — диаметры верхней и нижней опор и подпятника;  $f_1, f_2, f_3$  — коэффициенты трения в верхней и нижней опорах;  $f = 0,015 \dots 0,020$  для подшипников качения  $R_n, R_v$  — горизонтальная и вертикальная реакции, воспринимаемые подпятником.  $f$  - приведенный коэффициент трения скольжения в подшипнике;  $R_n$  - горизонтальная реакция в нижней опоре колонны, Н;  $d_2$  — диаметр нижнего подшипника, м;  $d_3$  — диаметр верхнего подшипника, м;  $d_{\text{цр}}$  — диаметр гидроцилиндра рекуперации, м;  $R_v$  -- горизонтальная реакция в верхней опоре, колонны Н мм:

$$R_n = R_v G_{\text{ГП}} L / h_{\text{оп}} \quad (22),$$

где  $h_{\text{оп}}$  — расстояние между опорами колонны, м;

$M_{\text{ук}}$  - момент от сил сопротивления от уклона, Н мм:

$$M_{\text{ук}} = (G_{\text{пов}} \gamma_G + G_{\text{ГП}} L) \sin \alpha \quad (23),$$

$G_{\text{пов}}$  — сила тяжести поворотной части манипулятора, кг;

$\gamma_G$  - расстояние от оси вращения до центра тяжести поворотной части манипулятора, м;

$M_B$  - момент от сил сопротивления волочения пачки сортиментов, Н;

$$M_B = G_{\text{ГП}} L f_4 \quad (24),$$

где  $f_4$  - коэффициент сопротивления волочению бревен в начале подъема и укладки на грузовую платформу автомобиля.

Момент, от силы на штоке гидроцилиндра рекуперации определяется из выражения

$$M_P = \frac{\pi d^2_{\text{цр}}}{4} p_A r_{\text{ш}} \quad (25),$$

$p_A$  — текущее значение давления в гидроаккумуляторе, Па;

Подставив значения моментов из формул (4-10) в дифференциальное уравнение вращения вертикального основания при разгоне (2), получим:

$$J \frac{d^2 \phi}{dt^2} = \frac{\pi d_c^2 du}{8} p - \frac{G_{\text{сп}} * d^2 \phi}{g dt^2} * L - R_n f_2 d_2 + \frac{R_v f_3 d_3}{2} - k_{\text{ГК}} \frac{d\phi}{dt} + (G_{\text{пов}} \gamma_G + G_{\text{ГП}} L) \sin \alpha + G_{\text{зп}} L f_4 \quad (26),$$

Подставив значения моментов из формул (4-11) в дифференциальное уравнение поворота колонны при торможении (3), получим выражение

$$J \frac{d^2 \phi}{dt^2} = - \frac{\pi d_c^2 du}{8} p + \frac{G_{\text{сп}} * d^2 \phi}{g dt^2} * L + R_n f_2 d_2 - \frac{R_v f_3 d_3}{2} + k_{\text{ГК}} \frac{d\phi}{dt} - (G_{\text{пов}} \gamma_G + G_{\text{ГП}} L) \sin \alpha - G_{\text{ГП}} L f_4 + \frac{\pi d^2_{\text{цр}}}{4} p_A r_{\text{ш}} \quad (27)$$

Для удобства расчетов на ЭВМ с использованием программного комплекса SimInTech производим переход от вращательного движения колонны к поступательному движению поршня силового гидроцилиндра механизма поворота, используя следующие соотношения:

$$V_{\text{п}} = \omega r_{\text{ш}},$$

где  $V_{\text{п}}$  - поступательная скорость поршня силового гидроцилиндра механизма поворота, м/с;

$\omega$  - угловая скорость поворота колонны,  $\text{с}^{-1}$ ;

$r_{\text{ш}}$  — радиус шестерни поворотной колонны, м.

Тогда ускорение поступательного движения поршня силового гидроцилиндра механизма поворота определим из выражения

$$\frac{dV_{II}}{dt} = \frac{d\omega}{dt} r_{III} = \frac{d^2\phi}{dt^2} r_{III} \quad (28),$$

$$\frac{d\phi}{dt} = \omega = V_{II} / r_{III} \quad (29),$$

Полученные формулы подставим в уравнение разгона при повороте колонны:

$$\frac{dV_{II}}{dt} = \frac{1}{J_{II} r_{III}} \left[ \frac{\pi d_c^2 du}{8} p - \frac{G_{TP}}{g} * \frac{d^2\phi}{dt^2} * L - R_n f_2 d_2 + \frac{R_v f_3 d_3}{2} - k_{TK} \frac{d\phi}{dt} + (G_{нов} \gamma_G + G_{TP} L) \sin \alpha + G_{TP} L \right] \quad (30),$$

Уравнение движения поршня гидроцилиндра при торможении колонны будет иметь вид:

$$-\frac{\pi d_c^2 du}{8} p + \frac{G_{TP}}{g} * \frac{d^2\phi}{dt^2} * L + R_n f_2 d_2 - \frac{R_v f_3 d_3}{2} + k_{TK} \frac{d\phi}{dt} - (G_{нов} \gamma_G + G_{TP} L) \sin \alpha - G_{TP} L f_4 + \frac{\pi d_{II}^2}{4} p_{II} r_{III} \quad (31),$$

*Анализ данных*

Реализация составленной модели энергосберегающих процессов гидропривода механизма поворота вертикального основания на основе их математического описания выполняется на основе алгоритма решения дифференциальных уравнений в САПР для логико-динамических систем SimInTech. Значения приведенных жесткостей элементов гидропривода и расходов рабочей жидкости для отдельных участков определялись по расчетным формулам и справочным таблицам.

Необходимо решить на ЭВМ задачи для следующих режимов работы энергосберегающего гидропривода механизма поворота колонны манипулятора автосортиментовоза с учетом объемной жесткости энергосберегающего гидропривода:

- 1) включение и разгон колонны без устройства накопления гидравлической энергии с получением осциллограммы давления рабочей жидкости в различных точках гидросистемы;
- 2) включение и разгон колонны с подключением устройства накопления гидравлической энергии с давлением зарядки 5 МПа с получением осциллограмм давления рабочей жидкости;
- 3) торможение колонны погрузочной установки без подключения устройства накопления гидравлической энергии и с подключением устройства накопления гидравлической энергии;

4) включение и разгон колонны от заряженного устройства накопления гидравлической энергии.

5) получить на лабораторном стенде экспериментальные осциллограммы и проверить их сходимость с теоретическими.

При решении задачи на ЭВМ предусматривается пошаговое вычисление переменных числовых значений давления рабочей жидкости линейных скоростей движений. Вычисление на каждом участке гидравлической схемы переменных значений усилий на подвижных элементах передачи усилия от поршня гидроцилиндров поворота вертикального основания манипулятора.

Анализ полученных результатов. Обоснование основных параметров конструкции механизма поворота колонны манипулятора с установлением оптимальных кинематических характеристик.

В качестве примера на рис. 4 приведены теоретические зависимости давления рабочей жидкости в различных точках гидросистемы энергосберегающего гидропривода механизма поворота колонны погрузочной установки в режиме торможения, а изменение во времени параметров движения поршня гидроцилиндра на рис. 5.

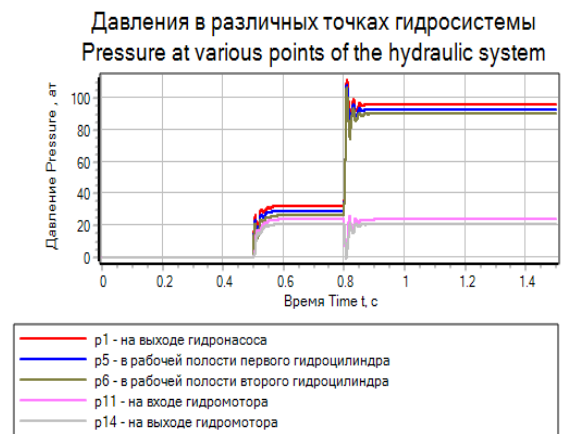


Рисунок 4. Теоретические зависимости давления рабочей жидкости в различных точках гидросистемы

Figure 4. Theoretical dependences of the working fluid pressure at various points of the hydraulic system

Источник: собственная композиция авторов  
Source: author's composition

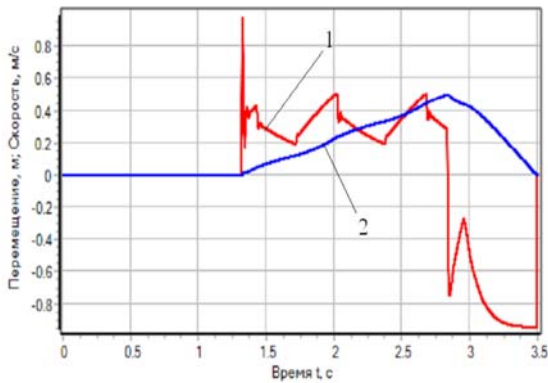


Рисунок 5. Осциллограмма изменения во времени скорости (кривая 1) и перемещения (кривая 2) поршня гидравлического цилиндра вертикального основания погрузочной установки

Figure 5. An oscillogram of the time variation of the velocity (curve 1) and displacement (curve 2) of the hydraulic cylinder piston of the vertical base of the loading plant

Источник: собственные данные авторов  
Source: author's composition

### Обсуждение

Анализ графиков осциллограмм давления рабочей жидкости показал, что в момент торможения колонны давление в гидроцилиндре рекуперации достигает значения 10,5 МПа, а на входе в гидроаккумулятор около 10 МПа, что свидетельствует об эффективности энергосберегающего гидропривода.

Изменение во времени скорости движения поршня гидравлического цилиндра возвращения энергии также находятся в допустимых пределах и соотносятся с результатами работ других исследователей [16-17]. Следующим этапом исследований является проведение экспериментальных исследований на лабораторном стенде с энергосберегающим гидроприводом для подтверждения адекватности математической модели.

### Заключение

На основе анализа конструкций гидроприводов технологических машин выявлены недостатки существующих и перспективных технических решений. Установлено, что при исследовании и проектировании машин и оборудования находит широкое применение математическое моделирование рабочих режимов их функционирования, что позволяет

обосновать и оптимизировать конструктивные и технологические параметры уже на стадии проектирования. Предложена новая конструктивно-технологическая схема механизма поворота колонны манипулятора, в которой гидроаккумулятор не имеет гидравлической связи с насосом для подзарядки, а при полной зарядке от гидроцилиндров рекуперации сообщается через дополнительные обратные клапаны с разгрузочным клапаном и распределителем для перевода насоса в режим холостого хода. При моделировании энергосберегающих процессов работы гидропривода составлены дифференциальные уравнения расходов рабочей жидкости на входе и выходе отдельных участков расчетной гидравлической схемы. Для решения системы дифференциальных уравнений, входящих в состав математической модели, использован функционал программного комплекса SimInTech, имеющего блок решения дифференциальных уравнений. Получены теоретические зависимости давления рабочей жидкости, которое в гидроцилиндре рекуперации достигает значения 10,5 МПа, а на входе в гидроаккумулятор около 10 МПа, а также скорости и перемещения поршня гидроцилиндра энергосберегающего устройства, на основании которых можно обосновать оптимальные параметры и режимы работы механизма поворота вертикального основания лесного манипулятора.

## Список литературы

1. Авдеева Е. В., Полетайкин В. Ф. Исследование нагрузок на гидроцилиндры манипулятора // Хвойные бореальной зоны. 2020; 28 (5-6): 305–309. Режим доступа: <https://elibrary.ru/vkknjg>.
2. Кузнецова В. Н., Романенко Р. В. Исследование энергетических характеристик электромеханической трансмиссии гусеничной машины // Вестник СибАДИ. 2021; 18 (1): 12–29. DOI: <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2021-18-1-12-29>.
3. Романенко Р. В., Сергеев В. В. Моделирование криволинейного движения роботизированной военной гусеничной машины с электромеханической трансмиссией // Робототехника и техническая кибернетика. 2020; 8 (1): 34–40. Режим доступа: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=45645617&ysclid=lur32uqew8754088880>.
4. Савинкин В. В. Исследование эффективности перераспределения мощности силового привода нефтедобывающего комплекса // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. 2021; Т. 332. № 2. 229–244. Режим доступа: [http://lestehjournal.ru/sites/default/files/journal\\_pdf/131-142.pdf](http://lestehjournal.ru/sites/default/files/journal_pdf/131-142.pdf).
5. Savinkin V. V., Kolisnichenko S. N., Ivanova O. V., Zhumekenova Z. Z., Sandu A. V., Vizureanu P. (2021) Investigation Of The Strength Parameters Of Drilling Pumps During The Formation Of Contact Stresses In Gears Applied Sciences (Switzerland). Т. 11. № 15. DOI: DOI: 10.3390/app13053153.
6. Savinkin V. V., Zhumekenova Z. Z., Kolisnichenko S. N., Ivanova O. V., Sandu A. V., Vizureanu P., Savinkin S. V. Coatings.Study Of Wear And Redistribution Dynamic Forces Of Wheel Pairs Restored By A Wear-Resistant Coating 15CR17NI12V3F 2021. Т. 11. № 12. DOI: 10.3390/coatings11121441.
7. Лагереv И. А. Моделирование рабочих процессов в гидроприводе кранов-манипуляторов / И. А. Лагереv, А. В. Лагереv // Инновационное развитие подъемно-транспортной техники. материалы всероссийской научно-практической конференции. 2019. с. 74-77. URL: <https://www.elibrary.ru/item.asp?edn=qwxevm&ysclid=lur3ln1yux185211858>.
8. Лагереv А. В. Моделирование рабочих процессов в дроссельно-регулируемом гидроприводе манипуляционных систем мобильных машин при совместном движении звеньев / А. В. Лагереv, И. А. Лагереv // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2019. № 1. С. 59-82. URL: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=37289352&ysclid=lur3nj5m7g876441504>.
9. Посметьев В. И., Никонов В. О. О влиянии традиционных конструкций гидроманипуляторов на эффективность лесовозного автомобильного транспорта // Проблемы эксплуатации автомобильного транспорта и пути их решения на основе перспективных технологий и научно-технических решений: материалы Всероссийской научно-технической конференции. 2022: 24-31. DOI: [http://doi.org/10.58168/PRTOW2022\\_24-31](http://doi.org/10.58168/PRTOW2022_24-31).
10. Posmetev, V. I. Imitating modeling results of a recuperative hydraulic subsystem of the timber truck manipulator / V. I. Posmetev, V. O. Nikonov, V. V. Posmetev // IOP Conf. Series : Earth and Environmental Science. 2019; 39: 2012038. DOI: <http://doi.org/10.1088/1755-1315/392/1/012038>.
11. Посметьев В. И., Никонов В. О., Мануковский А. Ю., Посметьев В. В. Компьютерное моделирование работы рекуперативного поворотного коникового устройства лесовозного тягача с прицепом-ропуском // Изв. вузов. Лесн. журн. 2022 № 5. С. 85–99. DOI: <https://doi.org/10.37482/0536-1036-2022-5-85-99>.
12. Посметьев В. И., Зеликов В. А., Никонов В. О., Посметьев В. В., Чуйков А. С., Авдюхин А. В. Влияние режимов движения лесовозного автопоезда при вывозке лесоматериалов на эффективность рекуперации энергии в пневмогидравлическом седельно-сцепном устройстве // Лесотехнический журнал. 2022; 12 (4): 114–129. URL: <https://elibrary.ru/heyhbu>.
13. Ворожцов О. В. Гидропривод рекуперации энергии транспортного средства // Математическое моделирование систем и процессов : материалы Международной научно-практической конференции. Псковский государственный университет. – Псков, 2022: 57-62. URL: <https://istina.msu.ru/publications/article/621413357/?ysclid=lur3sq0jtw809847007>.
14. Jensen K. J., Ebbesen M. K., Hansen M.R. Novel Concept for Electro-Hydrostatic Actuators for Motion Control of Hydraulic Manipulators // Energies. 2021; 14 (20): 6566. DOI: <https://doi.org/10.3390/en14206566>.

15. Jensen K. J., Ebbesen M. K., Hansen M. R. Anti-swing control of a hydraulic loader crane with a hanging load // *Mechatronics*. 2021; 77: 102599. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.mechatronics.2021.102599>.
16. Вялов С. А., Рыбак А. Т., Цыбрий И. К., Пелипенко А. Ю. Трехскоростной гидромеханический привод возвратно-поступательного движения с рекуперацией энергии // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2021; 9: 397-401. URL: <https://www.elibrary.ru/item.asp?edn=zmqevl&ysclid=lur3um7vby107136240>.
17. Pelipenko A., Rybak A., Sarkisian D., Saakian S., Zhyravlyova A. Stand for Life Tests of Plunger Hydraulic Cylinders // *Lecture Notes in Networks and Systems*. 2022; 246: 198–206. DOI: 10.1007/978-3-030-81619-3\_22.
18. Попиков П. И., Конюхов А. В., Попиков С. К., Попикова А. В. Стенд для испытаний грузоподъемных механизмов лесных манипуляторов с рекуперацией энергии // Энергоэффективность и энергосбережение в современном производстве и обществе: материалы международной научнопрактической конференции, Воронеж, 06–07 июня 2022 года. Том Часть II. – Воронеж: Воронежский государственный аграрный университет им. Императора Петра I, 2022. – С. 105-110. URL: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=49868071>.
19. Федченко В.Б. Хакимов Э.Ф. Анализ компоновки перспективного Гибридного форвардера с мотор-колесами // *WORLD SCIENCE: PROBLEMS AND INNOVATIONS* : Матер. XLV Международной научно-практической конференции. Пенза, 2020. С. 42-46. URL: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=43847657&ysclid=lur443w3fi231074063>.
20. Четверикова И. В., Зимарин С. В., Бурдыкин А. В. К вопросу совершенствования гидропривода бесчокерного трелевочного захвата // Повышение эффективности лесного комплекса : матер. седьмой Всероссийской национальной научно-практической конференции с международным участием. – Петрозаводск, 2021. – С. 197-199. Режим доступа: <https://www.elibrary.ru/rouesk>.
21. Власов Е.Н., Сергеевичев А.В., Добрынин Ю.А., Сергеевичев В.В. Анализ работы гидравлического манипулятора лесной машины с цикловой системой управления. // *Известия Санкт-Петербургской лесотехнической академии*. 2022. С. 99-112. DOI: <https://doi.org/10.21266/2079-4304.2022.238.99-112>.
22. Глушков С., Рыбак А. Т., Попиков П. И., Усков В. И., Богданов Д. С., Конюхов А. В. Моделирование рабочих процессов энергосберегающего гидропривода механизма подъема лесного манипулятора// *Лесотехнический журнал*. – 2021. – Т. 11. – № 4 (44). – С. 88–99. – Библиогр.: с. 96–98 (13 назв.). – DOI: 10.34220/issn.2222-7962/2021.4/8.
23. Соколов А. П. Имитационное моделирование процессов заготовки древесины // *Известия Санкт-Петербургской лесотехнической академии*. 2023. Вып. 245. С. 244–260. DOI: 10.21266/2079-4304.2023.245.244-260.

### References

1. Avdeeva E. V., Poletaykin V. F. Investigation of loads on hydraulic cylinders of the manipulator // *Coniferous boreal zones*. 2020; 28 (5-6): 305–309. Access mode: <https://elibrary.ru/vknnjg>.
2. Kuznetsova V. N., Romanenko R. V. Investigation of the energy characteristics of the electromechanical transmission of a tracked vehicle // *SibADI Bulletin*. 2021; 18 (1): 12-29. DOI: <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2021-18-1-12-29>.
3. Romanenko R. V., Sergeev V. V. Modeling of curvilinear motion of a robotic military tracked vehicle with an electromechanical transmission // *Robotics and technical cybernetics*. 2020; 8 (1): 34–40. Working hours: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=45645617&ysclid=lur32uqew8754088880>.
4. Savinkin V. V. Investigation of the efficiency of power redistribution of the power drive of the oil production complex // *Proceedings of Tomsk Polytechnic University. Georesource engineering*. 2021; vol. 332. No. 2. 229-244. Working hours: [http://lestehjournal.ru/sites/default/files/journal\\_pdf/131-142.pdf](http://lestehjournal.ru/sites/default/files/journal_pdf/131-142.pdf).
5. Savinkin.V. V., Kolisnichenko S. N., Ivanova O. V., Zhumekenova Z. Z., Sandu A. V., Vizureanu P. (2021) Investigation Of The Strength Parameters Of Drilling Pumps During The Formation Of Contact Stresses In Gears Of Applied Sciences (Switzerland). Vol. 11. No. 15. Doi-Doi: 10.3390/app13053153.
6. Savinkin V. V., Zhumekenova Z. Z., Kolisnichenko S. N., Ivanova O. V., Sandu A. V., Vizureanu P., Savinkin S. V. Coatings.Study Of Wear And Redistribution Dynamic Forces Of Wheel Pairs Restored By A Wear-Resistant Coating 15CR17Ni12V3F 2021. Vol. 11. No. 12. DOI: 10.3390/coatings11121441.

7. Lagerev I. A., Lagerev A. V. Modeling of work processes in hydraulic drive of cranes. Innovative development of lifting and transport equipment. materials of the All-Russian scientific and practical conference. 2019. pp. 74-77. URL: <https://www.elibrary.ru/item.asp?edn=qwxevm&ysclid=lur3ln1yyx185211858>.
8. Lagerev A. V., Lagerev I. A. Modeling of work processes in a throttle-controlled hydraulic drive of manipulation systems of mobile machines with joint movement of links. Scientific and technical bulletin of the Bryansk State University. 2019; 1: 59-82. URL: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=37289352&ysclid=lur3nj5m7g876441504>.
9. Posmetyev V. I., Nikonov V. O. On the influence of traditional hydraulic manipulator designs on the efficiency of logging motor transport // Problems of operation of motor transport and ways to solve them based on promising technologies and scientific and technical solutions: materials of the All-Russian Scientific and Technical Conference. 2022: 24-31. DOI: [http://doi.org/10.58168/PRTOW2022\\_24-31](http://doi.org/10.58168/PRTOW2022_24-31).
10. Posmetev V. I., Nikonov V. O., Posmetev V. V. Imitating modeling results of a recuperative hydraulic subsystem of the timber truck manipulator. IOP Conf. Series : Earth and Environmental Science. 2019; 39: 2012038. DOI: <http://doi.org/10.1088/1755-1315/392/1/012038>.
11. Posmetyev V. I., Nikonov V. O., Manukovsky A. Yu., Posmetyev V. V. Computer modeling of the operation of a regenerative rotary conical device of a logging tractor with a trailer-dissolution // Izv. vuzov. Forest Journal 2022 No. 5. pp. 85-99. Access mode: <https://doi.org/10.37482/0536-1036-2022-5-85-99>.
12. Posmetyev V. I., Zelikov V. A., Nikonov V. O., Posmetyev V. V., Chuikov A. S., Avdyukhin A. V. The influence of the modes of movement of a logging truck train during the removal of timber on the efficiency of energy recovery in a pneumohydraulic coupling device // Forestry Journal. 2022; 12 (4): 114-129. URL: <https://elibrary.ru/heyhbu>.
13. Vorozhtsov O. V. Hydraulic drive of vehicle energy recovery // Mathematical modeling of systems and processes: materials of the International scientific and practical conference. Pskov State University. Pskov, 2022: 57-62. URL: <https://istina.msu.ru/publications/article/621413357/?ysclid=lur3sq0jtw809847007>.
14. Jensen K. J., Ebbesen M. K., Hansen M. R. Novel Concept for Electro-Hydrostatic Actuators for Motion Control of Hydraulic Manipulators // Energies. 2021; 14 (20): 6566. DOI: <https://doi.org/10.3390/en14206566>.
15. Jensen K. J., Ebbesen M. K., Hansen M. R. Anti-swing control of a hydraulic loader crane with a hanging load // Mechatronics. 2021; 77: 102599. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.mechatronics.2021.102599>.
16. Vyalov S. A., Rybak A. T., Tsybri I. K., Pelipenko A. Yu. Three-speed hydromechanical reciprocating drive with energy recovery // Assembly in mechanical engineering, instrumentation. 2021; 9: 397-401. URL: <https://www.elibrary.ru/item.asp?edn=zmqevl&ysclid=lur3um7vby107136240>.
17. Pelipenko A., Rybak A., Sarkisian D., Saakian S., Zhyravlyova A. Stand for Life Tests of Plunger Hydraulic Cylinders // Lecture Notes in Networks and Systems. 2022; 246: 198–206. DOI: 10.1007/978-3-030-81619-3\_22.
18. Popikov P. I., Konyukhov A. V., Popikov S. K., Popikova A. V. Test stand for lifting mechanisms of forest manipulators with energy recovery // Energy efficiency and energy saving in modern production and society: materials of the international scientific and practical conference, Voronezh, June 06–07, 2022. Volume Part II. – Voronezh: Voronezh State Agrarian University named after. Emperor Peter I, 2022. pp. 105-110. URL: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=49868071>.
19. Fedchenko V. B., Khakimov E. F. Analysis of the layout of a promising Hybrid forwarder with motor wheels // WORLD SCIENCE: PROBLEMS AND INNOVATIONS : Proceedings of the XLV International Scientific and Practical Conference, Penza, 2020. P. 42-46 (in Russ.). URL: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=43847657&ysclid=lur443w3fi231074063>.
20. Chetverikova I. V., Zimarin S. V., Burdykin A. V. On the issue of improving the hydraulic drive of a shockless skidding grip // Improving the efficiency of the forest complex. Materials of the seventh All-Russian National Scientific and Practical Conference with international participation. Petrozavodsk, 2021: 197-199. URL: <https://www.elibrary.ru/rouesk>.
21. Vlasov E. N., Sergeevichev A. V., Dobrynin Yu. A., Sergeevichev V. V. Analysis of the operation of a hydraulic manipulator of a forest machine with a cyclic control system. // Proceedings of the St. Petersburg Forestry Academy. 2022; DOI: <https://doi.org/10.21266/2079-4304.2022.238.99-112>.

22. Glushkov S., Rybak A. T., Popikov P. I., Uskov V. I., Bogdanov D. S., Konyukhov A. V. Modeling of work processes of an energy-saving hydraulic drive of a lifting mechanism of a forest manipulator// Lesotekhnicheskii zhurnal [Forestry Engineering Journal]. – 2021. – Vol. 11. – № 4 (44). – Pp. 88-99. – Bibliogr.: pp. 96-98 (13 titles). – DOI: 10.34220/issn.2222-7962/2021.4/8.

23. Sokolov A. P. Simulation modeling of wood harvesting processes // Proceedings of the St. Petersburg Forestry Academy. 2023. Issue 245. pp. 244-260. DOI: 10.21266/2079-4304.2023.245.244-26024.

### Сведения об авторах

*Рыбак Александр Тимофеевич* – доктор технических наук, профессор, ФГБОУ ВО «Донской государственный технический университет», кафедра приборостроения и биомедицинской инженерии, машин, пл. Гагарина, 1, г. Ростов-на-Дону, 344003, Российская Федерация, ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-9950-3377>, e-mail: 2130373@mail.ru.

*Попиков Пётр Иванович* – доктор технических наук, профессор, ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», кафедра механизации лесного хозяйства и проектирования машин, ул. Тимирязева, 8, г. Воронеж, 394087, Российская Федерация, ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-6348-8934>, e-mail: popikovpetr@yandex.ru

*Дручинин Денис Юрьевич* – кандидат технических наук, доцент, ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», кафедра механизации лесного хозяйства и проектирования машин, ул. Тимирязева, 8, г. Воронеж, 394087, Российская Федерация, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2128-2687>, e-mail: druchinin.denis@rambler.ru.

✉ *Хоменко Константин Геннадьевич* – соискатель, ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет им Г.Ф. Морозова», кафедра механизации лесного хозяйства и проектирования машин, ул. Тимирязева, 8, г. Воронеж, 394087, Российская Федерация, e-mail: ORCID <https://orcid.org/0009-0005-4732-1535>, e-mail: slash4850@yandex.ru

*Попиков Сергей Константинович* – аспирант, ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет им Г.Ф. Морозова», кафедра механизации лесного хозяйства и проектирования машин, ул. Тимирязева, 8, г. Воронеж, 394087, Российская Федерация, ORCID <https://orcid.org/0009-0009-1176-9804>; e-mail: sergpopikov@mail.ru.

### Information about the authors

*Alexander T. Rybak* – Dr. Sci. (Technical Sciences), Professor, Don State Technical University, Department of Instrumentation and Biomedical Engineering, Machines, pl. Gagarina, 1, Rostov-on-Don, 344003, Russian Federation, ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-9950-3377>, e-mail: 2130373@mail.ru.

*Petr I. Popikov* – Dr. Sci. (Technical Sciences), Professor, Department of Forestry Mechanization and Machine Design, Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov, Timiryazev st., 8, Voronezh, 394087, Russian Federation, ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-6348-8934>, e-mail: popikovpetr@yandex.ru.

*Denis Yu. Druchinin* – Cand. Sci. (Technical Sciences), Associate Professor, Department of Forestry Mechanization and Machine Design, Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov, Timiryazev st., 8, Voronezh, 394087, Russian Federation, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2128-2687>, e-mail: druchinin.denis@rambler.ru.

✉ *Konstantin G. Khomenko* – applicant, Department of Forestry Mechanization and Machine Design, Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov, Timiryazev st., 8, Voronezh, 394087, Russian Federation, e-mail: ORCID <https://orcid.org/0009-0005-4732-1535>, e-mail: slash4850@yandex.ru.

*Sergei K. Popikov* – postgraduate student, Department of Forestry Mechanization and Machine Design, Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov, Timiryazev st., 8, Voronezh, 394087, Russian Federation, ORCID: <https://orcid.org/0009-0009-1176-9804>, sergpopikov@mail.ru.

✉ – Для контактов | Corresponding author