

Оригинальная статья

DOI: <https://doi.org/10.34220/issn.2222-7962/2023.3/13>

УДК 630 + 621.225:69.002.51



## Обоснование перспективной схемы кривошипного гидромотора для гидропривода опорно-поворотного устройства манипулятора лесовозного автопоезда

Валерий И. Посметьев<sup>1</sup>, posmetyev@mail.ru <https://orcid.org/0000-0001-9878-7451>

Вадим О. Никонов<sup>1</sup>✉, 8888nike8888@mail.ru <https://orcid.org/0000-0002-7380-9180>

Виктор В. Посметьев<sup>1</sup>, victorvpo@mail.ru <https://orcid.org/0000-0001-6622-5358>

Владимир А. Зеликов<sup>1</sup>, zelikov-vrn@mail.ru <https://orcid.org/0000-0003-2317-9413>

Петр И. Попиков<sup>1</sup>, popikovpetr@yandex.ru <https://orcid.org/0000-0002-6348-8934>

Петр В. Колодий<sup>2</sup>, pkolody@mail.ru <https://orcid.org/0000-0001-6418-1531>

Александр А. Михайлов<sup>3</sup>, mikhaylov\_a.a@mail.ru <https://orcid.org/0009-0004-1575-4013>

<sup>1</sup>ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», ул. Тимирязева, 8, г. Воронеж, 394087, Российская Федерация

<sup>2</sup>Гомельский государственный университет имени Ф. Скорины, ул. Мазурова, 59/34, г. Гомель, 246053, Республика Беларусь

<sup>3</sup>Филиал ФГБОУ ВО «Ростовский государственный университет путей сообщения», ул. Урицкого, д. 75а, г. Воронеж, 394026, Российская Федерация

Задача повышения эффективности гидроманипуляторов с традиционными механизмами поворота колонны, устанавливаемых на лесовозных автопоездах, может быть решена установкой поворотных механизмов колонны с кривошипными гидромоторами от гидроцилиндров. Варианты расположения гидроцилиндров в кривошипном гидромоторе исследовались графоаналитически определением касательных и радиальных усилий, действующих на поворотную колонну гидроманипулятора. Вначале выполнялись расчеты на основе методов статики для оценки действия усилий на штоках гидроцилиндров в рабочих положениях механизма поворота колонны. После при помощи системы автоматизированного проектирования КОМПАС осуществлялось построение круговых диаграмм касательных и радиальных усилий рассматриваемых вариантов расположения гидроцилиндров в кривошипном гидромоторе. Далее в программе Microsoft Excel осуществлялось построение графиков изменения касательных усилий, действующих на поворотную колонну гидроманипулятора. Наилучшим вариантом действующих усилий на подшипники, в которых проворачивается колонна, обладают схемы с пятью и шестью гидроцилиндрами. Диапазоны изменения радиальных усилий для них составили соответственно от 3,32 до 22,07 кН и от 11,175 до 11,297 кН, а касательных усилий – от 257,893 до 285,274 кН и от 300,471 до 354,059 кН, что может быть использовано при проектировании новых конструкций приводов для поворота колонн гидроманипуляторов. Для практической реализации предлагаемой конструкции кривошипного гидромотора планируется на основе имитационного моделирования осуществить рациональный выбор месторасположения гидроцилиндров кривошипного гидромотора на раме лесовозного автопоезда.

**Ключевые слова:** лесовозный автопоезд, кривошипный гидромотор, манипулятор, опорно-поворотное устройство, механизм поворота колонны, статика, гидравлический цилиндр двухстороннего действия, рециркуляция энергии рабочей жидкости, управление гидроприводом.

**Финансирование:** исследование выполнено при поддержке локального гранта ФГБОУ ВО ВГЛТУ.

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

**Конфликт интересов:** авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.



**Для цитирования:** Обоснование перспективной схемы кривошипного гидромотора для гидропривода опорно-поворотного устройства манипулятора лесовозного автопоезда / В. И. Посметьев, В. О. Никонов, В. В. Посметьев, В. А. Зеликов, П. И. Попиков, П. В. Колодий, А. А. Михайлов // Лесотехнический журнал. – 2023. – Т. 13. – № 3 (51). – С. 180–199. – Библиогр.: с. 195–198 (20 назв.). – DOI: <https://doi.org/10.34220/issn.2222-7962/2023.3/13>.


*Поступила* 12.04.2023. *Пересмотрена* 29.10.2023. *Принята* 12.11.2023. *Опубликована онлайн* 30.11.2023.

Article

### Substantiation of a perspective scheme of a crank hydraulic motor for a hydraulic drive of a turntable of a logging truck manipulator

Valerii I. Posmetev<sup>1</sup>, [posmetyev@mail.ru](mailto:posmetyev@mail.ru)  <https://orcid.org/0000-0001-9878-7451>

Vadim O. Nikonov<sup>1</sup> , [8888nike8888@mail.ru](mailto:8888nike8888@mail.ru)  <https://orcid.org/0000-0002-7380-9180>

Viktor V. Posmetev<sup>1</sup>, [victorvpo@mail.ru](mailto:victorvpo@mail.ru)  <https://orcid.org/0000-0001-6622-5358>

Vladimir A. Zelikov<sup>1</sup>, [zelikov-vrn@mail.ru](mailto:zelikov-vrn@mail.ru)  <https://orcid.org/0000-0003-2317-9413>

Petr I. Popikov<sup>1</sup>, [popikovpetr@yandex.ru](mailto:popikovpetr@yandex.ru)  <https://orcid.org/0000-0002-6348-8934>

Petr V. Kolodii<sup>2</sup>, [pkolody@mail.ru](mailto:pkolody@mail.ru)  <https://orcid.org/0000-0001-6418-1531>

Aleksandr A. Mihailov<sup>3</sup>, [mikhaylov\\_a.a@mail.ru](mailto:mikhaylov_a.a@mail.ru)  <https://orcid.org/0009-0004-1575-4013>

<sup>1</sup>Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov, Timiryazeva str., 8, Voronezh, 394087, Russian Federation

<sup>2</sup>F. Skorina Gomel State University, st. Mazurova – 59/34, Gomel, 246053, Republic of Belarus

<sup>3</sup>Branch of the Rostov State Transport University, st. Uritskogo, 75 a, Voronezh, 394026, Russian Federation

#### Abstract

The task of increasing the efficiency of hydraulic manipulators with traditional column turning mechanisms installed on logging road trains can be solved by installing column turning mechanisms with crank hydraulic motors from hydraulic cylinders. Variants of the arrangement of hydraulic cylinders in a crank hydraulic motor were studied graph analytically by determining tangential and radial forces acting on the rotary column of the hydraulic manipulator. At first, calculations were performed based on static methods to evaluate the effect of forces on the rods of hydraulic cylinders in the working positions of the column rotation mechanism. After that, using the COMPASS computer-aided design system, circular diagrams of tangential and radial forces of the considered options for the arrangement of hydraulic cylinders in a crank hydraulic motor were constructed. Further, in the Microsoft Excel program, graphs of changes in tangential forces acting on the rotary column of the hydraulic manipulator were plotted. Schemes with five and six hydraulic cylinders have the best option of influencing the bearings in which the column is rotated. The ranges of radial forces for them ranged, respectively, from 3.32 to 22.07 kN and from 11.175 to 11.297 kN, and tangential forces – from 257.893 to 285.274 kN, and from 300.471 to 354.059 kN, which can be used in the design of new drive designs for turning columns of hydraulic manipulators. For the practical implementation of the proposed design of the crank hydraulic motor, it is planned to make a rational choice of the location of the hydraulic cylinders of the crank hydraulic motor on the frame of the logging road train on the basis of simulation modeling.

**Keywords:** logging road train, crank hydraulic motor, manipulator, turntable, column turning mechanism, statics, double-acting hydraulic cylinder, working fluid energy recovery, hydraulic drive control.

**Funding:** the research supported by a local grant from the FSBEI HE VSUFT.

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

**Conflict of interest:** the authors declare no conflict of interest.

**For citation:** Posmetev V. I., Nikonov V. O., Posmetev V. V., Zelikov V. A., Popikov P. I., Kolodii P. V., Mihailov A. A. (2023) Substantiation of a perspective scheme of a crank hydraulic motor for a hydraulic drive of a turntable of a logging truck manipulator. *Lesotekhnicheskii zhurnal* [Forestry Engineering journal], Vol. 13, No. 3 (51), pp. 180-199 (in Russian). DOI: <https://doi.org/10.34220/issn.2222-7962/2023.3/13>.

*Received* 12.04.2023. *Revised* 29.10.2023. *Accepted* 12.11.2023. *Published online* 30.11.2023.

### Введение

Увеличение объемов заготавливаемых и вывозимых лесоматериалов неразрывно связано с совершенствованием устанавливаемых на лесовозные автопоезда (ЛА) гидравлических манипуляторов (ГМ), а также повышением их производительности при одновременном снижении затрат на содержание и ремонт. Такое совершенствование в итоге позволит за счет сокращения удельных затрат на процесс погрузки и разгрузки лесоматериалов значительно снизить себестоимость их вывозки конечным потребителям [1, 2].

Различные аспекты повышения эффективности работы ГМ рассматриваются во многих научных статьях отечественных и зарубежных авторов.

Min Cheng и др. (2021) в своей научной работе рассмотрели вопрос согласованного управления траекторией рабочего органа ГМ, осуществляемого на основе алгоритма динамического программирования оптимизации потока рабочей жидкости, подаваемой в гидроцилиндры (ГЦ) при сокращении времени операций поворота, подъема и опускания, повышении скорости перемещения рабочего органа ГМ, безопасности, а также снижении энергопотребления. Для разработки предложенного алгоритма работы, способного повысить эффективность ГМ, на первом этапе для теоретического исследования создана математическая модель ГМ с семью степенями свободы. На втором этапе – осуществлена экспериментальная проверка опытного образца ГМ. Установлено, что использование такого алгоритма дает возможность снизить на 9,85 % поток рабочей жидкости, на 310,3 Вт среднее значение мощности, а также увеличить на 7,52 % среднюю скорость рабочего органа ГМ [3].

В статье Duc-Thien Tran и др. (2019) рассмотрена проблема управления звеньями ГМ, заключающаяся в неопределенности динамики электрогидравлического привода, которая оказывает влияние на эффективность управления и стабильность работы всей системы. С целью повышения точности перемещения звеньев ГМ, обеспечения оптимальной полезной нагрузки, минимизации утечек в электрогидравлическом приводе, предложено адаптивное управление для отслеживания положения звеньев ГМ, а также динамики электрогидравлического привода. Адаптивное управление основано на нейронной сети радиальных базисных функций. Экспериментальное исследование, выполненное на испытательном стенде, показало, что предлагаемое адаптивное управление ГМ аппроксимирует неопределенности, что повышает точность характеристик управления [4].

В работе Karam Dad Kallu (2019) предложена двухсторонняя система дистанционного управления ГМ с обратной связью, включающая в себя камеру, используемую для получения визуальной информации о рабочем пространстве. Такое управление оценивает силу реакции ведущего и ведомого звеньев для улучшения позиционирования ГМ. Экспериментальное исследование показывает, что ГМ с такой системой дистанционного управления точно следует заданной траектории движения [5].

Noai Vu Anh Truong и др. (2019) в статье предлагают адаптивное управление положением ГМ с тремя степенями свободы и с широким диапазоном изменения полезной нагрузки, которая достигается за счет применения в качестве первичных генераторов крутящего момента электрогидравлических приводов. Применение таких приводов, не-

смотря на их характеристики нелинейности и параметры неопределенности, обеспечивает высокие значения жесткости и отношений мощности к весу [6].

В другой работе Noai Vu Anh Truong и др. (2019) рассмотрели вопрос повышения производительности, надежности и безопасности адаптивно управляемого ГМ. Предложен метод обнаружения неисправностей и повышения безопасной работы при решении проблемы внезапной потери контакта в процессе работы серийного ГМ, приводимого в действие электрогидравлическими приводами. При потере контакта для предотвращения повреждения системы или непроизвольного движения, потенциальная энергия, запасенная в ЦЦ каждого звена ГМ, мгновенно высвобождается [7].

Markku Suomalainen и др. (2018) рассмотрели проблему дистанционного управления ГМ, функционирующего в сложных природно-климатических условиях окружающей среды. Такое управление положением захватного звена ГМ в пространстве при контакте с перемещаемым объектом в некоторых случаях, связанных с увеличением ошибок местоположения сопровождается негативными последствиями воздействия на окружающую среду. Избежать это, по мнению авторов, можно путем использования податливости системы, заключающейся в возможности ГМ отклоняться от запланированной траектории при возникающих ограничениях в процессе перемещения. Предложен метод двухстороннего дистанционного телеуправления, повышающий точность, стабильность и безопасность автономного управления за счет учета силы ГМ при оценке контакта между захватным звеном и перемещаемым объектом [8].

Shizhao Zhou и др. (2022) исследовали проблему ограничения применения двухстороннего телеуправления гидравлическим приводом ГМ, функционирующего в сложных условиях работы, характеризуемых различными внешними возмущениями. Это сопровождается недостаточной точностью работы оператора, отправляющего команды с ведущего на ведомые элементы системы, осуществляющей управление ГМ. Предложен метод телеуправления, основанный на линейном неточном управлении движением звеньев ГМ. Результа-

ты эксперимента показывают, что предложенный метод управления удовлетворяет требованиям телеоперации ГМ с максимальной точностью работы до 0,02 м [9].

Jarmo Nurmi и др. (2017) в рассмотрели актуальную научную задачу, связанную с полуавтоматическим управлением ГМ, облегчающим загруженность оператора в процессе выполнения многократно повторяющихся операций управления подъемом, опусканием и поворотом ГМ. Приведено обоснование необходимости повышения эффективности работы ГМ за счет минимизации энергопотребления исполнительными механизмами ГМ путем оптимального управления перемещением звеньев ГМ, а также их скоростью подъема, опускания и поворота. Экспериментальное исследование работы ГМ с предложенной системой оптимального управления показало, что ее использование позволяет сократить на 15-30 % общее количество гидравлической энергии, затрачиваемой на операции подъема, опускания и поворота ГМ в сравнении с традиционной системой управления [10].

Haо Zhou и др. (2023) рассмотрели проблему гибкой деформации ГМ с большим ходом, которая оказывает значительное влияние на точное управление положением рабочих органов в декартовом пространстве. С целью решения вышеуказанной проблемы предложена модель обратной кинематики, в основе которой лежит его упругая деформация при расположении звеньев ГМ в начальном положении. Применение предлагаемой модели позволяет избежать сложного гибкого многозвенного моделирования и идентификации параметров, а также предоставляет возможность точно управлять ГМ с большим ходом в пределах заданной области пространства [11].

Xiaohua Wei и др. (2023) рассмотрели вопрос адаптивного динамического моделирования управлением манипулятором с гидравлическим сервоприводом при различной массе полезной нагрузки. Предложен метод управления таким манипулятором, позволяющий точно отслеживать требуемую траекторию, подавлять вынужденные вибрации манипулятора, а также оптимизировать его энергопотребление [12].

Rohit Dhakate и др. (2022) представили автономный метод управления манипулятором с гидравлическим приводом, обеспечивающий точность отслеживания траектории, повышение производительности процесса погрузки и разгрузки лесоматериалов. Основным преимуществом предлагаемого метода управления является требуемая минимальная системная информация и отсутствие необходимости математического обоснования кинематики и динамики движения рассматриваемого манипулятора [13].

MyoungHo Kim и др. (2021) в своей статье разработали метод моделирования ГМ в режиме реального времени. Данный метод учитывает работу гидравлического привода, механической системы, процессы демпфирования и трения, позволяет оценивать эффективность управления. Использование этого метода в процессе исследования операций подъема и опускания грузов позволяет в сравнении с физическим экспериментом сократить затраты денежных средств и времени, а также повысить производительность при сохранении высокой точности [14].

Pengfei Li и Yong Li (2023) предложили и исследовали на основе моделирования в системе MATLAB / Simulink новую конструкцию ГМ, управляемого электрогидравлической сервосистемой. Разработан алгоритм управления электрогидравлической сервосистемой ГМ. Предметом исследования являлось достижение оптимального управления и нахождение требуемой для этого параметров ГМ. Результаты моделирования показывают, что предлагаемый ГМ с нечетким пропорционально-интегрально-дифференцирующим управлением электрогидравлической сервосистемы обладает высокой стабильностью за счет эффективной оптимизации и настройки параметров, а также улучшенной производительностью [15].

Pavlov A.I. и др. (2020) рассмотрели вопрос надежности работы ГМ, от которой зависит не только их конкурентоспособность, но и предотвращение загрязнения окружающей среды при аварийном сбросе рабочей жидкости. Также, ими обоснована постоянно возрастающая потребность в разработке новых методов контроля надежности и технического состояния гидравлических элементов

ГМ. Предложен колебательный метод контроля технического состояния гидроцилиндров ГМ, основанный на анализе законов динамических процессов, протекающих в гидроцилиндрах при различных их технических состояниях. Использование такого метода позволит определить целесообразность дальнейшей эксплуатации гидроцилиндров ГМ [16].

Ruqi Ding и др. (2019) рассмотрели проблему недостаточной энергоэффективности из-за существенных потерь потенциальной энергии (механических и объемных потерь насоса, потерь на дросселирование в клапанах) в процессе работы гидравлического привода мобильного манипулятора с большой нагрузкой. Предложена энергоэффективная многорежимная система управления электрогидравлическим приводом манипулятора, включающая в себя независимый дозирующий клапан и насос с электронным управлением. Такая система позволяет оптимизировать потенциальные потери энергии на входе и на выходе электрогидравлического привода, а также улучшить точность управления манипулятором. В сравнении с традиционной системой управления гидравлического привода, предлагаемая система для типичного рабочего цикла манипулятора обеспечивает коэффициенты энергоэффективности 25,8 и 35,3 % соответственно [17].

Анализ результатов исследований зарубежных авторов, научная работа которых связана с изучением различных аспектов повышения эффективности работы ГМ, позволил установить, что значительное улучшение их работы может быть достигнуто за счет: согласованного управления траекторией движения рабочего органа ГМ, обеспечивающего повышение скорости перемещения рабочего органа, сокращение времени на выполнение операций подъема, опускания и поворота, и, как следствие, снижение энергопотребления; повышения точности перемещений и позиционирования звеньев ГМ, обеспечения оптимальной полезной нагрузки, а также минимизации утечек в гидроприводе; улучшения энергоэффективности за счет оптимизации потерь потенциальной энергии в процессе работы гидропривода ГМ.

В настоящее время модельный ряд ГМ постоянно расширяется, пополняясь новыми образцами, широко востребованными для установки на ЛА. Тяжелые условия работы ГМ, характеризующиеся внешними механическими воздействиями, пускотормозным и реверсивным режимами функционирования, передачей высоких нагрузок из-за превышения грузовых характеристик и неравномерным распределением напряжений сопровождаются снижением их работоспособности. Одним из наиболее сложных в ремонте и ответственных узлов ГМ, определяющих его надежную и безопасную работу, является опорно-поворотное устройство (ОПУ) [18].

Наибольшее распространение в конструкциях ГМ, выпускаемых многими странами мира получили ОПУ с механизмами поворота колонны на основе реечных передач. В этих устройствах поворота колонны функцию привода механической передачи выполняют ГЦ одно и двухстороннего действия, которые за счет кинематики передачи усилий между зубчатыми рейками и зубчатым колесом преобразуют поступательное движение во вращательное.

Зубчатые рейки такой конструкции с ГЦ их перемещения устанавливаются на основании ГМ, а зубчатое колесо на поворотной колонне. При этом их герметизация осуществляется за счет применения специального корпуса, который заполняется смазочным материалом до заданного уровня. Это обстоятельство значительно усложняет доступ к деталям реечной передачи при осуществлении планового технического обслуживания, и в большинстве случаев требует полной разборки поворотного механизма колонны. Также, недостаточно совершенные системы смазки, подобные рассматриваемым поворотным устройствам допускают неоправданно повышенное трение зубчатой рейки в направляющей, что особенно сказывается в зимний период эксплуатации ГМ. Дополнительно к этому, такие поворотные устройства колонны имеют значительные габаритные размеры, ограниченный угол поворота колонны и увеличенную массу. Также, выявлено, что остановка поворотной колонны ГМ в крайних положениях преимущественно протекает очень жестко, и сопровождается возникно-

ванием динамических нагрузок, действующих на элементы конструкции ГМ. Причиной этому является резкое заклинивание рабочей жидкости в конце хода поршней ГЦ реечной передачи. Для снижения таких динамических нагрузок приходится использовать различные системы демпфирования [19].

Одним из перспективных направлений, позволяющих повысить эффективность ОПУ, является разработка и исследование поворотных механизмов колонны с кривошипными гидромоторами от различного числа ГЦ. Использование таких ОПУ позволит повысить надежность за счет снижения воздействующих динамических нагрузок при пускотормозных режимах работы, упростить конструкцию, уменьшить массу и габаритные размеры, снизить трение, и соответственно, увеличить коэффициент полезного действия, улучшить равномерность угловой скорости поворота при различных значениях нагрузки, упростить технологический процесс изготовления ОПУ, сократить время пребывания в ремонте, повысить точность позиционирования ГМ, даст возможность преобразовывать и накапливать при тормозных режимах работы ГМ энергию рабочей жидкости для последующего полезного использования с целью снижения энергозатрат на процесс погрузки и разгрузки лесоматериалов [20].

Создание конструкций новых ОПУ ГМ при постоянном повышении требований к их эксплуатационным характеристикам требует решения многих теоретических и практических задач. Целью работы является выявление на основании анализа построения круговых диаграмм, учитывающих касательные и радиальные усилия, действующие на ОПУ ГМ, оптимального варианта количества ГЦ и их расположения в кривошипном гидроприводе поворотного механизма колонны.

### **Материалы и методы**

#### *Предмет и объект исследований*

Объектом исследования является кривошипный гидромотор для гидропривода ОПУ ГМ лесовозного автопоезда. Предметом исследования являются зависимости изменения усилий, действующих на поворотную колонну ГМ с таким гидромотором от заданного количества ГЦ.

Согласно ГОСТ 17752 РФ, кривошипный гидропривод относится к радиально-поршневым гидромоторам, в которых движение от поршней к выходному звену передается кривошипно-шатунным механизмом.

В качестве аналога для выбора исходных данных при выполнении расчетов принимался ГМ ММ-90 с грузовым моментом  $90 \text{ кН} \cdot \text{м}$ , производителем которого является Майкопский машиностроительный завод. Такой ГМ может устанавливаться на различные базовые ЛА зарубежного и российского производства.

### Дизайн эксперимента

Исследование базировалось на графоаналитическом методе определения касательных и радиальных усилий, действующих на поворотную колонну ГМ с кривошипным гидромотором от заданного количества ГЦ. Расчеты выполнялись на основе методов статики, позволивших на этапе поиско-

вых исследований приблизительно оценить действие усилий на штоках ГЦ в рабочих положениях механизма поворота колонны ГМ. При расчетах были приняты следующие допущения: трение в шарнирах и плоскостях скольжения отсутствует; влияние моментов со стороны стрелы, грейферного захвата и груза и инерционность срабатывания ГЦ не учитывались.

На первом этапе перед выполнением расчетов были проанализированы возможные варианты конструктивного исполнения ГЦ, которые можно использовать в кривошипном гидромоторе поворотного механизма ГМ (рис. 1). Наиболее приемлемым вариантом при прочих равных условиях является использование гидроцилиндров двухстороннего действия (рис. 1, а), так как они обладают простотой конструкции и меньшими массогабаритными параметрами.

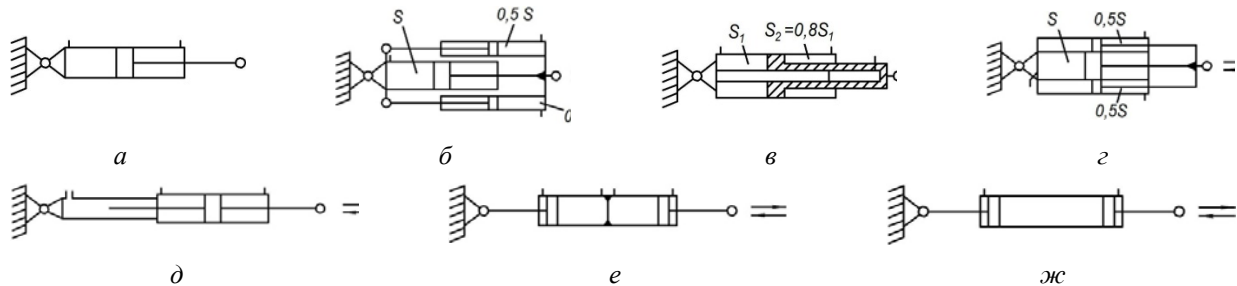


Рисунок 1. Схемы ГЦ для кривошипного гидромотора ОПУ ГМ: б, г, д – схемы с равными усилиями на штоках; в – плунжер с функцией мультипликатора давления  
Figure 1. HC schemes for crank hydraulic motor SD HM: б, д, е – schemes with equal efforts on the rods; в – plunger with pressure multiplier function

Источник: собственная схема авторов  
Source: authors' own schema

На втором этапе исследования были рассмотрены возможные варианты изменяемых усилий для анализируемых схем расположения ГЦ в кривошипном гидромоторе ОПУ ГМ (рис. 2).

На третьем этапе применительно к наиболее распространенному по основным параметрам ГМ, были выбраны следующие исходные данные для расчета:  $D_{ц} = 80 \text{ мм}$  и  $D_{ш} = 40 \text{ мм}$  – рабочий диаметр ГЦ и диаметр его штока, соответственно (рис. 3, б);  $P = 20 \text{ МПа}$  – номинальное давление рабочей жидкости;  $\beta = 120^\circ$  – угол между осями ГЦ в их первом положении (рис. 3, б);  $l_k = 150 \text{ мм}$  – длина кривошипа;  $l_1 = 208 \text{ мм}$  и  $l_2 = 360 \text{ мм}$  – координаты шарнира 3 в его первом положении относительно шарниров  $O_1$  и  $O_2$  крепления ГЦ на раме

ЛА;  $L = 720 \text{ мм}$  – расстояние между шарнирами крепления ГЦ на раме ЛА (рис. 3).

На четвертом этапе были определены составляющие  $F_1$  и  $F_2$  усилия  $F$  на штоке ГЦ двухстороннего действия для рабочих положений механизма поворота колонны ГМ. Сила  $F_1$  определялась для оценки момента поворота колонны со стрелой и грузом, а сила  $F_2$  – для определения максимальных значений нагрузок на подшипники, в которых поворачивается колонна.

Значения составляющих усилий  $F_1$  и  $F_2$  определялись из следующих выражений:

$$F_1 = F \cdot \sin \alpha; F_2 = F \cdot \cos \alpha. \quad (1)$$

Величины усилий на штоке при его выдвигании  $F_{\text{выд}}$  и втягивании  $F_{\text{вт}}$  из цилиндра определялись соответственно из выражений

$$F_{\text{выд}} = P \cdot \pi \cdot (D_{\text{ц}}/2)^2; F_{\text{вт}} = P \cdot \pi \cdot (D_{\text{ц}}/2)^2. \quad (2)$$

После подстановки получим Н:

– усилие на штоке при выдвигании:

$$F_{\text{выд}} = 20 \cdot 3,14 \cdot 40^2 = 100480;$$

– усилие на штоке при втягивании:

$$F_{\text{вт}} = 20 \cdot (S_n - S_{\text{ум}}) =$$

$$= 20 \cdot (3,14 \cdot 40^2 - 3,14 \cdot 20^2) = 75360.$$

Знаки нормального усилия  $F_2$  следующие: –

со знаком плюс при направлении силы наружу от оси колонны и со знаком минус при направлении силы внутрь.

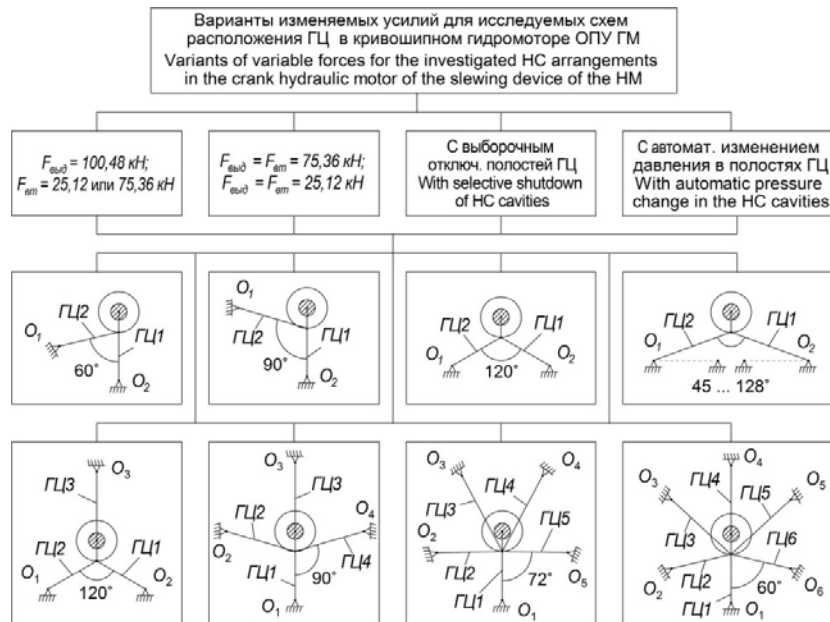


Рисунок 2. Схема исследуемых вариантов расположения ГЦ в кривошипном гидромоторе

Figure 2. Scheme of the studied options for the location of the HC in the crank hydraulic motor

Источник: собственная схема авторов

Source: authors' own scheme

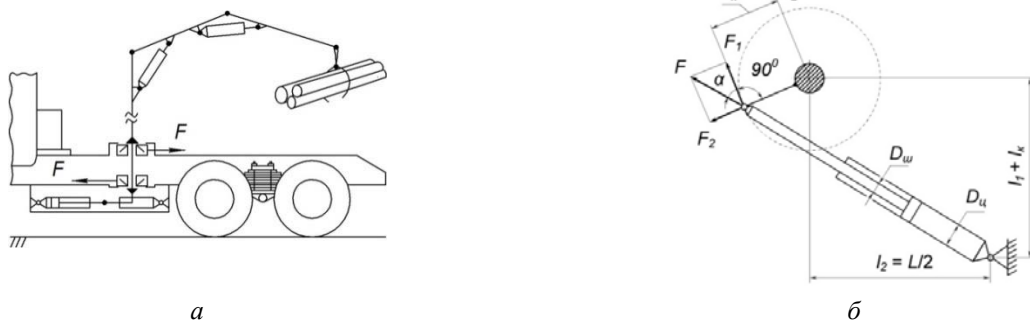


Рисунок 3. Схема размещения кривошипного гидромотора ОПУ ГМ на ЛА (а) и схема для определения усилий  $F_1$  и  $F_2$  на штоке ГЦ механизма поворота колонны ГМ (б)

Figure 3. Layout of the crank hydraulic motor of the turntable of the manipulator on a timber truck (a) and the diagram for determining the forces  $F_1$  and  $F_2$  on the HC rod of the HM column rotation mechanism (b)

Источник: собственная схема авторов

Source: authors' own scheme

Анализ данных

Полученные результаты косвенных измерений радиальных и касательных усилий, изменяющихся от угла поворота колонны ГМ, статистиче-

ски обрабатывались методом, основанным на раздельной обработке аргументов и их погрешностей.

На завершающем этапе расчета при помощи системы проектирования САПР КОМПАС осуществлялось построение круговых диаграмм кас-



тельных и радиальных усилий рассматриваемых вариантов расположения ГЦ в кривошипном гидромоторе. Далее в программе Microsoft Excel осуществлялось построение графиков изменения касательных усилий, действующих на поворотную колонну гидроманипулятора.

Круговая диаграмма представляет собой зависимость радиальных усилий, действующих на подшипники кривошипного гидромотора, в функции рабочих положений механизма поворота колонны ГМ. На основании развернутых диаграмм определяли изменение радиальных и касательных усилий. Анализ изменения таких усилий служит критерием приближенной оценки работоспособности подшипников кривошипного гидромотора механизма поворота колонны ГМ. Кроме этого, круговые диаграммы также дают наглядное представление о распределении давления усилий на подшипники поворотного механизма колонны.

Результаты

Полученные графоаналитическим методом круговые диаграммы, радиальных  $\sum F_2$  усилий, действующих на поворотную колонну ГМ с кривошипным гидромотором для исследуемого количества и расположения ГЦ приведены на рис. 4, 6, 8.

При построении круговых диаграмм в каждой рассматриваемой схеме кривошипного гидромотора учитывались мертвые положения механизма по рабочим ГЦ. Соответствующие расчетные значения радиальных  $\sum F_2$  усилий для исследуемых положений кривошипного гидромотора ОПУ ГМ представлены в табл. 1-3.

Графики изменения касательных  $\sum F_1$  усилий, действующих на кривошипный гидромотор ОПУ ГМ лесовозного автомобиля, приведены на рис. 5, 7, 9.

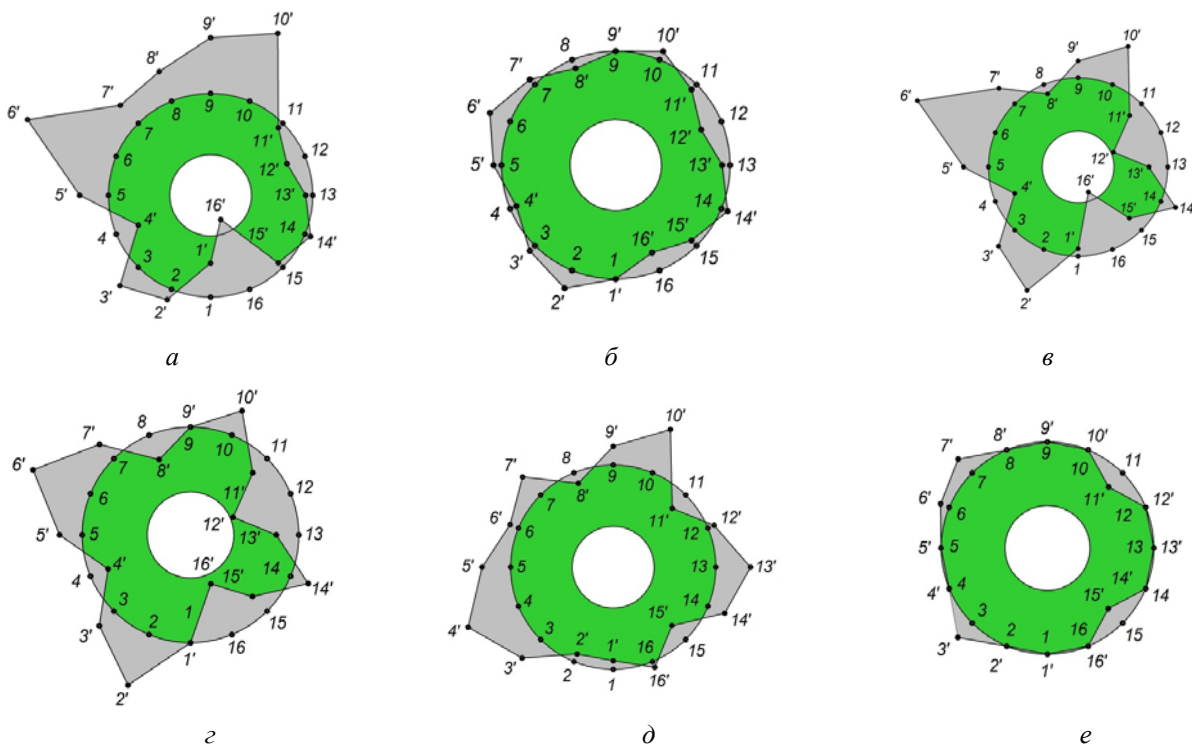


Рисунок 4. Диаграммы радиальных усилий, действующих на поворотную колонну ГМ с кривошипным гидромотором от двух ГЦ, расположенных в начальном положении под углом  $120^\circ$ : а –  $F_{выд} = 100,48$  кН,  $F_{вт} = 25,12$  кН; б –  $F_{выд} = 25,12$  кН,  $F_{вт} = 25,12$  кН; в –  $F_{выд} = 100,48$  кН,  $F_{вт} = 75,36$  кН; г –  $F_{выд} = 75,36$  кН,  $F_{вт} = 75,36$  кН; д –  $F_{выд} = 100,48$  кН,  $F_{вт} = 75,36$  кН (с выборочным отключением полостей ГЦ); е –  $F_{выд} = 100,48$  кН,  $F_{вт} = 75,36$  кН (с автоматическим изменением давления в полостях ГЦ)

Figure 4. Diagrams of radial forces acting on the HM rotary column with a crank hydraulic motor from two HC located in the initial position at an angle  $120^\circ$ : а –  $F_{vyd} = 100.48$  kN,  $F_v = 25.12$  kN; б –  $F_{vy} = 25.12$  kN,  $F_{vt} = 25.12$  kN; в –  $F_{vy} = 100.48$  kN,  $F_{vt} = 75.36$  kN; г –  $F_{vy} = 75.36$  kN,  $F_{vt} = 75.36$  kN; д –  $F_{vy} = 75.36$  kN,  $F_{vt} = 75.36$  kN; е –  $F_{vy} = 100.48$  kN,  $F_{vt} = 75.36$  kN (with selective shutdown of the HC cavities); ф –  $F_{vy} = 100.48$  kN,  $F_{vt} = 75.36$  kN (with automatic pressure change in the HC cavities)

Источник: собственные схемы авторов / Source: authors' own schemes

Результаты расчета радиальных усилий  $\sum F_2$  на штоках ГЦ в исследуемых положениях кривошипного гидромотора ОПУ ГМ ЛА (два ГЦ, расположенных в начальных положениях под углом  $120^\circ$ )

The results of calculating the radial forces  $\sum F_2$  on the HC rods in the studied positions of the crank hydraulic motor of the SD HM LA (two HC located in the initial positions at an angle of  $120^\circ$ )

Положения кривошипного гидромотора Crank motor positions	Значения радиальных усилий $\sum F_2$ , кН Values of radial forces $\sum F_2$ , kN			Положения кривошипного гидромотора Crank motor positions	Значения радиальных усилий $\sum F_2$ , кН Values of radial forces $\sum F_2$ , kN		
	1 вариант 1 option	2 вариант 2 option	3 вариант 3 option		1 вариант 1 option	2 вариант 2 option	3 вариант 3 option
	1	-9,562	-9,562		0	9	20,494
2	55,08	-9,12	0	10	51,374	51,374	0
3	28,741	28,741	21,535	11	-20,958	-20,958	-20,958
4	-26,38	59,668	0	12	-64,619	7,337	0
5	31,378	31,378	0	13	-23,525	38,165	0
6	105,781	9,834	9,834	14	19,784	19,784	0
7	27,946	27,946	20,959	15	-21,554	-21,554	-21,554
8	-12,61	-12,61	0	16	-78,757	6,849	0

Примечание: для всех трех вариантов –  $F_{выд} = 100,48$  кН,  $F_{ем} = 75,36$  кН; 1 вариант – задействованы в работе все полости ГЦ; 2 вариант – с выборочным отключением полостей; 3 вариант – с автоматическим изменением давления в полостях ГЦ

Note: for all three options –  $F_{vt} = 100.48$  kN,  $F_{vi} = 75.36$  kN; option 1 – all HC cavities are involved in the work; option 2 – with selective shutdown of cavities; option 3 – with automatic pressure change in the HC cavities

Источник: собственные вычисления авторов / Source: Authors' own calculations

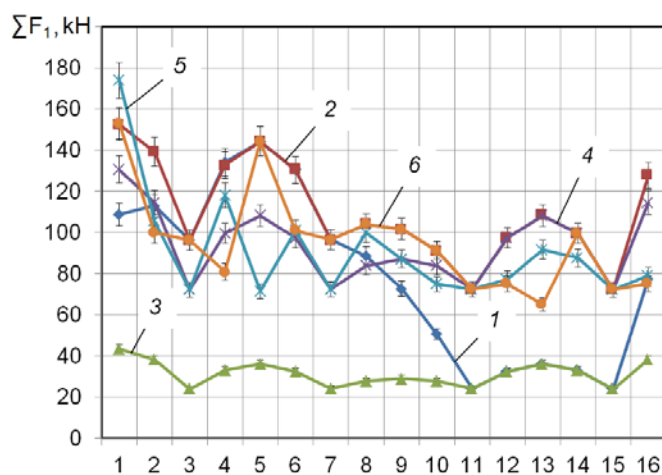


Рисунок 5. Кривые графика изменения касательных усилий, действующих на поворотную колонну ГМ с кривошипным гидромотором от двух ГЦ (угол между ними в начальном положении  $120^\circ$ ): 1 –  $F_{выд} = 100,48$  кН,  $F_{ем} = 25,12$  кН; 2 –  $F_{выд} = 100,48$  кН,  $F_{ем} = 75,36$  кН; 3 –  $F_{выд} = 25,12$  кН,  $F_{ем} = 25,12$  кН; 4 –  $F_{выд} = 75,36$  кН,  $F_{ем} = 75,36$  кН; 5 –  $F_{выд} = 100,48$  кН,  $F_{ем} = 75,36$  кН (с автоматическим изменением давления в полостях ГЦ); 6 –  $F_{выд} = 100,48$  кН,  $F_{ем} = 75,36$  кН (с отключением полостей ГЦ)

Figure 5. Curves of the graph of changes in tangential forces acting on the rotary column of the HM with a crank hydraulic motor from two HC (the angle between them in the initial position  $120^\circ$ ): 1 –  $F_{vt} = 100.48$  kN,  $F_{vi} = 25.12$  kN; 2 –  $F_{vt} = 100.48$  kN,  $F_{vi} = 75.36$  kN; 3 –  $F_{vt} = 25.12$  kN,  $F_{vi} = 25.12$  kN; 4 –  $F_{vt} = 75.36$  kN,  $F_{vi} = 75.36$  kN; 5 –  $F_{vt} = 100.48$  kN,  $F_{vi} = 75.36$  kN (with automatic pressure change in the HC cavities); 6 –  $F_{vt} = 100.48$  kN,  $F_{vi} = 75.36$  kN (with shutdown of HC cavities)

Источник: собственные вычисления авторов / Source: Authors' own calculations

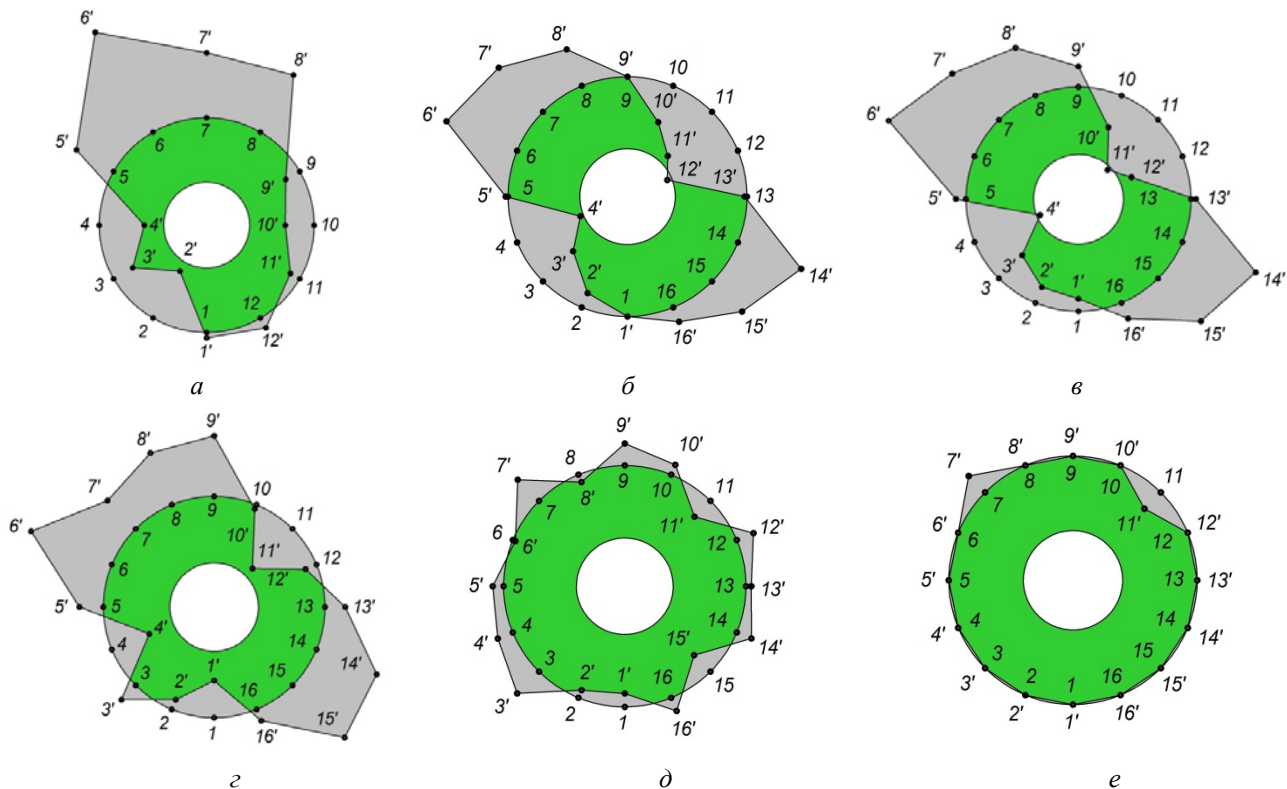


Рисунок 6. Диаграммы радиальных усилий, действующих на поворотную колонну ГМ с кривошипным гидромотором от двух ГЦ – а (60° между ними в начальном положении) и от трех ГЦ б-е (120° между ними в начальном положении): а –  $F_{\text{выд}} = 100,48$  кН,  $F_{\text{ем}} = 25,12$  кН; б –  $F_{\text{выд}} = 75,36$  кН,  $F_{\text{ем}} = 75,36$  кН; в –  $F_{\text{выд}} = 100,48$  кН,  $F_{\text{ем}} = 75,36$  кН; г –  $F_{\text{выд}} = 100,48$  кН,  $F_{\text{ем}} = 25,12$  кН; д –  $F_{\text{выд}} = 100,48$  кН,  $F_{\text{ем}} = 75,36$  кН (с выборочным отключением полостей ГЦ); е –  $F_{\text{выд}} = 100,48$  кН,  $F_{\text{ем}} = 75,36$  кН (с автоматическим изменением давления в полостях ГЦ)

Figure 6. Diagrams of radial forces acting on the HM rotary column with a crank hydraulic motor from two HC – a (60° between them in the initial position) and from three HC b-e (120° between them in the initial position): а –  $F_{\text{out}} = 100.48$  kN,  $F_{\text{vt}} = 25.12$  kN; б –  $F_{\text{out}} = 75.36$  kN,  $F_{\text{v}} = 75.36$  kN; в –  $F_{\text{vy}} = 100.48$  kN,  $F_{\text{v}} = 75.36$  kN; г –  $F_{\text{vy}} = 100.48$  kN,  $F_{\text{vt}} = 25.12$  kN; д –  $F_{\text{vy}} = 100.48$  kN,  $F_{\text{vt}} = 75.36$  kN (with selective shutdown of the HC cavities); е –  $F_{\text{vy}} = 100.48$  kN,  $F_{\text{vt}} = 75.36$  kN (with automatic pressure change in the HC cavities)

Источник: собственные схемы авторов  
Source: authors' own schemes

Работа кривошипного гидромотора ОПУ ГМ от двух ГЦ традиционным методом сопровождается значительными по величине радиальными усилиями, достигающими в пределах от –64,619 до 105, 781 кН (табл. 1), и, как следствие, наиболее интенсивным снижением долговечности подшипников такого гидромотора (рис. 4, в). Управление кривошипным гидромотором с выборочным отключением полостей ГЦ позволяет снизить значения радиальных усилий до пределов от –20,958 до 59,668 кН (рис. 4, д). Минимальных значений радиальных усилий можно достичь путем управления на основе автоматического изменения давления рабочей жидкости в полостях ГЦ. Диапазон изме-

нения радиальных усилий в этом случае находится в интервале от –21,554 до 21,553 кН (рис. 4, е). Установлено, что изменение касательных сил, действующих на поворотную колонну ГМ при традиционном методе управления находится в пределах от 72,211 до 152,286 кН, при выборочном отключении полостей ГЦ – от 64,98 до 153,036 кН, при автоматическом изменении давления рабочей жидкости – от 71,394 до 174,045 кН (рис. 5). Наибольшая равномерность касательных сил достигается при использовании управления кривошипным гидромотором на основе автоматического изменения давления рабочей жидкости в ГЦ.

Результаты расчета радиальных усилий  $\sum F_2$  на штоках ГЦ в исследуемых положениях кривошипного гидромотора ОПУ ГМ ЛА (три ГЦ, расположенных в начальном положении под углом  $120^\circ$ )

The results of calculating the radial forces  $\sum F_2$  on the HC rods in the studied positions of the crank hydraulic motor of the SD HM LA (three HC located in the initial position at an angle  $120^\circ$ )

Положения кривошипного гидромотора Crank motor positions	Значения радиальных усилий $\sum F_2$ , кН Values of radial forces $\sum F_2$ , kN			Положения кривошипного гидромотора Crank motor positions	Значения радиальных усилий $\sum F_2$ , кН Values of radial forces $\sum F_2$ , kN		
	1 вариант 1 option	2 вариант 2 option	3 вариант 3 option		1 вариант 1 option	2 вариант 2 option	3 вариант 3 option
	1	-12,562	-12,562		0	9	20,494
2	-16,82	-7,699	0	10	-34,453	9,97	-20,958
3	-32,851	28,741	0	11	-73,313	-20,958	0
4	-70,967	15,081	0	12	-55,181	16,774	0
5	10,032	10,032	0	13	4,936	4,935	0
6	93,268	-2,677	0	14	79,236	14,703	0
7	65,71	27,946	0	15	60,576	-21,567	0
8	51,757	-7,477	0	16	17,142	13,292	0

Примечание: для всех трех вариантов –  $F_{выд} = 100,48$  кН,  $F_{ем} = 75,36$  кН; 1 вариант – задействованы в работе все полости ГЦ; 2 вариант – с выборочным отключением полостей; 3 вариант – с автоматическим изменением давления в полостях ГЦ

Note: for all three options –  $F_{vy} = 100.48$  kN,  $F_{vt} = 75.36$  kN; option 1 – all HC cavities are involved in the work; option 2 – with selective shutdown of cavities; option 3 – with automatic pressure change in the HC cavities

Источник: собственные вычисления авторов  
Source: Authors' own calculations

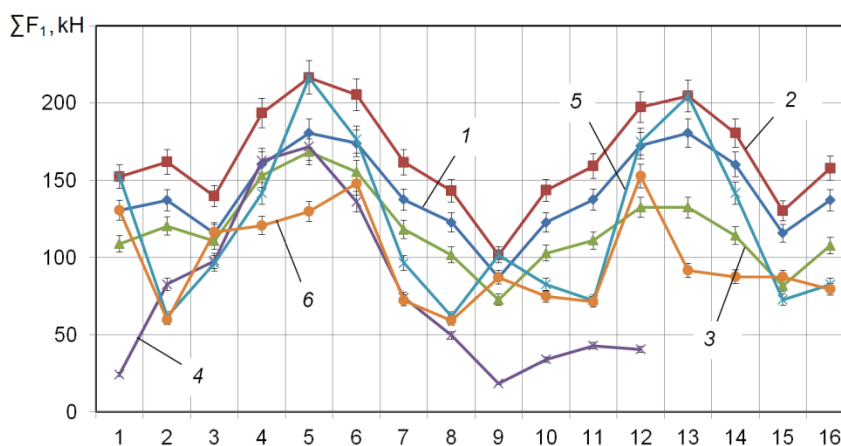


Рисунок 7. Кривые графика изменения касательных усилий, действующих на поворотную колонну ГМ с кривошипным гидромотором от двух ГЦ 4 (угол между ними в начальном положении  $60^\circ$ ), от трех ГЦ 1-3, 5, 6 (угол между ними в начальном положении  $120^\circ$ ): 1 –  $F_{выд} = 75,36$  кН,  $F_{ем} = 75,36$  кН; 2 –  $F_{выд} = 100,48$  кН,  $F_{ем} = 75,36$  кН; 3 –  $F_{выд} = 100,48$  кН,  $F_{ем} = 25,12$  кН; 4 –  $F_{выд} = 100,48$  кН,  $F_{ем} = 25,12$  кН; 5 –  $F_{выд} = 100,48$  кН,  $F_{ем} = 75,36$  кН (с автоматическим изменением давления в полостях ГЦ); 6 –  $F_{выд} = 100,48$  кН,  $F_{ем} = 75,36$  кН (с отключением полостей ГЦ)

Figure 7. Curves of the graph of changes in tangential forces acting on the rotary column of the HM with a crank hydraulic motor from two HC 4 (the angle between them in the initial position  $60^\circ$ ), from three HC 1-3, 5, 6 (the angle between them in the initial position  $120^\circ$ ): 1 –  $F_{vy} = 75, 36$  kN,  $F_v = 75.36$  kN; 2 –  $F_{vy} = 100.48$  kN,  $F_v = 75.36$  kN; 3 –  $F_{vy} = 100.48$  kN,  $F_v = 25.12$  kN; 4 –  $F_{vyd} = 100.48$  kN,  $F_v = 25.12$  kN; 5 –  $F_{vy} = 100.48$  kN,  $F_{vt} = 75.36$  kN (with automatic pressure change in the HC cavities); 6 –  $F_{vy} = 100.48$  kN,  $F_{vt} = 75.36$  kN (with shutdown of HC cavities)

Источник: собственные вычисления авторов  
Source: Authors' own calculations

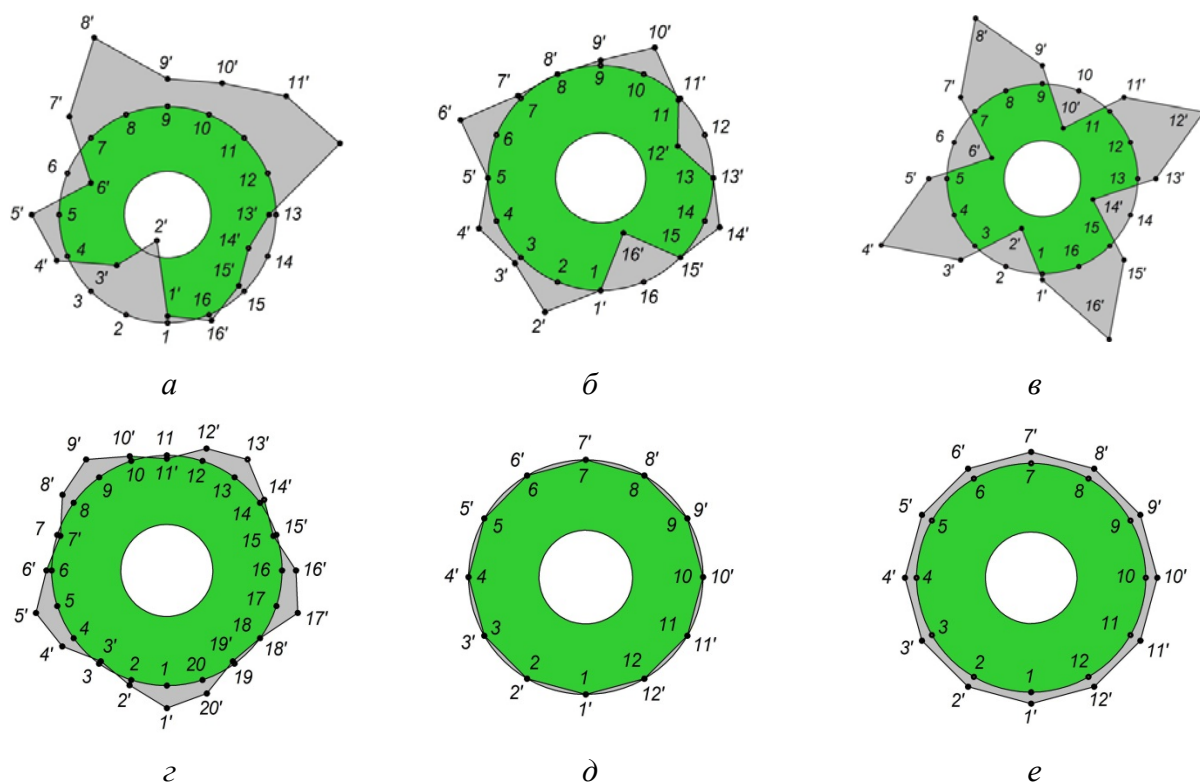


Рисунок 8. Диаграммы радиальных усилий, действующих на поворотную колонну ГМ с кривошипным гидромотором от двух ГЦ при различных углах между ними в начальном положении – *a* ( $90^0$ ), *b* (с изменяемым углом), от четырех ГЦ – *c* ( $90^0$ ), от пяти ГЦ – *z* ( $72^0$ ), от шести ГЦ – *д*, *e* ( $60^0$ ): *a* –  $F_{\text{выд}} = 100,48$  кН,  $F_{\text{ем}} = 25,12$  кН; *б* –  $F_{\text{выд}} = 100,48$  кН,  $F_{\text{ем}} = 75,36$  кН; *в* –  $F_{\text{выд}} = 100,48$  кН,  $F_{\text{ем}} = 25,12$  кН; *z* –  $F_{\text{выд}} = 100,48$  кН,  $F_{\text{ем}} = 75,36$  кН; *д* –  $F_{\text{выд}} = 75,36$  кН,  $F_{\text{ем}} = 75,36$  кН; *e* –  $F_{\text{выд}} = 100,48$  кН,  $F_{\text{ем}} = 75,36$  кН

Figure 8. Diagrams of radial forces acting on the HM rotary column with a crank hydraulic motor from two HC at different angles between them in the initial position – *a* ( $90^0$  between them), *b* (with a variable angle), from four HC – *c* ( $90^0$  between them), from five HC – *g* ( $72^0$  between them), from six HC – *e*, *f* ( $60^0$  between them): *a* –  $F_{\text{vyd}} = 100.48$  kN,  $F_{\text{em}} = 25.12$  kN; *b* –  $F_{\text{vyd}} = 100.48$  kN,  $F_{\text{w}} = 75.36$  kN; *c* –  $F_{\text{vyd}} = 100.48$  kN,  $F_{\text{vt}} = 25.12$  kN; *d* –  $F_{\text{vyd}} = 100.48$  kN,  $F_{\text{v}} = 75.36$  kN; *e* –  $F_{\text{vyd}} = 75.36$  kN,  $F_{\text{w}} = 75.36$  kN; *f* –  $F_{\text{vyd}} = 100.48$  kN,  $F_{\text{vt}} = 75.36$  kN

Источник: собственные схемы авторов  
Source: authors' own schemes

Немного лучшие результаты наблюдаются при управлении кривошипным гидромотором ГМ от трех ГЦ (рис. 6). Диапазоны изменения радиальных усилий для трех рассматриваемых вариантов управления находятся от  $-78,757$  до  $105,781$  кН для первого, от  $-21,554$  до  $59,668$  кН для второго и от  $-21,554$  до  $21,535$  кН для третьего (табл. 2). Диапазоны изменения касательных усилий, соответственно находятся от  $101,722$  до  $216,524$  кН для первого варианта управления, от  $61,936$  до  $216,524$  кН для второго, от  $59,314$  до  $152,608$  кН для третьего варианта управления (рис. 7).

Выявлено, что из всех полученных круговых диаграмм исследуемых схем кривошипного гидро-

мотора, наилучшей равномерностью крутящего момента и воздействующих усилий на подшипники, в которых проворачивается колонна, обладают схемы с пятью (рис. 8, *z*) и шестью (рис. 8, *e*) ГЦ, управляемыми традиционным способом. Диапазоны изменения радиальных усилий для этих вариантов кривошипных гидромоторов составили соответственно от  $-3,32$  до  $22,07$  кН и от  $11,175$  до  $11,297$  кН (табл. 3). Диапазоны изменения касательных усилий – от  $257,893$  до  $285,274$  кН и от  $300,471$  до  $354,059$  кН (рис. 9).

#### Обсуждение

Анализ круговых диаграмм радиальных усилий, а также расчетных значений этих усилий, дейст-

Результаты расчета радиальных усилий на штоках ГЦ в исследуемых положениях кривошипного гидромотора ОПУ ГМ ЛА

The results of calculating the radial forces on the HC rods in the studied positions of the crank hydraulic motor of the SD HM LA

Положения кривошипного гидромотора Crank motor positions	Значения радиальных усилий, кН Values of radial forces, kN			Положения кривошипного гидромотора Crank motor positions	Значения радиальных усилий, кН Values of radial forces, kN		
	1 вариант 1 option	2 вариант 2 option	3 вариант 3 option		1 вариант 1 option	2 вариант 2 option	3 вариант 3 option
1	0	22,07	11,22	11	-2,611	-3,320	11,297
2	32,628	5,414	11,175	12	-29,162	12,756	11,175
3	8,369	-2,827	11,216	13	0	21,593	-
4	19,028	13,789	11,295	14	16,171	4,98	-
5	0	21,903	11,216	15	-9,562	-3,125	-
6	38,885	5,161	11,295	16	-53,016	13,647	-
7	4,073	-3,152	11,216	17	-	21,886	-
8	0	13,425	11,295	18	-	5,294	-
9	5,029	21,586	11,216	19	-	-2,836	-
10	28,687	4,897	11,295	20	-	13,883	-

Примечание: для всех трех вариантов –  $F_{вход} = 100,48$  кН,  $F_{от} = 75,36$  кН; 1 вариант – 2 ГЦ и изменяемым углом; 2 вариант – 5 ГЦ (расположенных в начальном положении под углом  $72^{\circ}$ ); 3 вариант – 6 ГЦ (расположенных в начальном положении под углом  $60^{\circ}$ )

Note: for all three options –  $F_{vy} = 100.48$  kN,  $F_{vt} = 75.36$  kN; option 1 – 2 HC and variable angle; option 2 – 5 HC (located in the initial position at an angle  $72^{\circ}$ ); Option 3 – 6 HC (located in the initial position at an angle  $60^{\circ}$ )

Источник: собственные вычисления авторов

Source: Authors' own calculations

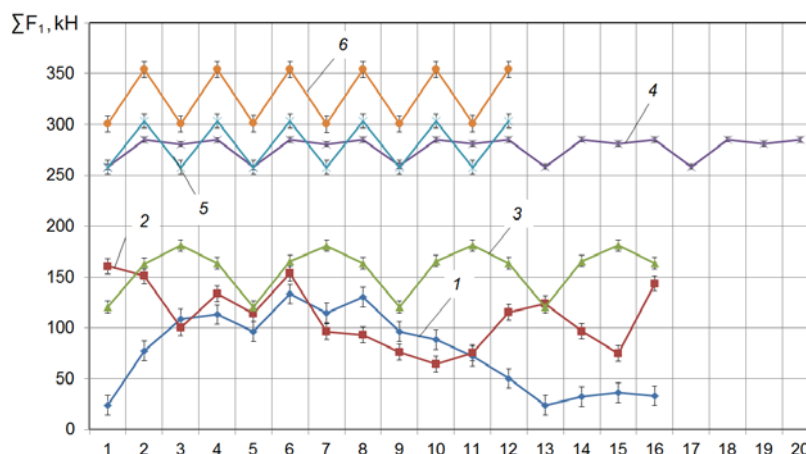


Рисунок 9. Графики изменения касательных усилий, действующих на поворотную колонну ГМ с кривошипным гидромотором при различных углах между ГЦ в начальном положении от двух ГЦ 1 ( $90^{\circ}$ ), от двух ГЦ 2 (с изменяющимся расстоянием), от четырех ГЦ 3 ( $90^{\circ}$ ), от пяти ГЦ 4 ( $72^{\circ}$ ), от шести ГЦ 5, 6 ( $60^{\circ}$ ): 1 –  $F_{вход} = 100,48$  кН,  $F_{от} = 25,12$  кН; 2 –  $F_{вход} = 100,48$  кН,  $F_{от} = 75,36$  кН; 3 –  $F_{вход} = 100,48$  кН,  $F_{от} = 25,12$  кН; 4 –  $F_{вход} = 100,48$  кН,  $F_{от} = 75,36$  кН; 5 –  $F_{вход} = 75,36$  кН,  $F_{от} = 75,36$  кН; 6 –  $F_{вход} = 100,48$  кН,  $F_{от} = 75,36$  кН

Figure 9. Graphs of changes in tangential forces acting on the HM rotary string with a crank hydraulic motor at different angles between the HC in the initial position from two HC 1 ( $90^{\circ}$ ), from two HC 2 (with varying distance), from four HC 3 ( $90^{\circ}$ ), from five HC 4 ( $72^{\circ}$ ), from six HC 5, 6 ( $60^{\circ}$ ): 1 –  $F_{vy} = 100.48$  kN,  $F_v = 25.12$  kN; 2 –  $F_{vy} = 100.48$  kN,  $F_v = 75.36$  kN; 3 –  $F_{vy} = 100.48$  kN,  $F_v = 25.12$  kN; 4 –  $F_{vy} = 100.48$  kN,  $F_v = 75.36$  kN; 5 –  $F_{vy} = 75.36$  kN,  $F_v = 75.36$  kN; 6 –  $F_{vy} = 100.48$  kN,  $F_v = 75.36$  kN

Источник: собственные вычисления авторов / Source: Authors' own calculations

вующих на подшипники, в которых проворачивается колонна ГМ, показывает, что от количества ГЦ в кривошипном гидромоторе, их расположения относительно друг друга, способа управления давлением в рабочих полостях ГЦ зависят величины растягивающих и сжимающих сил, динамических нагрузок, действующих на подшипники поворотной колонны ГМ, а также точность поворота колонны. Выявлено, что повышение давления рабочей жидкости в полостях ГЦ приводит к увеличению радиальных усилий, действующих на вал кривошипного гидромотора. Для повышения долговечности подшипников эти нагрузки не должны превышать предельно допустимых значений. Установлено, что

номинальное значение исследуемой касательной силы достигается не во всех исследуемых точках, а только в пределах определенного угла поворота кривошипного гидромотора. Превышение номинальных значений касательных сил, увеличивает величину крутящего момента.

Полученные результаты исследования позволили также предложить оптимальный вариант перспективной схемы кривошипного гидромотора для гидропривода ОПУ ГМ ЛА (рис. 10). Предлагаемая авторами конструкция гидропривода относится к реверсивным гидродвигателям и позволяет исключить большинство недостатков, присущих традиционным конструкциям ОПУ ГМ.

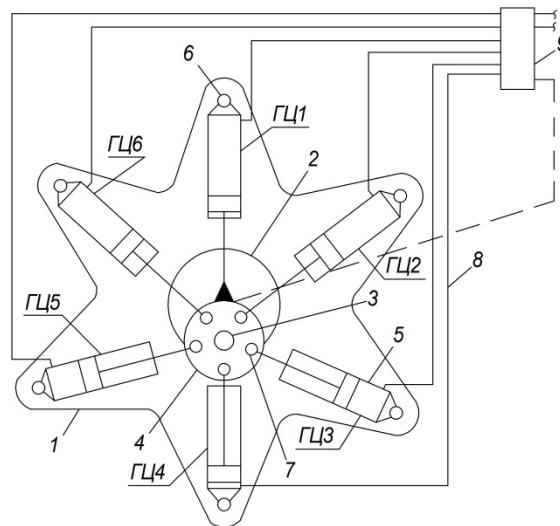


Рисунок 10. Кривошипный гидромотор ОПУ ГМ лесовозного автопоезда:

1 – корпус; 2 – вал; 3 – кривошип; 4 – диск; 5 – гидроцилиндр; 6, 7 – оси, неподвижная и подвижная; 8 – трубопровод; 9 – гидрораспределительное устройство

Figure 10. Crank hydraulic motor OPU GM of a timber road train: 1 – body; 2 – shaft; 3 – crank; 4 – disk; 5 – hydraulic cylinder; 6, 7 – axes, fixed and movable; 8 – pipeline; 9 – hydraulic distribution device

Источник: собственные схемы авторов

Source: authors' own schemes

### Заключение

Анализ научных работ отечественных и зарубежных ученых позволил установить, что значительное улучшение работы ГМ может быть достигнуто за счет: согласованного управления траекторией движения рабочего органа грейферного захвата с пачкой древесины, обеспечивающего повышение скорости его перемещения, сокращение времени на выполнение операций подъема, опускания и поворота, и, как следствие, снижение энергопо-

требления; повышения точности перемещений и позиционирования звеньев ГМ, обеспечения оптимальной полезной нагрузки, а также минимизации утечек в гидроприводе; улучшения энергоэффективности за счет оптимизации потерь потенциальной энергии в процессе работы гидропривода ГМ. Установлено, что одним из перспективных направлений, способствующих повышению эффективности механизмов поворота колонны на основе речных передач, является разработка и исследование

поворотных механизмов колонны с кривошипным гидромотором от различного числа ГЦ.

Приведена методика, описывающая последовательность построения круговых диаграмм на основе графоаналитического метода, учитывающего определение касательных и радиальных усилий, действующих на ОПУ ГМ с кривошипным гидромотором от заданного количества ГЦ.

Выявлено, что от количества ГЦ в кривошипном гидромоторе, их расположения относительно друг друга, от способа управления давлением в рабочих полостях ГЦ зависят величины растягивающих и сжимающих сил, ударных нагрузок, действующих на подшипники поворотной колонны ГМ, а также точность поворота колонны. Определено, что повышение давления рабочей жидкости в полостях ГЦ приводит к увеличению радиальных усилий, действующих на кривошипный гидромотор. Во избежание разрушения подшипников эти нагрузки не должны превышать предельно допустимых значений. Установлено, что номинальное значение исследуемой касательной силы достигается не во всех исследуемых точках, а только в пределах определенного угла поворота кривошипного гидромотора. Превышение номинальных значений касательных сил, увеличивает величину крутящего момента при повороте колонны ГМ.

Установлено, что наилучшим вариантом воздействующих усилий на подшипники, в которых

проворачивается колонна, обладают схемы с пятью и шестью ГЦ. Диапазоны изменения радиальных усилий для них составили соответственно от  $-3,32$  до  $22,07$  кН и от  $11,175$  до  $11,297$  кН, а касательных усилий – от  $257,893$  до  $285,274$  кН и от  $300,471$  до  $354,059$  кН.

Предложена перспективная схема кривошипного гидромотора ОПУ ГМ ЛА. Использование такого кривошипного гидромотора позволит повысить надежность за счет снижения динамических нагрузок при пуско- тормозных режимах работы, увеличить коэффициент полезного действия, улучшить равномерность угловой скорости поворота при различных значениях нагрузки, повысить точность позиционирования ГМ, даст возможность преобразовывать и накапливать при тормозных режимах работы ГМ энергию рабочей жидкости для последующего полезного использования с целью снижения энергозатрат на процесс погрузки и разгрузки лесоматериалов.

Полученные результаты исследования будут использованы при проектировании новых конструкций приводов для поворота колонн ГМ. Для практической реализации предлагаемой конструкции гидромотора планируется на основе методов математического моделирования осуществить рациональный выбор месторасположения ГЦ кривошипного гидромотора на раме ЛА.

### Список литературы

1. Компьютерное моделирование рекуперативного кривошипного механизма поворота колонны манипулятора лесовозного автопоезда / В. И. Посметьев, В. О. Никонов, В. В. Посметьев, В. А. Зеликов, П. В. Колодий // Лесотехнический журнал. – 2023. – Т. 13, № 2(50). – С. 158-178. – *Библиогр.* : с. 174-177 (21 назв.). – DOI: <https://doi.org/10.34220/issn.2222-7962/2023.2/9>. – Режим доступа: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=54525090>
2. Анализ работы гидравлического манипулятора лесной машины с цикловой системой управления / Е. Н. Власов, А. В. Сергеевичев, Ю. А. Добрынин, В. В. Сергеевичев // Известия Санкт-Петербургской лесотехнической академии. – 2022. – № 238. – С. 99-112. – *Библиогр.* : с. 109-110 (10 назв.). – DOI: <https://doi.org/10.21266/2079-4304.2022.238.99-112>. – Режим доступа: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=48186417>
3. Real-Time Anti-Saturation Flow Optimization Algorithm of the Redundant Hydraulic Manipulator / M. Cheng, L. Li, R. Ding, B. Xu // *Actuators* 2021, 10, 11, 19 p. – *Bibliogr.* : pp. 18-19 (28 titles). – DOI: <https://doi.org/10.3390/act10010011>
4. Tran D-T. Adaptive Backstepping Sliding Mode Control Based RBFNN for a Hydraulic Manipulator Including Actuator Dynamics / D-T. Tran, H-V-A. Truong, K. K. Ahn // *Appl. Sci.* 2019, 9, 1265, 25 p. – *Bibliogr.* : pp. 24-25 (34 titles). – DOI: <https://doi.org/10.3390/app9061265>



5. Tele-Operated Bilateral Control of Hydraulic Manipulator Using a Robust Controller Based on the Sensorless Estimated Reaction Force / K. D. Kallu, S. J. Abbasi, H. Khan, J. Wang, M. C. Lee // *Appl. Sci.* 2019, 9, 1995, 23 p. – *Bibliogr.* : pp. 21-23 (45 titles). – DOI: <https://doi.org/10.3390/app9101995>
6. Adaptive Fuzzy Backstepping Sliding Mode Control for a 3-DOF Hydraulic Manipulator with Nonlinear Disturbance Observer for Large Payload Variation / H. V. A. Truong, D. T. Tran, X. D. To, K. K. Ahn, M. Jin // *Appl. Sci.* 2019, 9, 3290, 29 p. – *Bibliogr.* : pp. 27-29 (52 titles). – DOI: <https://doi.org/10.3390/app9163290>
7. Truong H. V. A. Safety Operation of n-DOF Serial Hydraulic Manipulator in Constrained Motion with Consideration of Contact-Loss Fault / H. V. A. Truong, H. A. Trinh, K. K. Ahn // *Appl. Sci.* 2020, 10, 8107, 22 p. – *Bibliogr.* : pp. 19-22 (51 titles). – DOI: <https://doi.org/10.3390/app10228107>
8. Learning from Demonstration for Hydraulic Manipulators / M. Suomalainen, J. Koivumaki, S. Lampinen, V. Kyrki, J. Mattila // 2018 IEEE / RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS), Madrid, Spain, 2018, pp. 3579-3586. – *Bibliogr.* : pp. 3586 (34 titles). – DOI: <https://doi.org/10.1109/IROS.2018.8594285>
9. A Teleoperation Framework Based on Heterogeneous Matching for Hydraulic Manipulator / S. Zhou, C. Shen, S. Zhu, W. Li, Y. Nie, Z. Chen // *Machines* 2022, 10, 536, 15 p. – *Bibliogr.* : pp. 14-15 (30 titles). – DOI: <https://doi.org/10.3390/machines10070536>
10. Nurmi J. Global Energy-Optimal Redundancy Resolution of Hydraulic Manipulators : Experimental Results for a Forestry Manipulator / J. Nurmi, J. Mattila // *Energies* 2017, 10(5), 647. – *Bibliogr.* : pp. 30-31 (44 titles). – DOI: <https://doi.org/10.3390/en10050647>
11. Zhou H. A practical method for the deformation of long-stroke hydraulic manipulators in grasping-handling tasks / H. Zhou, X. Zhang, J. Liu // *J Field Robotics.* 2023, pp. 1-17. – *Bibliogr.* : pp. 16-117 (35 titles). – DOI: <https://doi.org/10.1002/rob.22160>
12. Adaptive Dynamic Programming-Based Cross-Scale Control of a Hydraulic-Driven Flexible Robotic Manipulator / X. Wei, J. Ye, J. Xu, Z. Tang // *Appl. Sci.* 2023, 13, 2890, 27 p. – *Bibliogr.* : pp. 25-27 (37 titles). – DOI: <https://doi.org/10.3390/app13052890>
13. Autonomous Control of Redundant Hydraulic Manipulator Using Reinforcement Learning with Action Feedback / R. Dhakate, C. Brommer, C. Bohm, H. Gietler, S. Weiss, J. Steinbrener // 2022 IEEE / RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS), Kyoto, Japan, 2022, pp. 7036-7043. – *Bibliogr.* : pp. 7043 (20 titles). – DOI: <https://doi.org/10.1109/IROS47612.2022.9981425>
14. Kim M. Real-Time Simulator of a Six Degree-of-Freedom Hydraulic Manipulator for Pipe-Cutting Applications / M. Kim, S.-U. Lee, S.-S. Kim // *IEEE Access*, vol. 9, pp. 153371-153381, 2021, 11 p. – *Bibliogr.* : pp. 10-11 (32 titles). – DOI: <https://doi.org/10.1109/ACCESS.2021.3127502>
15. P. Li Research on the electro-hydraulic servo system of picking manipulator / P. Li, Y. Li // *AIP Advances* 13, 015312 (2023), 13 p. – *Bibliogr.* : pp. 13 (20 titles). – DOI: <https://doi.org/10.1063/5.0130344>
16. Oscillating method for monitoring the technical condition of the hydraulic cylinders of manipulator machines / A. I. Pavlov, A. A. Tarbeev, A. V. Egorov, I. A. Polyaniin, S. Ya. Alibekov, A. V. Lysyannikov, Yu. F. Kaizer, T. Y. Matkerimov // *Journal of Physics : Conference Series* 1515 042053 (2020). – 7 p. – *Bibliogr.* : pp. 6-7 (20 titles). – DOI: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1515/4/042053>
17. Energy efficiency improvement of heavy-load mobile hydraulic manipulator with electronically tunable operating modes / R. Ding, J. Zhang, B. Xub, M. Cheng, M. Pan // *Energy Conversion and Management* 188 (2019), pp. 447-461. – *Bibliogr.* : pp. 460-461 (31 titles). – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.03.023>
18. Перспективная конструкция полноповоротного механизма колонны гидравлического манипулятора лесовозного автомобиля / В. И. Посметьев, В. О. Никонов, В. В. Посметьев, А. А. Михайлов // *Материалы Всероссийской научно-практической конференции Современный лесной комплекс страны : проблемы и тренды развития ; отв. редактор А. А. Платонов. – Воронеж, 2022. – С. 57-61. – Библиогр.: с. 60-61 (6 назв.).* – DOI: [http://doi.org/10.58168/MFCCPTD2022\\_57-61](http://doi.org/10.58168/MFCCPTD2022_57-61). – Режим доступа: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=49911437>

19. О перспективности использования гидроцилиндров в поворотном механизме колонны гидравлического манипулятора лесовозного автопоезда / В. И. Посметьев, В. О. Никонов, А. А. Михайлов, И. О. Храпов // Инновации в автомобильном транспорте : материалы Всероссийской научно-технической конференции, Воронеж, 19-20 мая 2022 года. – Воронеж : Воронежский государственный лесотехнический университет им. Г.Ф. Морозова, 2022. – С. 4-9. – Библиогр. : с. 9 (7 назв.). – DOI: [http://doi.org/10.34220/IRT2022\\_4-9](http://doi.org/10.34220/IRT2022_4-9). – Режим доступа: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=48696631>

20. Посметьев, В. И. О влиянии традиционных конструкций гидроманипуляторов на эффективность лесовозного автомобильного транспорта / В. И. Посметьев, В. О. Никонов // Материалы Всероссийской научно-технической конференции «Проблемы эксплуатации автомобильного транспорта и пути их решения на основе перспективных технологий и научно-технических решений», 2022. – С. 24-31. – Библиогр. : с. 30-31 (9 назв.). – DOI: [http://doi.org/10.58168/PRTOW2022\\_24-31](http://doi.org/10.58168/PRTOW2022_24-31). – Режим доступа: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=49783991>

### References

1. Posmetev V. I., Nikonov V. O., Posmetev V. V., Zelikov V. A., Kolodii P. V. *Kompyuternoe modelirovanie rekuperativnogo krivoshipnogo mehanizma povorota kolonni manipulyatora lesovoznogo avtopoezda* [Computer modeling of a regenerative crank mechanism for turning the column of the manipulator of a timber road train]. *Forestry journal*. – 2023. – Vol. 13, № 2(50). – P. 158-178. DOI: <http://doi.org/10.34220/issn.2222-7962/2023.2/9> (In Russ.).

2. Vlasov E. N., Sergeevichev A. V., Dobrinin Yu. A., Sergeevichev V. V. *Analiz raboti gidravlicheskogo manipulyatora lesnoi mashini s ciklovoi sistemoi upravleniya* [Analysis of the operation of a hydraulic manipulator of a forestry machine with a cyclic control system]. *News of the St. Petersburg Forestry Academy*. – 2022. – № 238. – P. 99-112. DOI: <http://doi.org/10.21266/2079-4304.2022.238.99-112> (In Russ.).

3. Cheng M., Li L., Ding R., Xu B. Real-Time Anti-Saturation Flow Optimization Algorithm of the Redundant Hydraulic Manipulator. *Actuators* 2021, 10, 11, 19 p. DOI: <https://doi.org/10.3390/act10010011>

4. Tran D.-T., Truong H.-V.-A., Ahn K. K. Adaptive Back stepping Sliding Mode Control Based RBFNN for a Hydraulic Manipulator Including Actuator Dynamics. *Appl. Sci.* 2019, 9, 1265, 25 p. DOI: <https://doi.org/10.3390/app9061265>

5. Kallu K. D., Abbasi S. J., Khan H., Wang J., Lee M. C. Tele-Operated Bilateral Control of Hydraulic Manipulator Using a Robust Controller Based on the Sensorless Estimated Reaction Force. *Appl. Sci.* 2019, 9, 1995, 23 p. DOI: <https://doi.org/10.3390/app9101995>

6. Truong H. V. A., Tran D. T., To X. D., Ahn K. K., Jin M. Adaptive Fuzzy Backstepping Sliding Mode Control for a 3-DOF Hydraulic Manipulator with Nonlinear Disturbance Observer for Large Payload Variation. *Appl. Sci.* 2019, 9, 3290, 29 p. DOI: <https://doi.org/10.3390/app9163290>

7. Truong H. V. A., Trinh H. A., Ahn K. K. Truong Safety Operation of n-DOF Serial Hydraulic Manipulator in Constrained Motion with Consideration of Contact-Loss Fault. *Appl. Sci.* 2020, 10, 8107, 22 p. DOI: <https://doi.org/10.3390/app10228107>

8. Suomalainen M., Koivumaki J., Lampinen S., Kyrki V., Mattila J. Learning from Demonstration for Hydraulic Manipulators. 2018 IEEE / RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS), Madrid, Spain, 2018, pp. 3579-3586. DOI: <https://doi.org/10.1109/IROS.2018.8594285>

9. Zhou S., Shen C., Zhu S., Li W., Nie Y., Chen Z. A Teleoperation Framework Based on Heterogeneous Matching for Hydraulic Manipulator. *Machines* 2022, 10, 536, 15 p. DOI: <https://doi.org/10.3390/machines10070536>

10. Nurmi J., Mattila J. Global Energy-Optimal Redundancy Resolution of Hydraulic Manipulators : Experimental Results for a Forestry Manipulator. *Energies* 2017, 10(5), 647. DOI: <https://doi.org/10.3390/en10050647>

11. Zhou H., Zhang X., Liu J. A practical method for the deformation of long-stroke hydraulic manipulators in grasping-handling tasks. *J Field Robotics*. 2023, pp. 1-17. DOI: <https://doi.org/10.1002/rob.22160>

12. Wei X., Ye J., Xu J., Tang Z. Adaptive Dynamic Programming-Based Cross-Scale Control of a Hydraulic-Driven Flexible Robotic Manipulator. *Appl. Sci.* 2023, 13, 2890, 27 p. DOI: <https://doi.org/10.3390/app13052890>

13. Dhakate R., Brommer C., Bohm C., Gietler H., Weiss S., Steinbrener J. Autonomous Control of Redundant Hydraulic Manipulator Using Reinforcement Learning with Action Feedback. 2022 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS), Kyoto, Japan, 2022, pp. 7036-7043. DOI: <https://doi.org/10.1109/IROS47612.2022.9981425>

14. Kim M., Lee S.-U., Kim S.-S. Real-Time Simulator of a Six Degree-of-Freedom Hydraulic Manipulator for Pipe-Cutting Applications. IEEE Access, vol. 9, pp. 153371-153381, 2021, 11 p. DOI: <https://doi.org/10.1109/ACCESS.2021.3127502>

15. Li P., Li Y. Research on the electro-hydraulic servo system of picking manipulator. AIP Advances 13, 015312 (2023), 13 p. DOI: <https://doi.org/10.1063/5.0130344>

16. Pavlov A. I., Tarbeev A. A., Egorov A. V., Polyaniy I. A., Alibekov S. Ya., Lysyannikov A. V., Kaizer Yu. F., Matkerimov T. Y. Oscillating method for monitoring the technical condition of the hydraulic cylinders of manipulator machines. Journal of Physics : Conference Series 1515 042053 (2020). – 7 p. DOI: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1515/4/042053>

17. Ding R., Zhang J., Xub B., Cheng M., Pan M. Energy efficiency improvement of heavy-load mobile hydraulic manipulator with electronically tunable operating modes. Energy Conversion and Management 188 (2019) pp. 447-461. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.03.023>

18. Posmetev V. I., Nikonov V. O., Posmetev V. V., Mihailov A. A. *Perspektivnaya konstrukciya polnopovorotnogo mehanizma kolonni gidravlicheskogo manipulyatora lesovoznogo avtomobilya* [Perspective design of the full-rotation mechanism of the column of the hydraulic manipulator of a timber vehicle]. Proceedings of the All-Russian scientific-practical conference Modern forest complex of the country : problems and development trends. Rep. editor A. A. Platonov. Voronezh, 2022. – P. 57-61. DOI: [http://doi.org/10.58168/MFCCPTD2022\\_57-61](http://doi.org/10.58168/MFCCPTD2022_57-61) (In Russ.).

19. Posmetev V. I., Nikonov V. O., Mihailov A. A., Hrapov I. O. *O perspektivnosti ispolzovaniya gidrocilindrov v povorotnom mehanizme kolonni gidravlicheskogo manipulyatora lesovoznogo avtopoezda* [On the prospects of using hydraulic cylinders in the rotary mechanism of the column of a hydraulic manipulator of a timber road train]. Innovations in road transport : materials of the All-Russian Scientific and Technical Conference, Voronezh, May 19-20, 2022. – Voronezh : Voronezh State Forest Engineering University named after G. F. Morozova, 2022. – S. 4-9. DOI: [http://doi.org/10.34220/IRT2022\\_4-9](http://doi.org/10.34220/IRT2022_4-9) (In Russ.).

20. Posmetev V. I., Nikonov V. O. *O vliyaniy traditsionnykh konstruktsiy gidromanipulyatorov na effektivnost lesovoznogo avtomobilnogo transporta* [On the influence of traditional designs of hydraulic manipulators on the efficiency of logging road transport]. Proceedings of the All-Russian Scientific and Technical Conference "Problems of the operation of road transport and ways to solve them based on advanced technologies and scientific and technical solutions", 2022. – P. 24-31. DOI: [http://doi.org/10.58168/PRTOW2022\\_24-31](http://doi.org/10.58168/PRTOW2022_24-31) (In Russ.).

### Сведения об авторах

*Посметьев Валерий Иванович* – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры машиностроительных технологий, ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», ул. Тимирязева, д. 8, г. Воронеж, Российская Федерация, 394087, ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-9878-7451>, e-mail: [posmetyev@mail.ru](mailto:posmetyev@mail.ru).

✉ *Никонов Вадим Олегович* – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры производства, ремонта и эксплуатации машин, ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», ул. Тимирязева, д. 8, г. Воронеж, Российская Федерация, 394087, ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-7380-9180>, e-mail: [8888nike8888@mail.ru](mailto:8888nike8888@mail.ru).

*Посметьев Виктор Валерьевич* – кандидат физико-математических наук, доцент, доцент кафедры механизации лесного хозяйства и проектирования машин, ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», ул. Тимирязева, д. 8, г. Воронеж, Российская Федерация, 394087, ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-6622-5358>, e-mail: [victorvp@mail.ru](mailto:victorvp@mail.ru).

*Зеликов Владимир Анатольевич* – доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой организации перевозок и безопасности движения, ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», ул. Тимирязева, 8, г. Воронеж, Российская Федерация, 394087, ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-2317-9413>, e-mail: [zelikov-vrn@mail.ru](mailto:zelikov-vrn@mail.ru).

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

*Колодий Петр Владимирович* – кандидат сельскохозяйственных наук, доцент, доцент кафедры лесохозяйственных дисциплин Гомельского государственного университета им. Ф. Скорины, ул. Мазурова – 59/34, г. Гомель, Республика Беларусь, 246053, ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-6418-1531>, e-mail: [pkolody@mail.ru](mailto:pkolody@mail.ru).

*Михайлов Александр Александрович* – преподаватель филиала ФГБОУ ВО «Ростовский государственный университет путей сообщения», ул. Урицкого, д. 75 а, г. Воронеж, Российская Федерация, 394026, ORCID: <https://orcid.org/0009-0004-1575-4013>, e-mail: [mikhaylov\\_a.a@mail.ru](mailto:mikhaylov_a.a@mail.ru).

### Information about the authors

*Posmetev Valerii Ivanovich* – Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of the Department of Mechanical Engineering Technologies, Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov, st. Timiryazeva, 8, Voronezh, Russian Federation, 394087, ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-9878-7451>, e-mail: [posmetyev@mail.ru](mailto:posmetyev@mail.ru).

✉ *Nikonov Vadim Olegovich* – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Department of Production, Repair and Operation of Machines, Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov, st. Timiryazeva, 8, Voronezh, Russian Federation, 394087, ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-7380-9180>, e-mail: [8888nike8888@mail.ru](mailto:8888nike8888@mail.ru).

*Posmetev Viktor Valerevich* – Candidate of Physical and Mathematical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Department of Forestry Mechanization and Machine Design, Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov, st. Timiryazeva, 8, Voronezh, Russian Federation, 394087, ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-6622-5358>, e-mail: [victorvpo@mail.ru](mailto:victorvpo@mail.ru).

*Zelikov Vladimir Anatolyevich* – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Head of the Department of Organization of Transportation and Traffic Safety, Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov, Timiryazev str., 8, Voronezh, Russian Federation, 394087, ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-2317-9413>, e-mail: [zelikov-vrn@mail.ru](mailto:zelikov-vrn@mail.ru).

*Popikov Petr Ivanovich* – Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of the Department of Forestry Mechanization and Machine Design, Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov, Timiryazev str., 8, Voronezh, Russian Federation, 394087, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6348-8934>; e-mail: [popikovpetr@yandex.ru](mailto:popikovpetr@yandex.ru).

*Kolodiy Petr Vladimirovich* – Candidate of Agricultural Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Department of Forestry Disciplines, Gomel State University named after F. Skorina, st. Mazurova – 59/34, Gomel, Republic of Belarus, 246053, ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-6418-1531>, e-mail: [pkolody@mail.ru](mailto:pkolody@mail.ru).

*Mikhailov Aleksandr Aleksandrovich* – teacher of the branch of the Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education "Rostov State Transport University", st. Uritskogo, 75 a, Voronezh, Russian Federation, 394026, ORCID: <https://orcid.org/0009-0004-1575-4013>, e-mail: [mikhaylov\\_a.a@mail.ru](mailto:mikhaylov_a.a@mail.ru).

✉ – Для контактов/Corresponding author