

Макарова Валерия Викторовна¹, аспирант, старший преподаватель, **Лагунова Юлия Андреевна**^{1,2}, доктор техн. наук, профессор, **Ковязин Роман Алексеевич**³, канд. техн. наук, ведущий инженер-конструктор, **Нестеров Валерий Иванович**⁴, доктор техн. наук, профессор

¹Уральский Федеральный университет им. первого Президента России Б.Н. Ельцина, 620002, Россия, г. Екатеринбург, ул. Мира, 19

²Уральский государственный горный университет, 620144, Россия, г. Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30

³АО «Ковровский электромеханический завод», 601919, Россия, г. Ковров, Владимирская обл., ул. Крупской, 55

⁴Кузбасский государственный технический университет имени Т.Ф. Горбачева, 650000, Россия, г. Кемерово, ул. Весенняя, 28

*E-mail: v.v.makarova@urfu.ru ; yu.lagunova@mail.ru

НОВЫЙ ПОДХОД К СОЗДАНИЮ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ЭКСКАВАТОРОВ

Аннотация.

Разработка и широкое внедрение отечественных карьерных гидравлических экскаваторов сдерживаются отсутствием стратегии их создания, учитывающей современные тенденции развития техники, зарубежный и отечественный опыт проектирования и эксплуатации карьерных гидравлических экскаваторов. Такая стратегия должна базироваться на системном подходе к анализу и оценке, прежде всего, принципиальной гидравлической схеме функционирования рабочего оборудования карьерных гидравлических экскаваторов. Существующий технический уровень конструкций рабочего оборудования карьерных гидравлических экскаваторов не в полной мере отвечает требованиям современной горной промышленности. Следовательно, разработка принципиальной гидравлической схемы рабочего оборудования гидравлических экскаваторов, которая позволит повысить технико-экономические показатели гидравлических экскаваторов, является актуальной научно-технической задачей, отвечающей потребностям горного производства. Целью исследования является обоснование и разработка новой принципиальной гидравлической схемы функционирования рабочего оборудования для повышения эффективности отечественных гидравлических экскаваторов типа «прямая лопата». Методы исследования включают обобщение и анализ литературных источников, теоретические и экспериментальные методы исследования, базирующиеся на классических законах математики и физики, гидравлики и пр. В результате проведенных исследований предложена новая принципиальная гидравлическая схема, которая позволит: для привода стрелы применить двоянные гидроцилиндры подъема одно-стороннего действия с опусканием стрелы под воздействием массы рабочего оборудования; при подъеме стрелы с одновременным поворотом скорость платформы будет зависеть от производительности насосной установки и настроек предохранительных клапанов (нормальная скорость); при опускании стрелы с одновременным поворотом скорость платформы может быть увеличена за счет рекуперации (рекуперация является отключаемой функцией); при отключении маслостанции принудительно опустить стрелу под собственным весом невозможно даже при активации распределителя (функция обеспечения безопасности).



Информация о статье

Поступила:

13 ноября 2021 г.

Рецензирование:

30 ноября 2021 г.

Принята к печати:

03 декабря 2021 г.

Ключевые слова:

карьерные гидравлические экскаваторы, принципиальная гидравлическая схема, функционирование рабочего оборудования.

Для цитирования: Макарова В.В., Лагунова Ю.А., Ковязин Р.А., Нестеров В.И. Новый подход к созданию гидравлических экскаваторов // Горное оборудование и электромеханика – 2021. – № 6 (158). – С. 9-14 – DOI: 10.26730/1816-4528-2021-6-9-14

В настоящее время гидравлические экскаваторы нашли широкое применение во всех областях промышленности, в частности, в горной промышленности, где они используются на открытых разработках

месторождений полезных ископаемых для их выемки, и для погрузки взорванной горной массы в транспорт [1-15].

Гидравлические экскаваторы обладают конструктивными, технологическими и экономическими преимуществами, которые определяются главным образом применением объемного гидропривода для передачи мощности от двигателя рабочим механизмам машины. Практика показала, что по сравнению с механическими экскаваторами при одинаковой мощности двигателя, гидравлические имеют на 20-30% меньшую металлоемкость и значительно более высокую производительность. Объясняется это меньшей металлоемкостью гидравлического привода относительно механического. Во время работы гидравлический привод экскаватора обеспечивает принудительное перемещение рабочего оборудования в любом направлении с заданными скоростями, большое количество основных и

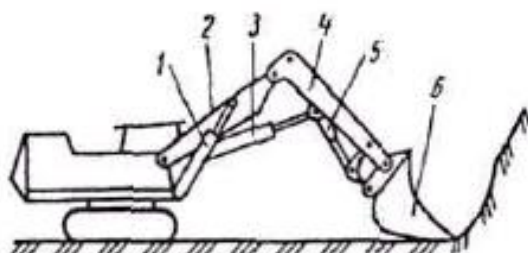


Рис. 1. Основные элементы рабочего оборудования одноковшовых гидравлических экскаваторов:

1 — гидроцилиндры подъема и опускания стрелы; 2 — стрела; 3, 5 — гидроцилиндры поворота соответственно рукоятки и ковша; 4 — рукоятка; 6 — ковш

Fig. 1. The main elements of the working equipment of single-bucket hydraulic excavators: 1 – hydraulic cylinders for lifting and lowering the boom; 2 – boom; 3, 5 – swing cylinders, respectively, of the handle and the bucket; 4 – handle; 6 – bucket

вспомогательных движений рабочего оборудования, различные углы поворота рабочего оборудования, что позволяет не только повысить производительность, но и расширить технологические возможности [1-15].

Прямая лопата гидравлических экскаваторов (рис. 1.) находит широкое применение в машинах большей мощности и является основным рабочим оборудованием, которое пускают в ход при разработке грунта выше площадки, где находится экскаватор. При подобной конструкции экскаватора ковш закреплен на рукоятки, которая устанавливается на стреле шарнирно, а последняя шарнирно закрепляется на поворотной платформе, о которой уже шла речь ранее.

В течение эксплуатации экскаватора с прямой лопатой грунт копается в направлении от машины. Данное рабочее оборудование гарантирует максимальное усилие копания грунта и наибольшую производительность (благодаря снижению до минимума числа операций, реализуемых за один цикл копания).

Рабочее оборудование имеет шарнирно закрепленную на поворотной платформе стрелу 2, к которой шарнирно присоединена рукоятка 4. К рукоятке 4 прикреплен ковш 6. Гидроцилиндры 1, 3 и 5 возвращают все элементы.

Принцип работы всех гидравлических экскаваторов практически идентичен: на поворотной платформе шарнирно прикреплена главная стрела 2, подъем стрелы осуществляется гидроцилиндрами 1, на рукоятки 4 шарнирно прикреплен ковш 6, который управляется гидроцилиндром 5 [1-15].

В этой работе решается задача разработки экскаватора сверхтяжелого класса, в котором источником энергии для привода гидронасосов будет полустационарная газотурбинная установка мощностью в несколько мегаватт на базе турбореактивного двухконтурного двигателя. Уникальность конструкции такого экскаватора будет обусловлена его мощностью и технологическим процессом.

Исходя из особенностей процесса и в целях сохранения дефицитного топлива было решено применить рекуперацию энергии. В итоге вся потенциальная энергия поднятого рабочего оборудования при его опускании должна уходить на нагрев рабочей жидкости. Примерно то же должно происходить и при каждом повороте платформы, который практически состоит из разгона и торможения.

Поскольку газотурбинная установка не способна рекуперировать ранее отданную энергию, а большие мощности всей системы не позволяют применить гидроаккумуляторы или иные накопители ввиду технической сложности и высокой стоимости, решено использовать запасенную потенциальную энергию поднятого рабочего оборудования экскаватора.

Ключевыми элементами гидравлического экскаватора являются стрела, позволяющая поднимать/опускать рукоятку с ковшом и механизм поворота, обеспечивающий вращение платформы, на которой закреплена стрела.

Принято решение изменить процесс работы экскаватора таким образом, чтобы накопленная потенциальная энергия опускания стрелы переходила в кинетическую энергию поворота платформы. Это должно увеличивать скорость поворота без дополнительных энергозатрат.

Экскаватор (рис. 2) состоит из поворотной платформы, стрелы, рукоятки и ковша.

Уникальность конструкции и принципа работы такого экскаватора определяется следующими его особенностями:

- для привода платформы применяется реверсивный гидромотор (особенностью реверсивных гидромоторов является наличие вала, способного вращаться не в одном, а в двух направлениях);
- для привода стрелы применяются сдвоенные гидроцилиндры подъема одностороннего действия с опусканием под воздействием массы рабочего оборудования;
- при подъеме стрелы с одновременным поворотом скорость платформы зависит от производительности насосной установки и настроек клапанов (нормальная скорость);

- при зафиксированной стреле и повороте скорость платформы зависит от производительности насосной установки и настроек клапанов (нормальная скорость);
- при опускании стрелы с одновременным поворотом скорость платформы может быть увеличена за счет рекуперации (рекуперация является отключаемой функцией);
- при отключении маслостанции принудительно опустить стрелу под собственным весом невозможно даже при активации распределителя (функция обеспечения безопасности);
- при высокой нагрузке на гидромоторе платформы рекуперация может не приводить к ускорению;

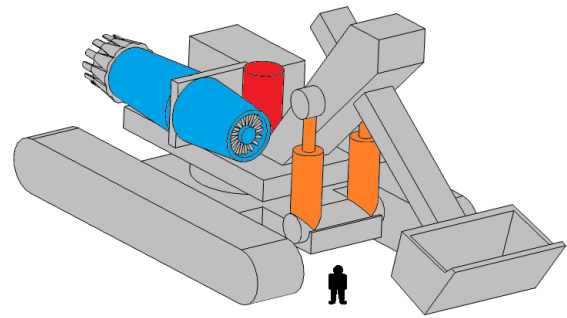


Рис. 2. Модель разрабатываемого экскаватора
Fig. 2. Model of the developed excavator

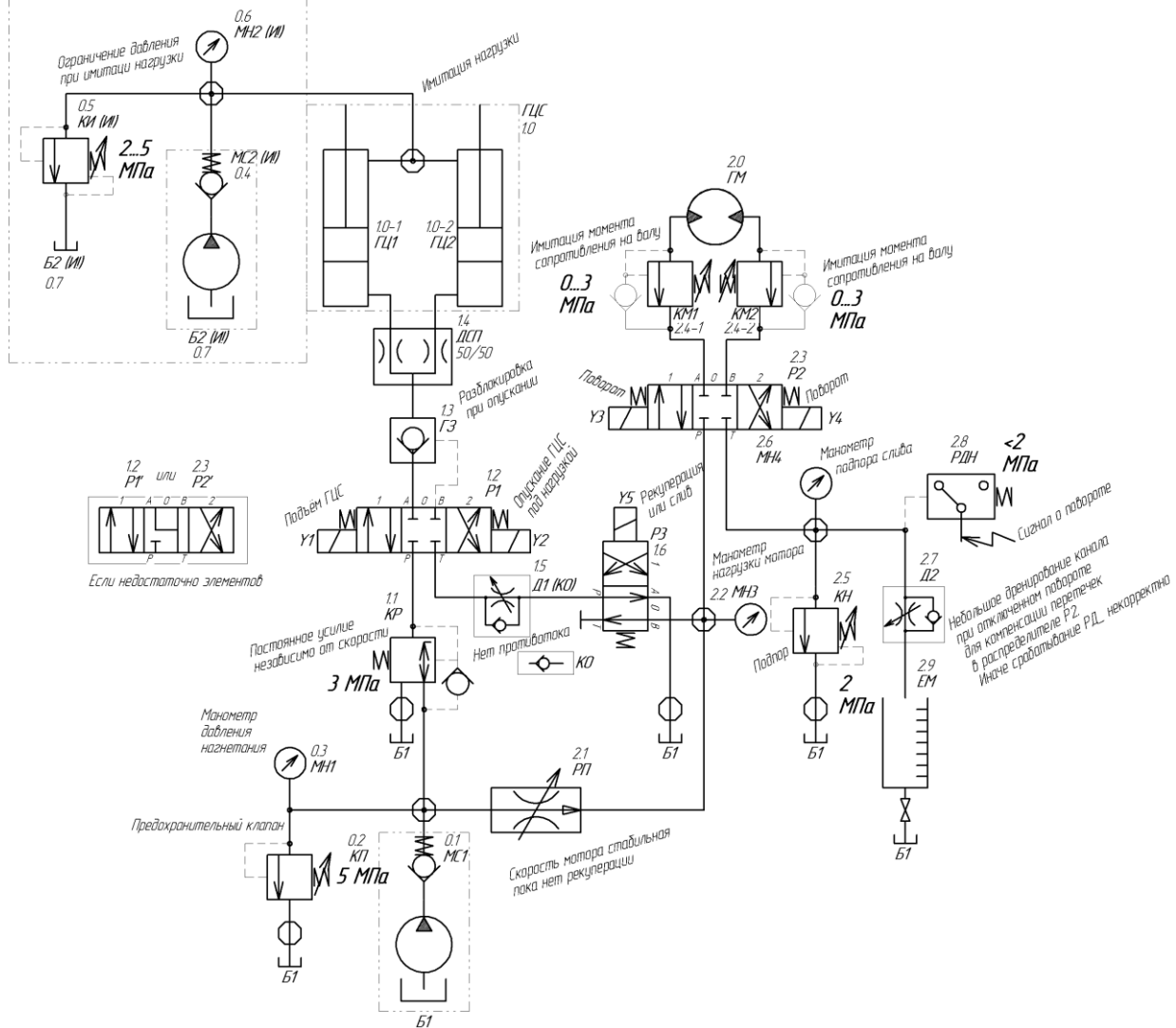


Рис. 3. Гидросхема конечная с электроуправлением и имитацией перетечек
Fig. 3. Final hydraulic circuit with electrical control and imitation of leaks

нию поворота (то есть рекуперация возможна только при малом сопротивлении на валу гидромотора).

Была составлена принципиальная гидравлическая схема, а проверка ее работоспособности была проверена на лабораторном стенде.

Рассмотрим более подробно разработанную схему (рис. 3.). При выключенной маслостанции МС1 гидроцилиндры ГЦ1, ГЦ2 и гидромотор ГМ неподвижны.

Насос маслостанции МС (0.1) дает поток масла с расходом $Q_{МС} = 3,9-4,1$ л/мин (паспортное значение).

0.2 КП – клапан предохранительный основного контура.

Максимальное допустимое давление (< 60 бар) в гидросистеме регулируется предохранительным клапаном КП.

Давление в линии нагнетания маслостанции МС1 контролируется по манометру МН1. В напорном шланге маслостанции установлен обратный клапан для исключения противотока.

Источником внешней нагрузки служит контур имитации, состоящий из отдельной маслостанции МС2, манометра МН2 и клапана ограничения давления КИ.

Усилие от внешней нагрузки имитируется созданием избыточного давления в штоковых полостях гидроцилиндров ГЦ1 и ГЦ2 и принимается постоянным, а сумма сил на втягивание при нормальной работе принимается меньше, чем сумма сил на подъем, обеспечивая гарантированное выдвигание штоков. При необходимости имитировать перегрузку, требуется поднять давление при помощи клапана КИ.

Клапан КИ регулирует давление в контуре имитации нагрузки. Клапан в ходе работ может быть настроен на нагрузку (давление), превышающую создаваемое на гидроцилиндрах усилие подъема, имитируя перегруз стрелы.

Манометр МН2 отображает давление, создаваемое в контуре имитации.

Контур имитации гидравлически независим, физическими разделителями контура имитации от основного являются поршни гидроцилиндров ГЦ1 и ГЦ2. Сливные линии контура имитации направляются в собственный бак Б2 маслостанции МС2.

Гидроцилиндры ГЦ1 и ГЦ2 являются дифференциальными гидроцилиндрами двухстороннего (по заданию – одностороннего) действия с рабочей поршневой полостью (выдвигание штока) и с придаточной полостью (втягивание).

Скорость срабатывания гидроцилиндров ГЦ1 и ГЦ2 (подъем) не регулируется и зависит только от производительности маслостанции МС1.

Усилие на выдвигание гидроцилиндров ГЦ1 и ГЦ2 ограничивается трехлинейным редуцирующим клапаном КР в рабочем контуре. При превышении внешней нагрузки выше настройки КР гидроцилиндры останавливаются (прекращают выдвигаться).

Срабатывание гидроцилиндров ГЦ1 и ГЦ2 происходит при положении «1» (подъем) распределителя Р1.

При нейтральном положении золотника «0» распределителя Р1 гидроцилиндры неподвижны (стоп).

При положении золотника «2» распределитель направляет масло от гидроцилиндров ГЦ1 и ГЦ2 на слив, гидрозамок ГЗ открывается, штоки втягиваются.

Для защиты гидроцилиндров ГЦ1 и ГЦ2 от проседания под внешней нагрузкой из-за естественных утечек в распределителе Р1 применен гидрозамок ГЗ. При выдвигании гидроцилиндров гидрозамок открывается и свободно пропускает масло от распределителя к поршневым полостям.

При нейтральном положении золотника «0» распределителя Р1 или при положении «2» (опускание), но без работающей маслостанции МС1 цилиндры должны оставаться неподвижными.

Для синхронной работы гидроцилиндров ГЦ1 и ГЦ2 используется делитель-сумматор потока ДСП, который делит поток в равном соотношении 50/50.

При активации режима рекуперации поток от опускающихся гидроцилиндров направляется в контур гидромотора. В случае высокой нагрузки на валу или малой нагрузке на стреле может возникнуть противоток, который приведет к остановке поворота и подъему стрелы. Чтобы этого не происходило, в контур рекуперации встроены обратный клапан ОК, выполненный в рамках задания в виде регулируемого дросселя с обратным клапаном ДР1, в котором дроссель полностью закрыт.

Для активации режима рекуперации между линией слива из контура гидроцилиндров и напорной линией контура гидромотора установлен гидрораспределитель Р3. В нормальном состоянии «0» распределитель направляет слив из цилиндров стрелы в бак маслостанции МС1. При переключении распределителя в положение «1» слив в бак запирается, а масло от цилиндров направляется в контур гидромотора ГМ. Если давление в контуре гидромотора ниже, чем в контуре гидроцилиндров, дополнительное масло разгоняет гидромотор, увеличивая скорость вращения вала. Рекуперация срабатывает, только если гидромотор не перегружен (останов вала) и если маслостанция МС1 включена.

Гидромотор ГМ используется для привода поворота платформы. Гидромотор ГМ является реверсивным, обеспечивая поворот в одну и в другую сторону (по- и против часовой стрелки).

Для ограничения скорости поворота платформы и сохранения части потока от маслостанции МС1 для работы стрелы в контур гидромотора ГМ встроены регулятор потока РП, настроенный на определенный расход (около 25% от полной производительности маслостанции МС1).

Для контроля за нагрузкой на валу гидромотора по давлению в напорной линии контура гидромотора используется манометр МН3.

Вращение вала гидромотора ГМ происходит при положениях «1» и «2» распределителя Р2.

При нейтральном положении золотника «0» распределителя Р2 гидромотор неподвижен (стоп).

Для имитации нагрузки к гидромотору ГМ подключаются клапаны КМ1 и КМ2. При первой установке на стенд клапаны полностью открываются.

Для контроля за срабатыванием механизма поворота платформы (вращение гидромотора) в сливной линии контура гидромотора установлен клапан подпора в линии слива КН. Клапан настроен на минимальное давление, необходимое для срабатывания реле давления РДН. Клапан создает дополнительное сопротивление на сливе, что сказывается на показаниях манометров МН3 и МН4. Клапан КН гарантирует, что в случае неисправности гидрораспределителя Р2 (заклинивание золотника, обрыв в катушках), а также при перегрузке вала гидромотора система определит остановку потока масла и не позволит активировать режим рекуперации распределителем Р3, т.к. масло от гидроцилиндров даже при максимальном давлении от перегрузки не обеспечит требуемое мотору давление/поток, что приведет к полной остановке стрелы, что нежелательно. Этот режим также проверяется в работе.

Для контроля за давлением в сливной линии контура гидромотора установлен манометр МН4. Поскольку в линии слива гидромотора ГМ установлен клапан КН, при отключении распределителя Р2 в линии может остаться масло под давлением, что приведет к ложному срабатыванию реле давления РДН. Чтобы сбросить давление, в линию параллельно клапану КН встроена дроссель Д2, настроенный на минимальный расход, лишь визуально наблюдаемый при подключении к мерной емкости ЕМ, но не более того. Чрезмерное открытие дросселя Д2 приведет к тому, что перед клапаном КН не сможет создаваться в линии слива избыточное давление на требуемом для реле РДН уровне.

Для контроля/индикации срабатывания распределителя Р2 и вращения вала гидромотора ГМ в сливной линии контура гидромотора установлено реле давления РДН. Без наличия сигнала от РДН не должен срабатывать распределитель рекуперации Р3.

Мерная емкость ЕМ позволяет визуально оценить наличие перетечек через дроссель Д2, что будет говорить о том, что гидромотор ГМ работает, а подпорный клапан КН создает сопротивление (поддерживает давление). Также наличие перетечки говорит о том, что корректно срабатывает реле РДН.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Побегайло П.А. Мощные отечественные карьерные одноковшовые гидравлические экскаваторы // Горные машины и автоматика. 2004. № 2. с. 13-22.
2. Скобелев Л.С. и др. О создании карьерных гидравлических экскаваторов // Горный журнал. 1977. № 6. с. 41-45.
3. Хаспеков П.Р. Повышение эффективности выемочно-погрузочных работ с использованием карьерных гидравлических экскаваторов нового поколения: Дисс. ... канд. техн. наук. М., 2000.
4. Тарасов В.Н. Исследования процесса разгона гидромеханизмов рабочего оборудования экскаватора при реальном законе включения золотника // Ст. в сб. «Строительные и дорожные машины». № 3. / ЦНИИТЭстроймаш. М., 1972. с. 3-7.

5. Кулик И.А., Тимошенко В.К. Исследование и выбор рациональных параметров механизма привода ковша гидравлического экскаватора // Строительные и дорожные машины. 1990. № 10. с. 22-25.

6. Комиссаров А.П., Сулов Н.М. Выбор параметров рычажно-гидравлических механизмов горных машин // Горные машины и автоматика. 2002. № 11. с. 23-26.

7. Комиссаров А.П. Совершенствование конструкций карьерных гидравлических экскаваторов // Горный информационно-аналитический бюллетень. Изд. МГГУ. 2003. № 3. С. 118-119.

8. Комиссаров А.П., Лагунова Ю.А., Шестаков В.С. Взаимосвязи конструктивных и режимных параметров гидрофицированного рабочего оборудования экскаваторов // Горное оборудование и электромеханика. 2014. № 11. С. 9-14.

9. Побегайло П.А. Мощные одноковшовые гидравлические экскаваторы. Выбор основных геометрических параметров рабочего оборудования на ранних стадиях проектирования. М.: ЛЕНАНД, 2014. 296 с.

10. Подэрни Р.Ю., Булес П. Экономико-вероятностная модель оценки стоимости эксплуатации, технического обслуживания и оптимального срока службы карьерного гидравлического экскаватора (КГЭ) // Горная промышленность. 2015. № 6 (124). С. 52-54.

11. Stefanov Goce, Karadzinov Ljupco. Гидравлический экскаватор. Control and data log of functions for protection in hydraulic excavator. Докл. Българ. АН. 2010. 63, № 6, с. 909-916.

12. Le Q. H., Jeong Y. M., Nguyen C. T., Yang S. Y. Development of a Virtual Excavator using SimMechanics and SimHydraulic // Journal of Drive and Control. 2013. Vol. 10 Iss. 1. P. 29-36.

13. Hall A. Characterizing the operation of a large hydraulic excavator. Master Diss. School of Engineering the University of Queensland, Brisbane, Australia, 2002. p. 150.

14. Frimpong S., Li Y. Virtual Prototype Simulation of Hydraulic Shovel Kinematics for Spatial Characterization in Surface Mining Operation // International Journal of Surface Mining, Reclamation and Environment, 2005, Vol. 19, № 4, pp. 238-250.

Kwon S. A hydraulic simulator for an excavator // Proceedings of the 7th JFPS. Int. Symp. On Fluid Power, TOYAMA. 2008. Sept. 15-18, 2008. p. 611-616.

DOI: 10.26730/1816-4528-2021-6-9-14

Valeria V. Makarova¹, Postgraduate Student, Senior Lecturer, **Yuliya A. Lagunova**^{1,2}, Dr. Sc. in Engineering, Professor, **Roman A. Kovyazin**³, C. Sc. in Engineering, Leading Design Engineer, **Valeri I. Nesterov**⁴, Dr. Sc. in Engineering, Professor

¹Ural Federal University named after the First President of Russia B. N. Yeltsin, 620002, Russia, Yekaterinburg, Str. Mira, 19

²Ural state mining University, 20144, Russia, Yekaterinburg, Str. Kuybysheva, 30

³Open Joint-Stock Company "Kovrov Electromechanical Plant", Russia, Kovrov, Str. Krupskaya, 55

⁴T.F. Gorbachev Kuzbass State Technical University, 650000, Russian Federation, Kemerovo, Vesennaya street, 28

*E-mail: v.v.makarova@urfu.ru

A NEW APPROACH TO CREATION OF HYDRAULIC EXCAVATORS

Abstract.

The development and widespread introduction of domestic hydraulic mining excavators is constrained by the lack of a strategy for their creation, taking into account modern trends in the development of technology, foreign and domestic experience in the design and operation of hydraulic mining excavators. Such a strategy should be based on a systematic approach to the analysis and assessment, first of all, on the principle hydraulic scheme of the functioning of the working equipment of hydraulic mining excavators. The existing technical level of the construction of the working equipment of open-pit hydraulic excavators does not fully meet the requirements of the modern mining industry. Consequently, the development of a basic hydraulic diagram of the working equipment of hydraulic excavators, which will improve the technical and economic performance of hydraulic excavators, is an urgent scientific and technical task that meets the needs of mining. The aim of the study is to substantiate and develop a new principal hydraulic scheme of the working equipment functioning to increase the efficiency of domestic hydraulic shovels of the "front shovel" type. Research methods include generalization and analysis of literary sources, theoretical and experimental research methods based on the classical laws of mathematics and physics, hydraulics, etc. As a result of the research carried out, a new principal hydraulic scheme has been proposed, which will allow: to use double-acting hydraulic cylinders for the boom drive with lowering of the boom under the influence of the mass of the working equipment; when lifting the boom with simultaneous rotation, the platform speed will depend on the pumping unit capacity and the settings of the safety valves (normal speed); when lowering the boom with simultaneous rotation, the platform speed can be increased due to recuperation (recuperation is a disabled function); when the oil station is turned off, it is impossible to forcibly lower the boom under its own weight even when the distributor is activated (safety function).



Article info

Received:

13 November 2021

Revised:

30 November 2021

Accepted:

03 December 2021

Keywords: hydraulic mining excavators, hydraulic circuit diagram, working equipment operation

For citation Makarova V.V., Lagunova Yu.A., Kovyazin R.A., Nesterov V.I. A new approach to creation of hydraulic excavators. Mining Equipment and Electromechanics, 2021, no.6 (158), pp. 9-14. DOI: 10.26730/1816-4528-2021-6-9-14

REFERENCES

1. Pobegajlo P.A. Moshchnye otechestvennye kar'ernye odnokovshovye gidravlicheskie ekskavatory // Gornye mashiny i avtomatika. 2004. № 2. s. 13-22.
2. Skobelev L.S. i dr. O sozdanii kar'ernyh gidravlicheskikh ekskavatorov // Gornyj zhurnal. 1977. № 6. s. 41-45.
3. Haspekov P.R. Povyshenie effektivnosti vyemochno-pogruzochnyh rabot s ispol'zovaniem kar'ernyh gidravlicheskikh ekskavatorov novogo pokoleniya: Diss. ... kand. tekhn. nauk. M., 2000.
4. Tarasov V.N. Issledovaniya processa razgona gidromekhanizmov rabocheho oborudovaniya ekskavatora pri real'nom zakone vklyucheniya zolotnika // St. v sb. «Stroitel'nye i dorozhnye mashiny». № 3. / CNIITestrojmash. M., 1972. s. 3-7.
5. Kulik I.A., Timoshenko V.K. Issledovanie i vybor racional'nykh parametrov mekhanizma privoda kovsha gidravlicheskogo ekskavatora // Stroitel'nye i dorozhnye mashiny. 1990. № 10. s. 22-25.
6. Komissarov A.P., Suslov N.M. Vybor parametrov rykhazhno-gidravlicheskikh mekhanizmov gornyh mashin // Gornye mashiny i avtomatika. 2002. № 11. s. 23-26.
7. Komissarov A.P. Sovershenstvovanie konstrukcij kar'ernyh gidravlicheskikh ekskavatorov // Gornyj informacionno-analiticheskij byulleten'. Izd. MGGU. 2003. № 3. S. 118-119.
8. Komissarov A.P., Lagunova Yu.A., Shestakov V.S. Vzaimosvyazi konstruktivnykh i rezhimnykh parametrov gidrofirovannogo rabocheho oborudovaniya ekskavatorov // Gornoe oborudovanie i elektromekhanika. 2014. № 11. S. 9-14.

9. P. A. Moshchnye odnokovshovye gidravlicheskie ekskavatory. Vybor osnovnykh geometricheskikh parametrov rabocheho oborudovaniya na rannih stadiyah proektirovaniya. M.: LENAND, 2014. 296 s.
10. Poderni R. Yu., Bules P. Ekonomikoveroyatnostnaya model' ocenki stoimosti ekspluatatsii, tekhnicheskogo obsluzhivaniya i optimal'nogo sroka sluzhby kar'ernogo gidravlicheskogo ekskavatora (KGE) // Gornaya promyshlennost'. 2015. № 6 (124). S. 52-54.
11. Stefanov Goce, Karadzinov Ljupco. Гидравлический экскаватор. Control and data log of functions for protection in hydraulic excavator. Докл. Българ. АН. 2010. 63, № 6, с. 909-916.
12. Le Q. H., Jeong Y. M., Nguyen C. T., Yang S. Y. Development of a Virtual Excavator using SimMechanics and SimHydraulic // Journal of Drive and Control. 2013. Vol. 10 Iss. 1. P. 29-36.
13. Hall A. Characterizing the operation of a large hydraulic excavator. Master Diss. School of Engineering the University of Queensland, Brisbane, Australia, 2002. p. 150.
14. Frimpong S., Li Y. Virtual Prototype Simulation of Hydraulic Shovel Kinematics for Spatial Characterization in Surface Mining Operation // International Journal of Surface Mining, Reclamation and Environment, 2005, Vol. 19, № 4, pp. 238-250.
15. Kwon S. A hydraulic simulator for an excavator // Proceedings of the 7th JFPS. Int. Symp. On Fluid Power, TOYAMA. 2008. Sept. 15-18, 2008. p. 611-616.