

Научная статья / Original research article

УДК 626.226

DOI: <https://doi.org/10.31660/2782-232X-2025-3-74-82>EDN: <https://elibrary.ru/fmigtk>2.9.5 Эксплуатация автомобильного
транспорта (технические науки)

Параметры пневмоаккумулятора погрузочно-разгрузочного оборудования экскаватора

И. А. Тетерина ✉, А. Б. Летополюский, А. В. Жданов

Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет

Омск, Проспект Мира, 5, 644080, Российская Федерация

✉ iateterina@mail.ru

Аннотация. Одним из наиболее эффективных методов разработки грунтов повышенной прочности, в том числе мерзлых, остается ударное разрушение с использованием рабочих органов активного действия. Наиболее целесообразным в этом случае представляется использование ударных устройств в качестве самостоятельного сменного или модернизированного погрузочно-разгрузочного оборудования к базовым машинам, например, к экскаваторам с гидроприводом. Ключевым преимуществом такого решения является возможность выполнения полного цикла работ от разрушения прочного или мерзлого грунта до его погрузки в транспортные средства или отвалы без смены рабочего органа. В результате анализа существующих конструкций ковшей предложено новое конструктивное решение – ковш активного действия, в качестве которого рассматривалась конструкция гидропневмоударника погрузочно-разгрузочного оборудования. Приведенные технические характеристики гидропневмоударника ковша активного действия учитывают требования как к процессу разрушения, так и к эффективности погрузки разработанного материала. Представлены расчетные зависимости, позволяющие определить основные параметры пневмоаккумулятора гидроударного устройства. Наиболее важными из них являются: масса бойка, энергия удара, давление газа и давление зарядки. Эти параметры критичны для обеспечения необходимой энергии удара при разработке грунта и надежной работы устройства в цикле погрузки. Представлены графические зависимости длины пневмоаккумулятора от его диаметра и зависимость энергии пневмоаккумулятора от давления зарядки.

Ключевые слова: пневмоаккумулятор, гидроударник, ковш активного действия, грунт повышенной прочности, методы разработки грунта

Для цитирования: Тетерина И. А., Летополюский А. Б., Жданов А. В. Параметры пневмоаккумулятора погрузочно-разгрузочного оборудования экскаватора. *Архитектура, строительство, транспорт*. 2025;5(3):74–82. <https://doi.org/10.31660/2782-232X-2025-3-74-82> EDN: FMIGTK

Parameters of the pneumatic accumulator for excavator loading and unloading equipment

Irina A. Teterina ✉, Anton B. Letopolsky, Aleksey V. Zhdanov

Siberian State Automobile and Highway University

Omsk, 5 Prospect Mira St., 644080, Russian Federation

✉ iateterina@mail.ru

► **Abstract.** One of the most effective methods of developing high-strength soils, including frozen soils, is impact destruction using active-type mechanisms. In this case, the most appropriate application is using impact devices as independent replaceable or modernized loading and unloading equipment for base machines, for example, for excavators with hydraulic drive. The key advantage is the ability to perform a full cycle of work: from the destruction of solid or frozen soil to its direct loading into vehicles or dumps without changing the working implement. After analyzing existing bucket types, we developed an active-type bucket, which was considered to be the design of a hydraulic-pneumatic impact mechanism for loading and unloading equipment. Defined technical specifications of a hydraulic-pneumatic impact mechanism for an active-type bucket take into account both the requirements for the destruction process and the soil loading efficiency. The study presents calculated dependences for determining the main parameters of the pneumatic accumulator of the hydraulic impact mechanism. The most important of these are striker mass, impact energy, gas pressure, and charging pressure. These parameters are necessary to ensure the required impact energy during excavation and reliable operation of the device during the loading cycle. Graphs were presented showing the correlation between pneumatic accumulator length and diameter, and the dependence of pneumatic accumulator energy on charging pressure.

Keywords: pneumatic accumulator, hydraulic impact mechanism, active-type bucket, high-strength soil, methods of developing soils

For citation: Teterina I. A., Letopolsky A. B., Zhdanov A. V. Parameters of the pneumatic accumulator for excavator loading and unloading equipment. *Architecture, Construction, Transport*. 2025;5(3):74–82. (In Russ.) <https://doi.org/10.31660/2782-232X-2025-3-74-82>

1. Введение / Introduction

В связи с растущими объемами строительства автодорог, газо- и нефтепроводов, а также промышленных и коммунальных сооружений возникает необходимость создания высокоэффективной техники для разработки мерзлых грунтов в зимнее время в условиях Сибири и Дальнего Востока Российской Федерации [1, 2].

Технологию производства земляных работ в зимнее время следует выбирать с учетом рационального использования оборудования, физико-механических свойств мерзлых грунтов, климатических условий, объема работ и наиболее экономичных способов проведения подготовительных мероприятий, позволяющих снизить стоимость экскавации грунта [3, 4].

Одним из перспективных направлений разработки мерзлых грунтов остается ударное разрушение с помощью рабочих органов активного действия. Наиболее целесообразным в этом вопросе представляется использование ударных устройств в качестве сменного оборудования к базовым машинам, например, к экскаваторам с гидроприводом [5, 6].

Разработку мерзлого грунта в стесненных условиях, на площадках с небольшим фронтом работ и на участках вблизи промышленных и гражданских объектов можно осуществить, оснастив экскаватор с гидроприводом сменным оборудованием в виде ковша активного действия с гидроударниками [7]. На сегодняшний день в одной только базе Роспатента насчитывается несколько сотен конструкций ковшей экскаваторов. В результате их модернизации путем включения в конструкцию гидроударных устройств могут быть разработаны конструктивные решения ковшей активного действия [8].

Выбор конструктивного оформления гидроударников зависит от требований, предъявляемых к таким устройствам:

- конструкция должна быть простой, надежной и ремонтпригодной; обеспечивать возможность независимого регулирования энергии и частоты ударов, а также хода подвижных масс ударника; обеспечивать работу при низких температурах;

- рабочий инструмент должен быть сменным;
 - питание ударников должно производиться от гидропривода базовой машины [9, 10].
- Кроме того, ударники ковша активного действия должны иметь минимальные габариты и массу, чтобы при необходимости можно было установить сменное оборудование на экскаватор другой размерной группы [11].

Объектом настоящего исследования являлся пневмоаккумулятор гидроударного устройства ковша экскаватора. Цель исследования – определить основные параметры (массу бойка, энергию, давление газа и давление зарядки) пневмоаккумулятора гидроударного устройства ковша активного действия.

Задачи исследования:

- разработать вариант модернизированного оборудования ковша активного действия;
- определить основные параметры пневмоаккумулятора для экскаватора, оснащенного ковшом активного действия.

2. Материалы и методы / Materials and methods

Теоретическое исследование проводилось с использованием комплексной методики. В ходе патентного поиска, направленного на изучение существующих технических решений гидроударников, ковшей активного действия и способов крепления оборудования к базовым машинам, был выполнен анализ недостатков и определены ограничения существующих конструкций (низкая эффективность, высокие энергозатраты, необходимость частой смены оборудования). С учетом этого было предложено новое конструктивное решение. Использование расчетно-конструктивного метода позволило определить зависимость между исследуемыми параметрами и доказать рациональность использования предлагаемого технического решения.

3. Результаты и обсуждение / Results and discussion

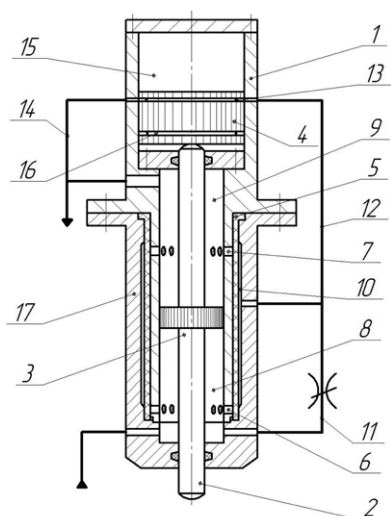
Ковш активного действия представляет собой рабочий орган экскаватора, на днище которого установлена приставка активного действия, состоящая из корпуса, трех гидропневмоударников с зубьями и трубопроводов. Гидропневмоударники включаются в работу при встрече зубьев с препятствием повышенной прочности (мерзлый грунт, включения камней и т. д.) [12].

При отсутствии достаточного сопротивления гидропневмоударники автоматически отключаются. Разработка незамерзшего грунта происходит обычным способом без включения привода ударных устройств. Одним из вариантов гидропневмоударников ковша активного действия может быть устройство с упругим запорно-регулирующим механизмом, выполненное по схеме, представленной на рис. 1 [13]. Технические характеристики такого устройства отражены в таблице 1.

Работу гидроударника можно описать следующим образом. Поршень пневмоаккумулятора, который приводится в действие штоком при помощи бойка, перемещается под действием обрабатываемой среды [12, 13]. При этом происходит перекрытие сливного канала. Состояние запорно-регулирующего элемента – закрытое, каналы взводящей и сливной камер перекрыты. Происходит взвод ударного устройства. В конце взвода поршень через проточку соединяет полость со сливной магистралью. Давление над запорно-регулирующим элементом падает, отвер-

Таблица 1. Технические характеристики гидропневмоударника ковша активного действия
Table 1. Technical specifications of a hydraulic-pneumatic impact mechanism for an active-type bucket

Показатель	Значение
Энергия удара	до 1 кДж
Частота ударов	до 180 мин ⁻¹
Максимальное давление в гидросистеме	12 МПа
Расход жидкости	160 дм ³ /мин
Начальное давление зарядки аккумулятора	1.2 МПа



- 1 – корпус поршня / piston housing;
- 2 – боек / striker;
- 3 – шток / rod;
- 4 – поршень / piston;
- 5 – запорно-регулирующий элемент / locking and regulating element;
- 6, 7 – канал / channel;
- 8 – взводящая камера / cocking chamber;
- 9 – сливная камера / drain chamber;
- 10 – кольцевая управляющая полость / annular control space;
- 11, 12 – камера / chamber;
- 13, 16 – проточка / groove;
- 14 – сливная магистраль / drain port;
- 15 – газовая камера / gas chamber;
- 17 – стакан / housing

Рис. 1. Гидравлическое устройство [13]
Fig. 1. Hydraulic mechanism [13]

ствия каналов соединяются между собой. Под действием сжатого газа камеры совершается рабочий ход бойка [12]. В процессе рабочего хода жидкость из одной камеры вытесняется в другую камеру и пространство под цилиндрическим запорно-регулирующим элементом. Нарастание давления в кольцевой управляющей полости сдерживается дросселем, который, кроме прочего, является элементом запаздывания в канале [12]. Жидкость из камеры выталкивается на слив в период взвода устройства. Далее следует повторение рабочего цикла [14, 15].

Для нормальной работы зубьев ковша при разрушении забоя и неравномерной нагрузке должна быть обеспечена независимость работы зубьев, их включение и отключение должно осуществляться автоматически в зависимости от нагрузки [16, 17].

При разработке конструкции ковша активного действия, оснащенного гидропневмоударниками, в первую очередь необходимо определить основные параметры пневмоаккумулятора гидроударного устройства. К ним относятся: длина гидроударника, энергия удара, масса бойка, энергия сжатого газа, давление зарядки аккумулятора.

Длина гидроударника не должна превышать длину стандартного ковша экскаватора [18]:

$$l_y \leq l_k, \quad (1)$$

где l_y – длина ударника, мм;

l_k – длина ковша, мм.

С учетом того, что кроме ударника в ковше экскаватора необходимо поместить направляющие активных зубьев, длину ударного устройства из конструктивных соображений требуется сократить до 100 мм. Для размещения внутри ковша напорного и сливного коллекторов необходимо примерно 50 мм длины.

Основой для расчета энергии ударного устройства является определение энергии сжатого газа пневмоаккумулятора.

Расчет необходимой энергии аккумулятора произведен исходя из удельной энергии на единицу ширины зуба $b_u = 100$ Дж/см. Таким образом, при заданной ширине зуба $b_u = 5 \cdot 10^{-2}$ м необходимо иметь энергию удара 500 Дж.

Энергия удара определяется кинематической энергией соударения подвижных частей ударника с инструментом:

$$E_y = \frac{m_\delta \cdot u_p^2}{2}, \quad (2)$$

где E_y – энергия удара, Дж;

m_δ – масса бойка, кг;

u_p – скорость разгона бойка при ударе, м/с.

Таким образом, для получения заданной энергии удара при максимальной скорости бойка его массу можно найти по формуле:

$$m_\delta = \frac{E_y}{32}. \quad (3)$$

Рациональная степень сжатия газа в аккумуляторе определена по формуле:

$$\mathcal{E} = \frac{l}{l_o}, \quad (4)$$

где $\mathcal{E}$ – степень сжатия газа;

l и l_o – максимальная и минимальная длина аккумулятора, мм.

В результате расчетов для данного случая масса подвижных частей гидropневмоударника составила 16 кг, рациональная степень сжатия газа – 1.93.

Энергия сжатого газа пневмоаккумулятора определена из выражения [19]:

$$A_a = \frac{\pi D_a^2}{4(n-1)} \left(1 - \frac{1}{\mathcal{E}^{0.4}} \right) p_2 l_o = 1.15 \frac{m u_2^2}{2}, \quad (5)$$

где A_a – энергия сжатого газа аккумулятора, Дж;

πD_a^2 – диаметр поршня, мм;

l_o – начальная длина аккумулятора, мм;

p_2 – максимальное рабочее давление газа в аккумуляторе, Па;

n – показатель политропы, $n=1.4$.

В результате преобразований формула (5) приняла вид:

$$A_a = 0.56 \cdot p_2 \cdot x_p \cdot D_a^2, \quad (6)$$

где x_p – длина разгона, м.

Максимальное рабочее давление газа в аккумуляторе при заданных конструктивных размерах рабочего хода подвижных масс и диаметре поршня пневмоаккумулятора равно

$$p_2 = \frac{A}{0.56 \cdot x_p \cdot D_a^2}. \quad (7)$$

Давление зарядки аккумулятора определено по формуле (8) [20]:

$$p_o = p_d^k \cdot \mathcal{E}^n, \quad (8)$$

$$p_d^k = \frac{p_d^o}{\mathcal{E}^n}. \quad (9)$$

Начальная длина аккумулятора определена из выражения:

$$l_o = \frac{x_p}{0.93}. \quad (10)$$

Габариты гидроударного устройства в значительной мере зависят от геометрических параметров пневмоаккумулятора.

На рис. 2 представлены зависимости размеров пневмоаккумулятора от диаметра поршня при различных значениях степени сжатия газа. Зависимости построены при постоянном значении энергии (2 000 Дж), развиваемой пневмоаккумулятором. Показатель политропы $n = 1.2$, максимальное рабочее давление сжатого газа $p_2 = 2.0$ МПа.

Из графика видно, что с уменьшением диаметра поршня увеличивается длина пневмоаккумулятора и, как следствие, габариты гидроударного устройства. Выбор диаметра поршня осуществляется с учетом диаметра поршней в гидроцилиндрах экскаватора (для унификации уплотняющих элементов), а также с учетом конструктивных соображений, например, для обеспечения требуемой массы подвижных частей.

На рис. 3 представлена зависимость энергии, запасаемой пневмоаккумулятором, от давления зарядки.

На графике представлена зависимость диаметра поршня пневмоаккумулятора ($d_n = 125$ мм) от давления зарядки аккумулятора. Показатель политропы газа $n = 1.2$, степень сжатия газа $\varepsilon = 2.72$, эффективный объем газа $V_o = 3.7$ дм³. График свидетельствует о линейной связи между энергией, запасаемой пневмоаккумулятором, и давлением его зарядки.

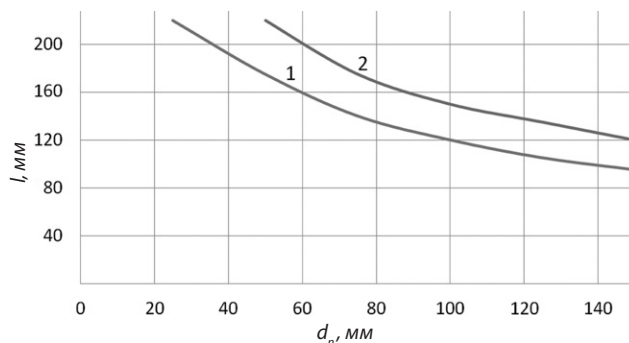


Рис. 2. Зависимость длины пневмоаккумулятора от диаметра поршня при значениях степени сжатия газа: 1 – 2.5; 2 – 1.75 (график составлен авторами)
Fig. 2. The correlation between pneumatic accumulator length and piston diameter at gas compression ratios: 1 – 2.5; 2 – 1.75 (graph created by the authors)

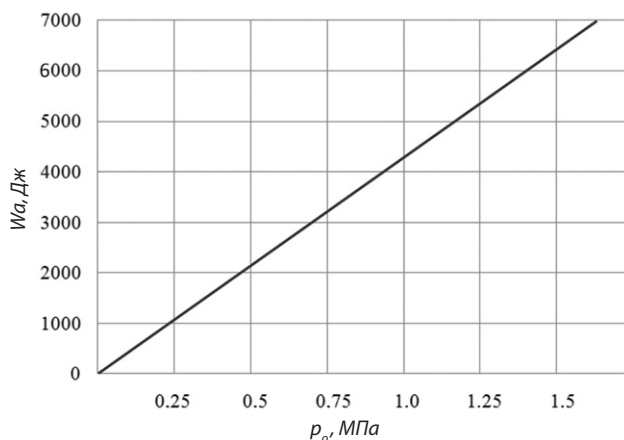


Рис. 3. Зависимость энергии пневмоаккумулятора от давления его зарядки (график составлен авторами)
Fig. 3. The correlation between pneumatic accumulator energy and its charging pressure (graph created by the authors)

4. Заключение / Conclusions

К результатам представленного в статье исследования можно отнести следующее:

1. Предложена конструкция гидравлического устройства для модернизации погрузочно-разгрузочного оборудования экскаватора. Описан принцип его работы.
2. Представлены технические характеристики гидроударника.
3. Получены расчетные зависимости для определения параметров пневмоаккумулятора гидравлического устройства. Энергия удара 500 Дж. Длина ударного устройства не должна превышать 100 мм.
4. Результаты теоретических исследований представлены в виде графиков. Для давления сжатия газа в 2 МПа оптимальный диаметр поршня должен быть 120–130 мм.

Необходимо отметить, что представленные расчетные зависимости дают возможность определить основные параметры пневмоаккумулятора гидроударного механизма не только для ковша активного действия, но и для других ударных рабочих органов, например, гидромолота.



Вклад авторов. Авторы внесли равный вклад в подготовку публикации.
Author contributions. All authors contributed equally to preparing the publication.

Конфликт интересов. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.
Conflict of interest. The authors declare no relevant conflict of interest.

Список литературы

1. Белых В. В. Вероятностные аспекты при работе зубьев ковша экскаватора. *Вестник СевКавГТИ*. 2010;(10):96–98.
2. Letopol'skiy A. B., Meshcheryakov V. A., Teterina I. A., Nikolaev D. I. Experimental studies of control process of working element of a single-bucket excavator. *Russian Engineering Research*. 2024;44:312–316. <https://doi.org/10.3103/S1068798X24700254>
3. Ветров Ю. А., Баладинский В. Л. *Машины для специальных земляных работ*. Киев: Вища школа; 1981. 192 с.
4. Галдин Н. С., Семенова И. А. Анализ и разработка конструкции многоствольного гидравлического молота с несколькими бойками в одном корпусе. *Строительные и дорожные машины*. 2022;(10):9–13. URL: <https://www.elibrary.ru/item.asp?edn=ihdbxx>
5. Ovsyannikov V., Nekrasov R., Putilova U., Il'yaschenko D., Verkhoturova E. On the issue of automatic form accuracy during processing on CNC machines. *Revista Facultad de Ingenieria*. 2022;(103):88–95. <https://doi.org/10.17533/udea.redin.20201111>
6. Алексеева Т. В., Воловиков Б. П., Галдин Н. С., Шерман Э. Б. *Отдельные разделы гидропривода мобильных машин*. Омск: ОмПИ; 1989. 69 с.
7. Городилов Л. В., Маслов Н. А., Коровин А. Н. Оценка параметров системы гидроударных устройств ковша активного действия при прямом подключении к гидросистеме экскаватора II размерной группы. *Интерэкспо Гео-Сибирь*. 2020;2:45–51. <https://doi.org/10.33764/2618-981X-2020-2-45-51>
8. Городилов Л. В., Коровин А. Н. Анализ конструкций ковшей активного действия карьерных и строительных экскаваторов. *Интерэкспо Гео-Сибирь*. 2021;2:171–179. <https://doi.org/10.33764/2618-981X-2021-2-3-171-179>
9. Семенова И. А. Ковш гидравлического экскаватора с дополнительным гидроударным оборудованием. *Техника и технологии строительства*. 2016;(2):12. URL: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=26166650>
10. Щербаков В. С., Галдин Н. С., Семенова И. А., Галдин В. Н. Коэффициент полезного действия гидропневматического ударного устройства. *Строительные и дорожные машины*. 2019;(9):37–41. URL: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=41451723>
11. Коровин А. Н. Конструктивные схемы ковшей активного действия для гидравлических экскаваторов. *Фундаментальные и прикладные вопросы*. 2025;(1):25–32. URL: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=80345369>
12. Letopolsky A. B., Korchagin P. A., Teterina I. A. Working equipment of the single-bucket excavator for the development of frozen ground. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2020;(709):044027. <http://dx.doi.org/10.1088/1757-899X/709/4/044027>
13. Орозов К. К. Гидравлические ударные механизмы. *Инженер*. 2015;(9):239–242. URL: <https://engineering.edu.kg/magazin/N9-2015/173.pdf>
14. Галдин Н. С., Шерман Э. Б. Исследование влияния конструктивных параметров гидроударника на скорость подвижных частей. В сб.: *Гидропривод и системы управления строительных, тяговых и дорожных машин*. Омск: ОмПИ; 1984. С. 53–57.
15. Шерман Э. Б., Лупинос С. П., Ракуленко Г. А., Трошин В. П., Гордиенко П. Ф., Кириков Р. П. *Гидроударное устройство*. СССР. Авторское свидетельство № 685819. 15 сентября 1979. URL: <https://patents.su/3-685819-gidroudarnoe-ustrojstvo.html>
16. Летопольский А. Б., Тетерина И. А. Определение устойчивости экскаватора при демонтаже трубопровода. В сб.: *Подъемно-транспортные, строительные, дорожные, путевые, мелиоративные машины и робототехнические комплексы*, Москва, 12–13 мая 2022 г. Москва: Российский государственный аграрный университет – МСХА им. К. А. Тимирязева; 2022. С. 434–438.

17. Korchagin P. A., Teterina I. A., Letopolsky A. B. Effect of tire dynamic characteristics on vibration load at the operator's workplace. *Journal of Physics: Conference Series*. 2020;1141:012097. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1441/1/012097>
18. Либерман Я. Л., Летнев К. Ю., Горбунова Л. Н. Об оптимальном управлении ударниками экскаваторного ковша активного действия. *Строительные и дорожные машины*. 2023;(1):20–23. URL: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=50770936>
19. Корчуганов В. А. К вопросу об исследовании ударных процессов гидромолотов. В сб.: *Научный потенциал молодежи и технический прогресс, Санкт-Петербург, 21 мая 2021 г.* Санкт-Петербург, 2021. С. 33–38. <https://doi.org/10.26160/2618-7493-2021-4-33-38>
20. Иванов Р. А., Жидков Г. Н. Определение производительности навесных гидроударных устройств при рыхлении мерзлых грунтов. *Механизация строительства*. 2009;(2):16–18.

References

1. Belykh V. V. Probabilistic aspects in the operation of excavator bucket teeth. *Vestnik SevKavGTI*. 2010;(10):96–98. (In Russ.)
2. Letopol'skiy A. B., Meshcheryakov V. A., Teterina I. A., Nikolaev D. I. Experimental studies of control process of working element of a single-bucket excavator. *Russian Engineering Research*. 2024;44:312–316. <https://doi.org/10.3103/S1068798X24700254>
3. Vetrov Yu. A., Baladinsky V. L. *Machines for special earthworks*. Kyiv: Vishcha shkola; 1981. (In Russ.)
4. Galdin N. S., Semenova I. A. Analysis and development of the design of a multi-barrel hydraulic hammer with several strikers in one body. *Stroitel'nye i dorozhnye mashiny*. 2022;(10):9–13. (In Russ.) URL: <https://www.elibrary.ru/item.asp?edn=ihdbxx>
5. Ovsyannikov V., Nekrasov R., Putilova U., Il'yaschenko D., Verkhoturova E. On the issue of automatic form accuracy during processing on CNC machines. *Revista Facultad de Ingenieria*. 2022;(103):88–95. <https://doi.org/10.17533/udea.redin.20201111>
6. Alekseyeva T. V., Volovikov B. P., Galdin N. S., Sherman E. B. *Separate sections of hydraulic drive of mobile machines*. Omsk: OmPI; 1989. (In Russ.)
7. Gorodilov L. V., Maslov N. A., Korovin A. N. Evaluation of parameters of hydraulic impact devices of active bucket with direct connection to the hydraulic system of II grade excavator. *Interexpo GEO-Siberia*. 2020;2:45–51. (In Russ.) <https://doi.org/10.33764/2618-981X-2020-2-45-51>
8. Gorodilov L. V., Korovin A. N. Analysis of active bucket designs for quarry and construction excavators. *Interexpo Geo-Siberia*. 2021;2:171–179. (In Russ.) <https://doi.org/10.33764/2618-981X-2021-2-3-171-179>
9. Semenova I. A. Hydraulic excavator bucket with additional hydraulic impact equipment. *Tekhnika i tekhnologii stroitel'stva*. 2016;2(6):12. (In Russ.) URL: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=26166650>
10. Shcherbakov V. S., Galdin N. S., Semenova I. A., Galdin V. N. The Efficiency of the hydropneumatic impact device. *Stroitel'nye i dorozhnye mashiny*. 2019;(9):37–41. (In Russ.) URL: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=41451723>
11. Korovin A. N. Structural schemes of action buckets for hidravlic excavators. *Fundamental and applied transport issues*. 2025;(1):25–32. (In Russ.) URL: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=80345369>
12. Letopolsky A. B., Korchagin P. A., Teterina I. A. Working equipment of the single-bucket excavator for the development of frozen ground. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2020;(709):044027. <http://dx.doi.org/10.1088/1757-899X/709/4/044027>
13. Orozov K. K. Hydraulic shock mechanisms. *Inzhener*. 2015;(9):239–242. (In Russ.) URL: <https://engineering.edu.kg/magazin/N9-2015/173.pdf>
14. Galdin N. S., Sherman E. B. Study of the influence of the design parameters of a hydraulic hammer on the speed of moving parts. In: *Gidroprivod i sistemy upravleniya stroitel'nykh, tyagovykh i dorozhnykh mashin*. Omsk: OmPI; 1984. P. 53–57. (In Russ.)
15. Sherman E. B., Lupinos S. P., Rakulenko G. A., Troshin V. P., Gordiyenko P. F., Kirikov R. P. *Hydro-impact device*. USSR. Author's certificate No. 685819. 15 September 1979. URL: <https://patents.su/3-685819-gidroudarnoe-ustrojstvo.html>. (In Russ.)
16. Letopolsky A. B., Teterina I. A. Determining the stability of an excavator during pipeline dismantling. In: *Pod'yemno-transportnyye, stroitel'nyye, dorozhnyye, putevyye, meliorativnyye mashiny i robototekhnicheskiye*

- kompleksy, Moscow, May 12–13, 2022. Moscow: Russian state agrarian university – Moscow Timiryazev agricultural academy; 2022. P. 434–438. (In Russ.)*
17. Korchagin P. A., Teterina I. A., Letopolsky A. B. Effect of tire dynamic characteristics on vibration load at the operator's workplace. *Journal of Physics: Conference Series*. 2020;1141:012097. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1441/1/012097>
 18. Liberman Ya. L., Letnev K. Yu., Gorbunova L. N. On the optimal control of the active excavator bucket strikers. *Stroitel'nye i dorozhnye mashiny*. 2023;(1):20–23. (In Russ.) URL: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=50770936>
 19. Korchuganov V. A. To the question about research of impact processes of hydraulic hammers. In: *Nauchnyy potentsial molodezhi i tekhnicheskii progress, Saint Petersburg, May 21, 2021. Saint Petersburg, 2021. P. 33–38. (In Russ.)* <https://doi.org/10.26160/2618-7493-2021-4-33-38>
 20. Ivanov R. A., Zhidkov G. N. Determination of the productivity of mounted hydraulic impact devices when loosening frozen soils. *Mekhanizatsiya stroitel'stva*. 2009;(2):16–18. (In Russ.)



Информация об авторах

Тетерина Ирина Алексеевна, канд. техн. наук, доцент кафедры строительной, подъемно-транспортной и нефтегазовой техники, старший научный сотрудник, Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет, Омск, Российская Федерация, iateterina@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0001-8012-8511>

Летопольский Антон Борисович, канд. техн. наук, доцент, заведующий кафедрой строительной, подъемно-транспортной и нефтегазовой техники, Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет, Омск, Российская Федерация, antooooon-85@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0003-3503-131X>

Жданов Алексей Валерьевич, канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры общепрофессиональных дисциплин, заместитель декана заочного факультета, Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет, Омск, Российская Федерация, Avzh_1984@mail.ru, <https://orcid.org/0009-0000-3157-4742>

Information about the authors

Irina A. Teterina, Cand. Sci. (Engineering), Associate Professor in the Department of Construction, Lifting and Transport and Oil and Gas Equipment, Senior Researcher, Siberian State Automobile and Highway University, Omsk, Russian Federation, iateterina@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0001-8012-8511>

Anton B. Letopolsky, Cand. Sci. (Engineering), Associate Professor, Head of the Department of Construction, Lifting and Transport and Oil and Gas Equipment, Siberian State Automobile and Highway University, Omsk, Russian Federation, antooooon-85@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0003-3503-131X>

Aleksey V. Zhdanov, Cand. Sci. (Engineering), Associate Professor, Associate Professor in the Department of General Professional Disciplines, Deputy Dean of the Correspondence Faculty, Siberian State Automobile and Highway University, Omsk, Russian Federation, Avzh_1984@mail.ru, <https://orcid.org/0009-0000-3157-4742>

Получена 11 июня 2025 г., одобрена 20 августа 2025 г., принята к публикации 01 сентября 2025 г.

Received 11 June 2025, Approved 20 August 2025, Accepted for publication 01 September 2025