

УДК (UDC) 625.144

СРАВНЕНИЕ БЕЗРЕДУКТОРНОГО И РЕДУКТОРНОГО ГИДРОПРИВОДОВ
МАШИН ТРАНСПОРТНОГО СТРОИТЕЛЬСТВАCOMPARISON OF REDUCED AND GEARED HYDRAULIC DRIVES OF TRANSPORT
CONSTRUCTION MACHINESГринчар Н.Г., Шошин А.С., Чалова М.Ю.
Grinchar N.G., Shoshin A.S., Chalova M. Yu.Российский университет транспорта (Москва, Россия)
Russian University of Transport (Moscow, Russian Federation)

Аннотация. Улучшение технико-экономических показателей машин транспортного строительства возможно осуществить путем увеличения их производительности, снижением, габаритов и массы, уменьшением энергопотребления и увеличением их надежности, что в конечном итоге будет способствовать сокращению сроков строительства (вводу объектов в нормативные сроки), трудоемкости строительно-монтажных работ и снижению капитальных затрат на временные здания и сооружения. Отдельным и специфическим типом машин транспортного строительства являются буровые машины на базе промышленных тракторов типа Т10. Как правило, при этом используется гидравлический объемный привод основных рабочих органов. Традиционным конструкторским решением привода бурового става машины является применение низкомомментного гидромотора с редуктором. В то же время отечественной промышленностью выпускаются высокомоментные гидромоторы, дающие возможность обеспечить необходимый крутящий момент на буровом става без использования редуктора. Такое решение позволяет упростить конструкцию, снизить затраты на изготовление и повысить надежность привода в эксплуатации. В настоящей статье приведен сравнительный анализ некоторых достоинств и недостатков редукторного и безредукторного вариантов привода бурового става применительно к серийно выпускаемой машине BTS-150.

Ключевые слова: бурение, буровые машины, промышленные тракторы, привод бурового става.

Дата принятия к публикации: 25.05.2022
Дата публикации: 25.05.2022

Сведения об авторах:

Гринчар Николай Григорьевич – доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Наземные транспортно-технологические средства», ФГАОУ ВО «Российский университет транспорта», e-mail: nggrin@yandex.ru.

Шошин Александр Сергеевич – аспирант кафедры «Наземные транспортно-технологические средства», ФГАОУ ВО «Российский университет транспорта», e-mail: ferzool@yandex.ru.

Abstract. Improving the technical and economic indicators of machine building is possible by increasing their production, reducing their dimensions and masses, reducing energy consumption and reducing their reliability, which ultimately will correspond to the norm for reducing construction time (putting objects into regulatory significant ones), the labor intensity of construction and installation works and increase in capital costs for temporary buildings and structures. A separate and specific type of machines for construction are drilling machines based on industrial tractors of the T10 type. As a rule, this uses a hydraulic volumetric drive of the main working bodies. The traditional design consequence of the drilling string drive of the machine is the use of a low-torque hydraulic motor with a gearbox. At the same time, high-torque hydraulic motors have grown in domestic industrial resistance, making it possible to provide the necessary torque on the drilling rig without using a gearbox. This solution allows you to simplify the light, reduce production costs and increase the reliability of the drive in operation. This article provides a comparative analysis of some of the advantages and disadvantages of the geared and gearless variants of the drilling string drive, in relation to the mass-produced machine BTS-150.

Keywords: drilling, drilling machines, industrial tractors, drilling drive.

Date of acceptance for publication: 25.05.2022
Date of publication: 25.05.2022

Authors' information:

Nikolay G. Grinchar – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Professor of the Department «Ground transportation and technological means» at Russian University of Transport, e-mail: nggrin@yandex.ru.

Alexander S. Shoshin – postgraduate student of the Department «Ground transportation and technological vehicles» of the Russian University of Transport, e-mail: ferzool@yandex.ru.

Чалова Маргарита Юрьевна – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Наземные транспортно-технологические средства», ФГАОУ ВО «Российский университет транспорта»,
e-mail: margarita_chalova@mail.ru.

Margarita Yu. Chalova – Candidat Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Department «Ground transportation and technological means» at Russian University of Transport,
e-mail: margarita_chalova@mail.ru.

1. Введение

Переход от механического и электромеханического привода рабочих органов в строительных, дорожных, грузоподъемных машинах, и в частности, в машинах транспортного строительства на применение объемного гидропривода обусловлен рядом его значительных преимуществ. К основным преимуществам гидропривода в первую очередь относятся:

- возможность бесступенчатого регулирования скорости исполнительных операций;
- возможность относительно простого преобразования вращательного движения в поступательное (использование пары насос-гидроцилиндр), что позволяет упростить многие конструктивные решения механизмов, сохраняя при этом высокий коэффициент полезного действия;
- применение гидропривода позволяет существенно снизить металлоемкость изделий (так, например, вес одноковшовых экскаваторов четвертой типоразмерной группы с канатно-механическим приводом составляет порядка 30 т, а экскаваторов с гидроприводом – около 25 т);
- применение гидропривода предоставляет широкие возможности для автоматизации рабочих процессов.

Основным недостатком объемного гидропривода является снижение объемного КПД в процессе эксплуатации вследствие износа прецизионных пар в гидроаппаратах, прежде всего в насосах и гидромоторах.

К относительным недостаткам гидропривода следует отнести необходимость строгого соблюдения высокой чистоты рабочей жидкости.

На сегодняшний день отечественной промышленностью освоено производство практически всех типов гидроаппаратов, в том числе и производство высокомоментных гидромоторов. Применение этих гидромашин позволяет обеспечить высокие значения

крутящего момента на выходном валу без каких-либо дополнительных устройств и механизмов. Учитывая данное обстоятельство, в ряде конструкций возможно отказаться от такого звена в трансмиссии как редуктор.

Использование объемных гидропередаточных устройств в приводе машин транспортного строительства, в частности буровых, требует исследований в области определения рациональных параметров гидросистем и режимов их работы, особенно с точки зрения надежности и долговечности [1].

Применение безредукторного гидравлического привода в машинах транспортного строительства позволяет снизить их массу, габариты, стоимость работ, повысить производительность.

Значительная масса, более низкие показатели надежности, высокие приведенные затраты при использовании конструкции привода с редуктором существенно затрудняют, а порой делают практически невозможным создание малогабаритных высокопроизводительных машин транспортного строительства и, в частности, мобильных буровых машин на базе промышленных тракторов.

В то же время, применение высокомоментных гидромоторов сказывается в основном на двух аспектах работы привода бурового става. С одной стороны, уменьшается количество функциональных звеньев, составляющих привод, что в свою очередь должно положительно сказываться на надежности и долговечности работы привода. Во-вторых, такое изменение кинематической схемы привода неизбежно должно сказываться на динамических процессах, сопровождающих процесс бурения скальных пород. Так, например, Вагин В.С. в работе [2], отмечает, что снижение массы вращающихся частей безредукторного привода, сложный кинематический режим требует в определенной мере пересмотра существующих подходов к оценке динамических характеристик привода.

Ниже основное внимание будет уделено вопросу повышения надежности работы привода как наиболее актуальному.

2. Анализ состояния вопроса

Совершенствование конструкций буровых машин неразрывно связано с разработкой для них рациональных систем приводов, в первую очередь, механизма вращения бурового става и механизма подачи става на забой [3].

Крутящий момент на буровом стае характеризуется весьма широким диапазоном колебаний относительно среднего значения в зависимости от свойств породы в забое. Особенно широкий размах колебаний нагрузки происходит при бурении трещиноватых пород VII- IX категории.

Привод с редуктором и низкомоментным гидромотором представляет собой типовое конструкторское решение, имеет широкое распространение в машинах транспортного строительства. При этом, однако, приводы этого типа имеют большие пусковые потери, неэкономичны при работе на сниженных скоростях, обладают низкой управляемостью, чувствительны к колебаниям гидравлической жидкости, большие габариты и значительную массу не только двигателя, но и пускорегулирующей аппаратуры. Не обеспечивают поддержание малой скорости при нагрузке ниже номинальной [3].

В приводах с редуктором традиционно и чаще всего продолжают использоваться нерегулируемые аксиально-поршневые низкомоментные гидромоторы (для БТС-150 – гидромоторы серии 310), рассчитанные на работу с постоянной скоростью вращения.

В машинах транспортного строительства типа БТС-150 (рис.1) в период разгона при работе редукторного привода возникают ударные нагрузки на элементы трансмиссии. Кроме того, колебания нагрузки и, соответственно, давления в гидроприводе приводят к вибрациям как бурового става (неустойчивой работе), так и вибрации буровой машины в целом. Это отрицательно сказывается как на производительности машины, так и на эргономические показатели работы.



Рис. 1. Буровой тракторный станок БТС-150:
 1 – базовый трактор; 2 – основная рама;
 3 – буровая рама; 4 – механизм вращения бурового става

Из-за высших гармоник колебаний давления возрастают потери в основном двигателе машины [4].

Рассмотрим возможности применения безредукторного привода бурового става на примере буровой машины БТС-150 (рис.1)

На рис. 2 и 3 представлены серийно выпускаемый вариант привода вращения бурового става с низкомоментным гидромотором и перспективный вариант с высокомоментным гидромотором.

Предлагаемая конструкция разработана на кафедре «Наземные транспортно-технологические средства» Российского университета транспорта (МИИТ).

Расчет массовых (весовых) показателей систем привода по одному и другому вариантам показывает о том, что масса безредук-

торного гидропривода (рис. 3) при одинаковом вращающем моменте с редукторным приводом (рис. 2) меньше приблизительно 1,3 – 1,5 раза [5].

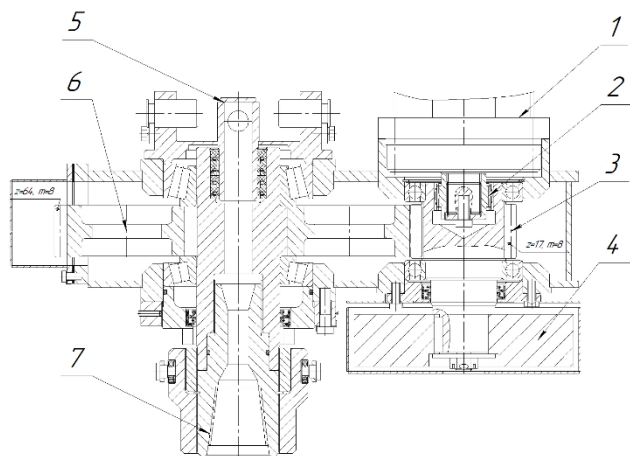


Рис. 2. Одноступенчатый редуктор, применяемый в конструкции с использованием низкомоментного гидромотора и редуктора:

1 – гидромотор, 2 – зубчатая муфта, 3 – ведущая шестерня редуктора, 4 – маховик, 5 – тихоходный вал редуктора, 6 – ведомая шестерня редуктора, 7 – муфта с замковой резьбой

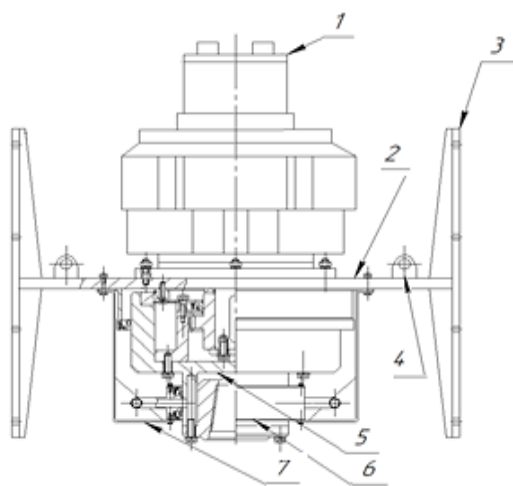


Рис. 3. Привод вращения бурового става с высокомоментным гидромотором без редуктора:

1 – гидромотор, 2 – опорная плита, 3 – направляющие, 4 – кронштейны гидроцилиндров подачи, 5 – зубчатая муфта, 6 – кожух для подачи сжатого воздуха, 7 – кронштейны кожуха для подачи сжатого воздуха

Следует ожидать, что применение безредукторного привода с высокомоментным гидромотором позволит значительно улучшить динамические характеристики буровых тракторных станков, снижая массу, габариты и повысить их надежность.

Кинематическая схема гидравлического привода БТС-150 представлена на рис. 4. Дизельный двигатель передаёт вращение гидронасосу 1, далее крутящий момент от гидромотора 2 через быстроходную 3 и тихоходную 4 передачи передаётся на трёхшарошечное долото 5. Используется аксиально-поршневой гидромотор марки 310.3.250.00.06 и гидронасос 310.3.112.00.06.

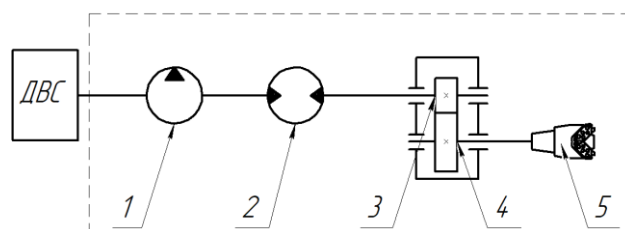


Рис. 4. Кинематическая схема привода вращения бурового става БТС-150БГ

Для сглаживания колебаний, описанных в последнем пункте, в гидросистеме БТС-150БГ, БТС-150Г установлены гидропневмоаккумуляторы [1].

Кинематическая схема безредукторного привода представлена на рис. 5. В данном варианте облегчается сборка машины, повышается надёжность за счет уменьшения количества составляющих элементов.

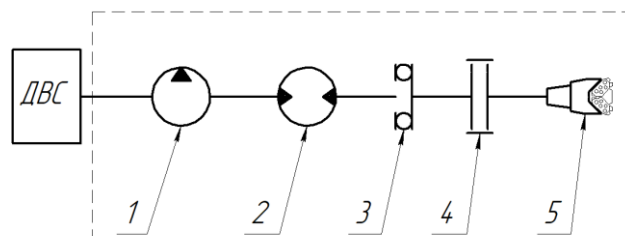


Рис. 5. Кинематическая схема привода вращения бурового става БТС-150БГ (безредукторный вариант)

Двигатель вращает гидронасос 1, далее гидромотор 2 через зубчатую муфту 4 с упорным подшипником 3 передаёт вращение на трёхшарошечное долото 5 [1].

Из сказанного вытекают определенные преимущества применения привода без редуктора для вращения бурового става в машинах типа БТС-150:

- отсутствие редуктора облегчает и упрощает уход, обслуживание и несколько снижает стоимость буровой машины;
- коэффициент полезного действия привода без редуктора очевидно, несколько выше;
- привод без редуктора позволяет улучшить компоновку трансмиссии;
- сокращается номенклатура и количество запасных частей, требующихся в эксплуатации.

3. Сравнение безредукторного и редукторного приводов вращения бурового става по параметру надёжности

Согласно классическим воззрениям теории надёжности машин [6], если в технической системе отсутствует резервирование, с одной стороны, и отказ любого элемента приводит к отказу системы в целом, с другой стороны, то соединение элементов в системе можно считать последовательным.

Как известно, вероятность безотказной работы системы при последовательном соединении n элементов:

$$P(t) = p_1(t) \cdot p_2(t) \dots p_n(t), \quad (1)$$

где p_n - отказ n элемента

Очевидно, что чем больше элементов соединено в последовательную схему, тем ниже окажется надёжность всей системы. Машины и изделия с многоэлементным последовательным соединением имеют небольшую надёжность, так как безотказность их работы не может быть выше самого ненадежного элемента [7]. Отказ любого из этих элементов ведёт к простоя машины.

Используя данные работы [2], можно оценить привод вращения бурового става БТС-150 с точки зрения надёжности.

Рассмотрим редукторную схему на примере привода бурового тракторного станка БТС-150, включающую в себя аксиально-поршневой гидронасос 1, аксиально-поршневой гидромотор 2, быстроходную 3 и тихоходную 4 передачи (рис. 4).

В итоге получаем

$$P_1(t) = p_{11}(t) \cdot p_{12}(t) \cdot p_{13}(t) \cdot p_{14}(t). \quad (2)$$

Тогда как для безредукторной схемы бурового става вероятность безотказной работы с учетом того, что привод включает в себя аксиально-поршневой гидронасос 1, высокомоментный гидромотор 2, упорный подшипник 3, зубчатую муфту 4 (рис. 5):

$$P_2(t) = p_{21}(t) \cdot p_{22}(t) \cdot p_{23}(t) \cdot p_{24}(t). \quad (3)$$

Как известно из теории надёжности, для периода нормальной работы объекта преобладающим является экспоненциальный закон распределения [6]:

$$P(t) = e^{-\lambda t}, \quad (4)$$

где t – текущая координата наработки, которая обычно определяется по штатному моточетчику базового трактора буровой машины.

Соответственно, полагаем, что интенсивность отказов $\lambda(t) = const$.

Для системы последовательно соединенных элементов общая интенсивность отказов будет определяться по формуле

$$\lambda(t) = \sum_{i=1}^n \lambda_i. \quad (5)$$

Принимаем, что λ_1 – интенсивность отказов привода с редуктором; λ_2 – интенсивность отказов привода без редуктора с высокомоментным гидромотором.

Для оценки надёжности необходимо определение следующих параметров:

- интенсивности отказов $\lambda(t)$;
- средней наработки на отказ T_0 ;
- вероятности безотказной работы $P(t)$.

Согласно данным работы [6] считаем, что для аксиально-поршневого гидронасоса, аксиально-поршневого и высокомоментного гидромоторов значение составляет:

$$\lambda_{11} = \lambda_{12} = \lambda_{21} = \lambda_{22} = 133 \cdot 10^{-6} (\text{ч}^{-1}),$$

где λ_{11} , λ_{12} , λ_{21} , λ_{22} – интенсивность отказов аксиально-поршневых гидронасосов, низкомоментного аксиально-поршневого и высокомоментного гидромоторов.

Согласно [8] для тихоходного и быстроходного валов, зубчатого колеса и шестерни $\lambda_{13} = 170 \cdot 10^{-6} \text{ ч}^{-1}$; для роликовых подшипников редуктора в количестве 4-х штук

$\lambda_{14} = 90 \cdot 10^{-6} \text{ ч}^{-1}$; для упорного подшипника
 $\lambda_{23} = 65 \cdot 10^{-6} \text{ ч}^{-1}$; для зубчатой муфты
 $\lambda_{24} = 6 \cdot 10^{-6} \text{ ч}^{-1}$. Таким образом, интенсивность отказов привода вращения бурового става с редуктором и низкомоментным гидромотором составляет $\lambda_1 = 526 \cdot 10^{-6} \text{ ч}^{-1}$.

Аналогично, интенсивность отказов привода вращения бурового става с высокомоментным гидромотором $\lambda_2 = 337 \cdot 10^{-6} \text{ ч}^{-1}$.

Средняя наработка на отказ в период нормальной эксплуатации машины (когда действует преимущественно экспоненциальный закон) определяется по формуле

$$T_0 = \frac{1}{\lambda_{\text{общ}}} \quad (6)$$

Тогда для привода с редуктором она составляет $T_{01} = 1901 \text{ ч}$. Для безредукторного привода вращения бурового става - $T_{02} = 2967 \text{ ч}$.

В рассматриваемом случае для привода вращения бурового става БТС-150 с редуктором имеем:

$$P(t) = e^{-52610^{-6}t}$$

Для модернизированного привода вращения бурового става БТС-150 без редуктора с высокомоментным гидромотором:

$$P(t) = e^{-33710^{-6}t}$$

Согласно рекомендациям, приведенным в работе [9], критическим значением вероятности, безотказной работы является 0,7...0,75 – период, когда необходимо проводить профилактические воздействия, обслуживание, или, как минимум, проводить оценку состояния привода с целью определения необходимости в зависимости от того, какая принята система технического обслуживания: планово-предупредительная или по фактическому техническому состоянию и в случае применения редукторного привода. Период, за который необходимо провести данные мероприятия, равен 500 часам наработки.

Графики изменения вероятности безотказной работы для варианта привода с редуктором и без него представлены на рис. 6.

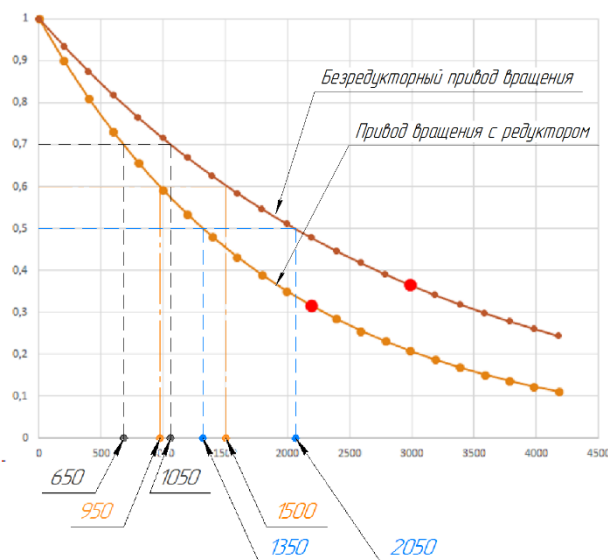


Рис.6. Графики вероятности безотказной работы для привода вращения

4. Заключение

Из анализа показателей надежности однозначно следует, что так как критический период для безредукторного привода вращения бурового става наступает позже на 500...700 часов наработки на отказ (рис. 6), чем в случае привода с редуктором и низкомоментным гидромотором, то суммарные эксплуатационные затраты в первом случае будут существенно ниже. При этом, стоимость всего механизма оказывается примерно такой же, как и в случае с редуктором. Данное соображение следует учитывать и при проектировании перспективных систем привода для различных машин транспортно-го строительства.

Таким образом, одним из возможных основных направлений дальнейшего развития приводов вращения бурового става машин типа БТС-150 является отказ от редуктора с одной стороны, с одновременным применением высокомоментного гидромотора типа МР с другой стороны. Такие изменения, очевидно, приведут к некоторым конструктивным изменениям в механизме подачи, в частности, на наш взгляд, целесообразна замена одного гидроцилиндра подачи двумя.

Список литературы

1. Гринчар Н.Г., Шошин А.С. Эволюция приводов бурового става буровых машин транспортного строительства на базе промышленных тракторов // Приводы и компоненты машин. 2020. №1. С. 10-14.
2. Вагин В.С. Безредукторный высокомоментный гидравлический привод передвижных проходческих подъемных устано-вок. Магнитогорск: Магнитогорский гос. технический ун-т им. Г. И. Носова. 2012. 149 с.
3. Труды международного научного симпозиума "Неделя Горняка-2016". Горный информационно-аналитический бюллетень [Электронный ресурс] // ЭБС «Консультант студента» URL: <https://www.studentlibrary.ru/book/GK020.html> (дата обращения 10.02.2022).
4. Прокофьев В.Н. Динамика гидропривода. М.: Машиностроение. 1972. 292 с.
5. Подэрни Р. Ю. Механическое оборудование карьеров. М.: Издательство Московского государственного горного университета, 2007. 680 с.
6. Решетов Д.Н., Иванов А.С., Фадеев В.З. Надежность машин. М.: Высшая школа. 1988. 237 с.
7. Гриневич, Г.П. Надежность строительных машин. М.: Стройиздат, 1975. 296 с.
8. Корчагин А.Б., Сердюк В.С., Бокарев А.И. Надёжность технических систем и техногенный риск. Омск: ОмГТУ, 2011. 228 с.
9. Гринчар Н.Г. Надежность гидроприводов строительных, путевых и подъемно-транспортных машин. М.: ООО «Издательский дом «Автограф», 2016. 368 с.
10. Гринчар Н.Г., Шошин А.С., Чалова М.Ю. Применение современных буровых машин в транспортном строительстве // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2020. №4 С. 477-485.
11. ГОСТ 27.002-2015 Надежность в технике [Электронный ресурс] // Электронный фонд правовых и нормативно-технических ресурсов. URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200004984> (дата обращения 10.02.2022).

References

1. Grinchar N.G., Shoshin A.S. Evolyutsiya privodov burovogo stava burovyykh mashin transportnogo stroitelstva na baze promyshlennykh traktorov. *Privody i komponenty mashin*, 2020, No.1, pp. 10-14. (In Russian)
2. Vagin V.S. *Bezreduktornyy vysokomomentnyy gidravlicheskiy privod peredvizhnykh prokhodcheskikh podemnykh ustanovok*. Magnitogorsk, Magnitogorskyy gosudarstvennyy tekhnicheskyy universitet imeni G.I. Nosova, 2012. 149 p. (In Russian)
3. Trudy mezhdunarodnogo nauchnogo simpoziuma "Nedelya Gornyaka-2016". Gornyy informatsionno-analiticheskiy byulleten URL: <https://www.studentlibrary.ru/book/GK020.html> (In Russian)
4. Prokofev V.N. *Dinamika gidroprivoda*. Moscow, Mashinostroenie, 1972. 292 p. (In Russian)
5. Poderni R.Yu. *Mekhanicheskoe oborudovanie karerov*. Moscow, Izdatelstvo Moskovskogo gosudarstvennogo gornogo universiteta, 2007. 680 p. (In Russian)
6. Reshetov D.N., Ivanov A.S., Fadeev V.Z. *Nadezhnost mashin*. Moscow, Vysshaya shkola, 1988. 237p. (In Russian)
7. Grinevich G.P. *Nadezhnost stroitelnykh mashin*. Moscow, Stroyizdat, 1975. 296 p. (In Russian)
8. Korchagin A.B., Serdyuk V.S., Bokarev A.I. *Nadyozhnost tekhnicheskikh sistem i tehnogenny risk*A.B. Korchagin. Omsk, OmGTU, 2011. 228 p. (In Russian)
9. Grinchar N.G. *Nadezhnost gidroprivodov stroitelnyh, putevyh i podemno-transportnyh mashin*. M.: ООО «Izdatelskiy dom «Avtograf», 2016. 368 p. (In Russian)
10. Grinchar N.G., Shoshin A.S., Chalova M.Yu. *Primenenie sovremennykh burovyykh mashin v transportnom stroitelstve*. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2020, No.4, pp. 477-485 (In Russian)
11. GOST 27.002-2015 *Nadezhnost v tekhnike*.