

## АНАЛИЗ СИЛОВЫХ И КИНЕМАТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИВОДА РЫЧАЖНО-ТОРСИОННОГО МЕХАНИЗМА РАЗМЫКАНИЯ КОВША С ЛЮЛЬКОЙ ВЫЕМОЧНО-ПОГРУЗОЧНОГО ДРАГЛАЙНА

Клементьева И.Н.<sup>1</sup>, Куулар О.О.<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Национальный исследовательский технологический университет «МИСИС», Москва;

<sup>2</sup>Тувинский государственный университет, Кызыл

**Ключевые слова:** выемочно-погрузочный драглайн, рабочий орган, опрокидной ковш, люлька, рычажно-торсионный механизм размыкания, схема управления приводом размыкания ковша, мощность электродвигателя размыкания опрокидного ковша.

**Аннотация.** В статье рассмотрен выемочно-погрузочный драглайн с рабочим органом в виде люльки с опрокидным ковшом. Описано его назначение и конструкция, а также приведен принцип действия рычажно-торсионного механизма размыкания опрокидного ковша от люльки. Рассмотрены положения элементов рычажно-торсионного механизма размыкания в момент начала и конца разгрузки над транспортным средством и изменение угловой скорости и момента на барабане натяжной лебедки в течение элементарного цикла работы драглайна. Предложена электрическая схема управления приводом размыкания опрокидного ковша, реализующая график требуемых изменений силовых и кинематических характеристик привода в течение элементарного цикла работы. Даны расчетные формулы для определения мощности электродвигателя механизма размыкания опрокидного ковша выемочно-погрузочного драглайна с ковшом вместимостью от 6 м<sup>3</sup> до 16 м<sup>3</sup> при экскавации легких, средних и тяжелых пород.

## ANALYSIS OF THE POWER AND KINEMATIC CHARACTERISTICS OF THE DRIVE OF THE LEVER-TORSION MECHANISM FOR OPENING THE BUCKET WITH THE CRADLE OF THE EXCAVATION AND LOADING DRAGLINE

Klementyeva I.N.<sup>1</sup>, Kuular O.O.<sup>2</sup>

<sup>1</sup>National University of Science and Technology «MISIS», Moscow;

<sup>2</sup>Tuva State University, Kyzyl

**Keywords:** excavation-loading dragline, working body, tipping bucket, cradle, lever-torsion opening mechanism, bucket opening drive control circuit, capacity of the tilting bucket opening electric motor.

**Abstract.** The article considers an excavation and loading dragline with a working body in the form of a cradle with a tipping bucket. Its purpose and design are described, as well as the principle of operation of the lever-torsion mechanism for opening the tipping bucket from the cradle. The positions of the elements of the lever-torsion mechanism of opening at the moment of the beginning and end of unloading above the vehicle and the change in the angular velocity and moment on the tension winch drum during the elementary cycle of dragline operation are considered. An electrical control circuit for the tilting bucket opening drive is proposed, which implements a graph of the required changes in the power and kinematic characteristics of the drive during an elementary operation cycle. Calculation formulas are given for determining the power of the electric motor for opening the tipping bucket of an excavation-loading dragline with a bucket with a capacity of 6 m<sup>3</sup> to 16 m<sup>3</sup> when excavating light, medium and heavy rocks.

**Введение.** Анализ современного опыта применения драглайна в качестве выемочно-погрузочной машины, осуществляющей прямую погрузку в автомобильный или железнодорожный транспорт на карьерах и разрезах, свидетельствует, что погрузка горной массы возможна только на наибольшем радиусе выгрузки ковша при полном ослаблении тяговых канатов, когда подъемные канаты принимают вертикальное положение (см. рис. 1, 2).

**Обзор уровня техники.** Идея сохранить технологические преимущества экскаватора-драглайна и придать ему качества выемочно-погрузочной машины, расширяющие область его применения, существует достаточно давно. Так, например, известен патент США [1]. В РФ НИР и ОКР по созданию отечественных выемочно-погрузочных драглайнов длительное

время выполнялись в ННЦ ГП ИГД им. А.А. Скочинского и ИПКОН РАН им. Н.В. Мельникова. Запатентован и ряд технических решений по изменению конструкции драглайна, системы подвески ковша и самого ковша [2-4 и др.]. Для придания драглайну выемочно-погрузочных свойств компания P&N пошла по пути радикального изменения подвески ковша, создав систему Universal Dragline System (UDS) [5], последняя включает в себя дополнительный головной блок стрелы, два отдельных подъемных барабана с независимыми приводами и ковш новой конструкции, к которому крепятся два подъемных и один тягачный канаты. Управление процессом экскавации осуществляется бортовым компьютером, контролирующим и изменяющим параметры наклона ковша при черпании и при разгрузке в транспортное средство. Как показала работа драглайнов с системой UDS на карьерах Австралии и США, заявленную компанией P&N заметную эффективность их эксплуатации достичь не удалось.



Рис. 1. Погрузка вскрышных пород драглайном ЭШ 6,5/45 в автосамосвал БЕЛАЗ-7548: а – ниже уровня стояния; б – на уровне стояния драглайна



Рис. 2. Погрузка вскрышных пород драглайном ЭШ 10/70 на уровне его стояния на Лучегорском разрезе: а – в автосамосвал БЕЛАЗ-7548; б – в думпкар ВС-105

В свою очередь анализ предложенных до настоящего времени технических решений выемочно-погрузочного драглайна показал, что они структурно избыточны, так как содержат дополнительные силовые приводы и системы управления ими, не участвующие в отделении породы от массива, и, следовательно, увеличивающие энергоемкость процесса экскавации в целом.

Также известна конструкция выемочно-погрузочного драглайна с опрокидным ковшом, установленным в люльке, к которой шарнирно крепятся тягачный и подъемный канаты [6]. Натянутые подъемные и тягачные канаты используются для подвода и фиксации люльки с ковшом над транспортным средством в зоне подстрелового пространства драглайна, ограниченной в плане радиусами наибольшей и наименьшей высоты разгрузки.

**Материалы исследования.** Авторами рассматривается известная конструкция рабочего органа выемочно-погрузочного драглайна [6] при оснащении его рычажно-торсионным механизмом размыкания люльки с опрокидным ковшом, установленным на её задней стенке (рис. 3). Разгрузочный канат 3, огибая отклоняющий и головной блоки, связан с двуплечим рычагом рычажно-торсионного механизма. Фиксация опрокидного ковша 1 после его разгрузки относительно люльки 2 осуществляется стопорами 5 рычажно-торсионного механизма автоматически под действием упругого момента торсиона 6.

Размыкание опрокидного ковша 1 с люлькой 2 происходит только в момент разгрузки и осуществляется разгрузочным канатом 3 натяжной лебедки 4 в строгом соответствии с требуемым изменением угловой скорости –  $\omega(t)$  и момента –  $M(t)$  на её барабане в течение элементарного цикла работы выемочно-погрузочного драглайна, приведенным на рисунке 4.

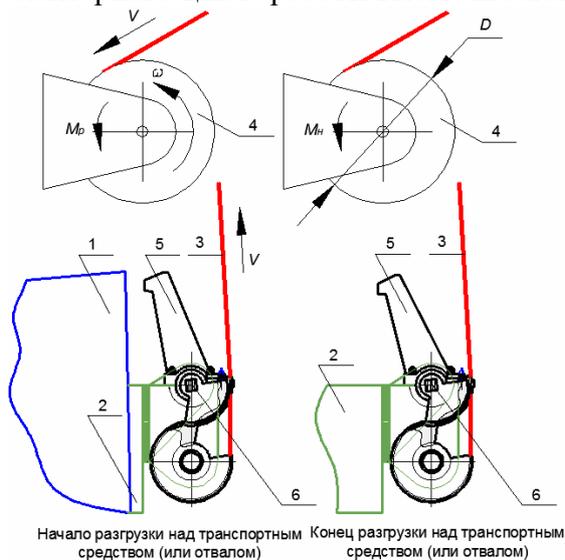


Рис. 3. Положения элементов рычажно-торсионного механизма размыкания ковша с люлькой в момент начала и конца разгрузки над транспортным средством

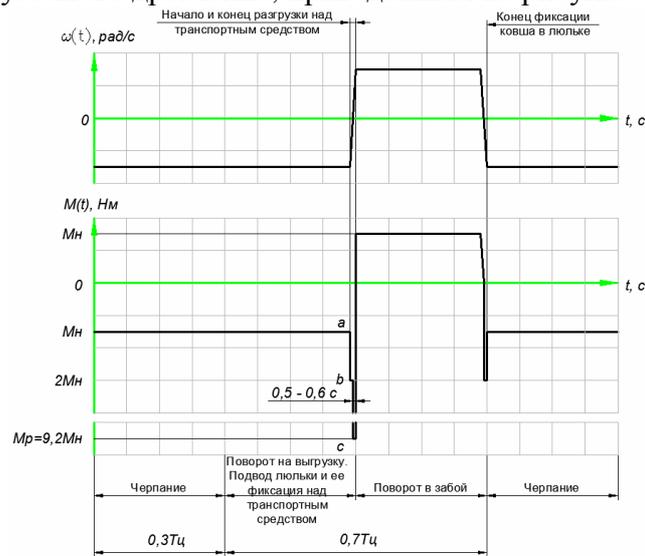
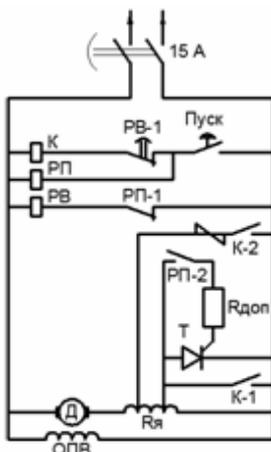


Рис. 4. Изменение угловой скорости  $\omega(t)$  и момента  $M(t)$  на барабане натяжной лебедки в течение элементарного цикла работы выемочно-погрузочного драглайна

При черпании и при повороте драглайна на выгрузку для исключения провисания (слабины) разгрузочного каната 3 (см. рис. 3) якорь электродвигателя натяжной лебедки 4 постоянно (с момента подачи напряжения) находится под слабым током, значительно меньшим номинального, создавая момент  $M_n$  (точка «а» на рис. 4) на барабане натяжной лебедки 4.

Схема управления приводом размыкания опрокидного ковша, реализующая график изменения силовых и кинематических характеристик привода (см. рис. 4), приведена на рисунке 5.



- Д – якорь электродвигателя постоянного тока;
- ОПВ – обмотка параллельного возбуждения;
- $R_{я}$  – обмотка последовательного возбуждения;
- К – контактор;
- РП – промежуточное реле;
- РВ – реле времени;
- Т – тиристор;
- $R_{доп}$  – дополнительный резистор.

Рис. 5. Электрическая схема управления приводом размыкания опрокидного ковша

Электрическая схема управления приводом размыкания опрокидного ковша работает следующим образом: при подаче машинистом сигнала на размыкание опрокидного ковша от люльки, осуществляемым нажатием кнопки «Пуск», включается промежуточное реле РП, размыкая свой контакт РП-1 в цепи катушки реле времени РВ и замыкая свой контакт РП-2 в цепи управления тиристора Т и дополнительного резистора  $R_{дон}$ . При этом включается тиристор Т, шунтируя часть сопротивления параллельной обмотки возбуждения  $R_{я}$ , тем самым увеличивая ток в якорной цепи двигателя Д. При этом, возрастает момент на барабане натяжной лебедки с величины  $M_n$  до  $2M_n$  (точка «b» на рис. 4). Одновременно с выдержкой времени (0,5-0,6 с) замыкается контакт РВ-1 реле времени РВ в цепи контактора К. С указанной выдержкой времени контактор К включается и шунтирует еще часть сопротивления обмотки последовательного возбуждения  $R_{я}$ , увеличивая величину тока якорной цепи двигателя Д до максимальной, и, соответственно, момент на барабане натяжной лебедки, с величины  $2M_n$  до  $M_p \cong 9,2M_n$  (точка «с» на рис. 4), достаточный для гарантированного размыкания опрокидного ковша 1 от люльки 2. При этом тиристор Т шунтируется контактами К-1, К-2 и запирается. При отпускании кнопки «Пуск» электрическая схема управления приводом размыкания опрокидного ковша приходит в исходное состояние.

Таким образом, предлагаемая электрическая схема управления приводом размыкания опрокидного ковша позволяет исключить динамические нагрузки в разгрузочном канате, вызываемые наличием слабины и кинематических зазоров.

Усилие в разгрузочном канате 3 при размыкании люльки 2 с наполненным ковшом 1 при условии, что стопоры 5 механизма его опрокидывания одинаково нагружены (см. рис. 6), составит

$$R_s = \frac{2}{d}(lR_f + \alpha K), \text{ Н} \quad (1)$$

где  $d$  – диаметр шкива-рычага, м;  $l$  – расстояние от оси торсиона до линии действия силы сопротивления  $R_f$  повороту стопоров ковша, м;  $R_f$  – реакция сил трения на верхнем торце задней стенки груженого ковша, Н;  $\alpha$  – угловое отклонение стопоров при полном размыкании люльки с наполненным ковшом, рад;  $K$  – крутильная жесткость торсиона, Нм/рад.

Соответственно, момент размыкания ковша от люльки на барабане натяжной лебедки определится как

$$M_p = 0,5R_s D = \frac{D}{d}(1+k_k)lR_f, \text{ Нм} \quad (2)$$

где  $D$  – диаметр барабана натяжной лебедки, м;  $k_k$  – безразмерный коэффициент, учитывающий крутильную жесткость торсиона,  $k_k = \alpha K / lR_f \approx 0,01 \div 0,02$  для  $\sigma_g = 1100 \div 1300$  МПа [7].

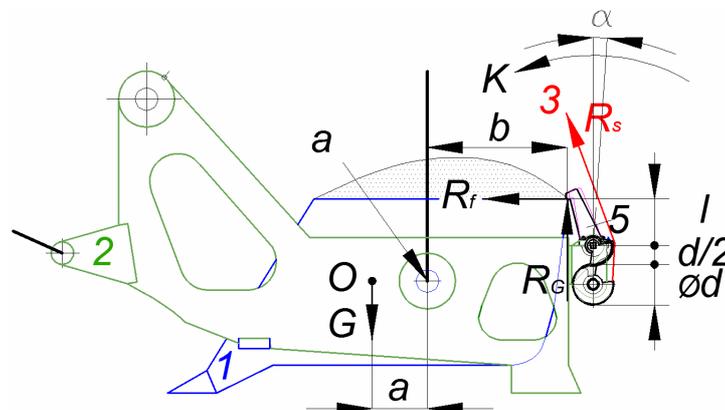


Рис. 6. Расчетная схема определения усилия в разгрузочном канате при размыкании люльки с наполненным ковшом

Реакция  $R_G$  на выступе стопора 5, удерживающего грузный ковш, определится из уравнения моментов относительно точки «а» с учетом плеч  $a, b$  (см. рис. 6) и с учетом веса наполненного ковша с люлькой –  $G$  составит величину

$$R_G = \frac{a}{b}(1+k_m)E \frac{1+\lambda}{k_p} \rho g, \text{ Н} \quad (3)$$

где  $k_m$  – отношение веса ковша с люлькой к весу горной породы в ковше – коэффициент тары; в зависимости от категории экскавируемой породы может составлять  $k_m = 0,4 \div 0,7$  [8];  $E$  – вместимость ковша,  $\text{м}^3$ ;  $\rho$  – плотность горной породы в целике,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  $k_p$  – коэффициент разрыхления горной породы в ковше;  $\lambda$  – отношение объема призмы волочения к объему ковша [8];  $g$  – ускорение свободного падения,  $\text{м}/\text{с}^2$ .

В свою очередь реакция на выступе стопора от сил сопротивления трению  $R_f$  с учетом выражения (3) определится как

$$R_f = f \frac{a}{b}(1+k_m)E \frac{1+\lambda}{k_p} \rho g, \text{ Н} \quad (4)$$

Здесь  $f$  – коэффициент трения стопора 5 о верхний торец задней стенки ковша 1 при трении сталь о сталь,  $f = 0,5$  [5];  $\frac{a}{b}$  – отношение плеч действия силы тяжести грузного ковша  $G$  и ее реакции на стопорах ковша  $R_G$ .

В свою очередь уравнение (2) с учетом зависимости (4) после соответствующих алгебраических преобразований окончательно принимает вид неравенства

$$M_p \geq l f \frac{a}{b} \frac{D}{d} (1+k_k)(1+k_m)E \frac{1+\lambda}{k_p} \rho g, \text{ Нм} \quad (5)$$

где  $\frac{D}{d}$  – отношение диаметра барабана натяжной лебедки к диаметру шкива-рычага, м.

$$\text{Причем } D \approx 0,18d, \quad a/b \approx 0,395, \quad l = 0,4d \quad [6]. \quad (6)$$

В свою очередь мощность электродвигателя механизма размыкания опрокидного ковша определится как средневзвешенная мощность в течение элементарного цикла работы выемочно-погрузочного драглайна

$$\tilde{N}_o = \frac{\sum_{i=1}^n N_i t_i}{T_u}, \text{ Нм/с (Вт)} \quad (7)$$

где  $\sum_{i=1}^n N_i t_i$  – сумма произведений мощности привода  $N_i$ , затраченной за время  $i$ -того элемента цикла;  $T_u$  – длительность элементарного цикла работы выемочно-погрузочного драглайна, с.

В соответствии с диаграммой, приведенной на рисунке 4, сумма  $\sum_{i=1}^n N_i t_i$  составит

$$\sum_{i=1}^n N_i t_i = M_n \frac{2V_{\max}}{D} 0,3T_u + 9,2M_n \frac{\alpha}{dt} 0,011T_u + 2M_n \frac{2V_{\max}}{D} 0,35T_u, \quad (8)$$

где  $V_{\max}$  – максимальная скорость разгрузочного каната,  $V_{\max} \approx 2$  м/с [8];  $\frac{\alpha}{dt}$  – скорость изменения угла поворота стопоров относительно оси торсиона,  $\frac{\alpha}{dt} = 0,138$  рад/с при  $\alpha = 4^\circ$ . (9)

Далее, с учетом (8) и (9) выражение (7) после соответствующих алгебраических преобразований с учетом ординаты точки «с» на рисунке 4 определится как

$$\tilde{N}_3 = \frac{M_p}{9,2} \left( \frac{2V_{\max}}{D} + 0,014 \right), \text{ Нм/с (Вт)}. \quad (10)$$

И с учетом неравенства (5) зависимость (10) с большой точностью окончательно принимает вид

$$\tilde{N}_3 = 0,217V_{\max} f \frac{a}{b} \frac{l}{d} (1+k_k)(1+k_m) E_i \frac{1+\lambda_i}{k_{pi}} \rho_i g, \text{ Нм/с (Вт)} \quad (11)$$

где  $V_{\max}$  – максимальная скорость разгрузочного каната, м/с,  $V_{\max} \approx 2$  м/с [8];  $\lambda_i$  – отношение  $i$ -го объема призмы волочения к объёму ковша; величины коэффициента разрыхления и плотности экскавируемых пород принимаются равными при экскавации: лёгких ( $K_F = 0,12 \cdot 10^6$  Па) пород  $\lambda = 0,4$  при  $k_p = 1,25$ ,  $\rho = 2 \cdot 10^3$  кг/м<sup>3</sup>; средних ( $K_F = 0,29 \cdot 10^6$  Па) пород  $\lambda = 0,3$  при  $k_p = 1,3$ ,  $\rho = 2,5 \cdot 10^3$  кг/м<sup>3</sup>; тяжёлых ( $K_F \geq 0,3 \cdot 10^6$  Па) пород  $\lambda = 0,2$  при  $k_p = 1,37$ ,  $\rho = 3 \cdot 10^3$  кг/м<sup>3</sup> соответственно [8].

Графическая интерпретация зависимости (11) для погрузочного драглайна с ковшом вместимостью от 6 м<sup>3</sup> до 16 м<sup>3</sup> при экскавации легких, средних и тяжелых пород приведена на рисунке 7.

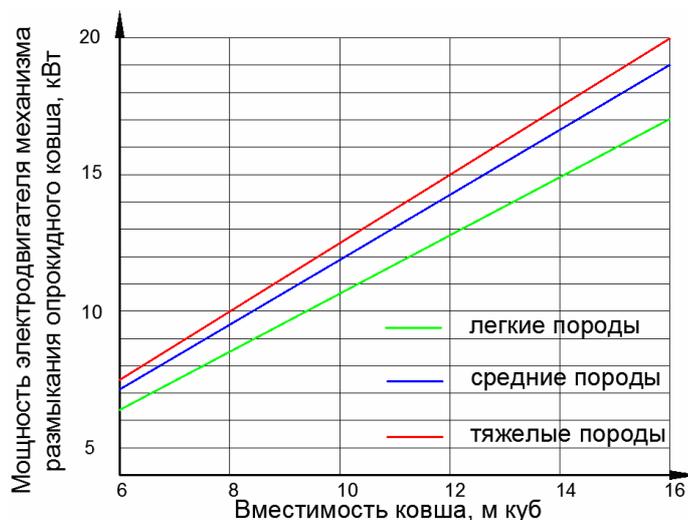


Рис. 7. Зависимость мощности электродвигателя механизма размыкания ковша с люлькой выемочно-погрузочного драглайна от категории экскавируемых пород

**Заключение. Выводы.** Анализ результатов, приведенных на рисунке 7, свидетельствует, что выбор мощности электродвигателя для каждого типоразмера ковша выемочно-погрузочного драглайна следует принимать по средневзвешенной мощности при экскавации тяжелых пород с последующим уточнением с каталожной величиной в сторону ближайшего большего значения.

Таким образом, предложенная конструкция [9, 10] выемочно-погрузочного драглайна и методика определения силовых и кинематических характеристик привода рычажно-торсионного механизма размыкания его ковша с люлькой, по мнению авторов, позволит эффективно использовать драглайн для погрузки горной массы в думпкары, бункеры дробилок и в автосамосвалы без изменения установленной мощности силовых приводов подъемных и тяговых лебедок, что существенно расширит его технологические возможности.

### Список литературы

1. Patent No. 2610753 US. Drag bucket / George G. Morin, MORIN MANUFACTURING COMPANY Inc. – Appl. 11.10.1948; Publ. 16.09.1952.
2. Патент №2039160 РФ. Погрузочный экскаватор-драглайн / Киселев Н.Н., Мацкало А.А., Сеинов Н.П., Сидоренко И.А., Домбровский А.Н., Кочетов Е.В. – Заявка №93057621/03 от 23.12.1993; опубл. 09.07.1995.
3. Патент №2186178 РФ. Погрузочный экскаватор-драглайн / Трубецкой К.Н., Киселев Н.Н., Домбровский А.Н., Сеинов Н.П., Сидоренко И.А., Шендеров А.И. – Заявка №2000128148/03 от 13.11.2000; опубл. 27.07.2002.
4. Патент №24321719 РФ. Погрузочный экскаватор-драглайн / Домбровский А.Н., Сидоренко И.А., Котровский М.Н. – Заявка №2010113257/03 от 06.04.2010; опубл. 20.10.2011, Бюл. №29.
5. Подэрни Р. Ю. Механическое оборудование карьеров: Учебник для вузов. – 8-ое изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во «Майнинг Медиа Групп» 2013. – 594 с.
6. Заявка на изобретение №2022112155/03(025505). Выемочно-погрузочный драглайн / Клементьева И.Н., Куулар О.О. – Приоритет от 04.05.2022.
7. Раймпель Й. Шасси автомобиля: Элементы подвески / Пер. с нем. А.Л. Карпухина; Под редакцией Г.Г. Гридасова. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.
8. Чулков Н.Н., Чулков А.Н. Расчёт приводов карьерных машин. – М.: Машиностроение, 1979. – 104 с.
9. Клементьева И.Н. Новое техническое решение рабочего органа выемочно-погрузочного драглайна // Сборник материалов 14 международной научной школы молодых ученых и специалистов «Проблемы освоения недр в XXI веке глазами молодых». – М.: ИПКОН РАН, 2019. – С. 280-283.
10. Клементьева И.Н., Кузиев Д.А. Выемочно-погрузочный драглайн с ковшом инновационной конструкции // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2019. – №7. – С. 149-157. – DOI: 10.25018/0236-1493-2019-07-0-149-157.

### References

1. Patent No. 2610753 US. Drag bucket / George G. Morin, MORIN MANUFACTURING COMPANY Inc. – Appl. 11.10.1948; Publ. 16.09.1952.
2. Patent No. 2039160 RU. Loading dragline excavator / Kiselev N.N., Matskalo A.A., Seinov N.P. Sidorenko I.A., Dombrovsky A.N., Kochetov E.V. – Appl. 93057621/03 from 23.12.1993; publ. 09.07.1995.
3. Patent No. 2186178 V. Loading dragline excavator / Trubetskoy K.N., Kiselev N.N., Dombrovsky A.N., Seinov N.P. Sidorenko I.A., Shenderov A.I. – Appl. 2000128148/03 from 13.11.2000; publ. 27.07.2002.
4. Patent No. 24321719 RU. Loading dragline excavator / Dombrovsky A.N., Sidorenko I.A., Kotrovsky M.N. – Appl. 2010113257/03 from 06.04.2010; publ. 20.10.2011, Bull. No. 29.
5. Poderni R.Yu. Mechanical equipment of quarries: Textbook for universities. – 8th ed., revised. and additional. – M.: Publ. house «Mining Media Group», 2013. – 594 p.
6. Application for invention No. 2022112155/03(025505). Excavation and loading dragline / Klementyeva I.N., Kuular O.O. – priority from 04.05.2022.
7. Reimpel J. Car chassis: Suspension elements / Tr. by A.L. Karpukhin; Edited by G.G. Gridasov. – M.: Mechanical Engineering, 1987. – 288 p.
8. Chulkov N.N., Chulkov A.N. Calculation of drives for mining machines. – M.: Mechanical Engineering, 1979. – 104 p.
9. Klementyeva I.N. A new technical solution for the working body of the excavation and loading dragline // Collection of materials of the 14th International Scientific School of Young Scientists and Specialists "Problems of the development of subsoil in the XXI century in the eyes of the young". – M.: IPKON RAN, 2019. – P. 280-283.
10. Klementyeva I.N., Kuziev D.A. Excavation and loading dragline with an innovative design bucket // Mining Information and Analytical Bulletin. 2019, no. 7, pp. 149-157. DOI: 10.25018/0236-1493-2019-07-0-149-157.

#### Сведения об авторах:

#### Information about authors:

<b>Клементьева Инна Николаевна</b> – кандидат технических наук, старший преподаватель	<b>Klementyeva Inna Nikolaevna</b> – candidate of technical sciences, senior lecturer
<b>Куулар Олча Орлановна</b> – старший преподаватель olcha101087@yandex.ru	<b>Kuular Olcha Orlanovna</b> – senior lecturer

Получена 22.05.2023