

Научная статья

УДК 622.232

DOI: 10.26730/1816-4528-2022-6-10-16

Комиссаров Анатолий Павлович^{1,2}, Маслеников Олег Александрович¹, Набиуллин Рустем Шафкатович¹, Хорошавин Сергей Александрович^{1,2}¹ Уральский государственный горный университет² Уральский Федеральный университет им. первого Президента России Б.Н. Ельцина

*E-mail: horoshavin.s@gmail.com

**ОЦЕНКА СТЕПЕНИ ПРОТИВОДЕЙСТВИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ПРИВОДОВ
ГЛАВНЫХ МЕХАНИЗМОВ КАРЬЕРНОГО ЭКСКАВАТОРА****Информация о статье**

Поступила:

15 сентября 2022 г.

Одобрена после

рецензирования:

01 октября 2022 г.

Принята к печати:

14 октября 2022 г.

Ключевые слова:

карьерный экскаватор; двигатели приводов главных механизмов; энергосиловые параметры, реализуемые на ковше; коэффициент превышения энергопотребления.

Аннотация.

Рассмотрены вопросы, относящиеся к взаимодействию двигателей приводов главных механизмов карьерного экскаватора в процессе совместного функционирования главных механизмов при экскавации горных пород. Показано, что преобразование режимных параметров (скоростей и усилий) главных механизмов в энергосиловые параметры, реализуемые на ковше, происходит в зависимости от кинематических свойств рычажного механизма, соединяющего главные механизмы с ковшом. Получены зависимости соотношений между режимными параметрами главных механизмов и энергосиловыми параметрами, реализуемыми на ковше, от координат вершины режущей кромки ковша. Выполнена оценка степени противодействия двигателей приводов главных механизмов в процессе отработки экскаваторного забоя по коэффициенту превышения энергопотребления. Результаты работы позволят создать систему управления приводами главных механизмов, адаптированную к условиям эксплуатации. Цель исследования – повышение эффективности эксплуатации карьерных экскаваторов. Объектом исследования является обобщенный передаточный механизм приводов главных механизмов, состоящий из главных механизмов (механизмов подъема и напора) и рычажного механизма, преобразующего движения звеньев главных механизмов в перемещение звена «рукоять-ковш». Предмет исследования – изучение зависимости соотношений между режимными параметрами (скоростями и усилиями подъема и напора) главных механизмов и энергосиловыми параметрами, реализуемыми на ковше, от координат вершины режущей кромки ковша.

Для цитирования: Комиссаров А.П., Маслеников О.А., Набиуллин Р.Ш., Хорошавин С.А. Оценка степени противодействия двигателей приводов главных механизмов карьерного экскаватора // Горное оборудование и электромеханика. 2022. № 6 (164). С. 10-16. DOI: 10.26730/1816-4528-2022-6-10-16

Введение

Режимы работы двигателей главных механизмов (механизмов подъема ковша и напора) карьерных экскаваторов характеризуются большим числом включений, значительной вариацией нагрузок и скоростей рабочих движений. Управление рабочим процессом в этих условиях (большое количество информации о рабочем процессе, дефицит времени) затруднено.

Одним из основных резервов роста производительности карьерных экскаваторов является формирование и поддержание рациональных режимов совместного функционирования главных исполни-

тельных механизмов в процессе копания для конкретных условий эксплуатации, обеспечивающих полную реализацию технических возможностей оборудования и, главным образом, максимальную степень использования установленной мощности силового оборудования.

В технической литературе [1, 3, 8, 14, 15] вопросы, связанные с определением и согласованием режимных параметров главных механизмов в конкретных горнотехнических условиях эксплуатации оборудования, освещены не в полной мере. Определение скоростей рабочих движений, усилия в подъемном канате и напорного усилия производят-

ся лишь при расчетных положениях рабочего оборудования.

В процессе работы при произвольном соотношении между скоростями рабочих движений (при ручном управлении рабочим процессом) возникают резкие изменения скоростей и усилий.

Предварительный выбор установленной мощности приводов главных исполнительных механизмов производится по примерным скоростным и нагрузочным диаграммам.

Определение и согласование режимных параметров главных механизмов в конкретных горнотехнических условиях позволит разработать алгоритм управления приводами главных механизмов и в конечном счете повысить производительность экскаватора.

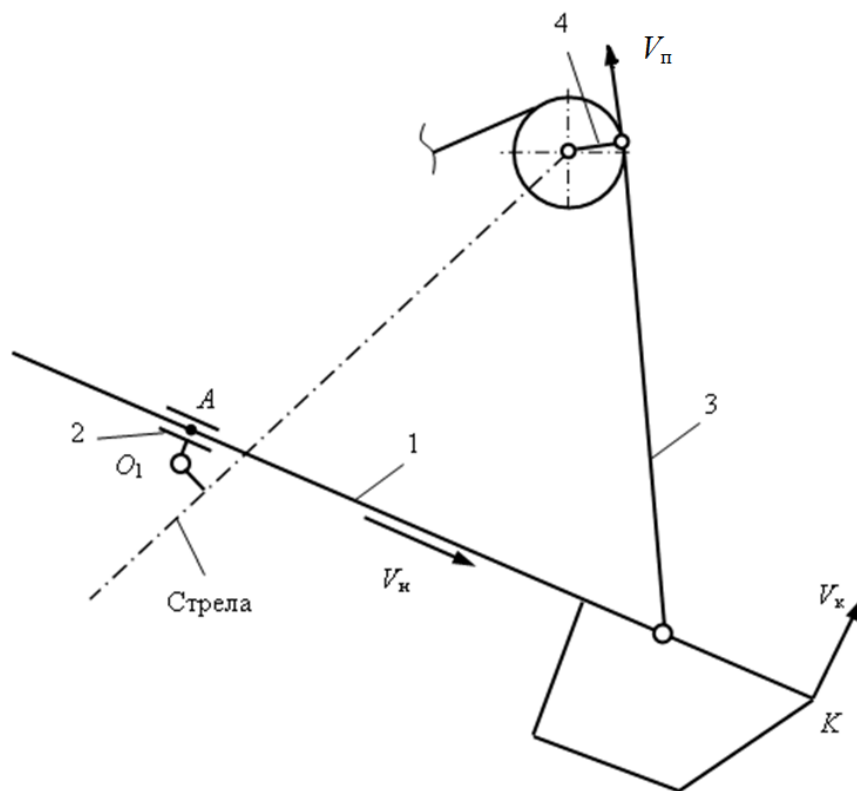


Рис. Схема рычажного механизма:

1 – звено «рукоять-ковш»; 2 – седловой подшипник; 3 – звено «подвеска ковша и подъемный канат»; 4 – кривошип

Fig. Diagram of the lever mechanism:

1 – link "bucket handle"; 2 – saddle bearing; 3 – link "bucket suspension and lifting rope"; 4 – crank

Цель и задачи исследования

Цель исследования – повышение эффективности эксплуатации карьерных экскаваторов.

Задачи, решаемые в данной работе:

- анализ степени трансформации рычажным механизмом режимных параметров главных механизмов (скоростей и усилий подъема и напора) в энергосиловые параметры, реализуемые на режущей кромке ковша в процессе экскавации;
- установление взаимосвязей между режимными параметрами главных механизмов и параметрами процесса экскавации (траекторией перемещения ковша, скоростью копания, углом резания и др.);
- определение режимов совместного функционирования главных механизмов.

Решение задач исследования

Объектом исследования является общий передаточный механизм приводов главных механизмов, состоящий из главных механизмов (механизмов подъема и напора) и рычажного механизма, преобразующего движения звеньев главных механизмов в перемещение звена «рукоять-ковш».

Предмет исследования – изучение зависимости соотношений между режимными параметрами (скоростями и усилиями подъема и напора) главных механизмов и энергосиловыми параметрами, реализуемыми на ковше, от координат вершины режущей кромки ковша.

Методы исследования – методы теории машин и механизмов, математическое моделирование и вычислительный эксперимент.

На основе анализа выполненных исследований по изучению рабочего процесса карьерных электромеханических экскаваторов типа ЭКГ выявлены особенности функционирования главных механизмов карьерных экскаваторов:

- в процессе совместного функционирования имеет место противодействие главных механизмов ввиду противоположного направления векторов скоростей подъема и напора (скорость подъема направлена в основном к подъемной лебедке, т. е. в сторону экскаватора, а скорость напора – в сторону обрабатываемого забоя) [13];

- образование кинематической цепи, соединяющей двигателя приводов главных механизмов и состоящей из звеньев главных механизмов и рычажного механизма [9], связывающего главные механизмы с ковшем;

- при совместном функционировании главных механизмов формируется общий передаточный механизм приводов главных механизмов, состоящий из механизма подъема ковша, механизма напора и рычажного механизма (рис.), который преобразует движения звеньев главных механизмов в перемещение ковша.

Выполнен анализ степени трансформации рычажным механизмом режимных параметров главных механизмов (скоростей и усилий подъема и

Результаты вычислительного эксперимента
(угол откоса уступа принят 60°)

№№	Координаты точки К, м		Скорости подъема и напора, м/с		Усилия подъема и напора, кН		Мощности усилий, кВт			Сила тя- жести ковша, кН	Расход энергии на подъем, кДж	Энергопотребле- ние, кДж		K _э
	X _к	Y _к	V _п	V _н	F _п	F _н	P _п	P _н	P _н			Э _п	Э _н	
Начальная траектория (X _{к0} = 10 м)														
1	10	0	0,94	-0,82	528	495	494	408	400					
2	11,15	2	0,89	-0,74	589	500	526	372	450	850	1290	1160	1,53	
3	12,3	4	0,81	-0,61	642	516	522	316	500	950	1420	1180	1,53	
4	13,45	6	0,69	-0,40	759	501	522	201	550	1050	1610	1200	1,56	
5	14,6	8	0,57	-0,10	936	495	536	49	600	1150	1940	1160	1,63	
6	15,75	10	0,58	0,23	1152	520	671	121	650	1250	2420	1190	1,81	
7	16,9	12	0,69	0,50	1349	547	934	275	700	1350	2920	1250	1,99	
Средняя траектория (X _{к0} = 14 м)														
8	14	0	0,87	-0,61	801	195	696	119	400					
9	15,15	2	0,82	-0,48	838	196	685	94	450	850	1880	450	1,46	
10	16,3	4	0,76	-0,30	876	183	662	56	500	950	1970	440	1,42	
11	17,45	6	0,70	-0,10	921	142	642	13	550	1050	2060	405	1,37	
12	18,6	8	0,66	0,13	978	59	645	8	600	1150	2190	405	1,36	
13	19,75	10	0,64	0,33	1040	78	661	26	650	1250	2320	170	1,25	
14	20,9	12	0,59	0,50	1093	296	640	148	700	1350	2440	480	1,39	
Конечная траектория (X _{к0} = 18 м)														
15	18	0	0,79	-0,39	1017	111	799	44	400					
16	19,15	2	0,73	-0,25	1055	148	774	38	450	850	2390	300	1,68	
17	20,3	4	0,68	-0,09	1097	214	742	20	500	950	2480	395	1,69	
18	21,45	6	0,61	0,07	1147	320	702	24	550	1050	2570	1270	2,13	
19	22,6	8	0,53	0,23	1210	480	644	113	600	1150	2730	1060	2,04	
20	23,75	10	0,42	0,38	1292	709	546	269	650	1250	2890	1450	2,17	
21	24,90	12	0,27	0,50	1416	1030	377	515	700	1350	3090	2060	2,45	

напора) в энергосиловые параметры, реализуемые на режущей кромке ковша в процессе экскавации горных пород.

В результате структурного анализа рычажного механизма установлено, что рычажный механизм имеет две степени свободы. В механизмах с двумя степенями свободы, т. е. с двумя обобщенными координатами, могут быть или два начальных звена, если за обобщенные координаты приняты координаты двух звеньев, или одно начальное звено, если оно образует со стойкой двухподвижную пару [13]. Следовательно, за начальное звено рычажного механизма следует принять звено «рукоять-ковш», образующее со стойкой двухподвижную (поступательную и вращательную) кинематическую пару.

В этом случае положения всех звеньев рычажного механизма, а также механизмов подъема и напора определяются положением начального звена, т. е. звена «рукоять-ковш».

За обобщенные координаты рычажного механизма принимаем координаты вершины режущей кромки ковша точки K (X_K и Y_K) в прямоугольной системе координат XOY , где ось OX совпадает с уровнем стояния экскаватора, а ось OY – с осью вращения поворотной платформы.

На основе кинематического и силового анализа рычажного механизма получены зависимости для определения режимных параметров главных механизмов (усилий, скоростей и мощностей сил), обеспечивающих перемещение ковша по заданной траектории при заданных энергосиловых параметрах, реализуемых на ковше.

Выражения для определения скоростей рабочих движений главных механизмов (скоростей подъема V_n и V_h) имеют вид:

$$V_n = \frac{V_k \cos(\psi - \phi_1)}{\sin(\phi_1 - \alpha)},$$

$$V_{C.пер} = \frac{V_k \cos(\alpha - \psi) O_1C}{O_1K \sin(\alpha - \phi_1)},$$

$$V_C = \sqrt{V_n^2 + V_{C.пер}^2 - 2V_n V_{C.пер} \cos(\alpha - \phi_2)};$$

$$V_h = -V_C \cos \left(\arcsin \frac{V_{C.пер} \sin(\alpha - \phi_2)}{V_C} + \alpha - \delta \right),$$

где V_k – скорость копания (скорость вершины режущей кромки ковша точки K); $V_{C.пер}$ – скорость точки C звена «рукоять-ковш» в переносном (вращательном) движении рукояти; V_C – абсолютная скорость точки C (сумма скоростей в переносном и относительном (поступательном) движениях рукояти); O_1C , O_1K – текущие значения расстояний между осью шарнира седлового подшипника и точками C и K ; ψ – текущее значение угла наклона касательной к траектории перемещения ковша (вершины режущей кромки) в точке K ; α , δ , ϕ_1 , ϕ_2 – углы, характеризующие относительные положения звеньев рычажного механизма (звено «рукоять-ковш», звено «подвеска ковша и подъемный канат», кривошип).

Усилия подъема и напора, а также мощностей сил определяются по общепринятой методике [16].

Выполнен вычислительный эксперимент для экскаватора ЭКГ-20А производства ПАО «Уралмашзавод».

Исходные данные для проведения вычислительного эксперимента:

- масса ковша $m_k = 40$ т;
- масса груженого ковша $m_{k+п} = 70$ т;
- касательная составляющая силы сопротивления копания $F_c^t = 325$ кН;
- скорость копания $V_k = 1$ мс⁻¹.

Степень противодействия двигателей приводов главных механизмов экскаватора определяется величиной коэффициента превышения энергопотребления

$$K_\varepsilon = \frac{\varepsilon_{ni} + \varepsilon_{ni}}{\varepsilon_k + \varepsilon_{Gi}},$$

где ε_{ni} , ε_{ni} – энергопотребление двигателей механизмов подъема и напора на i -ом участке; ε_k – расход энергии при копании; ε_{Gi} – расход энергии при подъеме элементов рабочего оборудования (ковша и рукояти).

Величина энергопотребления двигателя на i -ом участке равна произведению среднего значения мощности и длительности перемещения ковша. Энергопотребление двигателей определяется без учета КПД механизма.

Расход энергии при копании равен произведению касательной составляющей силы сопротивления копания и величины перемещения ковша (вершины режущей кромки) на i -ом участке и является величиной постоянной.

Расход энергии при копании на i -ом участке составляет

$$\varepsilon_k = F_c^t l_i = 325 \cdot 2,31 = 750 \text{ Дж.}$$

В таблице приведены результаты расчета при перемещении ковша (вершины режущей кромки) по эквидистантным траекториям (начальной, средней и конечной) при отработке экскаваторного забоя и значения коэффициента превышения энергопотребления.

Анализ расчетных данных показывает, что энергопотребление двигателей при отработке экскаваторного забоя изменяется в широком диапазоне при практически постоянных расходах энергии при копании и на подъем элементов рабочего оборудования.

Основными факторами, определяющими энергопотребление двигателей, являются:

- возрастание угла между векторами усилий напора и подъема (у кромки уступа практически до 180°) при увеличении радиуса копания;
- существенное увеличение усилия подъема и, соответственно, энергопотребления при копании на начальной траектории ввиду уменьшения плеча действия усилия подъема.

Выводы

При выемке горных пород карьерным экскаватором с рабочим оборудованием типа прямая лопата энергозатраты существенно изменяются в пределах рабочей зоны экскаватора, что обусловливается в основном как ростом усилия подъема, так и противодействием усилий подъема и напора.

Установление закономерностей формирования энергозатрат на экскавацию горных пород на основе вычислительного эксперимента позволит опре-

делить энергетическую характеристику карьерного экскаватора для конкретных условий эксплуатации.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бабаков С. Е., Певзнер Л. Д. Алгоритмизация управления движением ковша экскаватора в режиме черпания с применением нечеткой логики // Горное оборудование и электромеханика. 2012. № 9. С. 8-17.

2. Глебов А. В., Репин Л. А. Оценка эффективности применения мехлопат и гидравлических экскаваторов в условиях Кузбасса // Горное оборудование и электромеханика. 2013. № 6. С. 20-22.

3. Дружинин А. В. Повышение качества управления одноковшовыми экскаваторами на основе мультиагентного подхода // Новые огнеупоры. 2016. № 3. С. 11-12.

4. Зырянов И. В. Производительность выемочно-погрузочного оборудования // Известия вузов. Горный журнал. 2016. № 8. С. 11-19.

5. Комиссаров А. П., Сайтов В. И., Суслов Н. М. Повышение технического уровня выемочно-погрузочного оборудования // Известия вузов. Горный журнал. 1992. № 7. С. 91-95.

6. Комиссаров А. П. Новые подходы в создании карьерных экскаваторов // Механизация строительства. 2000. № 2. С. 6-7.

7. Корнилков С. В., Яковлев А. В., Маттис А. Р. Некоторые проблемы выпуска мощных отечественных экскаваторов // Известия вузов. Горный журнал. 2011. № 1. С. 12-16.

8. Корюков А. А. Геометрическая модель рабочего оборудования карьерного экскаватора для расчета нагрузок электропривода и контроля положения ковша // Известия вузов. Горный журнал. 2013. №3. С. 106-113.

9. Кубачек В. Р., Девяткин Ю. А., Игумнов Ю. А. Определение скоростей рабочих движений прямой лопаты с прямым независимым напором // Известия вузов. Горный журнал. 1970. № 2. С. 91-95.

10. Кубачек В. Р. Некоторые особенности развития одноковшовых экскаваторов // Известия вузов. Горный журнал. 1969. № 8. С. 90-94.

11. Кузнецов А. Л., Анистратов К. Ю., Фурин В. О. Карьерный экскаватор ЭКГ-18 с реечным напором – базовая модель продуктовой линейки мехлопат ПАО «Уралмашзавод» // Горная Промышленность. 2016. № 4 (128). С. 9-13.

12. Лагунова Ю. А., Хорошавин С. А., Набиуллин Р. Ш., Калянов А. Е. Анализ металлоконструкций стрелы карьерного экскаватора методом неразрушающего контроля // Транспортное, горное и строительное машиностроение: наука и производство. 2022. № 15. С. 115-123.

13. Левитский Н. И. Теория механизмов и машин. М. : Наука, 1979. 576 с.

14. Малафеев С. И., Тихонов Ю. В. Компоненты интеллектуального управления для карьерных экскаваторов // Автоматизация в промышленности. 2013. № 10. С. 33-37.

15. Певзнер Л. Д., Бабаков С. Е. Математическая модель динамики карьерного экскаватора как объекта управления // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2013. № 12. С. 249-252.

16. Подэрни Р. Ю. Механическое оборудование карьеров. 6-е изд., перераб. и доп. М. : Изд. МГГУ, 2007. 680 с.

17. Подэрни Р. Ю., Булес П. Сравнительный анализ гидравлических и механических экскаваторов с прямой лопатой // Горный журнал. 2015. № 1. С. 55-61.

18. Рехтман А. П., Крагель А. А. Комплексные испытания экскаватора ЭКГ-12 // Механизация строительства. 2001. № 1. С. 24 – 26.

19. Федоров Л. Н. К вопросу создания горных машин нового поколения: системный подход // Горное оборудование и электромеханика. 2009. № 7. С. 45-48.

20. Фролов К. В. Методы совершенствования машин и современные проблемы машиноведения. М.: Машиностроение, 1984. 224 с.

21. Шестаков В. С., Хорошавин С. А. Составление моделей для расчета рабочего оборудования карьерных экскаваторов производства ОАО «Уралмашзавод» // Горное оборудование и электромеханика. 2013. № 8. С. 14-19.

© 2022 Автор. Эта статья доступна по лицензии Creative Commons «Attribution» («Атрибуция») 4.0 Всемирная (<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>)

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Об авторах:

Комиссаров Анатолий Павлович, проф., доктор техн. наук, Уральский государственный горный университет (620144, Россия, г. Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30), Уральский Федеральный университет им. первого Президента России Б.Н. Ельцина (620002, Россия, г. Екатеринбург, ул. Мира, 19)

Маслеников Олег Александрович, аспирант, Уральский государственный горный университет (620144, Россия, г. Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30)

Набиуллин Рустем Шафкатович, доцент, канд. техн. наук, Уральский государственный горный университет (620144, Россия, г. Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30)

Хорошавин Сергей Александрович, доцент, канд. техн. наук, Уральский государственный горный университет (620144, Россия, г. Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30), Уральский Федеральный университет им. первого Президента России Б.Н. Ельцина (620002, Россия, г. Екатеринбург, ул. Мира, 19)

Заявленный вклад авторов:

Комиссаров А.П. – постановка исследовательской задачи; научный менеджмент; концептуализация исследования, выводы.

Маслеников О.А. – обзор соответствующей литературы; написание текста.

Набиуллин Р.Ш. – концептуализация исследования; сбор и анализ данных.

Хорошавин С.А. – концептуализация исследования; написание текста, сбор и анализ данных.

Все авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

DOI: 10.26730/1816-4528-2022-6-10-16

Anatoly P. Komissarov^{1,2}, Oleg A. Maslennikov¹, Rustem S. Nabiullin¹, Sergey A. Khoroshavin^{1,2}

¹Ural State Mining University

²Ural Federal University

*E-mail: horoshavin.s@gmail.com

ASSESSMENT OF THE DEGREE OF COUNTERACTION OF THE DRIVE MOTORS OF THE MAIN MECHANISMS OF THE QUARRY EXCAVATOR



Article info

Received:

15 September 2022

Accepted for publication:

01 October 2022

Accepted:

14 October 2022

Keywords: quarry excavator; drive motors of the main mechanisms; power parameters implemented on the bucket; coefficient of excess energy consumption.

Abstract.

The issues related to the interaction of the drive motors of the main mechanisms of a quarry excavator in the process of the joint functioning of the main mechanisms during the excavation of rocks are considered. It is shown that the transformation of the operating parameters (speeds and forces) of the main mechanisms into the power parameters realized on the bucket occurs depending on the kinematic properties of the lever mechanism connecting the main mechanisms with the bucket. The dependences of the relations between the operating parameters of the main mechanisms and the power parameters realized on the bucket on the coordinates of the top of the cutting edge of the bucket are obtained. The assessment of the degree of counteraction of the motors of the drives of the main mechanisms in the process of excavation by the coefficient of excess energy consumption was carried out. The results of the work will make it possible to create a control system for the drives of the main mechanisms adapted to the operating conditions. The purpose of the study is to increase the efficiency of operation of quarry excavators.

For citation: Komissarov A.P., Maslennikov O.A., Nabiullin R.S., Khoroshavin S.A. Assessment of the degree of counteraction of the drive motors of the main mechanisms of the quarry excavator. *Mining Equipment and Electromechanics*, 2022; 6(164):10-16 (In Russ., abstract in Eng.). DOI: 10.26730/1816-4528-2022-6-10-16

REFERENCES

1. Babakov S.E., Pevsner L.D. Algorithmization of excavator bucket movement control in the scooping mode using fuzzy logic. *Mining equipment and electromechanics*. 2012; 9:8-17.

2. Glebov A.V., Repin L. A. Evaluation of the effectiveness of the use of mechanical shovels and hydraulic excavators in the conditions of Kuzbass. *Mining equipment and electromechanics*. 2013; 6:20-22.

3. Druzhinin A.V. Improving the quality of management of single-bucket excavators based on a multi-agent approach. *New refractories*. 2016; 3:11-12.

4. Zyryanov I.V. Productivity of the dredging and loading equipment. *News of universities. Mining magazine*. 2016; 8:11-19.

5. Komissarov A.P., Saitov V.I., Suslov N.M. Improving the technical level of the removal and loading equipment. *News of universities. Mining magazine*. 1992; 7:91-95.

6. Komissarov A.P. New approaches in the creation of quarry excavators. *Mechanization of construction*. 2000; 2:6-7.

7. Kornilkov S.V., Yakovlev A.V., Mattis A.R. Some problems of launching powerful domestic exca-

vators. *Izvestiya vuzov. Mining magazine*. 2011; 1:12-16.

8. Koryukov A.A. Geometric model of working equipment of a quarry excavator for calculating electric drive loads and bucket position control. *News of universities. Mining magazine*. 2013; 3:106-113.

9. Kubachek V.R., Devyatkin Yu.A., Igumnov Yu.A. Determination of the speeds of working movements of a straight shovel with a direct independent pressure. *Izvestiya vuzov. Mining magazine*. 1970; 2:91-95.

10. Kubachek V.R. Some features of the development of single-bucket excavators. *Izvestiya vuzov. Mining Journal*. 1969; 8:90-94.

11. Kuznetsov A.L., Anistratov K.Yu., Furin V.O. Quarry excavator EKG-18 with rack-and-pinion head - the basic model of the mechlopat product line of PJSC Uralmashzavod. *Mining Industry*. 2016; 4(128):9-13.

12. Lagunova Yu.A., Khoroshavin S.A., Nabiullin R.Sh., Kalyanov A.E. Analysis of metal structures of the boom of a quarry excavator by non-destructive testing. *Transport, mining and construction engineering: science and production*. 2022; 15:115-123.

13. Levitsky N.I. Theory of mechanisms and machines. M.: Nauka; 1979. 576 p.

14. Malafeev S.I., Tikhonov Yu.V. Components of intelligent control for quarry excavators. *Automation in industry*. 2013; 10:33-37.

15. Pevsner L.D., Babakov S.E. Mathematical model of the dynamics of a career asset as an object of management. *Mining information and analytical Bulletin*. 2013; 12:249-252.

16. Poderni R.Yu. Mechanical equipment of quarries. 6th ed., re-slave. and additional M.: Publishing House of Moscow State University; 2007. 680 p.

17. Poderni R.Yu., Boules P. Comparative analysis of hydraulic and mechanical excavators with a straight shovel. *Gorny journal*. 2015; 1:55-61.

18. Rekhman A.P., Kragel A.A. Complex tests of the EKG-12 excavator. *Mechanization of construction*. 2001; 1:24-26.

19. Fedorov L.N. On the issue of creating new generation mining machines: a systematic approach. *Mining equipment and electromechanics*. 2009; 7:45-48.

20. Frolov K.V. Methods of improving machines and modern problems of machine science. M.: Mashinostroenie; 1984. 224 p.

21. Shestakov V.S., Khoroshavin S.A. Compilation of models for calculating the working equipment of quarry excavators produced by JSC Uralmash-Zavod. *Mining equipment and electromechanics*. 2013; 8:14-19.

© 2022 The Author. This is an open access article under the CC BY license (<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>).

The author declare no conflict of interest.

About the author:

Anatoly P. Komissarov, Professor, Dr. Sc. in Engineering, Ural State Mining University (30 Kuibyshev str., Yekaterinburg, 620144, Russia), Ural Federal University (Yekaterinburg, st. Mira, 19, 620002, Russia)

Oleg A. Maslennikov, Postgraduate, Ural State Mining University (30 Kuibyshev str., Yekaterinburg, 620144, Russia)

Rustem S. Nabiullin, Associate Professor, C. Sc. in Engineering, Ural State Mining University (30 Kuibyshev str., Yekaterinburg, 620144, Russia)

Sergey A. Khoroshavin, Associate Professor, C. Sc. in Engineering, Ural State Mining University (30 Kuibyshev str., Yekaterinburg, 620144, Russia), Ural Federal University (Yekaterinburg, st. Mira, 19, 620002, Russia)

Contribution of the authors:

Anatoliy P. Komissarov – research problem statement; scientific management; reviewing the relevant literature; drawing the conclusions.

Oleg A. Maslennikov – reviewing the relevant literature; writing the text.

Rustem Sh. Nabiullin – conceptualisation of research; data collection; data analysis.

Sergey A. Khoroshavin – conceptualisation of research; writing the text, data collection; data analysis.

Author have read and approved the final manuscript.

