

Научная статья

УДК 621.879

DOI: 10.26730/1816-4528-2024-1-24-30

Лагунова Юлия Андреевна^{1,2}, Хорошавин Сергей Александрович^{1,2},
Калянов Александр Евгеньевич¹, Буялич Константин Геннадьевич³¹Уральский государственный горный университет²Уральский Федеральный университет им. первого Президента России Б.Н. Ельцина³Кузбасский государственный технический университет имени Т.Ф. Горбачева

*E-mail: yu.lagunova@mail.ru

**ПОВЫШЕНИЕ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ЩЕК КОВШЕЙ
ЭКСКАВАТОРА-ДРАГЛАЙНА****Информация о статье**

Поступила:

01 февраля 2024 г.

Одобрена после

рецензирования:

15 февраля 2024 г.

Принята к печати:

01 марта 2024 г.

Опубликована:

04 апреля 2024 г.

Ключевые слова:

драглайн, ковши, механические напряжения, износостойкость, метод конечных элементов

Аннотация.

Расчеты напряженно-деформированного состояния металлоконструкций машин и оборудования являются неотъемлемой частью теории основ и методов конструирования карьерных экскаваторов, в том числе экскаваторов-драглайнов. Широкое внедрение нашла методика определения усилий, действующих на элементы ковша экскаватора-драглайна при положении ковша, как в зоне растяжки, так и в зоне саморазгрузки. Результаты расчета усилий используются для анализа напряженно-деформированного состояния ковша. Исследования выполнены в системе АРМ WinMachine в модуле АРМ WinStructure3D. По данным проекта ЭШ-40.85 для ковша составлена модель конструкции, в которую включены все несущие элементы, которые учтены силами тяжести, инерционными и центробежными силами от поворотного движения платформы. Результатами исследований силового и напряженно-деформированного состояния ковша доказано, что с учетом сил тяжести на ковше в процессе черпания и в транспортном положении действуют допустимые напряжения при использовании стали 35Л. Результатами расчета напряжений показано, что имеются достаточные запасы прочности, выполненные расчеты при уменьшении толщины щек ковшевой на 1 мм показали, что условие прочности в сечениях обеспечивается, а при замене стали 36Л на сталь 110Г13Л повышается износостойкость щек ковша драглайна

Для цитирования: Лагунова Ю.А., Хорошавин С.А., Калянов А.Е., Буялич К.Г. Повышение износостойкости щек ковшей экскаватора-драглайна // Горное оборудование и электромеханика. 2024. № 1 (171). С. 24-30. DOI: 10.26730/1816-4528-2024-1-24-30, EDN: XWMSKR

Экскаваторы-драглайны являются одним из основных видов горной техники для проведения вскрышных работ и работ по отвалообразованию. Ковши экскаваторов-драглайнов часто работают в условиях абразивных пород, а объемы перегружаемой породы обуславливают высокие нагрузки, приложенные к ним. Для обеспечения бесперебойной работы экскаваторов их ковши должны обладать высокой прочностью и износостойкостью [1].

Ковш экскаватора – это одна из наиболее ответственных конструкций, на которую действуют несколько видов нагрузок. К ним относятся усилия в тяговом и подъемном канатах, давление породы в ковше и силы трения ковша о породу при зачерпы-

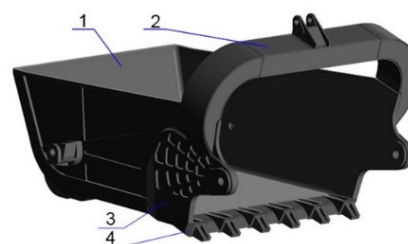


Рис. 1. Ковш экскаватора-драглайна
Fig. 1. Bucket of a dragline excavator

вании. Ковш экскаватора-драглайна (Рис. 1) состоит из полукорпуса 1, арки 2, левой и правой щеки 3 и козырька 4. Козырьки ковшей отливают из износостойкой стали 110Г13Л, щеки из стали 35Л.

Переднюю кромку щек усиливают накладками из износостойкой стали для предотвращения износа. Однако в процессе черпания породы боковые поверхности щек ковша контактируют с абразивным материалом, в результате чего подвергаются износу.

Для предотвращения износа предлагается выполнять щеки ковша драглайна из износостойкой стали 110Г13Л. При изменении конструкции ковша необходимо провести прочностные расчеты, которые покажут, что напряжения, возникающие в элементах конструкции, не превышают допускаемые.

При подготовке ковша к расчету напряженно-деформированного состояния определяем основные параметры по известному методу допускаемых напряжений.

В основе расчета по допускаемым напряжениям лежит гипотеза идеального упругого тела, для которого закон Гука о прямой пропорциональности между напряжениями и деформациями считается справедливым до начала текучести материала [2, 3]. Основная формула расчета:

$$\sigma \leq [\sigma] = \frac{\sigma_n}{n}, \quad (1.1)$$

где σ – напряжения от действия основных и случайных или аварийных нагрузок; $[\sigma]$ – допускаемое напряжение; σ_n – предельное напряжение (для пластичных материалов предельным напряжением считается предел текучести σ_T , для хрупких – предел прочности σ_B); n – коэффициент запаса.

По методу допускаемых напряжений проводят расчет на прочность, устойчивость и выносливость.

Расчет на прочность и устойчивость включает в себя проверку напряжений от основных нагрузок с учетом случайных и аварийных нагрузок.

Расчет на выносливость производим по основным нагрузкам.

При расчете на устойчивость или выносливость формула имеет вид:

$$\sigma \leq \varphi[\sigma], \text{ или } \sigma \leq \gamma[\sigma],$$

где φ и γ – коэффициенты, учитывающие снижение сопротивления конструкции при потере устойчивости и по усталостным разрушениям.

При расчетах по методу допускаемых напряжений применяется единый коэффициент запаса прочности, который не оценивает изменчивость различных видов нагрузки и степень точности определения каждой действующей нагрузки.

Расчет допустимых напряжений элементов ковша проводится для двух вариантов стали 110Г13Л и 35Л по формуле:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{1,5}, \quad (1.2)$$

Расчет основных параметров ковша сводится к построению схемы расчета усилий и определения геометрических и весовых параметров ковша [4, 5].

Линейные размеры и масса ковша:

ширина ковша:

$$B_k = 1,15 \cdot \sqrt[3]{E}, \quad (1.3)$$

где E – объем ковша, м³;

длина ковша:

$$L_k = 1,2 \cdot B_k, \quad (1.4)$$

высота ковша:

$$H_k = 0,65 \cdot B_k, \quad (1.5)$$

масса ковша:

$$m_k = K_1(K_2 + E) \cdot \sqrt[3]{E^2}, \quad (1.6)$$

где K_1, K_2 – коэффициенты пропорциональности.

Масса породы в ковше:

$$m_n = \frac{E \cdot \gamma}{K_p}, \quad (1.7)$$

где γ – плотность породы, т/м³; K_p – коэффициент разрыхления.

Вес ковша с породой (концевая нагрузка в подъемном канате):

$$G_{k+n} = g \cdot (m_k + m_n), \quad (1.8)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с².

Касательная составляющая усилия сопротивления породы копанью на режущей кромке ковша:

$$P_{01} = \frac{E \cdot (1 + \lambda_0) \cdot K_F}{K_{пут} \cdot L_k \cdot K_p}, \quad (1.9)$$

λ_0 – отношение объема призмы волочения к объему ковша; K_F – коэффициент удельного сопротивления копанью, кПа; $K_{пут}$ – отношение пути наполнения к длине ковша.

Потребные тяговые усилия и высоту крепления тяговой цепи от уровня режущей кромки определяем из уравнений, составленных из схемы расчетных усилий на ковше драглайна (Рис. 2).

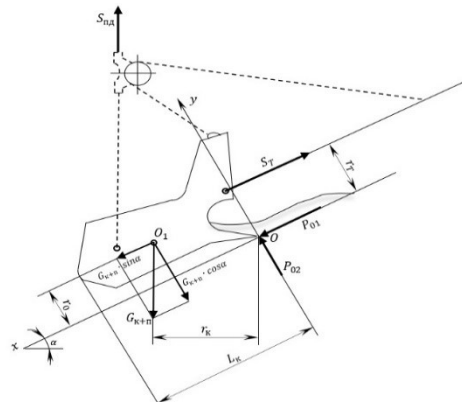


Рис. 2. Схема к расчету усилий на ковше драглайна.

Fig. 2. Scheme for calculation of forces on bucket of dragline

По приведенной схеме составляем уравнения сил и моментов:

$$\sum P_x = 0, \quad S_T = P_{01} + G_{k+n} \cdot \sin \alpha + \mu_1 \cdot G_{k+n} \cdot \cos \alpha; \quad (1.10)$$

$$\sum P_y = 0, \quad P_{02} = G_{k+n} \cdot \cos \alpha = K_1 \cdot P_{01}; \quad (1.11)$$

$$\sum M_0 = 0, \quad S_T \cdot r_T = G_{k+n} \cdot (r_0 \cdot \sin \alpha + a \cdot \cos \alpha); \quad (1.12)$$

где α – предельный угол откоса (для средних пород 40°); μ_1 – коэффициент трения ковша о породу;

r_0 – плечо приложения силы.

Решая совместно уравнения (1.10), (1.11), (1.12) получим:

$$S_T = P_{01} \cdot [1 + K_1 \cdot (\mu_1 + \operatorname{tg} \alpha)], \quad (1.13)$$

$$r_T = \frac{a + r_0 \cdot \operatorname{tg} \alpha}{K_1^{-1} + \mu_1 + \operatorname{tg} \alpha} \quad (1.14)$$

Величина крепления тяговой цепи на боковой щеке ковша при координатах расположения центра тяжести пустого ковша:

$$a = 0,55 \cdot L_k. \quad (1.15)$$

Величина плеча приложения силы:

$$r_0 = 0,5 \cdot H_k. \quad (1.16)$$

Снижая точку крепления тяговых цепей ковша (уменьшая r_T), можно добиться улучшения работы ковша в крепких породах. В легких породах увеличение r_T позволяет ускорить заглубливание ковша.

Условие устойчивости ковша против опрокидывания на откосе $\alpha = 40^\circ$ при пустом ковше [6, 7, 8]:

$$S_T \leq \frac{g \cdot m_k \cdot r_k}{r_T},$$

Заменяв S_T его предельным значением из выражения (1.9), получим при порожнем ковше:

$$P_{01} \leq g \cdot m_k \cdot \left(\frac{r_k}{r_T} - \sin\alpha - \mu_1 \cdot \cos\alpha \right),$$

где r_k – плечо центра тяжести ковша, которое определяем из Рис. 2:

$$r_k = \frac{a}{\cos\alpha}, \quad (1.17)$$

Максимальное значение удельного сопротивления копанью, которое может преодолеть режущая кромка пустого ковша при внедрении его на откосе $\alpha = 40^\circ$:

$$K_F = \frac{[g \cdot m_k \cdot K_{\text{пут}} \cdot L_k \cdot K_p \cdot \left(\frac{r_k}{r_T} - \sin\alpha - \mu_1 \cdot \cos\alpha \right)]}{E \cdot (1 + \lambda_0)} \quad (1.18)$$

Максимальное значение силы тяги:

$$S_{T,max} = 1,43 \cdot S_T \quad (1.19)$$

Усилие в подъемном канате при отрыве грузевого ковша от забоя:

$$S_{\text{пд}} = 1,7 \cdot G_{\text{к+п}} \quad (1.20)$$

Стопорное усилие в подъемном канате при от-

Таблица 1. Расчетные параметры ковша

Table 1. Bucket design parameters

Наименование параметра	Значение
Плотность горной массы, t/m^3	2,85
Коэффициент разрыхления породы	1,3
Коэффициент наполнения ковша	1,18
Коэффициент удельного сопротивления копанью, kPa	500
Вместимость ковша, m^3	40
Масса порожнего ковша, t	64,9
Ширина ковша, m	3,9
Длина ковша, m	4,7
Высота ковша, m	2,5
Угол откоса уступа, $град$	40
Максимальное тяговое усилие, kH	2849
Стопорное усилие в подъемном канате, kH	3639,24
Усилие сопротивления породы копанью на режущей кромке ковша, kH	1000

рыве грузевого ковша от забоя:

$$S_{\text{пд,max}} = 1,43 \cdot S_{\text{пд}} \quad (1.21)$$

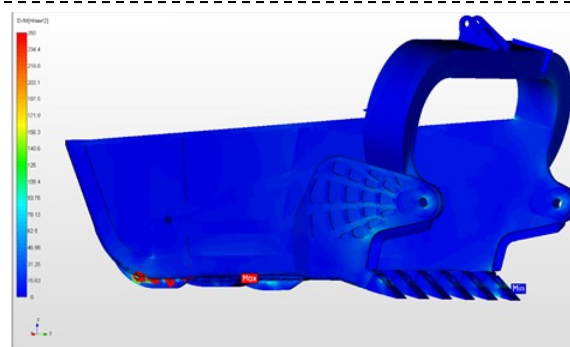


Рис. 3. Карта напряжений в процессе черпания породы

Fig. 3. Stress map during the scooping

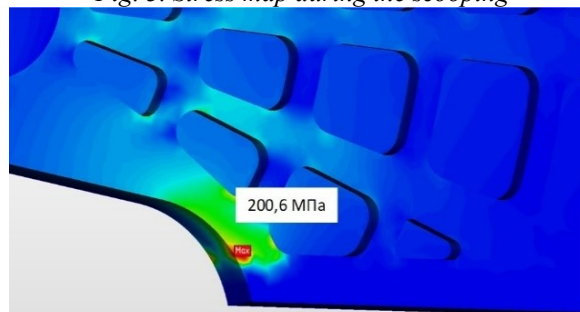


Рис. 4. Карта напряжений в подвешенном положении ковша

Fig. 4. Voltage map in suspended bucket position

Расчетные значения параметров для расчета напряженно-деформированного состояния ковша приведены в Таблице 1.

На основе проведенного расчета параметров ковша создается объемная 3D-модель в программном пакете КОМПАС-3D. После построения модели проводится расчет напряженно-деформированного состояния ковша на прочность в модуле Structure 3D системы APM WinMachine [9, 10, 11].

Требуется составить модели закрепления, нагружения и материалов.

Модель закрепления включает опоры, обеспечивающие статическую неподвижность ковша [12, 13].

Модель нагружения включает все действующие на ковш усилия. При проверке на прочность используются наибольшие усилия из возможных в рабочем процессе. Наибольшие усилия задают максимальными значениями усилий от тягового и подъемного канатов. Действие на ковш этих максимальных усилий зависит от положения ковша. Наибольшие усилия будут при положении ковша в процессе зачерпывания породы [14, 15].

Модель материалов включает в себя материалы элементов расчетной модели. Щеки ковша выполнены из стали 110Г13Л ГОСТ 977-88.

В результате расчетов получены карты напряжений в процессе черпания породы и в подвешенном положении.

Напряжения, возникающие в процессе черпания породы (Рис. 3) в щеках ковша, не превышают 140 МПа, что находится в пределах допустимых значений предела текучести стали 110Г13Л (233 МПа). Максимальные напряжения 250 МПа в местах

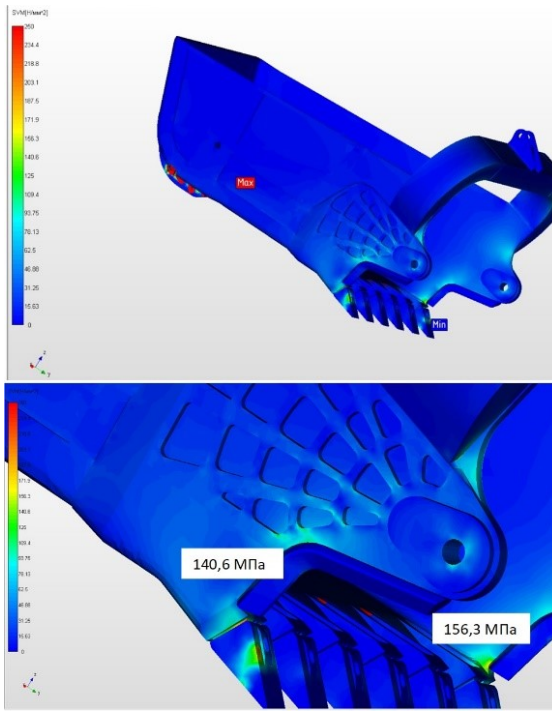


Рис. 5. Карта напряжений при зачерпывании породы

Fig. 5. Stress map of the rock scooping

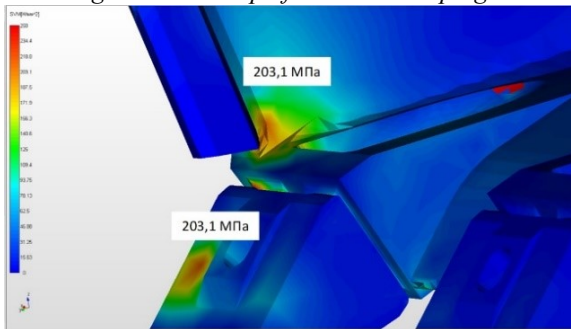


Рис. 6. Карта напряжений в месте стыка щеки и козырька ковша

Fig. 6. Stress map at the junction of cheek and bucket visor

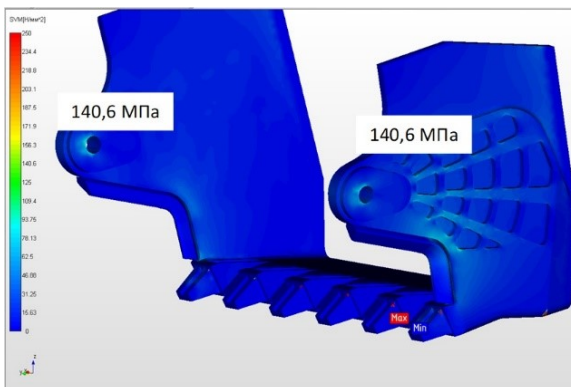


Рис. 7. Карта напряжений в щеках при зачерпывании породы

Fig. 7. Map of the stresses in the cheeks when scooping rocks

крепления салазок ковша вызваны погрешностью при расчете конструкции методом конечных элементов и не относятся к щекам. Условие прочности выполняется.

В транспортном положении груженого ковша (Рис. 4) максимальные напряжения в 200,6 МПа возникают в местах скругления щеки и не превышают допустимых пределов текучести материала – 233 МПа. Условие прочности выполняется.

Максимальные концентраторы напряжений, возникающие в месте стыка щек и козырька, составляют 156,3 МПа. Значение допустимого предела текучести материала щек и козырька – 233 МПа. Условие прочности выполняется. (Рис. 5)

Максимальные напряжения в месте стыка щеки с козырьком составляют 203,1 МПа и не превышают предельных допустимых значений 233 МПа. Условие прочности выполняется. (Рис. 6)

При зачерпывании породы возникающие в щеках напряжения составляют 140,6 МПа, что не превышает допустимые значения предела текучести 233 МПа. (Рис. 7) Условие прочности выполняется. Максимальные напряжения в посадочных местах зубьев вызваны погрешностью при разбиении мо-

Таблица 2. Основные характеристики материалов
Table 2. Main Material Characteristics

Механические свойства при $t = 20^\circ\text{C}$				
$\sigma_{0,2}$, МПа	σ_B , МПа	δ_5 , %	ψ , %	КСУ, Дж/см ²
Сталь 110Г13Л				
380	830	53	43	350
Сталь 35Л				
280	500	15	25	35

дели на конечные элементы.

Основные характеристики сравниваемых материалов приведены в Таблице 2.

В результате проведенных исследований и выполненных расчетов доказана необходимость замены стали 35Л на сталь повышенной износостойкости 110Г13Л при изготовлении щек ковша экскаватора драглайна. Также обнаружено, что при заданном расположении крепления подъемных, тяговых и разгрузочного канатов улучшается процесс наполнения ковша, кроме того, снижается износ места крепления тягового каната к ковшу.

Вышесказанное является предпосылкой для проведения дальнейших исследований, направленных на создание системы управления ковшом драглайна в пределах рабочей зоны движения ковша, при которой нагрузки на подъемные канаты удерживаются в пределах заданного отклонения друг от друга во время фазы транспортирования ковша или большей части фазы цикла копания.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Mezhuев D.S. Modernization of the construction of the bucket excavator – dragline. *Collection of reports of the XXIII Moscow international Interuniversity Scientific and technical conference of Undergraduates*,

postgraduate students and young scientists. 2019. P. 533.

2. Pevzner L.D., Kiselev N.A. Automatic control system for walking dragline excavator digging. *Mining science and technology (Russia)*. 2022; 7(1): 57–65. DOI: 10.17073/2500-0632-2022-1-57-65.

3. Klementyeva I.N., Kuziev D.A. Maximal stiffness of elastically damping device in traction of draglines. *Monthly scientific-technical and industrial journal*. 2021; 5(2286):79. DOI: 10.17580/gzh.2022.07.13.

4. Klementyeva I.N., Kuziev D.A. Extracting-and-loading dragline with innovative design bucket. *Mining informational and Analytical Bulletin*. 2019; (7):149.

5. Pobegailo P.A., Ilyina A.N., Kritckij D.Y. On the question of «weak» places dragline. *Collection of reports of the XIX International scientific and technical conference «Reading the memory of V.R. Kubachek. Technological equipment for mining and oil and gas industry*. 2021; 371.

6. Iakupov D.R., Motyakov N.Yu., Ivanova P.V., Ivanov S.L. *Working parts of minerals excavation*. Mining informational and Analytical Bulletin. 2021; (S10):3.

7. Pechenkin V.G., Pechenkina A.V., Ereemeeva O.S. Climatic influence on productivity of walking excavators and bulldozers in stripping in gold placer mining // *Monthly scientific-technical and industrial journal*. 2022; 7(2300):77.

8. Suslov N. M., Suslov D. N., Chernukhin S. A. (2021) Mathematical modeling of the dragline travel mechanism with sliding supports. *Mining Equipment and Electromechanics*. 2021; 5:35–40.

9. Antonyuk O.V., Prokopenko V.S. Modernization of the working equipment excavator-dragline // *Science Almanac*. 2017; 3-3(29):26.

10. Suslov N.M., Chernukhin S.A., Suslov D.N. Increasing energy efficiency of walker dragline. *News of the Ural State Mining University*. 2020; 3(59)6:131–139. DOI: DOI 10.21440/2307-2091-2020-3-131–139.

11. Shah F.A., Piyush R. Finite element-based simulation and analysis of dragline bucket in static and dynamic loading condition. 2019; 116(4):612–619. DOI: 10.18520/cs/v116/i4/612-619.

12. Azam S.F., Piyush R. Stress Analysis of Dragline Bucket in Operating Condition. *Modelling Measurement and Control*. 2019; 6. DOI: 10.18280/mmc_c.800102.

13. Mittappallt S.K., Sahithi A.A., Harish K. Investigation of stress distribution on dragline bucket in opencast coal mines. *Proceedings of the Second International Conference on Emerging Trends in Engineering*. ICETE 2023; AER 223. Pp. 1367–1376. DOI: 10.2991/978-94-6463-252-1_136.

14. Gölbaşı O., Demirel N. Investigation of stress 14 in an earthmover bucket using finite element analysis. A generic model for draglines. *Journal of the Southern African Institute of Mining and Metallurgy*. 2015; 115(7). DOI: 10.17159/2411-9717/2015/v115n7a8.

15. Azam S.F., Piyush R. Modelling of Dragline Bucket for Determination of Stress. *Modelling Measurement and Control*. 2017; 78(3). DOI: 10.18280/mmc_c.780310.

© 2024 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:

Лагунова Юлия Андреевна, доктор техн. наук, профессор, зав. кафедрой горных машин и комплексов ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», (620144, Россия, г. Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30), профессор кафедры подъемно-транспортных машин и роботов ФГАОУ ВО «Уральский Федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина» (620002, Россия, г. Екатеринбург, ул. Мира, 19). yu.lagunova@mail.ru

Хорошавин Сергей Александрович, канд. техн. наук, доцент, кафедра горных машин и комплексов ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», (620144, Россия, г. Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30), доцент кафедры подъемно-транспортных машин и роботов ФГАОУ ВО «Уральский Федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина» (620002, Россия, г. Екатеринбург, ул. Мира, 19).

Калянов Александр Евгеньевич, канд. техн. наук, доцент, кафедра горных машин и комплексов ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», (620144, Россия, г. Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30).

Буялич Константин Геннадьевич, кандидат техн. наук, доцент кафедры горных машин и комплексов, ФГБОУ ВО @Кузбасский государственный технический университет имени Т.Ф. Горбачева@, (650000, Россия, г. Кемерово, ул. Весенняя, 28)

Заявленный вклад авторов:

Лагунова Юлия Андреевна – постановка задачи расчета параметров рабочего процесса экскаватора-драглайна; анализ результатов.

Хорошавин Сергей Александрович – разработка модели конструкции ковша; написание текста.

Калянов Александр Евгеньевич – постановка исследовательской задачи; обзор соответствующей литературы; выполнение расчетов.

Буялич Константин Геннадьевич – обзор соответствующей литературы; выполнение расчетов.

Все авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

INCREASING THE WEAR RESISTANCE OF BUCKET JEEKS OF DRAGLINE EXCAVATORS



Article info

Received:

01 February 2024

Accepted for publication:

15 February 2024

Accepted:

01 March 2024

Published:

04 April 2024

Keywords: dragline, bucket, mechanical stress, wear resistance, finite element method

Abstract.

Calculations of the strained state of metal structures of machinery and equipment are an integral part of the theory of the basics and methods of construction of quarry excavators, including dredgers. The method of determining the forces acting on the bucket elements of the dredger at the bucket position, both in the stretch zone and in the self-unloading zone, was widely introduced. The results of the force calculation are used to analyze the strained condition of the bucket. The research was performed in the WinMachine APM system in the WinStructure3D module of the APM. According to the project ASH-40.85 for the bucket is a model of construction, which includes all bearing elements, which are considered by gravity, inertial and centrifugal forces from the rotating movement of the platform. The results of studies of the force and stress-strain condition of the bucket proved that, taking into account the gravity forces on the bucket during the scooping and in the transport position, the permissible voltage acts when using steel 35L. The results of the stress calculation show that there are sufficient strength reserves, calculations made when reducing the thickness of the bucket cheeks by 1 mm showed that, the strength condition in the sections is provided, The replacement of 36L steel with 110G13L steel increases the wear resistance of the bucket's cheeks

For citation: Lagunova Yu.A., Khoroshavin S.A., Kalyanov A.E., Buialich K.G. Increasing the wear resistance of bucket jeeks of dragline excavators. *Mining Equipment and Electromechanics*, 2024; 1(171):24-30 (In Russ., abstract in Eng.). DOI: 10.26730/1816-4528-2024-1-24-30, EDN: XWMSKR

REFERENCES

1. Mezhev D.S. Modernization of the construction of the bucket excavator – dragline. *Collection of reports of the XXIII Moscow international Interuniversity Scientific and technical conference of Undergraduates, postgraduate students and young scientists*. 2019. P. 533.
2. Pevzner L.D., Kiselev N.A. Automatic control system for walking dragline excavator digging. *Mining science and technology (Russia)*. 2022; 7(1): 57–65. DOI: 10.17073/2500-0632-2022-1-57-65.
3. Klementyeva I.N., Kuziev D.A. Maximal stiffness of elastically damping device in traction of draglines. *Monthly scientific-technical and industrial journal*. 2021; 5(2286):79. DOI: 10.17580/gzh.2022.07.13.
4. Klementyeva I.N., Kuziev D.A. Extracting-and-loading dragline with innovative design bucket. *Mining informational and Analytical Bulletin*. 2019; (7):149.
5. Pobegailo P.A., Ilyina A.N., Kritckij D.Y. On the question of «weak» places dragline. *Collection of reports of the XIX International scientific and technical conference «Reading the memory of V.R. Kubachek. Technological equipment for mining and oil and gas industry*. 2021; 371.
6. Iakupov D.R., Motyakov N.Yu., Ivanova P.V., Ivanov S.L. *Working parts of minerals excavation*. Mining informational and Analytical Bulletin. 2021; (S10):3.
7. Pechenkin V.G., Pechenkina A.V., Ereemeeva O.S. Climatic influence on productivity of walking excavators and bulldozers in stripping in gold placer mining // *Monthly scientific-technical and industrial journal*. 2022; 7(2300):77.
8. Suslov N. M., Suslov D. N., Chernukhin S. A. (2021) Mathematical modeling of the dragline travel mechanism with sliding supports. *Mining Equipment and Electromechanics*. 2021; 5:35–40.
9. Antonyuk O.V., Prokopenko V.S. Modernization of the working equipment excavator-dragline // *Science Almanac*. 2017; 3-3(29):26.
10. Suslov N.M., Chernukhin S.A., Suslov D.N. Increasing energy efficiency of walker dragline. *News of the Ural State Mining University*. 2020; 3(59)6:131–139. DOI: DOI 10.21440/2307-2091-2020-3-131–139.

11. Shah F.A., Piyush R. Finite element-based simulation and analysis of dragline bucket in static and dynamic loading condition. 2019; 116(4):612–619. DOI: 10.18520/cs/v116/i4/612-619.

12. Azam S.F., Piyush R. Stress Analysis of Dragline Bucket in Operating Condition. *Modelling Measurement and Control*. 2019; 6. DOI: 10.18280/mmc_c.800102.

13. Mittappallt S.K., Sahithi A.A., Harish K. Investigation of stress distribution on dragline bucket in opencast coal mines. *Proceedings of the Second International Conference on Emerging Trends in Engineer-*

ing. ICETE 2023; AER 223. Pp. 1367–1376. DOI: 10.2991/978-94-6463-252-1_136.

14. Gölbaşı O., Demirel N. Investigation of stress 14 in an earthmover bucket using finite element analysis. A generic model for draglines. *Journal of the Southern African Institute of Mining and Metallurgy*. 2015; 115(7). DOI: 10.17159/2411-9717/2015/v115n7a8.

15. Azam S.F., Piyush R. Modelling of Dragline Bucket for Determination of Stress. *Modelling Measurement and Control*. 2017; 78(3). DOI: 10.18280/mmc_c.780310.

© 2024 The Author. This is an open access article under the CC BY license (<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>).

The author declares no conflict of interest.

About the author:

Yuliya A. Lagunova, Dr. Sc. in Engineering, Professor, Ural State Mining University, (620144, Russia, Yekaterinburg, Kuibyshev street, 30), Ural Federal University named after the first President of Russia B. N. Yeltsin, (620002, Russia, Yekaterinburg, Mira street, 19), e-mail: yu.lagunova@mail.ru

Sergey A. Khoroshavin, C. Sc. in Engineering, Associate Professor, Ural State Mining University, (620144, Russia, Yekaterinburg, Kuibyshev street, 30), Ural Federal University named after the first President of Russia B. N. Yeltsin, (620002, Russia, Yekaterinburg, Mira street, 19)

Alexander E. Kalyanov, C. Sc. in Engineering, Associate Professor Ural State Mining University, (620144, Russia, Yekaterinburg, Kuibyshev street, 30)

Konstantin G. Buialich, C. Sc. in Engineering, Associate Professor of the Department of Mining Machines and Complexes, T.F. Gorbachev Kuzbass State Technical University, (650000, Russia, Kemerovo, Vesennaya str., 28)

Contribution of the authors:

Yuliya A. Lagunova – formulation of the problem of calculating the parameters of the working process of a dragline excavator; analysis of the results.

Sergey A. Khoroshavin – development of a bucket design model; writing a text.

Alexander E. Kalyanov – setting a research task; reviewing relevant literature; performing calculations.

Konstantin G. Buialich – reviewing relevant literature; performing calculations.

Author have read and approved the final manuscript.

