

Научная статья

УДК 622.732

DOI: 10.26730/1816-4528-2024-6-26-32

Брозовский Сергей Юрьевич^{1, 2}, Шестаков Виктор Степанович¹, Адамков Аркадий Викторович³, Буялич Константин Геннадьевич³¹ Уральский государственный горный университет² ОАО «Трансмаш»³ Кузбасский государственный технический университет имени Т. Ф. Горбачева

* для корреспонденции: shestakov.v.s@mail.ru

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ПОДВЕСКИ КОВША ЭКСКАВАТОРА ДРАГЛАЙНА



Информация о статье

Поступила:

01 ноября 2024 г.

Одобрена после
рецензирования:

15 ноября 2024 г.

Принята к печати:

24 ноября 2024 г.

Опубликована:

12 декабря 2024 г.

Ключевые слова:

экскаватор, драглайн, ковш,
упряжь, усилие, модель

Аннотация.

В статье рассмотрена методика определения параметров подвески ковша экскаватора-драглайна, для которой разработана математическая модель, алгоритм и программа для ЭВМ на алгоритмическом языке Visual Basic. Особенностью расчета параметров упряжи ковша экскаватора является присутствие гибких связей – канатов. Наличие канатов и достаточно сложная конструкция упряжи затрудняет процесс расчета параметров – невозможно получить математическую зависимость, которая обеспечила бы вычисление угла наклона ковша в зависимости от усилий в канатах подъема, тяги и от углов их наклона. В статье для расчета угла рассмотрен поисковый алгоритм, включающий три цикла для поиска положения осей соединения подъемных канатов с подъемной цепью, тяговых канатов с тяговой цепью, угла наклона ковша по условию равенства заданной длины разгрузочного каната и расчетного его значения, определенного по положениям ковша и указанных осей. Дополнительными условиями поиска служат: прохождение вектора силы подъема по биссектрисе угла между подъемной цепью и тягой шкива разгрузочного каната, прохождение вектора силы тяги по биссектрисе угла между тяговой цепью и ветвью разгрузочного каната. Приведены результаты расчета.

Для цитирования: Брозовский С.Ю., Шестаков В.С., Адамков А.В., Буялич К.Г. Разработка методики определения параметров подвески ковша экскаватора драглайна // Горное оборудование и электромеханика. 2024. № 6 (176). С. 26-32. DOI: 10.26730/1816-4528-2024-6-26-32, EDN: JQGLXO

Введение. С начала производства драглайнов заводами-производителями и научными коллективами выполняются исследования, направленные на совершенствование конструкции и повышение эффективности рабочего процесса этих экскаваторов. Известно большое число предложений по выбору драглайнов для конкретных условий эксплуатации и по управлению рабочим процессом [1-4], по совершенствованию общей конструкции экскаваторов, и его различных узлов [5-6], по повышению эффективности эксплуатации [7-8].

Одним из направлений повышения производительности экскаватора-драглайна может послужить снижение потерь горной массы при транспортировании от забоя до разгрузки. Такое снижение будет

обеспечено при уменьшении наклона ковша в процессе транспортирования.

Методика проведения исследований.

Параметрами подвески ковша драглайна являются:

- длины подъемных и тяговых цепей,
- длина разгрузочного каната,
- координаты точек крепления цепей и канатов к ковшу.

От этих параметров во многом зависит процесс копания, транспортирования и разгрузки ковша, значение действующих на ковш усилий.

Высота крепления тяговых цепей влияет на устойчивость ковша от опрокидывания при копании [8]. Соотношение длин элементов подвески определяет возможность управления ковшом при

копаний. При натяжении подъемного каната усилие в разгрузочном канате должно быть достаточным для поворота ковша зубьями вверх с целью уменьшения толщины срезаемой стружки.

Размеры элементов подвески определяют условия равновесия ковша при транспортировании, а следовательно, границы зоны саморазгрузки, интенсивность разгрузки ковша [9-10].

Длина тяговых цепей определяет границу приближения ковша к экскаватору, т. е. задает минимальный радиус черпания и, следовательно, величину передвижки экскаватора [5].

Длина подъемных цепей определяет минимальное расстояние приближения ковша к головным блокам, тем самым задавая максимально возможную высоту отвала и, следовательно, его вместимость. В связи с этим размеры элементов подвески должны быть по возможности минимальными.

Параметры подвески влияют на наклон днища ковша при выполнении транспортных операций и, следовательно, на объем грунта в ковше и на производительность экскаватора.

Наклон днища определяется усилиями в элементах подвески при заданной силе тяжести грузевого ковша. Усилия зависят от взаимной ориентации элементов подвески, определяемых их размерами и координатами точек присоединения их к ковшу.

Машинист экскаватора при транспортировке грузевого ковша по соответствующей траектории стремится обеспечить оптимальный угол наклона днища ковша и, следовательно, максимальный объем грунта в нем. Это достигается управлением подъемной и тяговой лебедками. Траектории движения влияют не только на объем породы в ковше, но и на усилия в подъемных и тяговых канатах, на нагруженность механизмов и конструкций экскаватора, на затраты электроэнергии при транспортировании.

Задача выбора рациональной траектории может решаться с использованием различных критериев.

Выбор критерия при оптимизации параметров подвески ковша, который бы учитывал все многообразие формируемых показателей, представляется в принципе возможным, например, в виде минимума приведенных затрат на экскавацию единицы объема горной массы, поскольку все перечисленные показатели сводятся к производительности, к капитальным и эксплуатационным затратам. При решении частных задач можно воспользоваться и более простыми критериями, такими как производительность, затраты электроэнергии и др. В настоящей работе для определения оптимальных параметров подвески ковша принят *критерий сохранения наибольшего объема в ковше* при переносе ковша в точку разгрузки.

Для проведения оптимизации по определению численного значения критерия составляется целевая функция, которая в данном случае содержит математические модели определения угла наклона ковша и объем горной массы в ковше.

Математическая модель подвески ковша драглайна

Для исследования влияния параметров подвески ковша на эффективность выполнения отдельных операций необходимы аналитические зависимости, характеризующие взаимодействие элементов подвески и корпуса ковша с учетом приложенных внешних усилий. Такие зависимости могут быть получены по условиям равновесия системы ковша с подвеской.

Цель моделирования:

- создание методики определения параметров упряжи ковша.

- исследование возможности повышения производительности экскаватора драглайна при обеспечении движения по траектории, снижающей просыпание породы при транспортировании.

При обеспечении движения ковша по траектории, на которой угол наклона ковша меняется незначительно, будет уменьшено просыпание горной массы и это приведет к увеличению производительности экскаватора.

Разработанная математическая модель может быть включена в систему управления транспортированием ковша для обеспечения движения по рациональной траектории движения ковша в зону разгрузки.

Сложность математического описания исследуемого объекта вызвана тем, что положение осей крепления осей D и H (Рис. 1) к тяговым и подъемным канатам жестко не определено – они перемещаются в зависимости от усилий в канатах, длин подъемных и тяговых цепей, разгрузочного каната. Положение D и H зависит также от углов наклона тяговых и подъемных канатов.

Угол наклона ковша зависит от усилий в тяговом ($F_{\text{тяг}}$) и подъемном ($F_{\text{под}}$) канатах, углов наклона канатов (β_t, β_n), размеров упряжи: длин тяговых ($L_{\text{тц}}$) и подъемных ($L_{\text{пц}}$) цепей; длины разгрузочного каната ($L_{\text{рк}}$), положения крепления подъемных (B) и тяговых (R) цепей, разгрузочного каната (C) к ковшу, а также координат указанных точек ковша относительно оси B (Рис. 1).

В зависимости от значений указанных параметров будут меняться положение осей крепления тяговых канатов к тяговой цепи, к разгрузочному канату (H на Рис. 1) и подъемных канатов к подъемной цепи, и тяги блока разгрузочного каната (D на Рис. 1), что и вызовет изменение наклона ковша.

Получить математические зависимости для определения положения осей H и D через усилия в канатах, углы наклона, линейные размеры ковша, силы тяжести ковша не представилось возможным из-за сложных взаимосвязей параметров, особого влияния канатов, позволяющих изменять положение D и H .

Для решения поставленной задачи решено было использовать поисковые методы для определения угла наклона ковша по разработанной математической модели и программы для ЭВМ по алгоритмическому языку *Visual Basic*, встроенного в приложение *Microsoft Excel*.

Поиск допустимого решения организован по следующему алгоритму:

1. Изменения угла наклона подъемных цепей от минимального до максимального значения, организуется внешний цикл (цикл 1).

Выход из цикла до достижения максимального угла при достижении условия прохождения вектора усилия $F_{\text{под}}$ по биссектрисе угла между подъемными цепями и тяги DE к блоку разгрузочного каната.

2. Внутри цикла 1 организуется цикл 2 изменения угла наклона днища ковша от задаваемого минимального и максимального значений.

3. Из цикла 2 вызывается цикл 3 поиска положения оси H (см. Рис. 1) крепления тяговых цепей к тяговым канатам по ограничениям:

- расчетная длина разгрузочного каната, определенная по углу наклона ковша и положению точки H , должна была равна заданной;

- расчетное значение усилия в тяговых цепях должно быть больше нуля, так как при отрицательном положении оси H цепи должны работать на сжатие, что невозможно;

- расчетное значение усилия в тяговых канатах должно проходить по биссектрисе угла между тяговыми цепями и разгрузочным канатом.

Углы наклона днища ковша, положений D и H , отвечающих указанным ограничениям (в пределах задаваемых допусков), запоминаются и выводятся в таблицу результатов решения.

4. По координатам точек D и H , отвечающих перечисленным условиям, определяются расчетные усилия в подъемных и тяговых канатах.

В математическую модель входят выражения для расчета линейных параметров, координат и углов наклона элементов ковша по углу наклона днища ковша. Математическая модель включает более 100 формул, полностью в данной статье не приведена.

Выражения силового анализа составлены по условиям равновесия сил и моментов в узлах для схемы по Рис. 1.

Сумма сил в узле H

$$\vec{F}_{\text{тяг}} = \vec{F}_{\text{тц}} + \vec{F}_{\text{рк}} \quad (1)$$

$$F_{\text{тяг}} = F_{\text{тц}} \cos \tau_{RH} + F_{\text{рк}} \cos \tau_{HE} \quad (2)$$

Сумма сил в узле D

$$\vec{F}_{\text{под}} = \vec{F}_{\text{пц}} + \vec{F}_{DE} \quad (3)$$

$$F_{\text{под}} = F_{\text{пц}} \cos \delta_{BD} + F_{DE} \cos \delta_{DE} \quad (4)$$

Сумма сил в узле E

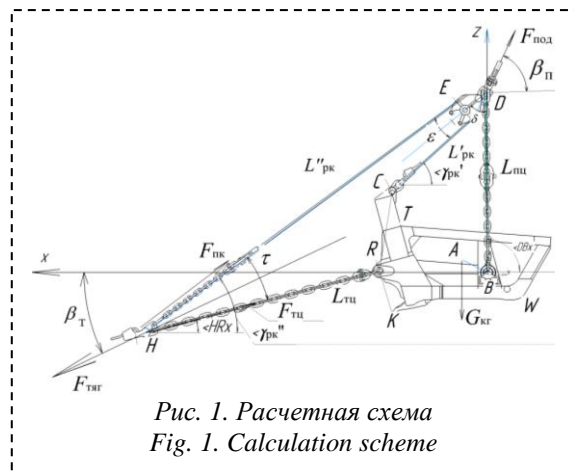


Рис. 1. Расчетная схема
Fig. 1. Calculation scheme

$$\vec{F}_{DE} = 2\vec{F}_{\text{рк}} \quad (5)$$

$$F_{DE} = F_{\text{рк}} \cos \varepsilon_{EH} + F_{\text{рк}} \cos \varepsilon_{EC} \quad (6)$$

В выражениях обозначено: $F_{\text{тяг}}$, $F_{\text{под}}$, $F_{\text{тц}}$, $F_{\text{пц}}$, $F_{\text{рк}}$, F_{DE} – усилия в тяговых и подъемных канатах, тяговой и подъемной цепях, разгрузочном канате, тяге DE ; τ_{RH} , τ_{HE} – углы между усилием $F_{\text{тяг}}$, тяговой цепью и разгрузочным канатом; δ_{BD} , δ_{DE} – углы между усилием $F_{\text{под}}$, подъемной цепью и тягой DE ; ε_{EH} , ε_{EC} – углы между усилием F_{DE} и ветвями разгрузочного каната.

Составленную систему уравнений, включающую неизвестные $F_{\text{тц}}$, $F_{\text{пц}}$, $F_{\text{рк}}$, можно решить. В результате преобразования получены выражения

$$F_{\text{тяг}} = F_{\text{тц}} \cos \tau_{RH} + F_{\text{рк}} \cos \tau_{HE}; \quad (7)$$

$$F_{DE} = F_{\text{рк}} \cos \varepsilon_{EH} + F_{\text{рк}} \cos \varepsilon_{EC}; \quad (8)$$

$$F_{\text{тц}} = F_{\text{т}} / [\cos \tau_{RH} + (\frac{\sin \tau_{RH}}{\sin \tau_{HE}}) \cos \tau_{HE}]; \quad (9)$$

$$F_{\text{пц}} = F_{\text{под}} / [\cos \delta_{BD} + (\sin(\delta_{BD}) / \sin(\delta_{DE})) \cos \delta_{DE}]; \quad (10)$$

$$F_{DE} = F_{\text{пц}} \sin(\delta_{BD}) / \sin(\delta_{DE}); \quad (11)$$

$$F_{\text{рк}} = F_{\text{тц}} \sin \tau_{RH} / \sin \tau_{HE}. \quad (12)$$

Усилия $F_{\text{тяг}}$, $F_{\text{под}}$, β_T , β_D в известных методиках определяются без учета сил тяжести канатов [5, 6] по положению ковша, причем считается, что центр тяжести ковша совпадает с точкой пересечения канатов, а канаты не имеют провисания. Для решения поставленной нами задачи игнорирование провисания приводит к существенным погрешностям, выражающимся в отклонении результатов расчета усилий, определенных по равновесию ковша расчетной схемы по Рис. 1 и по расчету по известным методикам.

N п/п	Длина разгрузочного каната, м	Координаты ковша, м		Углы наклона канатов, град		Усилия в канатах, кН		Угол наклона ковша, град	Угол наклона цепи, град	
		Xк	Zк	подъемных	тяговых	подъема	тяги		подъемной	тяговой
2	11.00	43.0	-21.0	58.7	35.4	491.2	410.9	-34.00	72.2	67.7
3	12.00	43.0	-21.0	58.7	35.4	491.2	410.9	-34.00	63.7	66.8
7	10.00	49.6	-9.2	58.1	17.4	620.7	442.7	-8.40	90.0	45.2
9	12.00	49.6	-9.2	58.1	17.4	620.7	442.7	-39.00	80.1	48.8
10	13.00	49.6	-9.2	58.1	17.4	620.7	442.7	-39.00	71.6	47.9
11	14.00	49.6	-9.2	58.1	17.4	620.7	442.7	-39.00	63.1	46.1
13	10.00	56.2	2.6	57.0	1.2	769.6	524.5	28.40	85.6	15.7
14	11.00	56.2	2.6	57.0	1.2	769.6	524.5	11.80	86.3	19.1
15	12.00	56.2	2.6	57.0	1.2	769.6	524.5	-4.00	85.3	22.3
16	13.00	56.2	2.6	57.0	1.2	769.6	524.5	-21.80	82.6	26.1
17	14.00	56.2	2.6	57.0	1.2	769.6	524.5	-43.90	78.4	28.5
18	15.00	56.2	2.6	57.0	1.2	769.6	524.5	-43.70	76.2	18.3
19	10.00	62.8	14.4	55.2	-11.6	950.9	664.4	50.10	76.4	-4.1
20	11.00	62.8	14.4	55.2	-11.6	950.9	664.4	32.20	80.3	-1.5
21	12.00	62.8	14.4	55.2	-11.6	950.9	664.4	18.40	81.1	0.7
22	13.00	62.8	14.4	55.2	-11.6	950.9	664.4	5.40	80.6	2.8
23	14.00	62.8	14.4	55.2	-11.6	950.9	664.4	-8.40	79.2	5.1
24	15.00	62.8	14.4	55.2	-11.6	950.9	664.4	-24.50	76.6	7.7

К настоящему времени модель составлена с учетом изменения углов наклона подъемных и тяговых канатов, но без учета сил тяжести цепей и разгрузочного каната. В следующей статье планируется продолжить исследования с учетом массовых показателей упряжи. При исключении сил тяжести тяговой цепи и разгрузочного каната вектор усилия тяговых канатов должен проходить по биссектрисе угла между тяговой цепью и разгрузоч-

ным канатом. Угол наклона тяговых канатов к горизонту задается положением ковша в точке транспортирования, поэтому в алгоритме осуществляется поиск положения оси H (см. Рис. 1), при котором

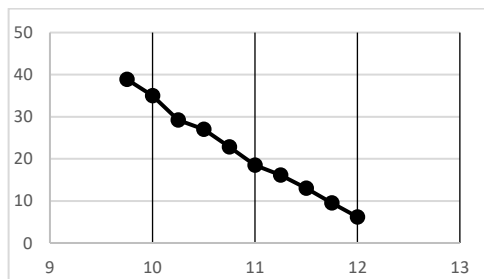


Рис. 2. Влияние длины разгрузочного каната на угол наклона днища ковша

Fig. 2. Effect of the length of the unloading rope on the angle of inclination of the bucket bottom

совпадает направление вектора усилия в тяговом канате и биссектрисы угла между разгрузочным

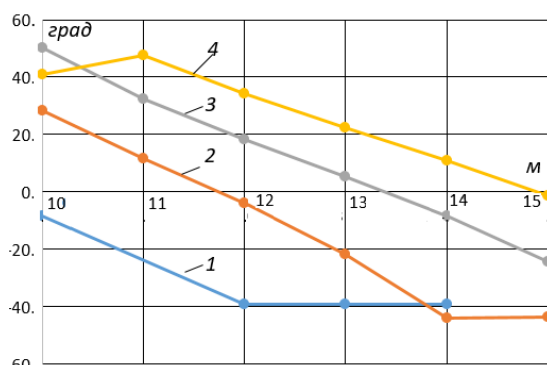


Рис. 3. Влияние координат коша и разгрузочного каната на угол наклона днища ковша

Fig. 3. The influence of the coordinates of the bucket and the unloading rope on the angle of inclination of

канатом и тяговой цепью. В алгоритме такой поиск выполняется по равенству усилий в тяговом и разгрузочном канате.

Составленная математическая модель включает большее число выражений. Для проверки адекватности модели по результатам расчета координат и углов в конструкторском пакете Компас построена схема ковша. Численные значения результатов расчета по модели с точностью замеров на чертеже совпадают, что подтвердило адекватность модели.

Результаты исследований

Для экскаватора ЭШ 20/90 проведены исследования влияния координат положения ковша, длины разгрузочного каната. Примеры вывода результатов исследований показаны в Таблице 1 и на графиках.

Таблица 1. Исследование влияния положения ковша и длины разгрузочных канатов на угол наклона ковша

Table 1. Study of the influence of bucket position and unloading rope length on bucket tilt angle

На Рис. 2 приведены результаты влияния длины разгрузочного каната на угол наклона днища ковша при положении ковша на расстоянии 60 м по гори-

зонтали от оси вращения, -13 м от уровня стояния, при постоянном усилии и наклоне тяговых канатов.

На Рис. 3 приведены результаты исследования влияния координат положения ковша и длины разгрузочного каната на угол наклона ковша. Линии графика образованы при изменении длины каната от 10 до 15 м и положении ковша: 1) $X_k=49.6$, $Z_k=-9.2$; 2) $X_k=56.2$, $Z_k=2.6$; 3) $X_k=62.8$, $Z_k=14.4$; 4) $X_k=69.4$, $Z_k=26.2$.

Выводы по результатам исследований:

1. Разработана математическая модель для определения параметров упругости ковша экскаватора драглайна.

2. Для использования в методике определения параметров разработан алгоритм и программа на алгоритмическом языке *Visual Basic* в приложении *Microsoft Excel*.

3. Выполненные исследования показали, что при некоторых значениях длины разгрузочного каната происходит разгрузка ковша или опрокидывание.

4. Применение разработанной методики позволит сократить время поиска рационального решения при проектировании новой модели ковша экскаватора-драглайна.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Цымбалюк Т. А., Ческидов В. И. Методика выбора модели драглайна для отработки вскрышных пород на разрезах // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. 2020. № 4. С. 59–69. DOI: 10.15372/FTPRPI20200407.
2. Певзнер Л. Д. [и др.] К проблеме автоматизированного управления шагающим экскаватором-драглайном // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). 2010. № 7. С. 285–291. EDN NCTXVB.
3. Cheskidov V. I., Norri V. K. Stripping with direct dumping in Kusbass open pit mines: the current state and prospects // Journal of Mining Science. 2016. Т. 52. № 4. С. 725–731.
4. Пенчук В. А., Круглов Д. А. Влияние длины стрелы на производительность драглайна // Наземные транспортно-технологические комплексы и средства: Материалы Международной научно-технической конференции, Тюмень, 08 февраля 2021 года / Под общей редакцией Ш. М. Мерданова. Тюмень : Тюменский индустриальный университет, 2021. С. 159–162.
5. Подэрни Р. Ю. [и др.] Анализ современных конструкций экскаваторов-драглайнов мировых производителей // Научный вестник Московского государственного горного университета. 2012. № 8. С. 103–114. EDN PCHAMX.
6. Лагунова Ю. А., Комиссаров А. П., Шестаков В. С. Проектирование карьерных экскаваторов. М. : Инновационное машиностроение, 2017. 228 с.
7. Мислибаев И. Т., Махмудов А. М., Махмудов Ш. А. Теоретическое обобщение режимов функционирования и моделирование эксплуатационных показателей работы экскаваторов // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2021.

№ 1. С. 102–110. DOI: 10.25018/0236-1493-2021-1-0-102-110.

8. Sokolski M. (Ed.). Mining machines and earth-moving equipment: problems of design, research and maintenance. Springer International Publishing, 2020. 226 p. DOI: 10.1007/9783-030-25478-0.

9. Головнева Т. П., Шестаков В. С. Расчет нагрузок на стрелу драглайна при транспортировании ковша // Горное оборудование и электромеханика. 2009. № 4. С. 50–55.

10. Брозовский С. Ю., Шестаков В. С. Расчет усилий в канатах драглайна при входе ковша в зону растяжки. // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности. Сборник трудов XXI Международной научно-технической конференции, проведенной в рамках Уральской горнопромышленной декады. Под общей редакцией Ю. А. Лагуновой. Екатеринбург, 2023. С. 237–240.

© 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:

Брозовский Сергей Юрьевич, аспирант кафедры горных машин и комплексов ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», (620144, Россия, г. Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30); зам. гл. конструктора ОАО «Трансмаш», (620017, Россия, г. Екатеринбург, ул. Фронтových бригад, 29);

Шестаков Виктор Степанович, кандидат техн. наук, профессор, профессор кафедры горных машин и комплексов ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», (620144, Россия, г. Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30), e-mail: shestakov.v.s@mail.ru

Адамков Аркадий Викторович, канд. техн. наук, доцент кафедры РМПИ, Кузбасский государственный технический университет имени Т.Ф. Горбачева, (650000, Россия, г. Кемерово, ул. Весенняя, 28), e-mail: aav_75@mail.ru

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:

Брозовский С. Ю. – постановка исследовательской задачи; разработка математической модели расчета усилий; обзор соответствующей литературы; написание текста, анализ результатов.

Шестаков В. С. – постановка задачи оптимизации упряжи ковша; разработка алгоритма, разработка математической модели; анализ результатов.

Адамков А.В. – постановка задачи оптимизации упряжи ковша; разработка алгоритма, разработка математической модели; анализ результатов.

Буялич К.Г. – постановка задачи оптимизации упряжи ковша; разработка алгоритма, разработка математической модели; анализ результатов.

Все авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

Original article

DOI: 10.26730/1816-4528-2024-6-26-32

Sergey Yu. Brozovsky¹, Viktor S. Shestakov², Arkady V. Adamkov³, Konstantin G. Buialich³

¹ OJSC "Transmash"

² Ural State Mining University

³ T.F. Gorbachev Kuzbass State Technical University

* for correspondence: shestakov.v.s@mail.ru

ANALYSIS OF LOADING OF THE BOOM OF A DRAGLINE EXCAVATOR

Abstract.

The article considers the methodology for determining the parameters of the dragline excavator bucket suspension, for which a mathematical model, algorithm and computer program in the Visual Basic algorithmic language have been developed. A feature of calculating the parameters of the excavator bucket harness is the presence of flexible connections - ropes. The presence of ropes and a fairly complex design of the harness complicates



Article info

Received:

01 November 2024

Accepted for publication:
15 November 2024

Accepted:
24 November 2024

Published:
12 December 2024

Keywords: excavator, dragline, bucket, harness, effort, model

the process of calculating the parameters - it is impossible to obtain a mathematical relationship that would ensure the calculation of the bucket tilt angle depending on the forces in the lifting and traction ropes and on the angles of their tilt. The article considers a search algorithm for calculating the angle, including three cycles for finding the position of the axes of the connection of the lifting ropes with the lifting chain, traction ropes with the traction chain, the bucket tilt angle under the condition of equality of the specified length of the unloading rope and its calculated value determined by the positions of the bucket and the specified axes. Additional search conditions are: the passage of the lifting force vector along the bisector of the angle between the lifting chain and the traction of the unloading rope pulley, the passage of the traction force vector along the bisector of the angle between the traction chain and the branch of the unloading rope. The calculation results are given.

For citation: Brozovsky S.Yu., Shestakov V.S., Adamkov A.V., Buialich K.G. Analysis of loading of the boom of a dragline excavator. *Mining Equipment and Electromechanics*, 2024; 6(176):26-32 (In Russ., abstract in Eng.). DOI: 10.26730/1816-4528-2024-6-26-32, EDN: JQGLXO

REFERENCES

1. Tsybalyuk T.A., Cheskidov V.I. Methodology for selecting a dragline model for mining overburden in open pits. Physical and technical problems of mineral development. 2020; 4:59–69. DOI: 10.15372/FTPRPI20200407.

2. Pevzner L.D. [et al.] On the problem of automated control of a walking dragline excavator. *Mining information and analytical bulletin (scientific and technical journal)*. 2010; 7:285–291. EDN NCTXVB.

3. Cheskidov V.I., Norri V.K. Stripping with direct dumping in Kusbass open pit mines: the current state and prospects. *Journal of Mining Science*. 2016; 52(4):725–731.

4. Penchuk V.A., Kruglov D.A. Influence of boom length on dragline productivity. *Ground-based transport and technological complexes and means: Proceedings of the International Scientific and Technical Conference*. Tyumen, February 08, 2021 / Under the general editorship of Sh. M. Merdanov. Tyumen: Tyumen Industrial University; 2021.

5. Poderni R.Yu. [et al.] Analysis of modern designs of dragline excavators from world manufacturers. *Scientific Bulletin of the Moscow State Mining University*. 2012; 8:103–114. EDN PCHAMX.

6. Lagunova Yu.A., Komissarov A.P., Shestakov V.S. Design of quarry excavators. Moscow: Innovative engineering; 2017. 228 p.

7. Mislibaev I.T., Makhmudov A.M., Makhmudov Sh.A. Theoretical generalization of operating modes and modeling of operational indicators of excavators. *Mining information and analytical bulletin*. 2021; 1:102–110. DOI: 10.25018/0236-1493-2021-1-0-102-110.

8. Sokolski M. (Ed.). Mining machines and earth-moving equipment: problems of design, research and maintenance. Springer International Publishing, 2020. 226 p. DOI: 10.1007/9783-030-25478-0.

9. Golovneva T.P., Shestakov V.S. Raschet nagruzok na strelu draglayna pri transportirovani kovsha. *Gornoye oborudovaniye i elektromekhanika*. 2009; 4:50–55.

10. Brozovskiy S.Yu., Shestakov V.S. Raschet usiliy v kanatakh draglayna pri vkhode kovsha v zonu rastyazhki. *Tekhnologicheskoye oborudovaniye dlya gornoy i neftegazovoy promyshlennosti. Sbornik trudov XXI Mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii, provedennoy v ramkakh Ural'skoy gornopromyshlennoy dekady*. Pod obshchey redaktsiyey Yu.A. Lagunovoy. Yekaterinburg, 2023. S. 237–240.

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

The authors declare no conflict of interest.

About the author:

Sergey Yu. Brozovsky, postgraduate student of the Department of Mining Machines and Complexes of the Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education "Ural State Mining University", (620144, Russia, Yekaterinburg, Kuibysheva St., 30); deputy chief designer of OJSC "Uraltransmash", (620017, Russia, Yekaterinburg, Frontovyykh Brigad St., 29);

Viktor S. Shestakov, PhD in Engineering, professor, professor of the Department of Mining Machines and Complexes of the Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education "Ural State Mining University", (620144, Russia, Yekaterinburg, Kuibysheva St., 30), e-mail: shestakov.v.s@mail.ru

Arkady V. Adamkov – C. Sc. in Engineering, associated professor of Underground Mining Department, T.F. Gorbachev Kuzbass State Technical University, (650000, Russia, Kemerovo, Vesennaya str., 28), e-mail: aav_75@mail.ru

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:

Sergey Yu. Brozovsky – formulation of a research problem; development of a mathematical model for calculating efforts; review of relevant literature; writing a text, analysis of results.

Viktor S. Shestakov – formulation of the bucket harness optimization problem; algorithm development, mathematical model development; analysis of the results.

Arkady V. Adamkov – formulation of the bucket harness optimization problem; algorithm development, mathematical model development; analysis of the results.

Konstantin G. Buialich – formulation of the bucket harness optimization problem; algorithm development, mathematical model development; analysis of the results.

Authors have read and approved the final manuscript.

