

Определение спектра нагруженности угледобывающих машин

DOI: <http://dx.doi.org/10.18796/0041-5790-2021-5-37-41>

Эффективная работа угледобывающих машин по производительности и надежности во многом зависит от параметров их исполнительных органов, определение которых базируется на расчетах по установлению средних значений сил резания и подачи, максимальных нагрузок на резцах, определении исходных нагрузок для расчета устойчивости машин. Даны расчетные зависимости для определения суммарных сил резания на шнековых исполнительных органах угледобывающих комбайнов и резцовых головок стругов. Приведены методические подходы определению пиковых нагрузок на резцах и коэффициента их неравномерности для учета их влияния на максимальные нагрузки в трансмиссиях к исполнительным органам и расчета на усталостную прочность элементов трансмиссий. Для расчета элементов трансмиссий комбайнов на усталостную прочность приведены расчетные зависимости для определения разброса нагрузок на исполнительном органе относительно средней величины. Приведены данные по определению исходных нагрузок для расчета устойчивости очистных комбайнов. Даны предложения по путям снижения динамической нагруженности исполнительных органов.

Ключевые слова: угледобывающая машина, исполнительный орган, средние и максимальные нагрузки, силы резания, устойчивость выемочных машин, коэффициент неравномерности нагрузок, максимальный момент.

Для цитирования: Определение спектра нагруженности угледобывающих машин / Ю.Н. Линник, В.Ю. Линник, А.Б. Жабин и др. // Уголь. 2021. № 5. С. 37-41. DOI: 10.18796/0041-5790-2021-5-37-41.

ВВЕДЕНИЕ

Опыт эксплуатации угледобывающих комбайнов показывает [1, 2, 3], что эффективность их применения, особенно на пластах сложного строения с высокой сопротивляемостью резанию (более 200 Н/мм), зависит от спектра нагруженности их исполнительных органов, влияющего на устойчивость машин, их надежность и выбор двигателей. Выполненные ранее теоретические и экспериментальные исследования в области разрушения угля, основные положения и результаты которых изложены в работах [4, 5, 6, 7, 8, 9], позволили разработать инженерные методы расчета нагруженности выемочных машин. Отмечая большой вклад исследователей в данное научное направление, вместе с тем следует отметить, что принятые в расчетах характеристики разрушаемости угольных

ЛИННИК Ю.Н.

Доктор техн. наук, профессор,
профессор кафедры экономики и управления
в топливно-энергетическом комплексе
Государственного университета управления,
109542, г. Москва, Россия,
e-mail: ylinnik@rambler.ru

ЛИННИК В.Ю.

Доктор экон. наук, доцент,
профессор кафедры экономики и управления
в топливно-энергетическом комплексе
Государственного университета управления,
109542, г. Москва, Россия,
e-mail: d0c3n7@gmail.com

ЖАБИН А.Б.

Доктор техн. наук, профессор,
профессор Тульского государственного университета,
300012, г. Тула, Россия,
e-mail: zhabin.tula@mail.ru

АВЕРИН Е.А.

Канд. техн. наук,
инженер-конструктор
ООО «Скураатовский опытно-экспериментальный завод»,
300911, п. Комсомольский, Тульская обл., Россия,
e-mail: evgeniy.averin.90@mail.ru

ЦИХ А.

Доктор техн. наук,
профессор Фрайбургской академии,
консультант по вопросам
энергоэффективности MS QF GmbH,
02791, г. Одервиц, Германия,
e-mail: alexej.zich@freenet.de

пластов не в полной мере отражают их динамическую составляющую. Последнее приводит к существенным искажениям в расчетах по выбору параметров угледобывающих машин. В этой связи излагаемый ниже подход к расчету нагруженности исполнительных органов угледобывающих машин основан на показателе эквивалентной сопротивляемости резанию, учитывающем динамическую сторону процесса разрушения пластов сложного строения. Определение данного показателя базируется на расчетных зависимостях, приведенных в публикациях [10, 11].

МЕТОДЫ РАСЧЕТА НАГРУЖЕННОСТИ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ОРГАНОВ ВЫЕМОЧНЫХ МАШИН

Расчеты нагруженности исполнительных органов включают:

- расчет средних значений сил резания и подачи с целью определения потребляемой мощности и выбора двигателей;
- определение максимальных нагрузок на резцах исполнительных органов с целью получения исходных данных для расчета трансмиссий на прочность;
- установление спектров эксплуатационной нагруженности исполнительных органов для расчета трансмиссий на долговечность.

• Средние нагрузки на резцах исполнительных органов

Расчет средних нагрузок на исполнительных органах базируется на определении средних нагрузок на резцах. Необходимость определения средних значений сил резания на резце обусловлена тем, что расчет сил на исполнительном органе ведется по каждому i -тому резцу в соответствии с принятой схемой расстановки резцов по значениям текущей толщины стружки h_i в каждом рассматриваемом j -том положении за оборот исполнительного органа.

Для выполнения расчета нагрузок на резцах каждый исполнительный орган рассматривается в прямоугольной системе координат, одна из осей которой совпадает с осью его вращения.

Нагрузки на резцах очистных машин являются функциями следующих групп факторов:

- характеристик разрушаемости пласта – показателя эквивалентной сопротивляемости пласта резанию A_3 , степени хрупкости E , коэффициента отжима в зоне разрушения $K_{от.i}$;
- параметров инструмента и его установки – ширины и формы режущей части, кинематического угла резания, углов разворота и наклона, степени затупления инструмента;
- параметров схемы резания – толщины h_i и ширины t_i стружки и коэффициента обнажения забоя, характеризующего влияние на уровень энергозатрат при резании соотношения параметров схемы резания.

Методика расчета нагрузок на одиночных резцах (сил резания, подачи и боковых) в зависимости от данных факторов подробно изложена в работах [12, 13]. Что касается суммарной нагруженности исполнительного органа в целом, то в любой момент времени в процесс его вращения при разрушении угольного забоя она равна сумме средних нагрузок на резцах, участвующих в резании.

Суммарная сила резания на шнековом (барabanном) исполнительном органе:

$$F_{\text{и}} = \frac{K_{\text{oc}}}{K} \sum_{j=1}^k \sum_{i=1}^{n_p} Z_{ji}, \text{ Н}, \quad (1)$$

где Z_{ji} – средняя сила резания на каждом из n_p резцов, участвующих в резании, Н; k – количество рассматриваемых положений исполнительного органа в пространстве; K_{oc} – коэффициент ослабления угольного массива, совместно учитывающий влияние ослабления массива опе-режающим исполнительным органом, наличия обнаженной поверхности, направления вращения относительно поверхности забоя и направления резания относительно напластования. В зависимости от сочетания указанных факторов $K_{\text{oc}} = 0,65-0,9$.

Количественная оценка зависимости энергозатрат на резание пласта от параметров схемы резания ведется по величине коэффициента обнажения забоя K_3 , представляющего собой отношение удельных энергозатрат H_{w_i} при конкретных значениях t и h к энергозатратам H_{w_3} при эталонном резании (резцом ДСК с поверхности забоя) с той же толщиной стружки, то есть $K_3 = H_{w_i}/H_{w_3}$. Для эталонного режима резания $K_3 = 1$, а при $t = t_{\text{опт}}$ величина $K_{3,\text{опт}} = 0,25 + (0,66/h + 1,3)$ и является функцией толщины стружки.

• Определение максимальных нагрузок

Надежность исполнительных органов и очистных машин в целом зависит от неравномерности действующих нагрузок и их максимального уровня [4, 14]. На резцах и резцедержателях максимальные нагрузки возникают при перерезании твердых (преимущественно крупных карбонатных, карбонатно-пиритных и пиритных) включений, содержащихся в угольных пластах, учитываемых в расчетах показателем эквивалентной сопротивляемости пласта резанию. При резании одиночным инструментом различают максимальную пиковую $Z_{\text{пик}}$ и максимальную среднепиковую $\bar{Z}_{\text{пик}}$ нагрузки. Первая действует в течение единичного скола за время $t_{\text{вр}} = 0,003-0,005$ с) и должна приниматься в качестве исходной величины при расчетах на прочность резцов, резцедержателей и сварного соединения резцедержателей с корпусом исполнительного органа. Вторая является средней из максимальных нагрузок, возникающих за время $t_{\text{вр}} = 0,025-0,09$ с перерезания резцом включения. Поскольку нагрузки, действующие в течение $t_{\text{вр}} = 0,02-0,03$ с и более, проходят в трансмиссию полностью, величина $\bar{Z}_{\text{пик}}$ должна приниматься в качестве исходной при расчете прочности трансмиссии к исполнительному органу и некоторых его элементов (узла крепления на валу, корпуса).

Для расчета величин $Z_{\text{пик}}$, $\bar{Z}_{\text{пик}}$ можно пользоваться методикой [4], подставляя в расчетах вместо $A_{\text{пл}}$ предложенные значения A_3 . Как и средние, эти нагрузки являются функциями прочностных свойств включений, параметров схем резания и инструмента. Установлено, что прочностной расчет элементов трансмиссий целесообразно вести по величине $\bar{Z}_{\text{пик}}$, определяемой при перерезании одним резцом твердого включения с толщиной стружки, равной вылету принятого резца. Для обеспечения ресурса трансмиссии, равного 0,5 млн т добычи и более, в расчет целе-

сообразно принимать нагрузку, одновременно возникающую на двух резцах. Аналогично расчет инструмента по величине $Z_{\text{пик}}$ следует вести при $h = h_{\text{ср}}$.

По сравнению со средними силами резания угольного пласта среднепиковые силы резания больше в 10-15 раз, а пиковые – в 18-30 раз. Для усилий подачи соответственно в 3-8 и в 5-15 раз.

Максимальные нагрузки в трансмиссии можно представить как сумму средних нагрузок и динамической нагрузки, возникающей в момент перерезания препятствия. Максимальный момент электродвигателя

$$M_{\text{max}} = D_{\text{и}} / 2 [F_{\text{и}} + \bar{Z}_{\text{пик}} (1 + 3v_{\bar{z}_{\text{пик}}})] \quad (2)$$

где $D_{\text{и}}$ – диаметр исполнительного органа, м; $v_{\bar{z}_{\text{пик}}}$ – коэффициент вариации среднепиковой силы резания.

Возникновение максимального момента возможно также при монотонном опрокидывании двигателя вследствие встречи группы резцов с препятствиями, более крепкими, чем разрушаемый уголь (мелкие вырывающиеся включения, породные замещения и т. д.). В этом случае:

$$M_{\text{max}} \cong 1,5 K_{\text{н}} \frac{D_{\text{и}}}{2} F_{\text{и}} \quad (3)$$

где $K_{\text{н}}$ – коэффициент неравномерности нагрузок, равный:

$$K_{\text{н}} = \frac{(K-1) \sqrt{n_1 + n_2} \frac{(K_2-1)^2}{(K_1-1)^2}}{n_1 + n_2} + 1, \quad (4)$$

где n_1 и n_2 – число резцов, контактирующих соответственно с углем и более крепкими компонентами; K_1 и K_2 – коэффициенты неравномерности нагрузки на одиночном резце при резании угля ($K_1 = 3-4$) и более крепких компонентов ($K_2 = 5-14$).

Расчет максимальных нагрузок в трансмиссиях к отдельным исполнительным органам производится по обоим вариантам. Прочность элементов трансмиссий определяется по величине большей нагрузки.

• Спектр эксплуатационной нагруженности исполнительных органов

Для расчета элементов трансмиссий комбайнов на усталостную прочность определяют спектр нагрузки, характеризующий разброс нагрузки относительно средней. Для расчета зубьев колес на изгибную и контактную выносливость определяется максимальный длительно действующий момент:

$$M_{\text{max}} = (1 + 3v_{\text{тр}}) \bar{M}, \quad (5)$$

а для расчета валов на усталостную прочность – максимальная длительно действующая амплитуда крутящего момента:

$$M_{\Lambda_{\text{max}}} = 3v_{\text{тр}} \bar{M}. \quad (6)$$

В этих уравнениях \bar{M} – средний момент сопротивления ($\bar{M} = F_{\text{и}} D_{\text{и}} / 2$); $v_{\text{тр}}$ – коэффициент вариации нагрузки в трансмиссии, определяемый по выражению:

$$v_{\text{тр}} = \sqrt{v_{\text{и}}^2 + K_{\text{ус}}^2 (v_{2_{\text{и}}}^2 + v_{3_{\text{и}}}^2) + v_{4_{\text{и}}}^2 + v_{5_{\text{и}}}^2}, \quad (7)$$

где $K_{\text{ус}}$ – коэффициент усиления [4].

Из формулы (7) следует, что в современной тракторке спектр нагрузок на исполнительном органе рассматривается как сумма независимых низкочастотных ($v_{1_{\text{и}}}, v_{4_{\text{и}}}$ и $v_{5_{\text{и}}}$) и высокочастотных составляющих ($v_{2_{\text{и}}}, v_{3_{\text{и}}}$), обусловленных:

- влиянием конструктивных факторов, приводящих к периодическому изменению количества резцов, одновременно участвующих в резании, и изменением вследствие этого средней силы резания на исполнительном органе. Конструктивный коэффициент вариации определяется по выражению:

$$v_{\text{и}} = \frac{1}{F_{\text{и}}} \sqrt{\frac{1}{k} \sum_{j=1}^k (F_{\text{и}j} - F_{\text{и}})^2}, \quad (8)$$

где $F_{\text{и}}$ – среднее значение суммарной силы резания на исполнительном органе; $F_{\text{и}j}$ – значение силы резания для j -го положения исполнительного органа; k – количество рассматриваемых положений (в расчетах принимается $k \geq 32$).

Термин «конструктивный коэффициент вариации» подчеркивает, что в рассматриваемом случае неравномерность нагрузки всецело зависит от числа резцов на исполнительном органе и их расстановки, то есть от конструктивных параметров. Однако следует подчеркнуть, что получаемые при этом решения всецело относятся к проектному варианту исполнительного органа, полностью оснащенного режущим инструментом. На практике изменения ширины захвата (как правило, уменьшение) и снижение числа резцов, одновременно контактирующих с забоем (поломки и выпадения), могут приводить к увеличению значений $v_{\text{и}}$ и $K_{\text{н}}$;

- особенностями хрупкого разрушения угля, что характеризуется неравномерным («пилообразным») видом диаграммы изменения сил на одиночном инструменте. С учетом фактической схемы расстановки резцов значения коэффициента вариации нагрузки на исполнительном органе определяются по формуле:

$$v_{2_{\text{и}}} = v_z \sqrt{\sum_{i=1}^{n_p} \left(\frac{Z_i}{F_{\text{и.min}}} \right)^2}, \quad (9)$$

где Z_i – сила резания на каждом из i -х резцов, участвующих в резании.

Коэффициент вариации силы резания на резце v_z в зависимости от строения пласта принимается в пределах 0,5-1,2;

- изменчивостью сопротивляемости пласта резанию A_3 в сечении, обрабатываемом исполнительным органом, что в совокупности с влиянием схемы расстановки резцов вызывает вариацию нагрузки:

$$v_{3_{\text{и}}} = v_{AC} \sqrt{\sum_{i=1}^{n_p} \left(\frac{Z_i}{F_{\text{и.min}}} \right)^2}. \quad (10)$$

Коэффициент v_{AC} , характеризующий изменчивость сопротивляемости резанию в поперечном сечении угольного забоя, изменяется от 0,47 при $A_3 < 120$ Н/мм до 0,3 при $A_3 > 300$ Н/мм;

- изменчивостью сопротивляемости пласта резанию A_3 по длине лавы, вызывающей низкочастотные изменения нагрузки. Значения коэффициента $v_{4_{\text{и}}}$ изменяется от 0,25 при $A_3 < 120$ Н/мм до 0,12 при $A_3 > 120$ Н/мм;

- изменчивостью нагрузки, вызываемой неравномерным движением комбайна (струга). Коэффициент вариации

ции $v_{sн}$ (предел изменения 0,35-0,05) увеличивается с ростом средней нагрузки, снижается с увеличением скорости подачи и линейно зависит от жесткости системы подачи.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Основными путями снижения динамической нагруженности исполнительных органов являются:

- силовое уравнивание средних нагрузок за счет рационального расположения необходимого количества инструментов. Важной практической задачей при этом является замена вышедших из строя режущих инструментов (резцы, средства крепления, резцедержатели) в процессе эксплуатации;
- снижение изменчивости толщины стружки за счет оптимизации режима подачи;
- поддержание постоянства средней нагрузки с целью обеспечения работы с возможно большими скоростями подачи.

Список литературы

1. Производство и эксплуатация разрушающего инструмента горных машин / А.А. Хорешок, Л.Е. Маметьев, А.М. Цехин и др. Томск: Издательство Томского политехнического университета, 2013. 296 с.
2. Хорешок А.А., Цехин А.М., Борисов А.Ю. Влияние условий эксплуатации горных комбайнов на конструкцию их исполнительных органов // Горное оборудование и электромеханика. 2012. № 6. С. 2-5.
3. Оценка влияния отказов резцов и резцедержателей на показатели эффективности работы угледобывающих комбайнов / Ю.Н. Линник, А.Б. Жабин, В.Ю. Линник и др. // Известия Тульского государственного университета. Науки о земле. 2018. Вып. 2. С. 247-263.
4. Позин Е.З., Меламед В.З., Тон В.В. Разрушение углей выемочными машинами. М.: Недра, 1984. 288 с.

5. Кантович Л.И., Мерзляков В.Г. Горные машины и оборудование для подземных горных работ. М.: МГГТУ, 2014. 408 с.

6. Estimation of rock strength using scratch test by a miniature disc cutter on rock cores or inside boreholes / A. Naeimi-pour, J. Rostami, I.S. Buyuksagis et al. // International Journal of Rock Mechanics and Mining Sciences. 2018. Vol. 107. P. 9–18.
7. In situ investigations into overburden failures of a super-thick coal seam for longwall top coal caving / Yu. Bin, Jun Zhao, Tiejun Kuang et al. // International Journal of Rock Mechanics and Mining Sciences. 2015. Vol. 78. P. 155–162.
8. Wang G., Pang Y. Surrounding rock control theory and longwall mining technology innovation. International // Journal of Coal Science & Technology. 2017. Vol. 4. Is. 4. P. 301–309.
9. Study on roadheader cutting load at different properties of coal and rock / Xueyi Li, Binbing Huang, Guoying Ma et al. // The Scientific World Journal. 2013. Vol. 2013. P. 62-74.
10. Линник Ю.Н., Шерсткин В.В., Линник В.Ю. Интегральный показатель оценки разрушаемости угольных пластов // Горный журнал. 2015. № 8. С. 37-41.
11. Комплексная оценка прочностных свойств угольных пластов сложного строения / Ю.Н. Линник, В.Ю. Линник, А.Б. Жабин и др. // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). 2019. № 8. С. 33-42.
12. Линник Ю.Н., Линник В.Ю. Расчет параметров исполнительных органов очистных машин на основе электронного банка данных о характеристиках разрушаемости угольных пластов // Горное оборудование и электромеханика. 2011. № 2. С. 42-50.
13. Zich A., Linnik Yu.N., Linnik V.Yu. Verlängerung der Betriebsdauer von Meiselhalterungen an schneidenden Kohlegewinnungsmaschinen // Gluckauf. 2017. N 153. P. 474-479.
14. Key technologies and equipment for a fully mechanized top-coal caving operation with a large mining height at ultra-thick coal seams. / J. Wang, B. Yu, H. Kang et al. // International Journal of Coal Science & Technology. 2015. Vol. 2. Is. 2. P. 97-161.

Original Paper

UDC [622.232.72.054:622.232.75.054.2].054.54 © Yu.N. Linnik, V.Yu. Linnik, A.B. Zhabin, E.A. Averin, A. Zich, 2021
ISSN 0041-5790 (Print) • ISSN 2412-8333 (Online) • Ugol' – Russian Coal Journal, 2021, № 5, pp. 37-41
DOI: <http://dx.doi.org/10.18796/0041-5790-2021-5-37-41>

Title BASICS OF CALCULATING THE LOAD OF COAL MINING MACHINES

Authors

Linnik Yu.N.¹, Linnik V.Yu.¹, Zhabin A.B.², Averin E.A.³, Zich A.⁴

¹ State University of Management, Moscow, 109542, Russian Federation

² Tula State University, Tula, 300012, Russian Federation

³ "Skuratovskiy opytно-ehkspериментal'nyy zavod" LLC, village Komsomol'skiy, Tula region, 300911, Russian Federation

⁴ MS QF GmbH, Oderwitz, 02791, Germany

Authors' Information

Linnik Yu.N., Doctor of Engineering Sciences, Professor, Professor of Economy and management in fuel and energy complex department, e-mail: ylinnik@rambler.ru

Linnik V.Yu., Doctor of Economic Sciences, Associate Professor, Professor of Economy and management in fuel and energy complex department, e-mail: d0c3n7@gmail.com

Zhabin A.B., Doctor of Engineering Sciences, Professor, Professor, e-mail: zhabin.tula@mail.ru

Averin E.A., PhD (Engineering), engineer-designer, e-mail: evgeniy.averin.90@mail.ru

Zich A., Doctor of Engineering Sciences, Professor at the Freiburg Academy, consultant in the field of energy efficiency, e-mail: alexej.zich@freenet.de

Abstract

The effective operation of coal-mining machines in terms of productivity and reliability largely depends on the parameters of their executive bodies, the determination of which is based on calculations to establish average values

MINING EQUIPMENT

of cutting and feeding forces, maximum loads on cutters, and initial loads to calculate the stability of machines. Calculated dependencies are given for determining the total cutting forces on the screw executive bodies of coal mining combines and plow cutter heads. Methodological approaches to determining the peak loads on the cutters and their unevenness coefficient are given to consider their effect on the maximum loads in the transmissions to the executive bodies and to calculate the fatigue strength of the transmission elements. To calculate the elements of the transmissions of combines for fatigue strength, calculated dependences are given for determining the spread of loads on the executive body relative to the average value. The data on the determination of initial loads for calculating the stability of shearers are presented. Suggestions are given on ways to reduce the dynamic loading of executive bodies.

Keywords

Coal mining machine, Executive body, Average and maximum loads, Cutting forces, Stability of excavating machines, Coefficient of unevenness of loads, Maximum torque.

References

1. Khoreshok A.A., Mametev L.E. & Tsekhin A.M. Production and operation of rock breaking tools for mining machines. Tomsk, Tomsk Polytechnic University Publ., 2013, 296 p. (In Russ.).
2. Khoreshok A.A., Tsekhin A.M. & Borisov A.Yu. Influence of operating conditions of mining combines on the design of their executive bodies. *Gornoe oborudovanie i elektromekhanika*, 2012, (6), pp. 2-5. (In Russ.).
3. Linnik Yu.N., Zhabin A.B., Linnik V.Yu. & Polyakov A.V. Impact assessment of cutting tool and tool retainer failures on coal miner performance. *Izvestiâ Tul'skogo gosudarstvennogo universiteta. Nauki o Zemle*, 2018, (2), pp. 247-263. (In Russ.).
4. Pozin E.Z., Melamed V.Z. & Ton V.V. Destruction of coal dredging machines. Moscow, Nedra Publ., 1984, 288 p. (In Russ.).
5. Kantovitch L.I. & Merzlyakov V.G. Mining machinery and equipment for underground mining. Moscow, MGGU Publ., 2014, 408 p. (In Russ.).
6. Naeimipour A., Rostami J., Buyuksagis I.S. & Frough O. Estimation of rock strength using scratch test by a miniature disc cutter on rock cores or inside boreholes. *International Journal of Rock Mechanics and Mining Sciences*, 2018, (107), pp. 9-18.
7. Bin Yu., Jun Zhao, Tiejun Kuang & Xiangbin Meng. In situ investigations into overburden failures of a super-thick coal seam for longwall top coal caving. *International Journal of Rock Mechanics and Mining Sciences*, 2015, (78), pp. 155-162.
8. Wang G. & Pang Y. Surrounding rock control theory and longwall mining technology innovation. *International Journal of Coal Science & Technology*, 2017, Vol. 4 (4), pp. 301-309.
9. Xueyi Li, Binbing Huang, Guoying Ma et al. Study on roadheader cutting load at different properties of coal and rock. *The Scientific World Journal*, 2013, Vol. 2013, pp. 62-74.
10. Linnik Yu.N., Sherstkin V.V. & Linnik V.Yu. The integral indicator of the degradability of coal seams. *Gornyi Zhurnal*, 2015, (8), pp. 37-41. (In Russ.).
11. Linnik Yu.N., Linnik V.Yu., Zhabin A.B. & Averin E.A. Complex assessment of strength properties of coal seams characterized with complex structures. *Mining Informational and Analytical Bulletin*, 2019, (8), pp. 33-42. (In Russ.).
12. Linnik Yu.N. & Linnik V.Yu. Calculation of parameters of Executive bodies of cleaning machines on the basis of electronic data Bank on characteristics of destructibility of coal seams. *Gornoe oborudovanie i elektromekhanika*, 2011, (2), pp. 42-50. (In Russ.).
13. Zich A., Linnik Yu.N. & Linnik V.Yu. Verlängerung der Betriebsdauer von Meiselhalterungen an schneidenden Kohlegewinnungsmaschinen. *Gluckauf*, 2017, (153), pp. 474-479.
14. Wang J., Yu B., Kang H. et al. Key technologies and equipment for a fully mechanized top-coal caving operation with a large mining height at ultra-thick coal seams. *International Journal of Coal Science & Technology*, 2015, Vol. 2 (2), pp. 97-161.

For citation

Linnik Yu.N., Linnik V.Yu., Zhabin A.B., Averin E.A. & Zich A. Basics of calculating the load of coal mining machines. *Ugol'*, 2021, (5), pp. 37-41. (In Russ.). DOI: 10.18796/0041-5790-2021-5-37-41.

Paper info

Received January 18, 2021

Reviewed February 10, 2021

Accepted April 15, 2021