Исследование влияния физико-механических свойств материала рабочих лопаток на шум рудничного осевого вентилятора

Кочнева Л. В.¹, Таугер В. М.¹, Волков Е. Б.^{1*}

¹ Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Россия

*e-mail: evgeniy.volkov.ursmu@yandex.ru

Реферат

Введение. Высокий уровень звукового давления, создаваемый промышленным осевым вентилятором, отрицательно сказывается на работоспособности людей, приводит к снижению внимательности, провоцирует производственные ошибки. Стремление использовать малогабаритные и высокопроизводительные турбомашины приводит к необходимости поиска путей создания вентиляционных агрегатов с пониженным уровнем шума.

Методика проведения исследования. Одним из перспективных способов влияния на шумовые характеристики осевых машин является предотвращение резонансных колебаний рабочих лопаток за счет изготовления из материала с расчетными физико-механическими характеристиками. К настоящему моменту построена математическая модель лопатки как упругого элемента, позволяющая определить частоту ее собственных колебаний. Сопоставление данной частоты с частотой внешних воздействий позволит сделать вывод о вероятности вхождения лопатки в резонанс с внешними воздействиями.

Результаты. С целью проверки теоретических положений поставлен эксперимент, в ходе которого измерялось звуковое давление, создаваемое геометрически идентичными рабочими колесами: алюминиевым, входящим в комплект поставки вентилятора, и композитным.

Выводы. Установлено, что оснащение вентилятора колесом с лопатками из композита позволяет существенно снизить уровень звука, что подтверждает перспективность создания малошумных осевых вентиляторов путем выполнения рабочих лопаток из материала с расчетными физико-механическими характеристиками.

Ключевые слова: осевой вентилятор; шум; звуковое давление; частота колебаний; рабочая лопатка; композит.

Введение. Серьезным недостатком осевых вентиляторов по сравнению с радиальными является более интенсивное шумообразование. Высокий уровень звукового давления отрицательно сказывается на работоспособности людей, приводит к снижению внимательности, провоцирует производственные ошибки. Стремление использовать малогабаритные и высокопроизводительные турбомашины приводит к необходимости поиска путей создания вентиляционных агрегатов с пониженным уровнем шума [1–6].

Методика проведения исследований. В работах [7–11] рассматривается один из перспективных способов влияния на шумовые характеристики осевых машин – предотвращение резонансных колебаний рабочих лопаток за счет изготовления из материала с расчетными физико-механическими характеристиками. К настоящему моменту построена математическая модель лопатки как упругого элемента, позволяющая определить частоту ее собственных колебаний. Сопоставление данной частоты с частотой внешних воздействий позволит сделать вывод о вероятности вхождения лопатки в резонанс с внешними воздействиями.

Исследования вошли в стадию экспериментального подтверждения теоретических выкладок. Далее приведены зависимости, входящие в математическую модель и позволившие рассчитать частоту собственных колебаний лопаток из различных материалов. Соотношения получены на основе [12].

На рис. 1 показан вид корневого сечения рабочей лопатки осевого вентилятора с основными размерами: хордой b , прогибом профиля h , максимальной толщиной профиля δ и радиусом изгиба профиля ρ . Центр тяжести сечения лежит в точке C , и оси координат Cx , Cy – главные центральные.

Рис. 1. Корневое сечение рабочей лопатки
Fig. 1. Root section of the working blade

Прогиб профиля равен

$$h = \rho - \sqrt{\rho^2 - \frac{b^2}{4}}. \quad (1)$$

Момент инерции сечения относительно Cx

$$J_x \approx 0,04b\delta^3(1 + q^2), \quad (2)$$

где $q = h/\delta$ – относительная изогнутость профиля;
площадь сечения

$$A \approx 0,7b\delta, \quad (3)$$

следовательно, минимальный радиус инерции

$$i_{\min} = \sqrt{\frac{J_x}{A}} = 0,24\delta\sqrt{1 + q^2}. \quad (4)$$

Частота собственных колебаний лопатки, Гц (без учета кручения и центробежных сил)

$$f_0 = \frac{\lambda}{2\pi l^2} \sqrt{\frac{EJ_x}{\rho_m A}}, \quad (5)$$

где λ – коэффициент формы лопатки, зависящий от соотношений площадей и моментов инерции корневого и концевого сечений; $l = (R - R_0)$ – длина пера

лопатки; R, R_0 – радиусы, на которых расположены концевое и корневое сечения соответственно; E, ρ_m – модуль упругости и плотность материала лопатки соответственно.

С учетом (4)

$$f_0 = 0,038 \frac{\lambda \delta}{l^2} \sqrt{\frac{E}{\rho_m} (1 + q^2)}. \quad (6)$$

Влияние закрутки лопатки на частоту собственных колебаний выражается формулой

$$f_{кр} = f_0 \sqrt{1 - \frac{0,0316 q^2 \gamma^2}{(1 + 0,885 q^2)(1 + 0,0364 \gamma^2)}}, \quad (7)$$

где $\gamma \approx \frac{b^2}{\delta} \cdot \frac{d\alpha}{dr}$ – параметр закрученности, отражающий зависимость угла α , рад, поворота какого-либо сечения относительно корневого в зависимости от радиуса r , на котором данное сечение расположено.

Действующие на лопатку центробежные силы также влияют на частоту колебаний. Их действие можно оценить таким образом:

$$f_{цб} = \sqrt{f_0^2 + B \left(\frac{\omega}{2\pi} \right)^2}, \quad (8)$$

где $B \approx 0,833(D_{cp}/l) - \cos^2((\pi/2) - \alpha_0) + 0,5$ – поправочный коэффициент; D_{cp} – средний диаметр проточной части колеса; α_0 – угол установки корневого сечения относительно фронта решетки, рад; ω – угловая скорость колеса, c^{-1} .

Из выражений (7) и (8) следует, что частота колебаний лопатки с учетом указанных выше факторов равна

$$f = \sqrt{\left[f_0^2 + B \left(\frac{\omega}{2\pi} \right)^2 \right] \left[1 - \frac{0,0361 q^2 \gamma^2}{(1 + 0,885 q^2)(1 + 0,0364 \gamma^2)} \right]}. \quad (9)$$

В формулу (9) подставляются параметры корневого сечения, а изменение размеров и формы сечения от корня к концу пера учитывается коэффициентами.

Эксперимент поставлен на модели в виде вентилятора местного проветривания СВМ-5, имеющего диаметр $D = 0,5$ м, втулочное отношение 0,6 и угловую скорость вращения колеса $\omega = 300$ c^{-1} .

Рабочая лопатка вентилятора СВМ-5 выполнена в соответствии со схемой К-76-10 [13]. Геометрические параметры ее приведены в табл. 1. Наибольший интерес представляют среднее и концевые сечения. При определении параметров использованы как соотношения из справочного пособия [13], так и приведенные ранее расчетные формулы. Размеры округлены до целых чисел.

Параметр закрученности концевого сечения, определенный с использованием допущения о линейном характере зависимости $\alpha(r)$, $\gamma = 1,95$.

В эксперименте использовались два рабочих колеса: входящее в комплект поставки СВМ-5 из алюминиевого сплава и его геометрическая копия из композита. Композит представляет собой материал, родственник стеклопластику марки 222

(ГОСТ 25500-82. Пластики слоистые электротехнические листовые. Общие технические условия. Введ. 1982-07-01. 34 с.) на основе эпоксидной смолы с армирующими слоями из стеклоткани. Модули упругости и плотность материалов: алюминий – $E_1 = 100$ ГПа; $\rho_{м1} = 2700$ кг/м³; композит – $E_2 = 6\text{--}10$ ГПа; $\rho_{м2} = 1700\text{--}1900$ кг/м³.

Определим расчетную частоту собственных колебаний лопаток по формуле (9) для каждого материала. В расчете будем принимать для стеклопластика средние значения модуля упругости и плотности, т. е. $E_2 = 8$ ГПа; $\rho_{м2} = 1800$ кг/м³.

Отношение площади концевой сечения к площади корневого равно 0,8, отношение момента инерции концевой сечения к моменту инерции корневого – 0,49. Для таких соотношений параметров коэффициент $\lambda \approx 3,69$ [12].

Таблица 1. Геометрические характеристики рабочей лопатки вентилятора СВМ-5
Table 1. Geometrical characteristics of SVM-5 fan working blade

Радиус, мм	b , мм	ρ , мм	δ , мм	$\Delta\theta_r$	h , мм	A , мм ²	J_x , мм ⁴
243	106	496	23	$-5^\circ 50'$	3	$1,71 \cdot 10^3$	$5,25 \cdot 10^4$
206	107	358	25	0	4	$1,87 \cdot 10^3$	$6,79 \cdot 10^4$
150	110	175	28	$17^\circ 15'$	9	$2,16 \cdot 10^3$	$10,66 \cdot 10^4$

$\Delta\theta_r$ – угол поворота сечения относительно среднего сечения лопатки.

Угол установки среднего сечения лопаток колеса 30° , следовательно, $\alpha_0 = 47^\circ 15' = 0,825$ рад, и поправочный коэффициент $B = 2,83$.

Результаты расчетов сведены в табл. 2.

Таким образом, согласно расчету, выполнение лопаток из композита приводит к снижению частоты собственных колебаний лопатки в 2,88 раза.

Таблица 2. Расчет частоты собственных колебаний рабочей лопатки СВМ-5
Table 2. Calculation of the frequency of natural vibrations of SVM-5 working blade

Материал	q	γ	B	f_0 , Гц	f , Гц
Алюминий	0,32	1,95	2,83	2510	2500
Композит				869	868

Результаты. Замеры уровня шума выполнены для аэродинамических схем НА + К + СА и К + СА, где: НА – направляющий аппарат, К – колесо, СА – спрямляющий аппарат. Каждая аэродинамическая схема испытана с алюминиевым и композитным колесами. Измерения производились цифровым интегрирующим шумомером «Октава-101АМ» со стороны входа потока в вентилятор на расстоянии 1 м от колеса.

Сопротивление вентиляционной сети было незначительным, поэтому турбулентный шум не возникал. А поскольку КПД вентилятора существенно ниже оптимального, следовало ожидать заметного проявления вихревого шума и шума пограничного слоя.

Наличие НА и СА обычно является причиной возникновения шума взаимодействия [14, 15], и ожидаемым также было обнаружение данной составляющей в спектре шума вентилятора.

Частота шума взаимодействия, Гц

$$f_{\text{в}} = k \frac{n}{60} z_{\text{к}}, \quad (10)$$

где $k = 1, 2, 3 \dots$ – номер гармоники; n – частота вращения рабочего колеса, 2950 об/мин; $z_{\text{к}}$ – число рабочих лопаток.

Значение $f_{\text{в}}$ есть количество пересечений рабочими лопатками аэродинамического следа за лопаткой НА за одну секунду. Следует отметить, что с такой же частотой лопатка СА пересекает аэродинамические следы за рабочими лопатками.

Рис. 2. Частотные характеристики шума вентилятора СВМ-5:
1 – НА + К + СА, алюминий; 2 – НА + К + СА, композит; 3 – К + СА, алюминий; 4 – К + СА, композит

Fig. 2. Frequency characteristics of SVM-5 fan noise:
1 – НА + К + СА, aluminum; 2 – НА + К + СА, composite; 3 – К + СА, aluminum; 4 – К + СА, composite

Рабочая лопатка за один оборот проходит мимо $z_{\text{НА}}$ лопаток направляющего аппарата, и пересечение лопаткой аэродинамических следов за лопатками НА вызывает возмущающее воздействие с частотой

$$f_{\text{НА}} = k \frac{n}{60} z_{\text{НА}}. \quad (11)$$

Еще одно возмущающее воздействие обусловлено прохождением рабочей лопатки мимо лопаток СА:

$$f_{\text{СА}} = k \frac{n}{60} z_{\text{СА}}. \quad (12)$$

Вентилятор СВМ-5 имеет $z_{\text{к}} = 10$, $z_{\text{НА}} = 11$, $z_{\text{СА}} = 9$ (точнее, 8 лопаток и патрубок для подвода питания к двигателю). Подстановка величин в формулы (10)–(12) дает следующие значения частот первых пяти гармоник, Гц:

$$f_{\text{в}} = 492; 983; 1475; 1967; 2458;$$

$$f_{\text{НА}} = 541; 1082; 1623; 2163; 2704;$$

$$f_{\text{СА}} = 443; 885; 1328; 1770; 2213.$$

Сопоставление полученных частот с частотами собственных колебаний лопаток показывает, что пятые гармоники могут вызвать резонансные явления на алюминиевых лопатках, а вторая гармоника $f_{\text{СА}}$ – на композитных лопатках.

На рис. 2 и в табл. 3 представлены частотные спектры шума вентилятора с алюминиевым и композитным колесами и аэродинамическими схемами НА + К + СА и К + СА.

Таблица 3. Уровень звука, дБ

Table 3. Sound level, dB

Схема	Частота, Гц									Эквивалентный уровень, дБА
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
НА+К+СА, алюминий	71,2	70,6	73,8	83,2	102,6	92,7	92,1	86,1	75,3	102,6
НА+К+СА, композит	69,8	73,6	73,9	80,8	101,3	92,4	89,2	82,4	71,4	99,7
К+СА, алюминий	65,3	70,6	73,2	78,3	86,4	87,0	90,1	86,8	76,3	94,4
К+СА, композит	59,0	58,9	67,0	70,8	80,9	78,7	78,5	75,4	67,2	84,4

В спектре шума схемы НА + К + СА ярко выражен пик на частоте 500 Гц (102,9 дБ для алюминиевых и 101,3 дБ для композитных лопаток). В целом характеристики подобны, заметно однако, что на высоких частотах уровень шума вентилятора с композитным колесом на 3–8 дБ ниже.

Переход к схеме К + СА привел к существенному изменению шумовых характеристик. Пик на частоте 500 Гц сменился значительно меньшим увеличением силы звука. Кроме того, заметно повышение уровня звука, создаваемого алюминиевым колесом, на частоте 2000 Гц. Шум вентилятора с композитным колесом ниже по всей ширине диапазона частот, что выразилось в снижении эквивалентного уровня на 10 дБА.

Выводы. Пик на частоте 500 Гц в схеме НА + К + СА обусловлен аэродинамическими следами за лопатками НА. Резонансные явления на данной частоте не обнаруживаются. Шум влияния НА превалирует над другими видами, и материал лопаток существенного значения не имеет.

Причиной слабо выраженных пиков в спектре шума и алюминиевого, и композитного колес на частоте 500 Гц в схеме К + СА, по-видимому, является пересечение лопатками СА аэродинамических следов за рабочими лопатками.

Повышение уровня звука, создаваемого схемой К + СА с алюминиевыми лопатками в интервале частот 2000–4000 Гц, предположительно вызвано резонансными явлениями вследствие совпадения пятой гармоники частоты $f_{\text{в}}$ (влияние СА) с частотой собственных колебаний алюминиевой лопатки.

Существенную роль в шумовом фоне играет вихревой шум, поэтому спектральные характеристики имеют в целом сглаженный характер.

Оснащение вентилятора СВМ-5 (аэродинамическая схема К + СА) колесом с лопатками из композита позволило снизить эквивалентный уровень звука на 10 дБА, что подтверждает перспективность создания малозумных осевых вентиляторов путем выполнения рабочих лопаток из материала с расчетными физико-механическими характеристиками.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Таугер В. М., Мухачева Л. В., Волков Е. Б. Влияние шума осевых вентиляторов местного проветривания на условия труда горнорабочих // Математическое моделирование механических явлений: матер. Всерос. конф. Екатеринбург: УГТУ, 2017. С. 42–46.
2. Юдин Е. Я., Терехин А. С. Борьба с шумом шахтных вентиляционных установок. М.: Недра, 1973. 200 с.
3. Борьба с шумом на производстве: справочник / под ред. Е. Я. Юдина. М.: Машиностроение, 1985. 400 с.
4. Torshizi S. A. M., Benisi A. H., Durali M. Multilevel optimization of the splitter blade profile in the impeller of a centrifugal compressor // Scientia Iranica. 2017. No. 24. P. 707–714.
5. Wang P. Multi-objective design of a transonic turbocharger compressor with reduced noise and increased efficiency. Ph.D Thesis. London: UCL University, 2017. 213 p.
6. Сливина Л. П., Куклин Д. А., Матвеев П. В., Шешегов П. М., Зинкин В. Н. Инфразвук и низкочастотный шум как вредные производственные факторы // Безопасность труда в промышленности. 2020. № 2. С. 24–30.
7. Таугер В. М., Мухачева Л. В., Волков Е. Б. Предотвращение резонансных колебаний рабочих лопаток осевых вентиляторов // Известия вузов. Горный журнал. 2018. № 4. С. 119–123.
8. Мухачева Л. В., Таугер В. М. Метод проектирования малошумных осевых вентиляторов // Математическое моделирование механических явлений: матер. Всерос. конф. Екатеринбург: УГТУ, 2019. С. 62–64.
9. Torshizi S. A. M., Benisi A. H., Durali M. Numerical optimization and manufacturing of the impeller of a centrifugal compressor by variation of splitter blades. ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, Seoul, 13–17 June 2016. P. 1–7.
10. Bousman W. G. Rotocraft airloads measurements: extraordinary costs, extraordinary benefits. The 31st Alexander Nikolsky Honorary Lecture // Journal of the American Helicopter Society. 2014. Vol. 59. No. 3. P. 32–38.
11. Mao Y. F. Numerical study of correlation between the surge of centrifugal compressor and the piping system. Ph.D Thesis. Xian: Xian Jiaotong University, 2016. 174 p.
12. Биргер И. А., Шорп Б. Ф., Иосилевич Г. Б. Расчет на прочность деталей машин: справочник / под ред. И. А. Биргера. М.: Машиностроение, 1993. 640 с.
13. Брусиловский И. В. Аэродинамические схемы и характеристики осевых вентиляторов ЦАГИ. М.: Недра, 1978. 198 с.
14. Шишкина А. С., Шишкин Г. Д. Оптимизация проточной части центробежного вентилятора с лопаточным направляющим аппаратом из условия минимизации гидродинамических источников шума // Гидравлика. 2019. № 9. С. 57–68.
15. Караджи В. Г., Московко В. Г. Выбор вентилятора по шуму // Сантехника. Отопление. Кондиционирование. 2006. № 6. С. 106–109.

Поступила в редакцию 18 мая 2020 года

Сведения об авторах:

Кочнева Людмила Викторовна – старший преподаватель кафедры безопасности горного производства Уральского государственного горного университета. E-mail: lyu7660@yandex.ru

Таугер Виталий Михайлович – кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой технической механики Уральского государственного горного университета. E-mail: tauger2016@yandex.ru

Волков Евгений Борисович – кандидат технических наук, доцент кафедры технической механики Уральского государственного горного университета. E-mail: evgeniy.volkov.ursmu@yandex.ru

DOI: 10.21440/0536-1028-2020-5-100-107

Study of physical and mechanical properties of working blades material effect of the noise from the mine axial fan

Liudmila V. Kochneva¹, Vitalii M. Tauger¹, Evgenii B. Volkov¹

¹ Ural State Mining University, Ekaterinburg, Russia.

Abstract

Introduction. The high level of sound pressure created by an industrial axial fan negatively affects the performance of people, leads to a decrease in attentiveness, and provokes production errors. The desire to use small-sized and high-performance turbomachines leads to the need to find ways to create ventilation units with a reduced noise level.

Research methodology. One promising way to influence the noise characteristics of axial machines is to prevent resonant vibrations of the working blades due to the manufacture of a material with calculated physical and mechanical characteristics. To date, a mathematical model of the blade as an elastic element has been constructed, which allows us to determine the frequency of its own vibrations. Comparison of this

frequency with the frequency of external influences will allow us to conclude about the probability of entering the blade into resonance with external influences.

Results. In order to test the theoretical positions, an experiment was performed in which the sound pressure created by geometrically identical impellers was measured: aluminum, which is included in the fan delivery, and composite.

Conclusions. It was found that equipping the fan with a wheel with composite blades can significantly reduce the sound level, which confirms the prospects for creating low-noise axial fans by making working blades of a material with calculated physical and mechanical characteristics.

Key words: axial fan; noise; sound pressure; frequency of oscillation; a rotor blade; composite.

REFERENCES

1. Tauger V. M., Mukhacheva L. V., Volkov E. B. The effect made by the local ventilation axial fans noise on miners' labor condition. In: *Mathematical simulation of mechanical events: proc. of the All-Russian conf.* Ekaterinburg: UrSMU Publishing; 2017. p. 42–46.
2. Iudin E. Ia., Terekhin A. S. *Protection from mine fans noise.* Moscow: Nedra Publishing; 1973. (In Russ.)
3. Iudin E. Ia. (ed.) *Protection from industrial noise.* Moscow: Mashinostroenie Publishing; 1985. (In Russ.)
4. Torshizi S. A. M., Benisi A. H., Durali M. Multilevel optimization of the splitter blade profile in the impeller of a centrifugal compressor. *Scientia Iranica.* 2017; 24: 707–714.
5. Wang P. *Multi-objective design of a transonic turbocharger compressor with reduced noise and increased efficiency. Ph.D Thesis.* London: UCL University, 2017. 213 p.
6. Slivina L. P., Kuklin D. A., Matveev P. V., Sheshegov P. M., Zinkin V. N. Infrasound and low-frequency noise as harmful production factors. *Bezopasnost truda v promyshlennosti = Occupational Safety in Industry.* 2020; 2: 24–30. (In Russ.)
7. Tauger V. M., Mukhacheva L. V., Volkov E. B. Prevention of resonance oscillations of rotating blades of axial fans. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Gornyi zhurnal = News of the Higher Institutions. Mining Journal.* 2018; 4: 119–123. (In Russ.)
8. Mukhacheva L. V., Tauger V. M. Method of designing low-noise axial fans. In: *Mathematical simulation of mechanical events: proc. of the All-Russian conf.* Ekaterinburg: UrSMU Publishing; 2019. p. 62–64. (In Russ.)
9. Torshizi S. A. M., Benisi A. H., Durali M. Numerical optimization and manufacturing of the impeller of a centrifugal compressor by variation of splitter blades. *ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, Seoul, 13–17 June 2016.* P. 1–7.
10. Bousman W. G. Rotocraft airloads measurements: extraordinary costs, extraordinary benefits. The 31st Alexander Nikolsky Honorary Lecture. *Journal of the American Helicopter Society.* 2014; 59 (3): 32–38.
11. Mao Y. F. *Numerical study of correlation between the surge of centrifugal compressor and the piping system. PhD Thesis.* Xian: Xian Jiaotong University; 2016. 174 p.
12. Birger I. A., Shorr B. F., Iosilevich G. B., I. A. Birger (ed.) *Machine parts stress analysis: reference book.* Moscow: Mashinostroenie Publishing; 1993. (In Russ.)
13. Brusilovskii I. V. *Aerodynamic schemes and characteristics of TsAGI axial fans.* Moscow: Nedra Publishing; 1978. (In Russ.)
14. Shishkina A. S., Shishkin G. D. Optimizing the protочной части of the centrifugal fan with blade guide vanes in terms of minimizing hydrodynamic noise sources. *Gidravlika = Hydraulics.* 2019; 9: 57–68. (In Russ.)
15. Karadzhi V. G., Moskovko V. G. Selecting a fan by noise. *Santekhnika. Otoplenie. Konditsionirovanie = Plumbing. Heating. Air-Conditioning.* 2006; 6: 106–109. (In Russ.)

Received 18 May 2020

Information about authors:

Liudmila V. Kochneva – senior lecturer, Department of Mining Industrial Safety, Ural State Mining University. E-mail: lyu7660@yandex.ru

Vitalii M. Tauger – PhD (Engineering), Associate Professor, Head of Engineering Mechanics Department, Ural State Mining University. E-mail: tauger2016@yandex.ru

Evgenii B. Volkov – PhD (Engineering), associate professor of Engineering Mechanics Department, Ural State Mining University. E-mail: evgeniy.volkov.ursmu@yandex.ru

Для цитирования: Кочнева Л. В., Таугер В. М., Волков Е. Б. Исследование влияния физико-механических свойств материала рабочих лопаток на шум рудничного осевого вентилятора // Известия вузов. Горный журнал. 2020. № 5. С. 100–107. DOI: 10.21440/0536-1028-2020-5-100-107

For citation: Kochneva L. V., Tauger V. M., Volkov E. B. Study of physical and mechanical properties of working blades material effect of the noise from the mine axial fan. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Gornyi zhurnal = News of the Higher Institutions. Mining Journal.* 2020; 5: 100–107 (In Russ.). DOI: 10.21440/0536-1028-2020-5-100-107