

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ АКТИВНОГО УПРАВЛЕНИЯ ЦИРКУЛЯЦИОННЫМ ТЕЧЕНИЕМ В ШАХТНЫХ ВЕНТИЛЯТОРАХ

В. Н. Макаров<sup>1</sup>, Н. В. Макаров<sup>1</sup>, А. В. Угольников<sup>1</sup>, М. В. Молчанов<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Уральский государственный горный университет, Екатеринбург, Россия;

<sup>2</sup> ОАО «Уралмеханобр», Екатеринбург, Россия

**Аннотация:** Повышение аэродинамической нагруженности и адаптивности шахтных вентиляторов, влияющих на конкурентоспособность горных предприятий, требует разработки активных средств управления ими. На базе предложенной гипотезы корреляции интенсивности источника на поверхности профиля лопаток рабочего колеса с положением задней критической точки разработана математическая модель активного управления аэродинамическими параметрами турбомашин. Математическая модель построена на базе метода конформных преобразований, теории вычетов, сингулярных уравнений. С использованием гидродинамической аналогии получена зависимость положения критических точек профилей от циркуляции потока. Установлена зависимость аэродинамической нагруженности, адаптивности шахтных вентиляторов от положения эффективной критической точки и энергетических характеристик источника управления обтеканием лопаток рабочего колеса. Запатентована конструкция рабочего колеса шахтного вентилятора с энергетическим способом управления циркуляцией, использующего в качестве источников поток воздуха из корпуса вентилятора. Предложен эффективный способ и устройство его реализации, существенно улучшающий адаптивность и аэродинамическую нагруженность шахтных вентиляторов. Создана аэродинамическая схема Ц 142–16, и на ее основе предложен газоотсасывающий вентилятор ВЦГ-7В с увеличенными на 35% аэродинамической нагруженностью и на 50% адаптивностью.

**Ключевые слова:** вентилятор, циркуляция, источник, аэродинамическая нагруженность, адаптивность, решетка профилей, конформное преобразование.

**Для цитирования:** Макаров В. Н., Макаров Н. В., Угольников А. В., Молчанов М. В. Математическая модель активного управления циркуляционным течением в шахтных вентиляторах // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2021. – № 11-1. – С. 239–247. DOI: 10.25018/0236\_1493\_2021\_111\_0\_239.

### Mathematical model of active control over circulatory flow in mine fans

V. N. Makarov<sup>1</sup>, N. V. Makarov<sup>1</sup>, A. V. Ugolnikov<sup>1</sup>, M. V. Molchanov<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Ural State Mining University, Yekaterinburg, Russia;

<sup>2</sup> Uralmekhanobr, Yekaterinburg, Russia

**Abstract:** Improvement of aerodynamic loading and adaptability of mine fans toward competitive advantage of mines needs engineering active controls. Based on the proposed hypothesis of correlation of the source intensity on blade surface profile and the rear endpoint position, the

mathematical model is constructed for the active control of aerodynamics in turbomachinery. The mathematical model is based on the conformal mapping method, theory of residues and singular equations. Using a hydrodynamic analogy, positions of the profile endpoints and circulation of air flow are correlated. The relationship between the aerodynamic loading and adaptability of mine fans and the effective endpoint positions and energy characteristics of blade airflow control is determined. The design of a mine fan impeller with the energy-based control over air circulation using air flow from the fan body is patented. The proposed effective method and implementor essentially improve the aerodynamic loading and adaptability of mine fans. The novel aerodynamic design TS 142-16 is embodied in gas-suction fan VTSG-7V having the aerodynamic loading and adaptability improved by 35 and 50%, respectively.

**Key words:** fan, circulation, source, aerodynamic loading, adaptability, blade cascade, conformal transformation.

**For citation:** Makarov V. N., Makarov N. V., Ugolnikov A. V., Molchanov M. V. Mathematical model of active control over circulatory flow in mine fans. *MIAB. Mining Inf. Anal. Bull.* 2021;(11-1):239–247. [In Russ]. DOI: 10.25018/0236\_1493\_2021\_111\_0\_239.

---

## Введение

Энергоемкость экологических требований в угольных шахтах превышает 20% в себестоимости продукции при том, что 40% электроэнергии расходуется неэффективно. Конкурентоспособность предприятий, их эффективность вступает в противоречие с энергоёмкостью вспомогательного технологического процесса, обеспечивающего экологическую безопасность. Недостаточная эффективность аэродинамической безопасности тормозит использование технологий инновационного недропользования. Рост нагрузки на очистной забой в сочетании с требованием обеспечения безопасности актуализирует задачу разработки математических моделей управления циркуляционным течением в рабочих колесах для целенаправленного создания турбомашин с повышенной аэродинамической нагруженностью и адаптивностью [1, 2].

При обтекании лопаток рабочего колеса на тыльной и рабочей поверхностях профилей формируется пограничный слой. В зоне выходной кромки профиля слои смыкаются и образуют область заторможенного завихренного потока воздуха, называемого кильва-

торной зоной, в которой сосредоточены основные потери энергии. Рассматриваемая вокруг профилей зона представляет собой совокупность вихревых слоев Прандтля, распределенную вихревую пелену, определяющую интенсивность распределенных вихрей и их энергетическое взаимодействие с лопатками рабочего колеса.

## Постановка задачи

Реальные возможности увеличения аэродинамической нагруженности и адаптивности вентиляторов заложены в активных методах управления циркуляцией вокруг лопаток их рабочих колес.

Полости лопаток рабочих колес вентиляторов, выполненные в форме каналов, вписанных в их профили, представляют собой источники управления энергетическим взаимодействием рабочего колеса с потоком воздуха и обратной связи с параметрами внешней сети через полость высокого давления корпуса вентилятора [3–5].

Увеличить адаптивность шахтных вентиляторов может взаимодействие параметров вентиляционной сети с энергетическими характеристиками источников, влияющих на вихревую дорожку Кармана [4].

Для вентиляции шахт с малым эквивалентным отверстием применяются вентиляторы малой удельной быстроходности радиального типа. Для указанных вентиляторов характерна большая удельная потенциальная энергия перемещаемого ими воздуха. Недостаточная адаптивность и аэродинамическая нагруженность шахтных центробежных вентиляторов возникает вследствие существенного снижения КПД при отклонении режима работы от оптимального и увеличения давления выше расчетного значения. Это обусловлено резким ростом локальной диффузорности потока на профилях решетки лопаток рабочего колеса при отклонении углов атаки от оптимальных значений, формированием отрывного вихреобразования и, как следствие, разрушением вихревой дорожки Кармана, определяющей эффективность энергетического взаимодействия потока с рабочим колесом. В соответствии с предложенной гипотезой источники управляющего потока, расположенные в полости объемных профильных лопаток рабочего колеса [5], за счет подачи воздуха в область повышенной диффузорности снижают ее, увеличивая скорость потока, устраняя тем самым отрывное вихреобразование [6]. При разработке устройства управления подачей воздуха в области повышенной локальной диффузорности для устранения отрывного вихреобразования необходимо определять расход управляющего потока  $Q_{и}$ , при котором будет достигаться требуемое увеличение аэродинамической нагруженности, определяемое дополнительной циркуляцией  $C_{qv}$ , и положение эффективной критической точки схода потока с профиля ЭКТ [6].

### Методы исследований

Построение математической модели активного управления циркуляционным

течением шахтных вентиляторов базируется на гипотезе, согласно которой подача воздуха в область повышенной локальной диффузорности профиля решетки лопаток рабочего колеса способствует увеличению скорости потока и, как результат, снижению диффузорности, устранению отрывного вихреобразования.

Радиальный вентилятор с источником управления потоком, расположенным в объемных профильных лопатках, позволяет управлять течением в проточной части путем изменения скорости потока вокруг профилей лопаток рабочего колеса за счет воздействия на вихревую дорожку Кармана, устранения вихреобразования, уменьшения локальной диффузорности.

На рис. 1 приведен профиль лопатки рабочего колеса шахтного радиального вентилятора с активным управлением обтеканием с помощью источников в виде встроенных в нее каналов.

Циркуляция потока вокруг решетки профилей лопаток рабочего колеса вентилятора определяется положением передней критической точки (ПКТ) 3 и задней критической точки (ЗКТ) 4 [6].

Для круговой решетки объемных профилей с источником управления потоком циркуляция потока вокруг лопаток рабочего колеса определяется положением эффективной критической точки (ЭКТ) 5, в которую перемещается ЗКТ 4 под действием источника управляющего потока, изменяющего величину скорости и соответственно вихревую дорожку Кармана [6 – 9].

Выполнение выходной кромки профиля лопатки между ЗКТ (4) и ЭКТ (5) плавно скругленной позволяет, управляя циркуляцией с помощью расположенных на ней источников, устранять отрывное вихреобразование, то есть разрыв вихревой дорожки Кармана,

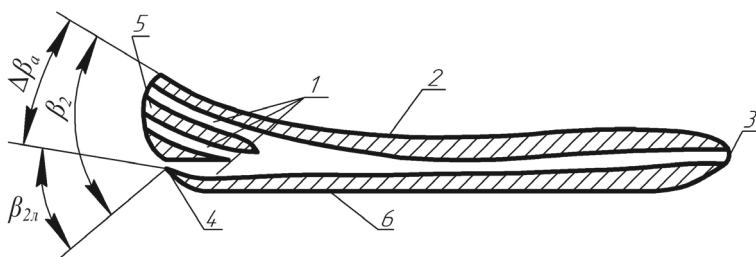


Рис. 1. Профиль лопатки рабочего колеса с источником: 1 – каналы источников; 2 – рабочая поверхность профиля лопатки; 3 – передняя критическая точка; 4 – задняя критическая точка; 5 – эффективная критическая точка; 6 – тыльная поверхность профиля лопатки

Fig. 1. Profile of impeller blade with a source: 1 – source channels; 2 – working surface of the blade profile; 3 – front critical point; 4 – rear critical point; 5 – effective critical point; 6 – back surface of the blade profile

и, как результат, повышать адаптивность вентилятора.

Энергия источников формируется за счет потока, поступающего под действием центробежной силы от вращения круговой решетки профилей через каналы 1 в профиле лопатки, и обеспечивает за счет их воздействия на поток, обтекающий профиль лопатки, изменение вихревой дорожки Кармана и, как результат, смещение ЗКТ 4 в положение ЭКТ 5, то есть рост циркуляции вокруг профиля круговой решетки [5, 9].

Взаимодействие управляющего потока источника с основным потоком, обтекающим лопатки под углом ее выхода из рабочего колеса  $\beta_{2л}$ , существенно увеличивает угол поворота потока на угол  $\Delta\beta_a$ , смещает в направлении вращения рабочего колеса, точки полного торможения потока, соответствующей положению ЗКТ 4 и определяемой углом  $\beta_{2л}$  в положение ЭКТ 5, то есть точки фактического полного торможения потока, определяемой углом  $\beta_2$ . Это приводит к увеличению циркуляции потока в межлопаточных каналах рабочего колеса и, как результат, к росту аэродинамической нагруженности [5, 6, 10].

Как показали экспериментальные исследования, на циркуляцию потока

вокруг профиля и отрывное вихреобразование оказывает влияние положение ЗКТ 4.

Плавное совмещение точки отрыва потока из положения ЗКТ 4 в положение ЭКТ 5 увеличивает циркуляцию потока вокруг профиля за счет подачи управляющего потока в область повышенной локальной диффузорности в положении ЗКТ 4. Это приводит к росту аэродинамической нагруженности и адаптивности вентилятора за счет устранения отрывного вихреобразования и восстановления вихревой дорожки Кармана в области между ЗКТ 4 и ЭКТ 5.

Таким образом, в круговой решетке аэрогазодинамических профилей за счет интенсивности источников можно обеспечивать плавное обтекание выходной кромки и смещение ЗКТ 4 профилей, соответствующую точке отрыва в ЭКТ 5 и, как результат, плавное изменение угла выхода потока  $\beta_2$  из круговой решетки.

В статье предложена математическая модель, которая устанавливает связь давления, развиваемого вентилятором, с управляющим потоком, подаваемым в область повышенной диффузорности. Благодаря этому можно оценить эффективность взаимодействия профи-

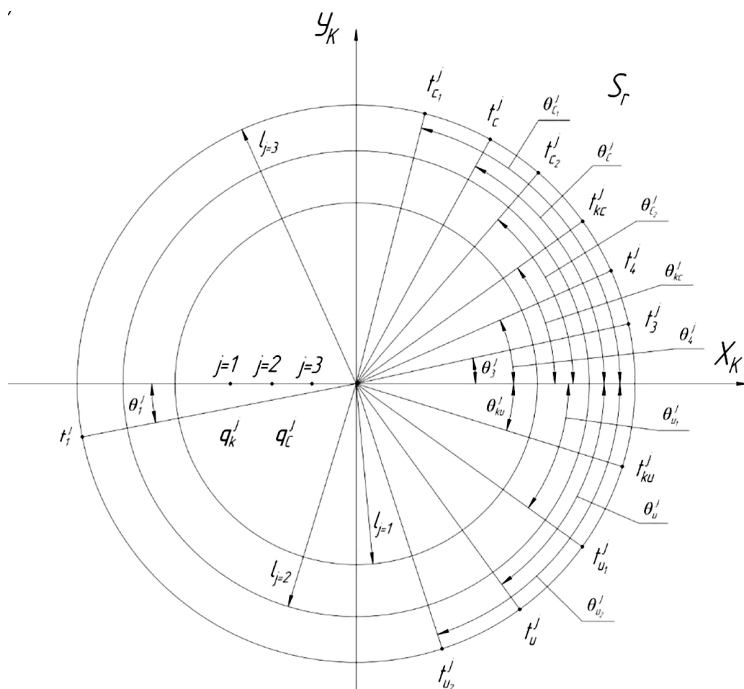


Рис. 2. Конформное отображение аэрогазодинамических профилей круговой решетки на концентрические окружности:  $t_{и1}^j, t_{и2}^j$  – координаты границ каналов источника  $\theta_{и1}^j, \theta_{и2}^j$  – углы, определяющие координаты положения границ каналов источника;  $l_j$  – радиус-вектор положения координат канала источника;  $q_{и1}^j$  – энергетические характеристики источника

Fig. 2. Conformal mapping of aerogasdynamic profiles of a circular lattice onto concentric circles:  $t_{и1}^j, t_{и2}^j$  - coordinates of the source channel boundaries,  $\theta_{и1}^j, \theta_{и2}^j$  - angles defining the coordinates of the position of the source channel boundaries;  $l_j$  - radius vector of the position of the coordinates of the source channel;  $q_{и1}^j$  - energy characteristics of the source

лей лопаток рабочего колеса с потоком воздуха, повысить аэродинамическую нагруженность и адаптивность шахтных вентиляторов.

На рис. 2 приведена графическая модель конформного преобразования положения  $j$ -источников в выходной части аэрогазодинамического профиля лопаток рабочего колеса турбомашин на концентрические круги многолистной римановой области  $S_r$  [11 – 13].

В точках периметра источника  $\theta_{и1}^j$  управляющий поток движется в направлении, противоположном основному потоку, поэтому при конформном ото-

бражении источника на окружность Римановой поверхности возникают критические точки, определяемые координатами  $\theta_{ки}^j$ , в которых скорость потока вихревой дорожки Кармана равна 0 [6, 11].

Таким образом, на  $j$ -ой окружности в области  $S_1$  формируются  $2j$  критических точки, в которых скорость основного потока равна 0: передняя критическая точка (ПКТ)  $\theta_1^j$ , ЗКТ  $\theta_3^j$ , критическая точка, обусловленная наличием стока  $\theta_{кц}^j$ , критическая точка, обусловленная наличием источника  $\theta_{ки}^j$ , эффективная критическая точка ЭКТ  $\theta_4^j$ .

В точках периметра источника  $\theta_{и1}^j$  и в начале координат, где помещены источники, скорость суммарного потока стремится к бесконечности, поскольку они представляют собой гидродинамические особенности первого порядка.

Скорость обтекания  $j$ -го круга радиуса  $l_j \geq 1$  в области  $S_1$  с учетом метода особенностей С. А. Чаплыгина, интеграла Коши, теории вычетов, сингулярных уравнений, получим в виде:

$$\frac{dP_j}{dr_j} = q l_j e^{-i\theta_3^j} \frac{(e^{i\theta^j} - e^{i\theta_4^j})(e^{i\theta} - e^{i\theta_{ки}^j})(e^{i\theta^j} - e^{i\theta_1^j})}{e^{2i\theta^j} \sqrt{(e^{i\theta} - e^{i\theta_{и1}^j})(e^{i\theta} - e^{i\theta_{и2}^j})}}, \quad (1)$$

где  $P_j$  – комплексный потенциал в плоскости  $j$ -го круга радиуса  $l_j \geq 1$ ;  $r_j = l_j e^{i\theta_j}$  – комплексные координаты точек в области  $S_r$ ;  $r_j = t_\gamma^j$  на окружностях радиусов  $l_j$ ;  $\gamma$  – условное обозначение стока, источника, критических точек.

После соответствующих преобразований угол вектора скорости выглядит так:

$$\bar{\theta}^j = \theta_3^j - 0,5\theta_4^j - 0,5\theta_{ки}^j + \theta^j + 0,25\theta_{и1}^j + 0,25\theta_{и2}^j, \quad (2)$$

где  $\bar{\theta}^j = \theta^j - \frac{\pi}{2}$ .

Получим уравнение для угла положения ЭКТ 5 на круге единичного радиуса в области  $S_1$  в виде:

$$\theta_4^j = \theta_3^j - \theta_{ки}^j + \theta_{и}^j = \theta_3^j + \Delta\theta_{3q}^j, \quad (3)$$

где  $\theta_{и}^j = 0,5\theta_{и1}^j + 0,5\theta_{и2}^j = \left| \theta_q^j \right|$  – угол, определяющий положение середины каналов источника;  $\Delta\theta_{3q}^j = 2(\theta_q^j - \theta_{кq}^j)$  – угол смещения ЗКТ, от действия источника.

Угол смещения  $\Delta\theta_{3q}^j$  положения ЗКТ, определяемого углом  $\theta_3^j$  в положение ЭКТ, определяемого углом  $\theta_4^j$  от действия источника, показывает прирост циркуляции, т.е. увеличивает угол  $\beta_2$  на величину  $\Delta\beta_a$  и, как результат, увеличивает аэродинамическую нагруженность вентилятора.

В соответствии с интегралом Коши и теорией вычетов:

$$\int_{S_r, l_j=1} \frac{dP_j}{dr_j} dr_j = \rho^j - iq^j, \quad (4)$$

где  $C^j$  – циркуляция вокруг окружности радиуса  $l^j = 1$  в области  $S_1$  без источников.

**Результаты моделирования и их обсуждение.** С учетом уравнений (3, 4), получим формулы для расчета интенсивности источника  $q_{и}^j$  и дополнительной циркуляции  $C_{qv}^j$ , возникающей вокруг окружности единичного радиуса в области  $S_1$  от воздействия источника на вихревую дорожку Кармана:

$$q_{и}^j = 2\pi q [\text{Cos } \Delta\theta_{3qv}^j - \theta_{q1}^j) \text{Cos}(\theta_3^j - \theta_{q2}^j) - \text{Cos } \theta_3^j - \text{Cos}(\theta_3^j - \theta_4^j) - \text{Cos}(\theta_3^j - \theta^j)];$$

$$\rho_{qv}^j = 2\pi q [\text{Sin}(\theta_3^j - \theta_{q1}^j) + \text{Sin}(\theta_3^j - \theta_{q2}^j) - \text{Sin}(\theta_{3p}^j - \theta_{кq}^j)] + 4\pi q \text{Sin } \theta_3^j. \quad (5)$$

Используя уравнение для расчета угла положения ЭКТ  $\theta_4^j$  (3), произведя необходимые преобразования уравнений (5), принимая ширину каналов источника ничтожно малой, формулу для расчета положения ЭКТ профиля на круге единичного радиуса в области  $S$  представим в виде:

$$\theta_4^j = 0,5\theta_3^j + \theta_q^j + \arcsin\left[\frac{q^j}{2\pi q} \sin 0,5\theta_q^j - \sin(0,5\theta_q^j - \theta_3^j)\right]. \quad (6)$$

Формулы (5, 6) математически подтверждают достоверность предложенной гипотезы. Управление интенсивностью источников позволяет смещать ЗКТ профиля круговой решетки в положение ЭКТ в широком диапазоне, изменяя параметры шахтной сети, тем самым повышая аэродинамическую нагруженность и адаптивность вентиляторов.

С использованием предложенной математической модели разработана аэродинамическая схема Ц 142–16. Испытания опытного образца газоотсасывающего вентилятора ВЦГ-7В в сертифицированной лаборатории «СМК-тест» подтвердили повышение аэродинамической нагруженности на 35% и глубину экономического регулирования на 50%.

### **Выводы**

1. Для повышения энергоэффективности турбомашин выходная кромка аэрогазодинамического профиля лопаток их рабочих колес должна быть плавно скруглена с расположением в ней источников управления потоком.

2. Целенаправленное управление параметрами интенсивностью источников на выходном участке аэрогазодинамического профиля лопаток рабочего колеса способствует повышению аэродинамической нагруженности и адаптивности шахтных вентиляторов за счет управления положением ЭКТ.

3. Аэродинамическая схема Ц 142–16В повышает аэродинамическую нагруженность и адаптивность газоотсасывающего вентилятора ВЦГ-7В на 35% и 50% соответственно в сравнении с ВЦГ-7А.

### **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Давыдов С. Я., Косарев Н. П., Валиев Н. Г., Симисинов Д. И., Кожушко Г. Г., Панов Д. А. / Проблемы использования пневмошинтовых насосов для перевозки наливных грузов // Огнеупоры и промышленная керамика Том 54: Выпуск 2, (стр. 100–105) июль 2013 г. <http://link.springer.com/article/10.1007/s11148-013-9557-z> DOI: 10.1007/s11148-013-9557-z.

2. Косарев Н. П., Макаров В. Н. Генезис эффективности вентиляции. Известия вузов, Горный журнал.2012. 1. С. 22–26.

3. Валиев Н. Г., Кошкаргов В. Е., Симисинов Д. И., Ахметов А. Ф., Неволин Д. Г. Эмульсионно-профилактические средства из тяжелых нефтяных остатков для обеспыливания автомобильных дорог и отвалов промышленных отходов // Известия вузов ... Горный журнал № 8, 2015. С. 13- 21.

4. Макаров Н. В., Макаров В. Н., Патракеева И. Ю. Особенности эксплуатации и этапы совершенствования вентиляторов местного проветривания. Известия вузов, Горный журнал.2016. 6. С. 74–79.

5. Патент RU 2543638, 10.03.2015. Косарев Н. П., Макаров Н. В., Макаров В. Н. Способ повышения давления и экономики лопастных турбомашин радиального типа. Бюллетень № 7. [на русском].

6. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа. Учебник для вузов, 7 изд., Корр., М.: Дрофа, 2003, 840 с. [На русском]
7. Торзини С. А., Бениси А. Х., Дурали М. Многоуровневая оптимизация профиля лопатки делителя в рабочем колесе центробежного компрессора. *Scientia Iranica*, 2017, № 24, с. 707–714.
8. Мао Ю. Ф. Численное исследование корреляции между помпажами центробежного компрессора и трубопроводной системы. Докторская диссертация, Сианьский университет Цзяотун, Сиань. 2016. [на китайском языке]
9. Торзини С. А., Бениси А. Х., Дурали М. Численная оптимизация и изготовление рабочего колеса центробежного компрессора путем изменения лопаток делителя / ASME Turbo Expo 2016: Техническая конференция и выставка турбомашин, Сеул, 13–17 июня 2016 г., pp. 1–7.
10. Ван П. Многоцелевой дизайн трансзвукового компрессора турбоагнетателя с пониженным уровнем шума и повышенным КПД. Кандидатская диссертация. UCL University, Лондон, 2017, 213 с.
11. Гостелу Д. Ж. Аэродинамика решеток турбомашин. М.: Мир, 1987. 391 с. [На русском]
12. Давыдов С. Ю., Валиев Н. Г., Таугер В. М. Влияние потока транспортируемого сыпучего материала на конструктивные особенности ленточного конвейера, 2019, Огнеупоры и промышленная керамика, 60 (1), стр.10–13. <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-85071196696&doi=10.1007%2fs11148-019-00301-&partnerID=40&md5=1628d11c54fc048602f2709e0e501b3d> / DOI:10.1007/s11148-019-00301-7 [На русском]
13. Симисин Д. И., Афанасьев А. И., Потапов В. Ю. Усиление лопаток высокоскоростного смесителя по кривым износа, 2016, Огнеупоры и промышленная керамика, 56 (5), с. 453–455. <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-84958749055&doi=10.1007%2fs11148-016-9867-z&partnerID=40&md5=e0bfc5d28d708e023edab352833601b1>. DOI: 10.1007/s11148-016-9867-z. [На русском] **IVAB**

## REFERENCES

1. S. Ya. Davydov; N. P. Kosarev; N. G. Valiev; D. I. Simisinov; G. G. Kozhushko; D. A. Panov/ Problems with the Use of Pneumatic Screw Pumps to Transport Bulk Car-go// Refractories and Industrial Ceramics Volume 54: Issue 2, (pp. 100–105) July 2013 <http://link.springer.com/article/10.1007/s11148-013-9557-z> DOI: 10.1007/s11148-013-9557-z
2. Kosarev N. P., Makarov V. N. The genesis of ventilation efficiency. *Izvestiya vuzov, Gornyi zhurnal*, 2012, no. 1, pp. 22–26. [In Russ]
3. Valiev NG, Koshkarov VE, Simisinov DI, Akhmetov AF, Nevolin DG Emulsion prophylactic agents from heavy oil residues for dedusting quarry roads and industrial waste dumps. *Izvestiya vuzov ... Gornyj Journal*. no. 8, 2015. pp. 13–21.
4. Makarov N. V., Makarov V. N., Patrakeeva I. Yu. Specifics of operation and stages of improvement of local ventilation fans. *Izvestiya vuzov, Gornyi zhurnal*, 2016, no. 6, pp. 74–79. [In Russ]
5. Patent RU 2543638, 10.03.2015. Kosarev N. P., Makarov N. V., Makarov V. N. *Sposob povysheniya davleniya i ehkonomichnosti lopastnykh turbomashin radial'nogo tipa* [Method for increasing the pressure and efficiency of radial-type vane turbomachines]. Bulletin no. 7. [In Russ]
6. Loitsyanskii L. G. *Mekhanika zhidkosti i gaza* [Fluid and Gas Mechanics]. Uchebnik dlya vuzov, 7 edit., corr., Moscow, Drofa 2003, 840 p. [In Russ]
7. 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, pp. 707–714.



8. Mao Y. F. Numerical Study of Correlation between the Surge of Centrifugal Compressor and the Piping System. PhD Thesis, Xi'an Jiaotong University, Xi'an. 2016. [In Chinese]

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, pp. 1–7.

10. Wang P. Multi-objective design of a transonic turbocharger compressor with reduced noise and increased efficiency. Ph. D. Thesis. UCL University, London, 2017, 213 p.

11. Gostelou D. Zh. *Aehrodinamika reshetok turbomashin* [Aerodynamics of turbomachine lattices]. Moscow, Mir, 1987, 391 p. [In Russ]

12. Davydov, S. Y., Valiev, N. G., Tauger, V. M. Effect of the Flow of Transported Bulk Material on Design Features of a Belt Conveyor, 2019, *Refractories and Industrial Ceramics*, 60 (1), pp.10–13. <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-85071196696&doi=10.1007%2fs11148-019-00301-&partnerID=40&md5=1628d11c54fc048602f2709e0e501b3d> DOI: 10.1007/s11148-019-00301-5. [In Russ]

13. Simisinov, D. I., Afanas'ev, A. I., Potapov, V. Y. Strengthening the Blades of a High-Speed Mixer on the Basis of Wear Curves, 2016, *Refractories and Industrial Ceramics*, 56 (5), pp. 453–455. <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-84958749055&doi=10.1007%2fs11148-016-9867-z&partnerID=40&md5=e0bfc5d28d708e023edab352833601b1>. DOI: 10.1007/s11148-016-9867-z. [In Russ]

## ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

*Макаров Владимир Николаевич*<sup>1</sup> – д-р техн. наук, профессор кафедрой горной механики;

*Макаров Николай Владимирович*<sup>1</sup> – канд. техн. наук, доцент, зав. кафедры горной механики;

*Угольников Александр Владимирович*<sup>1</sup> – канд. техн. наук, доцент, зав. кафедрой электротехники.

*Молчанов Максим Владимирович*<sup>2</sup> – руководитель стратегического проекта горного направления.

<sup>1</sup> ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», 620144, ул. Куйбышева, 30, г. Екатеринбург, Россия;

<sup>2</sup> ОАО «Уралмеханобр», г. Екатеринбург, Россия;

## INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

*Makarov V. N.*<sup>1</sup>, Dr. Sci. (Eng.), Professor of the Mining Mechanics Department;

*Makarov N. V.*<sup>1</sup>, Cand. Sci. (Eng.), Professor, Head of the Mining Mechanics Department;

*Ugolnikov A. V.*<sup>1</sup>, Cand. Sci. (Eng.), Associate Professor, Head of the Electrical Engineering Department;

*Molchanov M. V.*<sup>2</sup>, Strategic Mining Project Manager;

<sup>1</sup> Ural State Mining University, Yekaterinburg, Russia;

<sup>2</sup> Uralmexhanobr, Yekaterinburg, Russia.

**Для контактов:** *Макаров Н. В.*, e-mail: mnikolay84@mail.ru.

Получена редакцией 25.05.2021; получена после рецензии 23.09.2021; принята к печати 10.10.2021.

Received by the editors 25.05.2021; received after the review 23.09.2021; accepted for printing 10.10.2021.

