ГИАБ. Горный информационно-аналитический бюллетень /
MIAB. Mining Informational and Analytical Bulletin, 2021;(11-1):219—228
ОРИГИНАЛЬНАЯ СТАТЬЯ / ORIGINAL PAPER

УДК 622.44 DOI: 10.25018/0236_1493_2021_111_0_219

СРАВНИТЕЛЬНЫЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ШАХТНЫХ ОСЕРАДИАЛЬНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

В. Ф. Копачев

Уральский государственный горный университет, Екатеринбург, Россия

Аннотация: Необходимость создания компактных высокопроизводительных вентиляторов для горнорудной промышленности требует исследования основных закономерностей изменения аэродинамических параметров новых осерадиальных вентиляторов в зависимости от конструктивных форм. Поэтому являются актуальными вопросы определения рациональных конструктивных соотношений в вентиляторах, позволяющих создавать машины с заданными показателями давления и производительности. Предлагаемая расчётная схема конической проточной части вентилятора дает возможность провести анализ изменения градиента давления по высоте лопатки. Предлагаемые математические модели позволяют с достаточной степенью точности определять характер изменения основных кинематических параметров потока вентилятора и их взаимного влияния на приращение давления по высоте его лопасти. Численное интегрирование, использованное для решения уравнения связи степени закрутки воздушного потока, радиуса кривизны тока и приращения давления по высоте лопасти рабочего колеса осерадиального вентилятора, позволило получить необходимые геометрические параметры лопасти. Предложена закономерность закрутки потока в вентиляторе на основе задания показателя степени закручивания потока. Результаты численных экспериментов показали, что давление, осредненное по высоте лопаток вентиляторов осерадиального типа, имеет вид, позволяющий исключить возникновение отрицательных значений давления во привтулочной области. Данный фактор дает возможность использовать в вентиляторе втулки значительно меньшего диаметра, чем у осевых машин с постоянной циркуляцией по высоте лопатки, увеличивая тем самым аэродинамические показатели шахтных вентиляторных установок. Аэродинамические испытания модели осерадиального вентилятора, проведенные автором, показали достаточную достоверность предлагаемой математической модели вентилятора.

Ключевые слова: вентилятор, аэродинамический расчет, циркуляция, осерадиальный вентилятор, высоконапорный вентилятор, математическое моделирование, вентиляция, схемы вентиляторов.

Для цитирования: *Копачев В. Ф.* Сравнительные аэродинамические параметры шахтных осерадиальных вентиляторов // Горный информационно-аналитический бюллетень. — 2021. — № 11-1. — С. 219—228. DOI: 10.25018/0236_1493_2021_111_0_219.

Aerodynamic performance of axial-and-radial mine fans

V. F. Kopachev

Ural State Mining University, Yekaterinburg, Russia

© В. Ф. Копачев. 2021

Abstract: Design and engineering of small-size and high-capacity fans for the mining industry requires analyzing basic aerodynamic performance patterns of axial-and-radial fans as function of their structural forms. In this regard, it is of the current concern to determine structural relations to design fans capable of preset pressure and capacity. The proposed analytical model of the conical air-gas channel allows examining variation in the pressure gradient up/down the fan blade. The mathematical models determine adequately the kinematic behavior of the fan flow and their mutual effect on the increment in the pressure up/down the blade. The numerical integrating when solving the coupling equation of air flow twist, radius of the flow curvature and the incremental pressure up/down the impeller blade in the axial-and-radial fan makes it possible to obtain the required geometrical parameters of the blade. It is proposed to determine the flow twist in the fan by setting the flow swirl index. The numerical experiments show that the pressure averaged up/down the axial-and-radial fan blade has the form which allows eliminating the negative pressure in the hub neighborhood. This factor enables using the hubs having much smaller diameter than in the axial fans with continuous circulation up/down the blade, which improves the aerodynamic performance of mine fans. The implemented aerodynamic tests of a prototype axial-and-radial fan have proved sufficient reliability of the proposed mathematical model of the fan.

Key words: Fan, design aerodynamics, circulation, axial-and-radial fan, high-pressure fan, mathematical modeling, ventilation, fan schematic.

For citation: Kopachev V. F. Aerodynamic performance of axial-and-radial mine fans. *MIAB. Mining Inf. Anal. Bull.* 2021;(11-1):219–228. [In Russ]. DOI: 10.25018/0236_1493_2021_111_0_219.

Введение

Вентиляция шахт и рудников является вспомогательным технологическим процессом, необходимым для безопасного ведения горных работ. Высокая энергоемкость процесса проветривания обуславливает необходимость использования наиболее совершенных и современных схем проветривания, вентиляционных установок и вентиляторов. Вопросы энергосбережения, безопасности и рационализации технологических процессов на горных предприятиях являются чрезвычайно актуальными [1]. Поэтому задачи создания энергоэффективных схем вентиляторов являются приоритетными на этапе современных исследований. Анализ литературных источников показывает, что основным направлением развития совершенствования машин для перемещения газообразных сред является оптимизация существующих схем. В основном полагается, что создание новых конструктивных типов машин на современном этапе исчерпало свои потенциальные возможности [2, 3]. При разработке новых конструкций машин для конкретных условий эксплуатации следует исходить из определенных существенных факторов, оказывающих значительное влияние на режимные параметры машины. Так, необходимо учитывать особые требования по безопасной эксплуатации в опасных средах, возможность работы в сложных горно-геологических условиях и необходимость функционирования в ограниченном пространстве горных выработок [4, 5].

Классический подход для определения оптимальных конструктивных параметров и соотношений в турбомашинах подразумевает обработку значительного количества экспериментального материала. В последнее время на помощь исследователям приходят методы численного моделирования течения в проточной части турбомашины с учетом заданных краевых условий [6–9]. Целью настоящего исследования

является анализ изменения основных аэродинамических параметров по высоте лопаток новых конструктивных форм шахтных одноступенчатых вентиляторов в зависимости от формы их проточной части и степени закручивания потока. Данные исследования позволяют определить рациональные конструктивные соотношения для получения шахтных вентиляторов с высокими показателями давления и производительности при низком значении показателя материалоемкости конструкции.

Методы исследований

В настоящее время существуют методики проектирования воздуходувных машин, которые позволяют создавать конструкции с высокими показателями по давлению и производительности. Наиболее высокий уровень аэродинамического совершенства у вентиляторных систем с машинами, рассчитанными на постоянную циркуляцию и дополнительно имеющими длинные диффузоры с малыми углами раскрытия. Однако необходимость создания одноступенчатых вентиляторов на высокие показатели по давлению при сохранении тех же габаритных размеров машин требует нового решения поставленной задачи. В работах исследователей начала двадцатого века [10, 11], когда в полной мере использовалась методика проектирования вентиляторов на базе теории Н. Е. Жуковского, отмечено, что для создания высоконапорных вентиляторов рационально переходить от расчета на постоянную циркуляцию к расчету на переменную циркуляцию потока по радиусу. В работе [12] отмечено, что использование вентилятора, у которого поток за рабочим колесом закручен как твердое тело, в компактных вентиляторных установках позволяет более чем в два раза увеличить коэффициент производительности и коэффициент статического давления вентиляторной установки по сравнению с аналогичными установками, в которых рабочее колесо рассчитано на постоянство циркуляции. Данные наблюдений и результаты фактических исследований позволяют исследовать характеристики таких вентиляторов с переменной циркуляцией и на этой базе проектировать высоконапорные и высокорасходные шахтные вентиляторные установки. Рассмотрим особенности конструкции осерадиальных вентиляторов (рис. 1), предлагаемых к реализации поставленной задачи. Установка состоит из полусферического обтекателя *1*, входного аэродинамического коллектора *2*, конической втулки рабочего колеса *3*, на которой закреплены профильные лопатки *5*. Корпус вентилятора имеет специальную коническую часть *4*. Закрученный поток воздуха, выходящий из рабочего колеса, попадает на неподвижные лопатки спрямляющего аппарата *6*, где изменяется направление потока и частичное преобразуется динамическое давление в статическое. В проектируемой конструкции поток воздуха имеет осесимметричное направление как в цилиндрической, так и в конической части. Линия тока воздуха S в данной конструкции вентилятора показана на рис. 1.

Закономерности течения в осевых вентиляторах описываются системой уравнений движения Эйлера для идеальной несжимаемой жидкости и уравнением неразрывности. При решении данной системы уравнений в общем случае могут быть получены различные законы изменения по радиусу осевой скорости c_a и скорости закручивания потока c_u. Рассматривая конструкцию вентилятора, представленную на рис. 1, и учитывая, что радиус кривизны тока

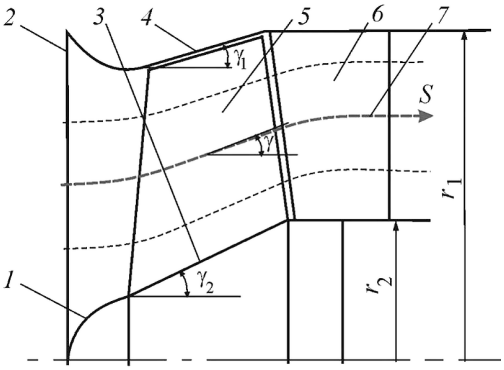

Рис. 1. Расчетная схема осерадиального вентилятора: 1 — обтекатель, *2* — входной коллектор, *3* — втулка рабочего колеса, *4* — корпус, *5* — лопатка рабочего колеса, *6* — спрямляющий аппарат, *7* — линия тока

Fig. 1. Analytical model of axial—and-radial fan: 1 — cowl; *2* — inlet header; *3* — impeller sleeve; *4* — casing; *5* — impeller blade; *6* — straightener blade; *7* — line of flow

существенно больше, чем радиус лопаток (дS/дγ >> r), используем следующую форму уравнения для определения соотношений между его кинематическими параметрами [13]:

$$\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial r}=\frac{c_u^2}{r}+\frac{w_s^2\cos^2\gamma}{2r^2}\frac{d\left(r\mathrm{tg}\gamma\right)^2}{dr}, \quad (1)$$

где ρ — плотность воздуха, c_u — скорость закручивания, w_s — скорость воздуха вдоль линии тока, γ — угол наклона касательной к линии тока.

Заданная геометрия проточной части осерадиального вентилятора позволяет установить угол наклона γ касательной к линии тока. Данная зависимость может быть определена на каждом расчетном участке лопасти исходя из ее радиуса r по уравнению

$$\gamma=\frac{r-r_2}{r_1-r_2}\gamma_1-\frac{r-r_1}{r_1-r_2}\gamma_2, \quad (2)$$

где γ_1, γ_2 — угол наклона кожуха и втулки соответственно; r_2, r_1 — внутренний и внешний радиусы лопатки на выходе соответственно.

Преобразуя выражение (1) с учетом коэффициентов, полученных из (2):

$$k_1=\frac{\gamma_1-\gamma_2}{r_1-r_2} \text{ и } k_2=\frac{r_2\gamma_1}{r_1-r_2}+\frac{r_1\gamma_2}{r_1-r_2},$$

определим необходимую закономерность, позволяющую вычислить наклон касательной к линии тока в зависимости от радиуса окружности лопатки r:

$$\gamma=k_1r+k_2. \quad (3)$$

После преобразования (1) с учетом (3) получим необходимую закономерность для определения градиента давления потока в направлении радиуса осерадиального вентилятора:

$$\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial r}=A^2r+\frac{w_s^2}{r}\sin^2\gamma+w_s^2k_1\mathrm{tg}\gamma, \quad (4)$$

где $\frac{c_u^2}{r}=A^2$, $\frac{\partial\gamma}{\partial r}=k_1$.

Для получения численных значений распределения приращения давления в направлении радиуса в конической ступени вентилятора с учетом исследований, приведенных в [13], используем выражение следующего вида

$$\frac{dH^*}{dr}=\frac{0,5dw^2}{dr}+\frac{c_u^2}{r}-r\omega^2+$$
$$+w_s^2\left(\frac{\cos^2\gamma\left(2r^2\right)^{-1}d\left(r\mathrm{tg}\gamma\right)^2}{dr}\right), \quad (5)$$

где w — относительная скорость потока; ω — угловая скорость вращения рабочего колеса вентилятора.

Окончательная форма уравнения (5) с учетом (4) примет вид:

$$\frac{dH^*}{dr}=A^2r+w_s^2\left(\frac{\sin^2\gamma}{r}+k_1\mathrm{tg}\gamma\right)+$$
$$+\frac{1}{2}\frac{dw^2}{dr}-\omega^2r. \quad (6)$$

Решение уравнения (6) требует установления одного необходимого замыка-

ющего условия — закона закрутки воздушного потока.

При создании вынужденного вихря угловая скорость вращающихся частиц будет постоянна ω = const, и в этом случае поток будет закручен по закону твердого тела. В данных вентиляторах теоретическое давление и циркуляция по высоте лопатки изменяется в зависимости от радиуса r. Такое распределение скоростей можно наблюдать в центробежных машинах и в специальных компактных осевых вентиляторах для авиационной техники [12]. Для таких конструкций скорость закручивания выражается зависимостью:

$$c_u = ar^1, \tag{7}$$

где a — постоянная величина.

Поток может быть закручен по закону свободного вихря, при этом значение rc_u = const.

В данных машинах теоретическое давление и коэффициент циркуляции по высоте лопатки не изменяется. Такое распределение скоростей наблюдается в осевых машинах, где скорость закручивания можно выразить соотношением:

$$c_u = ar^{-1}. \tag{8}$$

Предлагаемая конструкция осерадиального вентилятора обладает особенностями осевых и центробежных машин и должна иметь переменную скорость закручивания. Для удобства выразим скорость закручивания осерадиальной машины в общем виде выражением:

$$c_u r^n = N = \text{const}. \tag{9}$$

где n — показатель, характеризующий изменение скорости закручивания потока воздуха по высоте лопасти, N — постоянная, определяющая аэродинамическую нагруженность лопасти вентилятора.

Исходя из кинематики скоростей в рабочем колесе осерадиального вентилятора и закона закрутки потока, принятого из выражения (9), получим формулу для определения градиента давления в активной ступени вентилятора в виде:

$$\frac{dH^*}{dr} = (n-1)N\omega r^{-n} + N^2 r^{-1-2n}(1-n) + \left((\omega r)^2 - 2N\omega r^{1-n} + N^2 r^{-2n} + C_a^2\right)\cdot \left(r^{-1}\text{tg}^2\gamma + k_1\text{tg}^3\gamma + k_1\text{tg}\gamma\right). \tag{10}$$

Полученное выражение определяет характер изменения аэродинамических параметров по высоте лопатки осерадиального вентилятора исходя из заданной геометрии проточной части и закона закрутки потока.

Результаты и их анализ

Сравнительный анализ на математической модели аэродинамических форм и особенностей разных конструктивных решений шахтных осерадиальных вентиляторов приводит к следующим результатам.

Показатель степени n может принимать значения в диапазоне от –1 до 1 в соответствии с выражениями (7) — (9). Однако решение уравнения (10) с последующим интегрированием полученных результатов дает возможность сделать выводы, что давление в направлении от радиуса будет значительно возрастать при уменьшении степени показателя n. При снижении показателя n будет значительно уменьшаться теоретическое давление, создаваемое лопатками осерадиального вентилятора (рис. 2). Большой перепад давления негативно сказывается на устойчивости течения потока и требует тщательного профилирования спрямляющего аппарата. В противном

случае ожидаемое значение КПД вентилятора не будет превышать значения 0,5. Для рассматриваемых конструкций вентиляторов благоприятный диапазон показателя степени *n* был ограничен значениями от 0,4 до 0,7 при конусности конической части в диапазоне 5 — 15°. Существенного влияния изменения угла конусности в указанном диапазоне на характеристику вентилятора отмечено не было (рис. 3). Математические расчеты показывают, что увеличение угла конусности втулки до 15° приводит к изменению теоретического давления, создаваемого рабочим колесом вентилятора на 1 — 2%. При этом следует учесть, что с увеличением угла конусности возникает возможность срыва потока с последующим значительным снижением показателей вентилятора и проявлением его неустойчивой работы.

Коэффициент *N* характеризует аэродинамическую нагруженность конструкции и ее способность работать со значительными окружными скоростями. Выбор значения *N* оказывает значительное влияние на теоретическое давление, которое создается рабочим колесом осерадиального вентилятора. Так, при увеличении значения *N* на 10% градиент теоретического давления рабочего колеса увеличится на 65% (рис. 4). Для высоконапорных схем вентиляторов значения показателя *N* находится в диапазоне от 60 до 110. Таким образом, необходимое повышение теоретического давления для осерадиальных вентиляторов, при сохранении допустимых значений КПД, находится в области определения рациональных параметров коэффициентов закручивания потока.

Положительным фактором следует отметить, что эпюра давления по высоте лопаток осерадиальных вентиляторов имеет распределение, позволяющее исключить отрицательное давление у втулки рабочего колеса, что не достигается у высоконапорных шахтных вентиляторов. Использование втулок меньшего диаметра дает возможность увеличить коэффициент производительности вентилятора при сохранении его габаритных размеров. Характерное отличие рассматриваемых конструкций вентиляторов заключается в том, что энергия, которая передается потоку лопатками рабочего колеса, будет уменьшаться от сечений, находящихся на периферии, к сечениям около втулки рабочего колеса. Таким образом, перепад статического давления создается в большей степени за счет работы периферийных сечений, а около втулки энергия тратится в основном на поддержание кинетической энергии потока.

Остальные конструктивные параметры осерадиальных вентиляторов — толщины профилей, распределение углов атаки, густоты решеток и число лопаток — определяются на основании экспериментальных данных продувки неподвижных и вращающихся решеток профилей, приведенных, например, в [14]. А геометрия лопаточной системы полностью задается требуемыми параметрами вентилятора исходя из заданного закона закрутки. Результаты экспериментальных исследований, проведенных на модели осерадиального вентилятора ВМЭ-8,2ГК с диаметром рабочего колеса 0,8 м, спрофилированного на параметры n = 0,66 и N = 50, показали повышение его аэродинамических параметров по давлению на 9% и по производительности на 15% по сравнению с аналогами осевых машин.

Заключение

Предлагаемая в настоящей статье математическая модель ступени осе-

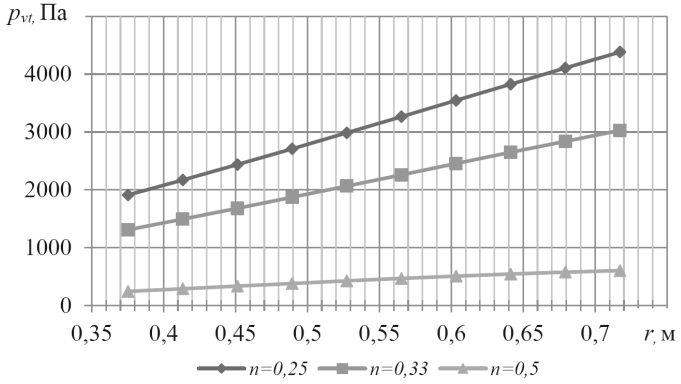

Рис. 2. Изменение давления по высоте лопатки осерадиального вентилятора в зависимости от значения показателя n
Fig. 2. Pressure distribution up/down axial-and-radial fan blade at different index n

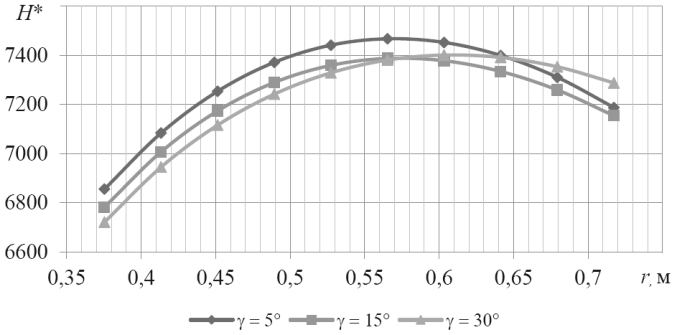

Рис. 3. Изменение приращения давления по высоте лопатки осерадиального вентилятора в зависимости от значений углов конусности корпуса вентилятора
Fig. 3. Pressure increment variation up/down axial-and-radial fan blade at different taper angles of fan casing

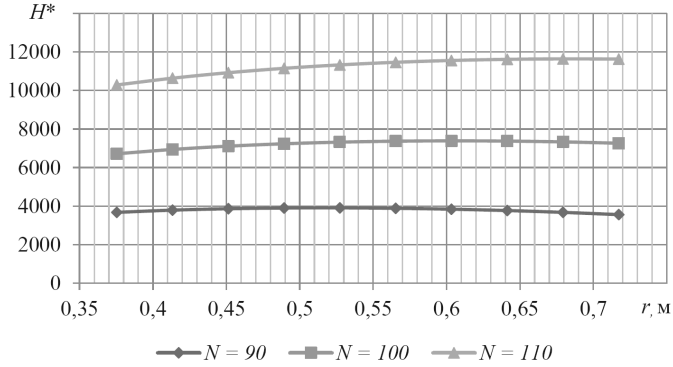

Рис. 4. Изменение приращения давления по высоте лопатки осерадиального вентилятора от значения показателя N
Fig. 4. Pressure increment variation up/down axial-and-radial fan blade at different index N

радиального вентилятора имеет достаточное теоретическое обоснование. В результате экспериментальных исследований установлены основные параметры, влияющие на эффективность работы осерадиального вентилятора. К ним относятся: закон закручивания потока и степень приращения давления в рабочем колесе. Другие параметры, такие как углы конусности корпуса и втулки рабочего колеса, в исследованном диапазоне конструктивных соотношений осерадиальных машин оказывают влияние на эффективность их работы в меньшей степени.

В основу аэродинамического расчета и профилирования лопаток рабочих колес компактных осерадиальных вентиляторов может быть положена методика определения *значений скорости закручивания*, *которая основана на задании* показателя *n* при соответствующем решении уравнения (10). Методика позволяет проектировать осерадиальные машины на заданные технико-экономические показатели при сохранении необходимой экономичности конструкции. Предварительные экспериментальные исследования натурной модели, созданной на основании данной методики, подтвердили достоверность основных положений и выводов, приведенных в статье.

Использование определенных законов закручивания потока в рабочем колесе осерадиального вентилятора открывает широкие возможности для создания более совершенных компактных и высокопроизводительных конструкций шахтных вентиляторов местного и вспомогательного проветривания. Так, при сохранении окружной скорости рабочего колеса и объемного расхода воздуха возможно уменьшение диаметра вентилятора на 20%. За счет увеличения коэффициента давления данные установки могут использоваться в системах струйного проветривания камер горных выработок [15] и в качестве высокопроизводительных машин для систем вентиляции и аспирации промышленных предприятий.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Davydov S.* Ya., *Valiev N. G.*, *Grevtsev N. V.*, *Oleinikova L. N.* Ecology and energy saving at mining enterprises using protective devices // Sustainable Development of Mountain Territories. 2019, No. 11 (3), pp. 273—283. DOI: 10.21177/1998—4502—2019—11—3-273—283
2. *Desai D.*, *Zhou J.* Optimization design of an axial-flow fan used in local ventilation in mining industry // ASME 2011 International Mechanical Engineering Congress and Exposition. IMECE 2011. 2011, Vol. 1, pp. 879—883.
3. *Замолодчиков Г. И.* Профилирование осевого рабочего колеса вентилятора с высокой аэродинамической нагруженностью // Молодежный научно-технический вестник. — 2014. — № 1. — С. 6.
4. *Казаков Б. П.*, *Левин Л. Ю.* К вопросу выбора вентиляторов главного проветривания рудников // Горное эхо. — 2014. – № 1 (54). — С. 29—33.
5. *Gamble G. A.*, Ray Jr. R. E. Differences in design considerations for tunnel vs. mine ventilation fan systems // SME Annual Meeting and Exhibit and CMA's 111th National Western Mining Conference. 2009. No 1, pp. 366—371.
6. *Пикущак Е. В.*, *Миньков Л. Л.* Метод расчета аэродинамического коэффициента полезного действия осевого вентилятора // Вестник Томского государственного университета. Математика и механика. — 2016. – № 1 (39). — С. 90—101.
7. *Поташев А. В.*, *Поташева Е. В.* Проектирование рабочих колес турбомашин на основе решения обратных краевых задач // Ученые записки Казанского университета. Сер.: Физико-математические науки. — 2015. — Т. 157. – № 1. — С. 128—140.

8. *Leggett J.*, *Priebe S.*, *Shabbir A.*, *Michelassi V.*, *Sandberg R. D.*, *Richardson E.* Loss Prediction in an Axial Compressor Cascade at Off-Design Incidences With Free Stream Disturbances Using Large Eddy Simulation // Journal of Turbomachinery. 2018. Vol. 140, No. 7, pp. 1—13. DOI: 10.1115/1.4039807

9. *Chitrakar S, Thapa B. S., Dahlhaug O. G.* Numerical and experimental study of the leakage flow in guide vanes with different hydrofoils // Journal of Computational Design and Engineering. 2017, No 3, pp. 218—230.

10. *Брусиловский И. В.* Аэродинамика осевых вентиляторов. — М.: Машиностроение, 1984. — 240 с.

11. *Ушаков К. А.*, *Поликовский В. И.*, *Невельсон М. И.*, *Татаринов М. П.* Рудничные вентиляторные установки. — М.: ГОНТИ НКТП, 1938, — 205 с.

12. *Глушков Т. Д.* Исследования компактных вентиляторных установок с переменной циркуляцией по длине лопаток рабочего колеса // Вестник Московского авиационного института. — 2020. — Т. 27. — № 1. — С. 30—42. DOI: 10.34759/vst-2020—1-30—42

13. *Холщевиков К. В.*, *Емин О. Н.*, *Митрохин В. Т.* Теория и расчет авиационных лопаточных машин. — М.: Машиностроение, 1986. — 428 с.

14. *Panchal S.*, *Mayavanshi V.* Experimental Study of Flow through Compressor Cascade // Case Studies in Thermal Engineering, 2017. Vol. 10, pp. 234—243. DOI: 10.1016/j.csite.2017.05.002

15. *Drenda J.*, *Domagała L.*, *Musioł D.*, *Pach G.*, *Różański Z.* An analysis of selected jet fans +used in chambers of KGHM mines with respect to the air stream range // Tunnelling and Underground Space Technology. 2018, Vol. 82, pp. 303—314. ГИАБ

REFERENCES

1. Davydov S. Ya., Valiev N. G., Grevtsev N. V., Oleinikova L. N. Ecology and energy saving at mining enterprises using protective devices (2019) *Sustainable Development of Mountain Territories*. 2019, 11 (3), pp. 273—283. DOI: 10.21177/1998—4502—2019—11—3-273—283

2. Desai D., Zhou J. Optimization design of an axial-flow fan used in local ventilation in mining industry. *ASME 2011 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*. IMECE 2011 Vol. 1. 2011, p. 879—883.

3. Zamolodchikov G. I. Profiling of the axial impeller of a fan with high aerodynamic loading. *Molodezhnyi nauchno-tekhnicheskii vestnik*. 2014. no. 1, p. 6. [In Russ]

4. Kazakov B. P., Levin L. Yu. To the issue of selection of fans of the main ventilation of mines. *Gornoe ekho*. 2014. no. 1 (54). pp. 29—33. [In Russ]

5. Gamble, G. A., Ray Jr., R. E. Differences in design considerations for tunnel vs. mine ventilation fan systems. *SME Annual Meeting and Exhibit and CMA's 111th National Western Mining Conference*. 2009. no. 1, p. 366—371.

6. Pikushchak E. V., Min'kov L. L. Method of calculating the aerodynamic efficiency of an axial fan. *Vestnik Tomskogo gosudarstvennogo universiteta. Matematika i mekhanika*. 2016. no. 1 (39), pp. 90—101. [In Russ]

7. Potashev A. V., Potasheva E. V. Designing the impellers of turbomachines based on the solution of inverse edge problems. *Uchenye zapiski Kazanskogo universiteta. Seriya: Fiziko-matematicheskie nauki*. 2015. Vol. 157. no. 1, pp. 128—140. [In Russ]

8. Leggett J., Priebe S., Shabbir A., Michelassi V., Sandberg R. D., Richardson E. Loss Prediction in an Axial Compressor Cascade at Off-Design Incidences With Free Stream Disturbances Using Large Eddy Simulation. *Journal of Turbomachinery*. 2018, vol. 140, no. 7, pp. 1—13. DOI: 10.1115/1.4039807

9. Chitrakar S, Thapa B. S, Dahlhaug O. G. Numerical and experimental study of the leakage flow in guide vanes with different hydrofoils. *Journal of Computational Design and Engineering*. 2017, no 3, pp. 218—230.

10. Brusilovskii I. V. *Aerodinamika osevykh ventilyatorov* [Aerodynamics of axial fans], Moscow. Mashinostroenie, 1984, 240 p. [In Russ]

11. Ushakov K. A., Polikovskii V. I., Nevel'son M. I., Tatarinov M. P. *Rudnichnye ventilyatornye ustanovki* [Mine fan plants], Moscow, GONTI NKTP, 1938, 205 p. [In Russ]

12. Glushkov T. D. The study of compact fan installations with variable circulation distribution along blade length. *Aerospace MAI Journal,* 2020, vol. 27, no. 1, pp. 30—42. DOI: 10.34759/vst-2020—1-30—42 [In Russ]

13. Kholshchevikov K. V., Emin O. N., Mitrokhin V. T. *Teoriya i raschet aviatsionnykh lopatochnykh mashin* [Theory and calculation of aircraft blade machines], Moscow, Mashinostroenie, 1986, 428 p. [In Russ]

14. Panchal S., Mayavanshi V. Experimental Study of Flow through Compressor Cascade. *Case Studies in Thermal Engineering*. 2017, vol. 10, pp. 234—243. DOI: 10.1016/j.csite.2017.05.002

15. Drenda J., Domagała L., Musioł D., Pach G., Różański Z. An analysis of selected jet fans used in chambers of KGHM mines with respect to the air stream range. *Tunnelling and Underground Space Technology.* 2018, vol. 82, pp. 303—314.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ

Копачев Валерий Феликсович — докт. техн. наук, профессор кафедры технической механики, e-mail: u1331@yandex.ru, Уральский государственный горный университет, 620144, г. Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30, Россия.

INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

Kopachev V. F., Dr. Sci. (Eng.), Professor at the Engineering Mechanics Department, e-mail: u1331@yandex.ru, Ural State Mining University, ul. Kuibysheva 30, Yekaterinburg, 620144 Russia.

Получена редакцией 25.05.2021; получена после рецензии 01.09.2021; принята к печати 10.10.2021.
Received by the editors 25.05.2021; received after the review 01.09.2021; accepted for printing 10.10.2021.