



**РАЗРАБОТКА ЛОПАТОЧНЫХ ВЕНЦОВ  
ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ ШАХТНЫХ ОСЕВЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ**

**П. В. Косых, А. М. Красюк, Е. Ю. Русский**

*Институт горного дела им. Н. А. Чинакала СО РАН*  
E-mail: p.kosykh@yahoo.com, krasuk@cn.ru, geomining@mail.ru,  
*Красный проспект 54, г. Новосибирск 630091, Россия*

Разработаны аэродинамические схемы для высоконагруженных осевых вентиляторов главного проветривания шахт и рудников, обладающих коэффициентом аэродинамической нагруженности  $696-914 \text{ кВт/м}^2$ , что в 4–5.3 раза выше, чем у выпускаемых шахтных вентиляторов. В основу достигнутого результата положено увеличение окружных скоростей по концам рабочих лопаток до 220 м/с. Это стало возможным благодаря решению задачи топологической оптимизации распределения материала рабочих лопаток по их объему по критерию минимума массы, что позволило создать лопатки с ориентированной структурой, массы которых на 50–70 % меньше массы монолитной лопатки при сохранении допустимого напряженно-деформированного состояния.

*Вентилятор, рабочие лопатки, аэродинамические и конструктивные параметры, топологическая оптимизация*

**DEVELOPMENT OF BLADE RINGS OF HIGH SPEED MINE AXIAL FANS**

**P. V. Kosykh, A. M. Krasuyuk, and E. Yu. Russky**

*Chinakal Institute of Mining, Siberian Branch, Russian Academy of Sciences,*  
E-mail: p.kosykh@yahoo.com, krasuk@cn.ru, geomining@mail.ru,  
*Krasny pr. 54, Novosibirsk 630091, Russia*

Aerodynamic schemes have been developed for highly loaded mining axial fans with an aerodynamic loading coefficient of  $696-914 \text{ kW/m}^2$ , which is 4–5.3 times higher than currently produced mine fans. The result is based on an increase of the blade tip peripheral speed up to 220 m/s. This became possible by solving the topological optimization problem where distribution of the blade material is calculated using minimum weight criterion. This made it possible to create blades with an oriented structure, the weights of which are 50–70 % less than the weight of a monolithic blade, provided that the permissible stress-strain state is maintained.

*Fan, working blades, aerodynamic and design parameters, topological optimization*

Вентиляторы главного проветривания являются неотъемлемой частью системы, обеспечивающей эффективную и безопасную работу шахты. С усложнением структуры горного предприятия, ростом количества выработок и повышением производительности, увеличивается необходимая подача воздуха в шахту. В современных рудниках расход воздуха от одной вентиляторной установки достигает  $600 \text{ м}^3/\text{с}$ . Дальнейшее развитие горнодобывающей промышленности приведет к еще большему увеличению требований к производительности вентиляторов. Поэтому задача разработки и создания высокопроизводительных вентиляторов главного проветривания (ВГП) была и остается актуальной.

Расход осевого вентилятора конкретной аэродинамической схемы, для которой известны геометрические параметры лопаточных венцов и втулочное отношение, определяется диаметром проточной части и окружной скоростью концов рабочих лопаток ротора. При этом увеличение диаметра, равно как и скорости, приводит к увеличению обеспечиваемой вентилятором подачи. Таким образом, повышение производительности машин может быть достигнуто либо за счет увеличения диаметра, либо путем повышения окружных скоростей.

Первый способ имеет существенный недостаток, связанный с тем, что увеличение диаметра вентилятора прямо влияет на повышение металлоемкости машины, ее габаритов, размеров строительной части главной вентиляторной установки (ГВУ) и вентиляционных каналов, приводящих к удорожанию вентиляционного комплекса.

Повышение окружной скорости лишено этого недостатка. Широко эксплуатируемые отечественной горнодобывающей промышленностью вентиляторы серии ВОД имеют скорость по концам лопаток 78,5 м/с. Предельная скорость по концам лопаток рабочего колеса большинства изготавливаемых в Российской Федерации шахтных ВГП, не превышает 105–120 м/с. Некоторые зарубежные машины, представленные на рынке, имеют окружные скорости вращения до 160–172 м/с [1]. Дальнейшее увеличение скоростей наталкивается на определенные ограничения. Наиболее существенное среди них вызывается проблемами прочности конструкций лопаток и их узлов крепления. Это обусловлено значительным увеличением центробежной силы, действующей на рабочие лопатки, которая пропорциональна их массе и квадрату окружной скорости вращения.

Облегчение вращающихся деталей, нагруженных центробежными силами, таких как лопатки рабочих колес осевых вентиляторов, способствует уменьшению напряжений в них и увеличению предельно допустимой скорости вращения. При этом снижение массы конструкций может достигаться за счет усложнения их структуры. Так, например, ранее в работах ИГД СО РАН были решены задачи по снижению массы рабочих лопаток путем разработки их конструкции с ячеистой структурой сердечника, что дало существенное снижение массы лопатки и увеличение скорости вращения по сравнению с машинами, в которых применяются лопатки с цельным пером [2].

Современные методы расчета напряженно-деформированного состояния дают возможность определять предельно допустимую нагрузку, действующую на детали с геометрией практически любой сложности. Использование этих методов открывает широкие перспективы для поиска путей рационализации конструкций и снижения их металлоемкости.

**Методы исследования и результаты.** При создании высокоскоростных вентиляторов перспективным является метод топологической оптимизации конструкций. Он позволяет проектировать детали минимально возможной массы при заданных геометрических ограничениях с удовлетворением условий прочности.

Цель оптимизации конструктивных параметров лопаток заключается в уменьшении их массы для увеличения окружных скоростей вращения до 230 м/с при сохранении напряженно-деформированного состояния (НДС) в допустимых пределах (действующие напряжения не превышают предельных). Для снижения центробежных сил за счет уменьшения массы лопатки, последняя выполняется в виде составной конструкции: литой сердечник оптимальной формы с приваренными криволинейными пластинами, образующими рабочую и вспомогательную (аэродинамические) поверхности лопатки (рис. 1).

Для топологической оптимизации воспользуемся методом SIMP (Solid Isotropic Material with Penalty), реализованном в программном пакете ANSYS. В процессе оптимизации материалу конструкции присваивается относительная плотность от 0 до 1, что можно интерпретировать как материал с различной степенью пористости в зависимости от уровня напряжений в различных областях конструкции.

Так как при расчете используется метод конечных элементов, то в ходе итерационного процесса конечные элементы, у которых относительная плотность оказывается меньше заданной, выключаются из решения путем обнуления соответствующей матрицы жесткости элемента. Для поиска параметров оптимальной конструкции лопатки использован метод конечных элементов [3], реализованный в программном комплексе ANSYS, с применением топологической оптимизации на основе закономерностей развития напряженно-деформированного состояния. Цель топологической оптимизации — получение оптимального распределения материала в заданном объеме при заданных нагрузках и граничных условиях. Область проектирования — внутренний объем лопатки, при этом внешние аэродинамические (рабочие и вспомогательные) поверхности зафиксированы (рис. 1).

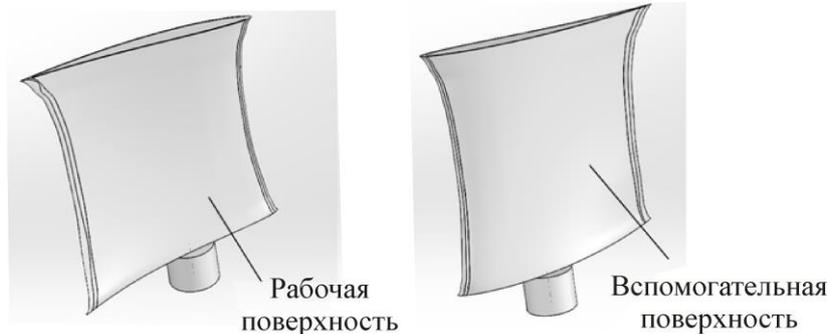


Рис. 1. Общий вид лопатки

Целевой функцией является податливость в лопатке при действии заданной центробежной нагрузки. В ходе итерационного оптимизационного расчета варьируется распределение материала во внутреннем объеме лопатки, ограниченного вспомогательной и рабочей поверхностями. Ограничением задачи оптимизации выступает условие непревышения предельно допустимых напряжений по Мизесу в конструкции. В результате расчета получаем геометрию внутреннего объема лопатки, минимизирующую податливость конструкции.

В качестве оптимизационного критерия рассматривается объем лопатки. При нескольких решениях, обеспечивающих одинаковые или незначительно различающиеся значения минимума податливости, выбирается такое, при котором объем конструкции (а следовательно и масса) минимальна.

Задача оптимизации лопатки решена на примере вентилятора ВОД-40, имеющего диаметр рабочего колеса по концам лопаток 4 м и втулочное отношение  $v = 0.6$ . Сердечник лопатки изготавливается из алюминиевого сплава АК7 со следующими характеристиками: модуль упругости  $E = 69$  ГПа, коэффициент Пуассона  $\mu = 0.27$ , предел прочности  $\sigma_b = 185 - 485$  (в зависимости от поставки), предел текучести  $\sigma_t = 95 - 415$  (в зависимости от поставки). Для оценки прочности принято, что  $\sigma_t = 324$  МПа, коэффициент запаса  $n = 1.8$ , соответственно допускаемые напряжения:  $\sigma_{доп} = \sigma_t / n = 180$  МПа. Закрепление хвостовика принято в виде глухой заделки. Результаты оптимального проектирования лопатки при различных значениях скорости вращения ротора вентилятора представлены в табл. 1.

ТАБЛИЦА 1. Результаты оптимизации лопатки

Скорость вращения рабочего колеса (об/мин) / окружная скорость по концам лопаток (м/с)	Масса лопатки после оптимизации, кг	Напряжение в лопатке до оптимизации, МПа
1200 / 251.3	38.44	406
1000 / 209.4	40.59	282
800 / 167.5	35.20	180

Как видно из представленных результатов у исходной (сплошной литой) лопатки напряжения не превышают допускаемых (180 МПа) при окружной скорости по концам лопаток не более 167.5 м/с. Такой же уровень напряжений соответствует оптимизированной лопатке, когда ее масса составляет всего 45 % от массы сплошной лопатки. При более высоких скоростях допустимый уровень напряжений обеспечивается только у лопаток с оптимальной структурой.

Полученную оптимальную структуру следует рассматривать как предварительную концептуальную модель, на основе которой необходимо провести интерпретацию конечно-элементной модели к твердотельной. Окончательная форма оптимизированной лопатки должна прорабатываться в том числе с учетом технологической возможности изготовления, уровня затрат на изготовление и прочих факторов.

Для проведения проверочного расчета прочности на основе оптимальной геометрии лопатки полученная модель была преобразована к твердотельной геометрии, при этом итоговая расчетная модель отличается от исходной формы. Модель лопатки после сглаживания сетки и подготовки для проверочного расчета прочности показана на рис. 2а. Общая закономерность в распределении материала в структуре лопасти рабочей лопатки от действия центробежных сил — две расходящихся ветви материала.

Результаты проверочного расчета напряженного состояния лопатки после оптимизации представлены на рис. 2б. Максимальные напряжения составляют 180 МПа, что соответствует допускаемым напряжениям с учетом коэффициента запаса прочности  $n = 1.8$ , определяемом как  $n = \sigma_t / \sigma_{\max}$ , где  $\sigma_t$  — напряжения текучести;  $\sigma_{\max}$  — максимальные напряжения в конструкции.

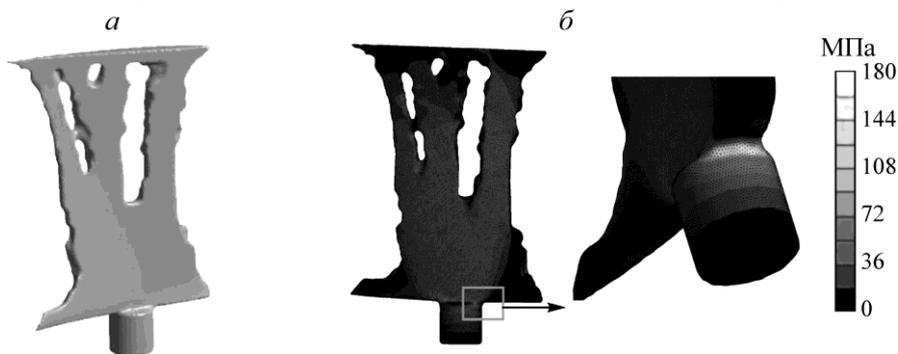


Рис. 2. Распределение: *а* — материала в лопасти рабочей лопатки после оптимизации; *б* — напряжений по Мизесу в лопатке после проверочного расчета, 1000 об/мин

**Особенности аэродинамического расчета.** Как видно из результатов прочностного расчета, повышение окружных скоростей по концам лопаток до 200–250 м/с осуществимо, но это повышение оправдано до некоторого предела. Помимо возникающих проблем с шумностью работы осевого вентилятора и технологичностью изготовления лопаток, существуют также ограничения аэродинамического характера. Применяемые в вентиляторостроении традиционные профили типа *NACA-65*, *C-4* и т. п. [4] эффективно работают лишь при дозвуковых скоростях обтекания потоком воздуха [5]. Для таких профилей лопаточные венцы должны быть спроектированы так, чтобы в номинальном режиме вентилятора поток в межлопаточном канале не разгонялся до скоростей, превышающих скорость звука. В связи с этим проектный расчет схем имеет определенные особенности.

При скоростях свыше 200 м/с применение существующих и широко распространенных аэродинамических схем не всегда оправдано, поскольку при увеличении окружных скоростей расход, развиваемый вентилятором растет линейно, а давление — квадратично. Такое повышение давления редко востребовано, поэтому при проектировании высокоскоростных вентиляторов часто необходимы аэродинамические схемы, рассчитанные на меньшие коэффициенты давления, чем у эксплуатируемых в настоящее время ВГП.

Рассмотрим расчет лопаток рабочего колеса высокоскоростного вентилятора, имеющего окружную скорость свыше 200 м/с. Лопатки имеют традиционные дозвуковые профили. За основу взята методика расчета ЦАГИ [6]. В качестве расчетного режима вентилятора выбрана подача воздуха 600 м<sup>3</sup>/с при полном давлении 6000 Па. Скорость  $u$  по концам лопаток принята равной 220 м/с, диаметр  $D$  — 2.8 м. При этом скорость вращения ротора вентилятора составит 1500 об/мин. В вентиляторе предполагается использование спрямляющего аппарата (СА). Расчет выполнен для втулочных отношений 0.4, 0.5 и 0.6.

Безразмерные коэффициенты расхода и давления для заданных размерных параметров определяются соответственно как

$$\varphi = \frac{Q}{Fu} = 0.443, \quad \psi = \frac{2P}{\rho u^2} = 0.207,$$

где  $F = \pi D^2 / 4$  — характерная площадь вентилятора;  $\rho = 1.2$  — плотность воздуха при нормальных условиях, кг/м<sup>3</sup>.

Требуемому давлению, окружной и осевой скоростям на конкретном радиусе соответствуют определенные углы входа  $\beta_1$  и выхода  $\beta_2$  потока, обтекающего решетку профилей. Эти углы образованы направлением потока и фронтом решетки. Их значения на привтулочном  $r = v$  и прикорпусном  $\bar{r} = 1$  безразмерных радиусах на расчетном режиме приведены в табл. 2. Углом соответствует некоторое значение  $\tau C_{ж}$ , характеризующее относительную нагруженность решетки, где  $\tau$  — густота решетки;  $C_{ж}$  — коэффициент силы Жуковского, действующей на отдельный профиль. Необходимо подобрать такие геометрические параметры лопаточного венца, чтобы поток отклонялся на заданные углы и при этом не разгонялся до скоростей больше скорости звука.

ТАБЛИЦА 2. Углы входа и выхода потока на привтулочном и прикорпусном радиусах

Решетка на радиусе $\bar{r}$	Втулочное отношение $v$								
	0.4			0.5			0.6		
	$\beta_1$	$\beta_2$	$\tau C_{ж}$	$\beta_1$	$\beta_2$	$\tau C_{ж}$	$\beta_1$	$\beta_2$	$\tau C_{ж}$
$v$ (у втулки)	52.82	82.15	1.133	49.75°	68°	0.752	49.08°	61.12°	0.514
1 (у корпуса)	27.81	31.25	0.244	30.57°	34.2°	0.237	34.69°	38.53°	0.225

Для определения максимальной скорости потока при обтекании можно воспользоваться коэффициентом диффузорности  $D_e \approx w_{\max} / w_2$ , введенным С. Либляйном [7]. Здесь  $w_{\max}$  — максимальная относительная скорость потока в решетке;  $w_2$  — относительная скорость потока на выходе из решетки. На основании анализа результатов продувок плоских решеток профилей типа американских НАСА-65 и британских С-4 С. Либляйн вывел эмпирическую зависимость этого коэффициента от углов входа и выхода потока в решетку и ее густоты. Приведем ее, как она дана в [6]:

$$D_e = 1.12 \frac{\sin \beta_2}{\sin \beta_1} + \frac{0.64}{\tau} \sin(\beta_2 - \beta_1). \quad (1)$$

Либляйном показано также, что для традиционных профилей при  $w_{\max} / w_2 > 2$  наблюдается резкий рост профильных потерь, свидетельствующий о начале развития отрывных явлений.

Исходя из (1) влиять на максимальную скорость потока при заданных углах входа и выхода и определенном втулочном отношении можно только густотой решетки  $\tau$ . Для рассматриваемых втулочных отношений были подобраны такие густоты на прикорпусном радиусе, чтобы максимальная относительная скорость потока  $w_{\max}$  при обтекании не превышала скорость звука. Их значения приведены в табл. 3. Там же показаны значения параметра диффузорности  $D_{e1}$  и отношения  $w_{\max 1}$  к скорости звука  $a = 340$  м/с для решеток профилей на прикорпусных радиусах.

ТАБЛИЦА 3. Параметры прикорпусных и привтулочных решеток

$\nu$	0.4	0.5	0.6
$\tau_l$	0.35	0.47	0.75
$D_{el}$	1.35	1.32	1.28
$w_{maxl}/a$	0.76	0.84	0.95
$\tau_v$	1.03	1.07	1.29

На привтулочном радиусе поток обтекает профили с меньшими скоростями, поэтому густота решетки на этом радиусе может быть выбрана исходя из конструктивных соображений или из критерия допустимой аэродинамической нагруженности, по рекомендациям, данным в [6]. В рассматриваемом случае принята такая густота, при которой обеспечивается убывание длины хорды профиля лопатки от привтулочного радиуса к периферии.

При расчете лопаток изменение углов атаки и относительная толщина профилей задавалась в соответствии с рекомендациями ЦАГИ. При обтекании со скоростями, приближающимися к скоростям звука, выгодно делать профили как можно тоньше [8], поскольку при уменьшении относительной толщины расширяется проточная часть межлопаточного канала и уменьшаются местные скорости, поэтому на прикорпусном радиусе относительная толщина задавалась равной 0.05. При течении в решетке СА воздушный поток разгоняется до скоростей значительно меньших, чем при течении в межлопаточных каналах рабочего колеса, поэтому он проектируется согласно обычным рекомендациям. Для обеспечения одновременного разворота лопаток при аэродинамическом реверсировании густота решетки на любом радиусе не должна превышать 1.

В результате проектировочного расчета получены геометрические параметры лопаток рабочего колеса и СА для втулочных отношений 0.4, 0.5 и 0.6. По этим параметрам построены 3D-модели. В программном пакете ANSYS проведен расчет аэродинамических характеристик полученных схем в прямом режиме. В результате получены графики расход – давление и расход – КПД, представленные на рис. 3. Получены также характеристики схем при реверсивной работе, показанные штриховыми линиями. В реверсивном режиме рабочее колесо имеет направление вращения, противоположное прямому. СА развернут и установлен в положение, при котором достигается наибольший расход воздуха для такой же аэродинамической сети, что и в прямом режиме.

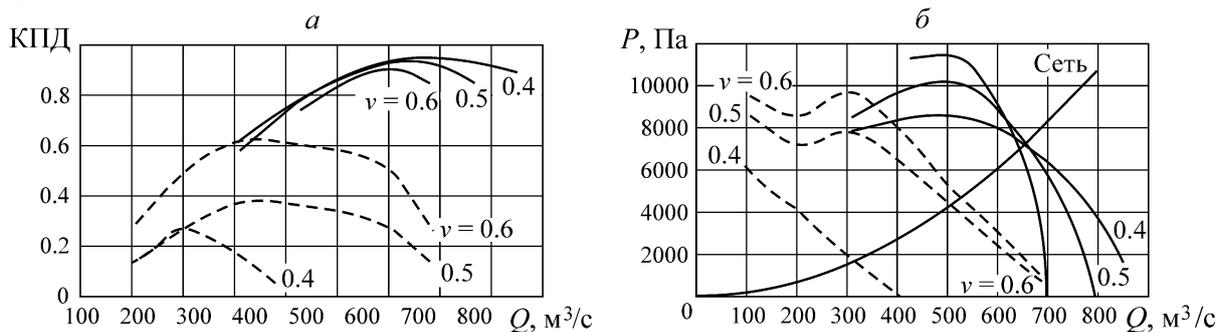


Рис. 3. Характеристики рассчитанных схем вентилятора: а — расход – КПД; б — расход – давление (сплошные линии — прямой режим работы; пунктирные — реверсивный)

В расчете характеристики вентилятора не учитывались зазор между корпусом и лопатками. Расчет проводился с учетом сжимаемости воздуха. Входящий поток имел температуру 25°C и нормальное давление. Из рис. 3 видно, что кривая давления от расхода тем круче в ниспадающей области, чем выше густота решетки и чем больше втулочное отношение. Схема с втулочным отношением 0.4 более выгодна, поскольку имеет более широкий диапазон эффективной работы.

Согласно нормативным документам [9], шахтные вентиляторы должны обеспечивать подачу воздуха в реверсивном режиме в количестве не менее 60 % от прямого режима. Поэтому важным является вопрос реверсивного качества проектируемых схем. Из рис. 4 видно, что схемы

с втулочными отношениями 0.5 и 0.6 обладают высокими реверсивными характеристиками. Это объясняется прежде всего тем, что высокая скорость вращения позволила “разгрузить” лопаточный венец благодаря низкому коэффициенту давления, уменьшив тем самым кривизну профилей. В [6] показано, что увеличение кривизны профилей повышает потери давления в режиме реверса и уменьшает рабочий диапазон углов набегающего потока, при котором происходит его торможение в решетке. Поэтому уменьшение кривизны выгодно для повышения реверсивных качеств. Наиболее устойчивая работа наблюдается у схемы с втулочным отношением 0.6. КПД в реверсивном режиме довольно высок и достигает 0.6, а подача для той же сети превышает 0.7 от прямого режима. Схема с втулкой 0.4 не обеспечивает требуемые 60 % расхода в реверсе от прямого режима и не может быть использована как реверсивная. Однако широкий диапазон работы и высокий КПД в прямом режиме выгодно отличают ее от других схем. В режиме реверса все схемы имеют рабочую точку для заданной сети, лежащую в области устойчивой работы. Кривая давления схемы с втулочным отношением 0.4 не имеет перегибов, что говорит о возможности устойчивой работы в режиме реверса на всем рассчитанном диапазоне подачи.

Введем понятие коэффициента аэродинамической нагруженности (КАН) —  $K$ . Под ним будем понимать отношение аэродинамической мощности осевого вентилятора к площади его проточной части

$$K = \frac{N}{F_{\text{ом}}} = \frac{Q P_V}{F_{\text{ом}}} \text{ кВт/м}^2,$$

где  $N$  — гидравлическая мощность, кВт;  $F_{\text{ом}}$  — площадь проточной части, м<sup>2</sup>;  $Q$  — производительность вентилятора, м<sup>3</sup>/с;  $P_V$  — полное давление, Па. Этот коэффициент характеризует степень аэродинамической нагруженности ВГП.

Аэродинамическая мощность разработанных вентиляторов составит  $N = P_V Q = 3600$  кВт. При втулочных отношениях  $\nu = 0.4, 0.5$  и  $0.6$  площадь проточной части вентилятора  $F_{\text{ом}} = \pi R^2(1 - \nu^2)$ , составит  $F_{0.4} = 5.17$  м<sup>2</sup>,  $F_{0.5} = 4.62$  и  $F_{0.6} = 3.94$  м<sup>2</sup> соответственно. КАН для таких вентиляторов будет находиться в пределах  $K = 696 - 914$  кВт/м<sup>2</sup>. Это в 4–5.3 раза выше, чем у выпускаемых вентиляторов [10, 11] (табл. 4), что свидетельствует о кардинальном качественном преимуществе разрабатываемого высоконагруженного вентилятора.

ТАБЛИЦА 4. Значения  $K$  для отечественных вентиляторов

Номер	Тип ВГП	$S$ , м <sup>2</sup>	$P_V$ , Па	$Q$ , м <sup>3</sup> /с	$N$ , кВт	$V$ , м/с	$K$ (КАН), кВт/м <sup>2</sup>
1	ВОД-18	1.62	3900	63	245.7	92.0	152
2	ВОД-21	2.04	2600	62	185.4	78.5	92
3	ВОД-30	4.5	2450	120	331.2	78.5	74
4	ВОД-40	8.0	2450	216	608.6	78.5	76
5	АВМ-21	2.04	3000	115	345.0	109.0	169
6	АВМ-28	3.92	3575	181	674.1	109.0	165

## ВЫВОДЫ

Для повышения предельно допустимых скоростей вращения вентилятора применен метод топологической оптимизации конструкции лопаток. В результате решения показано, что окружные скорости по концам лопаток 200 м/с – 250 м/с достижимы путем оптимизации конструкции рабочей лопатки. При этом масса лопатки снижена более чем на 30 % по сравнению с массой неоптимизированной конструкции.

Рассмотрены особенности расчета лопаточных венцов высокоскоростного вентилятора с традиционными профилями, при котором основным ограничением на окружную скорость вращения является необходимость ограничить максимальную скорость обтекания потока в венце скоростью звука. Путем вычислительных экспериментов определены характеристики получен-

ных аэродинамических схем. Показано, что повышение осевых скоростей воздуха за счет увеличения втулочного отношения способствует улучшению реверсивных свойств вентиляторов по сравнению с менее скоростными вентиляторами, рассчитанными на те же значения абсолютного давления. При этом нереверсивные высоконагруженные вентиляторы рекомендуется проектировать со втулочным отношением  $\nu = 0.4$ , а реверсивные — с  $\nu = 0.6$ .

Для оценки эффективности разрабатываемых аэродинамических схем вентиляторов главного проветривания предложен коэффициент аэродинамической нагруженности, характеризующий удельную производительность вентилятора на единицу площади проточной части. У разработанных вентиляторов он в 4–5.3 раза выше, чем у выпускаемых машин.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ / REFERENCES

1. **Krasyuk A., Russky E., Lugin I., and Popov N.** Engineering and analysis of aerodynamics and design parameters for metro tunnel fans with the same blade for different hub/tip diameter ratios, Proceedings of IFOST-2016 XIth International Forum on Strategic Technology (IFOST), 2016, Novosibirsk, Novosibirsk State Technical University, 2016, Part 2, pp. 594–598. (in Russian) [**Красюк А. М., Русский Е. Ю., Лугин И. В., Попов Н. А.** Разработка и анализ аэродинамики и конструктивных параметров вентиляторов метрополитена с одинаковыми лопатками при различных втулочных отношениях // Материалы XI Междунар. форума по стратегическим технологиям IFOST-2016 (IFOST). — Новосибирск: НГТУ, 2016. — Ч. 2. — С. 594–598.]
2. **Krasyuk A. M., Russky E. Yu., and Popov N. A.** New directions in the creation of shaft axial fans for main ventilation, Mining Journal, 2019, no. 10, pp. 61–66. (in Russian) [**Красюк А. М., Русский Е. Ю., Попов Н. А.** Новые направления в создании шахтных осевых вентиляторов главного проветривания // Горный журнал. — 2019. — № 10. — С. 61–66.]
3. **Vazhenov V. A.** Numerical methods in mechanics, Moscow, Higher school, 2005, 564 pp. (in Russian) [**Баженов В. А.** Численные методы в механике. — М.: Высш. шк., 2005. — 564 с.]
4. **Brusilovsky I. V.** Aerodynamics of axial fans. Moscow, Mechanical Engineering, 1984, 240 pp. (in Russian) [**Брусиловский И. В.** Аэродинамика осевых вентиляторов. — М.: Машиностроение, 1984. — 240 с.]
5. **Cumpsty N. A.** Compressor Aerodynamics, Longman Scientific & Technical, 1989, 509 pp. [**Кампсти Н. А.** Аэродинамика компрессоров: Пер. с англ. — М.: Мир, 2000. — 688 с.]
6. **Brusilovsky I. V.** Aerodynamic calculation of axial fans, Moscow, Mechanical Engineering, 1986, 288 pp. (in Russian) [**Брусиловский И. В.** Аэродинамический расчет осевых вентиляторов. — М.: Машиностроение, 1986. — 288 с.]
7. **Lieblein S.** Analysis of Experimental Low-Speed and Stall Characteristics of Two-Dimensional Compressor Blade Cascades, NACA Research Memorandum E57A28, 1957, 65 pp. [**Либляйн С.** Анализ экспериментальных низкоскоростных и срывных характеристик двумерных решеток лопаток компрессора. — Исследовательский меморандум NACA E57A28, 1957. — 65 с.]
8. **Galerkin Yu. B. and Soldatova K. V.** Compressor technology. Theory, calculation and design of compressor machines of dynamic action, St. Petersburg, Publishing house of the Polytechnic University, 2000, 121 pp. (in Russian) [**Галеркин Ю. Б., Солдатова К. В.** Технология компрессоростроения. Теория, расчет и конструирование компрессорных машин динамического действия: учеб. пособие. — СПб.: Изд-во СПбПУ, 2008. — 121 с.]
9. **Safety rules in coal mines: SR 05-618-03**, Moscow, Nedra, 2004, 296 pp. (in Russian) [**Правила безопасности в угольных шахтах: ПБ 05-618-03.** — М.: Недра, 2004. — 296 с.]
10. **Nosyrev B. A. and Belov S. V.** Fan plants of mines and subways, Tutorial. Yekaterinburg: Publishing House of the USMU, 2000, 278 pp. (in Russian) [**Носырев Б. А., Белов С. В.** Вентиляторные установки шахт и метрополитенов: учеб. пособие. — Екатеринбург: Изд-во УГГГА, 2000. — 278 с.]
11. **Babak G. A., Vocharov K. P., Volokhov A. T. et al.** Mine ventilation units of the main ventilation: Handbook, Moscow, Nedra, 1982, 296 pp. (in Russian) [**Бабак Г. А., Бочаров К. П., Волохов А. Т. и др.** Шахтные вентиляторные установки главного проветривания: справочник. — М.: Недра, 1982 — 296 с.]