

## РУДНИЧНАЯ АЭРОГАЗОДИНАМИКА

УДК 622.4

### К ВОПРОСУ ОПТИМАЛЬНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЛОПАТОК ОСЕВЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ С ПОВЫШЕННЫМИ СКОРОСТЯМИ ВРАЩЕНИЯ

**А. М. Красюк, Е. Ю. Русский**

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

Рассмотрены математические методы поиска оптимальных параметров конструкции с применением критериев оптимальности. Полученная конструкция рабочей лопатки наиболее приближена к оптимальной, обеспечивающей заданные параметры проектирования при выбранном критерии. Задача поиска оптимальной конструкции выполнялась в программном комплексе ANSYS с использованием топологической оптимизации. На основе решения оптимизационной задачи достигнуто оптимальное распределение массы пера лопатки рабочего колеса шахтного осевого вентилятора, обосновано снижение массы на 60 % по сравнению с монолитной лопаткой при одинаковых скоростях вращения и втулочном отношении.

*Рабочая лопатка, осевой вентилятор, ANSYS, оптимальность, прочность, конструктивные параметры, напряжение*

DOI: 10.15372/FTPRPI20200614

Определяющую роль в обеспечении безопасности подземных работ играют шахтные вентиляционные системы, основным звеном которых являются главные вентиляторные установки (ГВУ). Задача разработки и создания высокопроизводительных вентиляторов главного проветривания (ВГП) была и остается весьма актуальной. Наиболее эффективный путь повышения производительности ВГП — увеличение окружной скорости вращения рабочих лопаток колеса. 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 РФ шахтных ВГП не превышает 105 – 120 м/с. Это обусловлено большим значением нормальной силы инерции лопаток и параметрами прочности применяемых материалов. При повышении скорости возникают задачи,

связанные с обеспечением прочности самих рабочих лопаток и прочностью корпуса рабочего колеса. Достижение окружных скоростей по концам лопаток более 150–160 м/с требует снижения нормальной силы инерции, а следовательно, снижения массы рабочих лопаток.

Для снижения массы лопаток при заданных нагрузках можно подобрать материал, имеющий более низкую плотность и более высокие параметры прочности, или менять структуру лопатки с целью выбора ее рациональных конструктивных параметров [1, 2]. Ранее в ИГД СО РАН задачи по снижению массы рабочих лопаток решались путем разработки их конструкции с ячеистой структурой сердечника [1, 2]. Она состояла из сердечника ячеистой структуры с приваренными рабочей и вспомогательной поверхностями (пластинами) (рис. 1). Это позволило снизить массу лопаток, изготовленных из алюминиевого сплава АК7 [3], на 51 % и за счет этого увеличить окружную скорость по концам лопаток до 140 м/с и повысить производительность шахтных ВГП в 1.5–1.7 раза. В данной работе уменьшение их массы достигается на основе топологической оптимизации распределения материала сердечника лопатки по ее объему.

Цель настоящей работы — оптимизация конструктивных параметров сердечников рабочих лопаток осевых вентиляторов для уменьшения их массы и, следовательно, увеличения окружных скоростей вращения до 230 м/с при сохранении напряженно-деформированного состояния в допустимых пределах (действующие напряжения не превышают предельных).

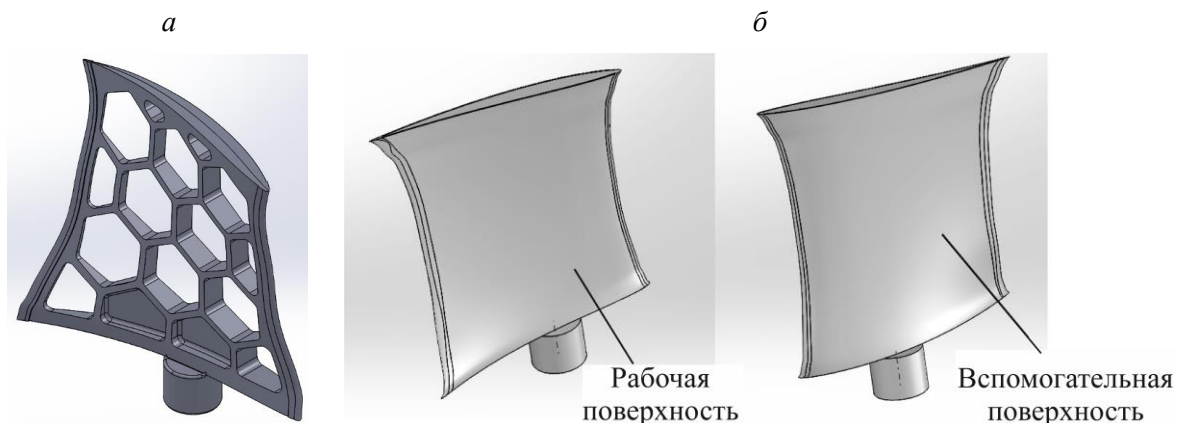


Рис. 1. Общий вид лопатки рабочего колеса осевого вентилятора (а) и сердечника с ячеистой структурой (б)

### ТОПОЛОГИЧЕСКАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ

Для топологической оптимизации широко применяются следующие методы: SIMP (Solid Isotropic Material with Penalty, твердый изотропный материал с пенализацией), ESO (эволюционная структурная оптимизация), Level-Set (метод установления уровня) и их различные комбинации [4–7]. Воспользуемся методом SIMP, реализованном в программном пакете ANSYS. В процессе оптимизации материалу конструкции присваивается относительная плотность от 0 до 1, что интерпретируется как материал с различной степенью пористости в зависимости от уровня напряжений в различных областях конструкции. Между параметрами жесткости и плотности материала принимается степенная зависимость [4]:

$$E_{ijkl}(x) = \rho(x) p E_{0ijkl}.$$

Здесь  $E_{ijkl}(x)$ ,  $E_{0ijkl}$  — текущий тензор упругости и тензор упругости исходного материала соответственно ( $i, j, k, l = 1, 2, 3$ );  $\rho(x)$  — функция плотности материала,  $x$  — текущий шаг в итерационном процессе;  $p$  — штрафной фактор,  $p > 1$  [8, 9]. Параметр штрафа обычно выбирается из известного диапазона [5].

Функция плотности представляет собой зависимость исходной плотности от текущей итерации:  $\rho(x) = x \rho_0$  ( $\rho_0$  — плотность исходного материала,  $x$  — текущий шаг в итерационном процессе). 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 [10, 11], реализованный в программном комплексе ANSYS, с применением топологической оптимизации на основе закономерностей развития напряженно-деформированного состояния. Цель топологической оптимизации — оптимальное распределение 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. 1б).

В качестве целевой функции используется минимальная податливость (максимальная жесткость) конструкции лопатки, величина которой определяется в ходе предварительного статического расчета. Критерием оптимальности служит масса лопатки, которая изменяется путем варьирования внутреннего объема лопатки, ограниченного вспомогательной и рабочей поверхностями (рис. 1б). Параметр оптимизации — функция распределения материала по заданному объему, внешние границы которого остаются неизменными, а изменения происходят внутри этого объема. На конструкцию накладываются ограничения массы и максимальных напряжений, а также соответствующие условия закрепления.

Решение задач оптимизации позволяет разрабатывать лопатки для высоконагруженных вентиляторов главного проветривания из алюминиевых сплавов типа АК7, эксплуатируемые на высоких скоростях вращения ротора, с повышенной производительностью. Это приводит к снижению коэффициента удельной площади строительной части ГВУ ( $k = Q/S$ ,  $Q$  — производительность вентилятора,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $S$  — площадь застройки под ГВУ,  $\text{м}^2$ ), уменьшению размеров охранных щитков под зданием ГВУ, а также позволяет эффективно модернизировать устаревшие вентиляторные установки за счет замены роторов их вентиляторов на такой же типоразмер, но со значительно большей скоростью вращения и производительностью.

#### ОПТИМИЗАЦИЯ ЛОПАТКИ ВЕНТИЛЯТОРА ВОД-40

Рассмотрим оптимизацию конструктивных параметров лопаток на примере одной из шахт Кузбасса с ГВУ ВОД-40, имеющей диаметр рабочего колеса по концам лопаток 4000 мм. Планами реконструкции шахты предусматривается обеспечение режима работы вентиляторов с параметрами  $Q = 500 \text{ м}^3/\text{с}$  и  $P_{SV} = 2000 \text{ Па}$ . ГВУ шахты укомплектована вентиляторами ВОД-40, которые выработали ресурс работы и могут обеспечить подачу воздуха не более  $350 \text{ м}^3/\text{с}$  при  $P_{SV} = 2000 \text{ Па}$ . Установить на ГВУ вентиляторы большего диаметра не представляется возможным из-за стесненности шахтного двора. Необходимо модернизировать вентилятор ВОД-40 таким образом, чтобы при исходном диаметре рабочего колеса обеспечить более высокую скорость вращения ротора для создания необходимых аэродинамических параметров. Из-за увеличения нагрузок на лопатки вследствие увеличения скорости и, как следствие, нормальных сил инерции (центробежных сил) существующие лопатки не удовлетворяют условиям прочности.

С целью снижения центробежных сил за счет снижения массы лопатки она выполняется в виде составной конструкции: литой сердечник оптимальной формы с приваренными криволинейными пластинами, образующими рабочую и вспомогательную (аэродинамические) поверхности лопатки (рис. 1б), из алюминиевого сплава АК7 с характеристиками (модуль упругости 69 Па, коэффициент Пуассона  $\mu = 0.27$ , предел прочности  $\sigma_b = 185 - 485$  МПа в зависимости от поставки, предел текучести  $\sigma_T = 95 - 415$  МПа в зависимости от поставки).

Для оценки прочности принято, что предел текучести  $\sigma_T = 324$  МПа, коэффициент запаса  $n = 1.8$ , соответственно допускаемые напряжения:  $\sigma_{\text{доп}} = \sigma_T / n = 180$  МПа. Закрепление хвостовика принято в виде глухой заделки. В качестве ограничений при оптимизации используются следующие: минимум максимальных напряжений по Мизесу 180 МПа (с учетом коэффициента запаса 1.8) и ограничение по массе — не менее 30 % от исходной массы. При этом критериям обоснован выбор сердечника (внутренняя геометрия лопасти рабочей лопатки) с оптимальной структурой при заданных нагрузках и условиях закрепления. Полученную оптимальную структуру следует рассматривать как предварительную концептуальную 3D-модель, на основе которой необходимо провести интерпретацию конечно-элементной модели к твердотельной. Построение твердотельной модели из оптимизированной, являющейся набором отдельных элементов, и работа с ней — достаточно сложный процесс. Окончательная форма оптимизированной лопатки должна прорабатываться с учетом технологической возможности изготовления, уровня затрат на изготовление и прочих факторов. Недостаток метода параметрической оптимизации — возможное изменение характеристик прочности при сглаживании и преобразовании полученной конечно-элементной модели в твердотельную. На рис. 2 показана сходимост ь итерационного процесса (для данной задачи сходится за 30–40 итераций).

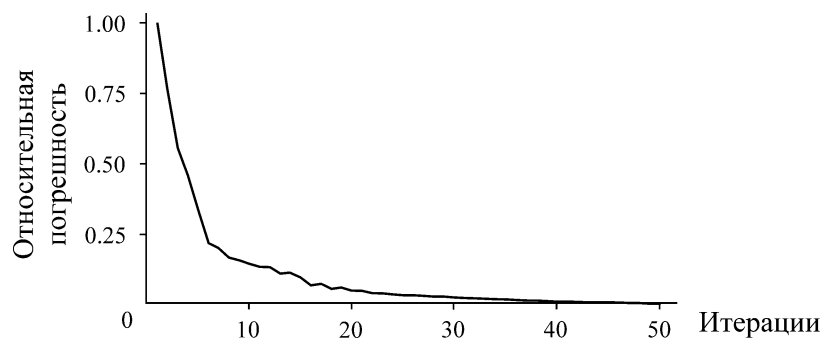


Рис. 2. Сходимость итерационного процесса

У осевых вентиляторов главного проветривания шахт втулочное отношение находится в пределах  $v = d/D = 0.5 - 0.6$  ( $d$  — диаметр втулки вентилятора,  $D$  — внутренний диаметр его корпуса). В табл. 1 представлены результаты оптимального проектирования лопатки для втулочных отношений  $v = 0.5$  и  $v = 0.6$  при разных ограничениях на процесс оптимизации. При  $v = 0.6$  масса лопатки составляет  $m = 78.0$  кг, при  $v = 0.5$  —  $m = 96.1$  кг (лопатка длиннее). Для втулочного отношения  $v = 0.6$  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 лопатке с оптимизированным сердечником, когда ее масса составляет 45 % от массы сплошной лопатки. При более высоких скоростях допустимый уровень напряжений обеспечивается только у лопаток с оптимальной структурой.

ТАБЛИЦА 1. Результаты оптимизации лопатки

Скорость вращения рабочего колеса (об./мин) / окружная скорость по концам лопаток (м/с)	Масса лопатки при ограничениях, кг		Напряжения (МПа) / перемещения в лопатке до оптимизации (м)
	по массе	по максимальным напряжениям	
$v = 0.6$			
1200 / 251.3	29.84	38.44	406.0 / 0.001970
1000 / 209.4	30.09	40.59	282.0 / 0.001370
800 / 167.5	26.12	35.20	180.0 / 0.000876
600 / 125.6	22.12	37.36	101.6 / 0.000492
400 / 86.8	21.93	36.46	45.1 / 0.000219
$v = 0.5$			
1200 / 251.3	39.19	53.75	224.4 / 0.00270
1000 / 209.4	39.05	53.08	155.8 / 0.00171
800 / 167.5	39.03	53.52	99.7 / 0.00123
600 / 125.6	39.08	52.79	56.1 / 0.00069
400 / 86.8	39.24	52.71	24.9 / 0.00027

Общая закономерность в распределении материала в структуре лопасти рабочей лопатки от действия центробежных сил следующая: при использовании критерия “ограничение по максимальным напряжениям” — две расходящихся ветви материала (рис. 3а, б); при использовании критерия “ограничение по массе” — одна ветвь с разветвлением у периферии (рис. 4б).

На структуру сердечника оптимизированной лопатки влияет как общая масса лопатки, так и характер ее распределения по длине пера лопатки: если лопатка более длинная (втулочное отношение 0.5 и менее) и узкая, то основание менее массивное по сравнению с широкой лопаткой такой же длины. Для лопаток с втулочным отношением 0.6 основание массивное, с короткими и объемными ветвями. При этом имеются отличия в структуре лопатки и в зависимости от принимаемых ограничений при оптимизации: для  $v = 0.6$  при использовании ограничений на массу и на максимальные напряжения, структура содержит массивное основание и две ветви (рис. 3а, б), тогда как для  $v = 0.5$  при использовании ограничений на массу структура также содержит массивное основание и две ветви (рис. 4а), а при ограничении на максимальные напряжения — массивное основание и одну ветвь (рис. 4б).

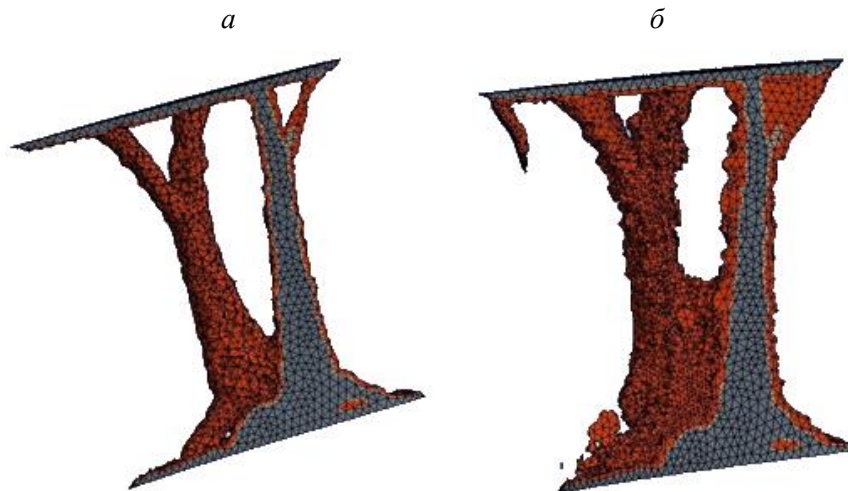


Рис. 3. Распределение материала в сердечнике рабочей лопатки  $v = 0.6$  после оптимизации: а — 400 об./мин; б — 1000 об./мин

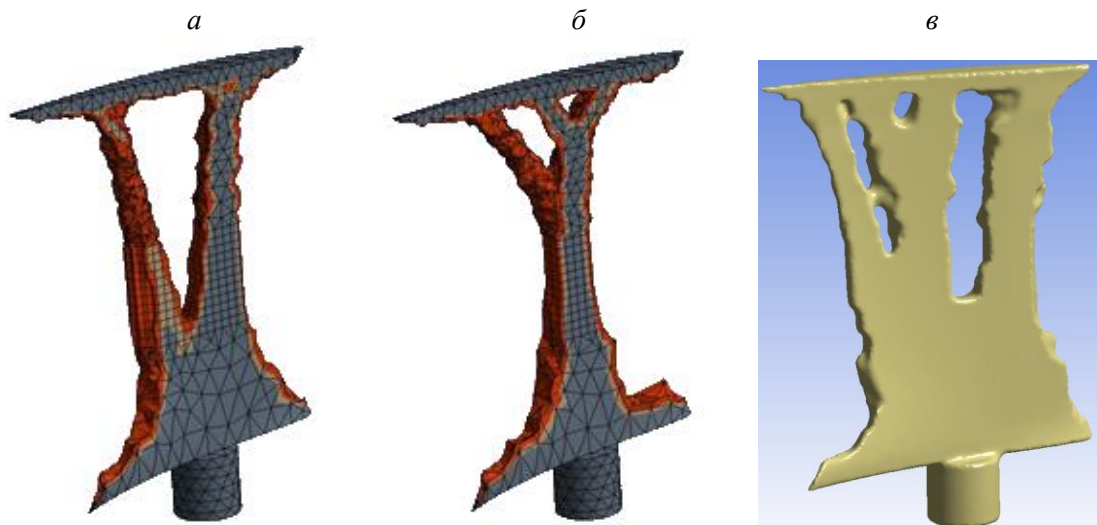


Рис. 4. Распределение материала в сердечнике рабочей лопатки (1000 об./мин,  $\nu=0.5$ ) после оптимизации при ограничении по максимальным напряжениям (а) и ограничении по массе (б). Сглаженная модель сердечника лопатки (в), 1000 об./мин,  $\nu=0.6$

#### ВЕРИФИКАЦИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ ОПТИМИЗАЦИИ ПРОЧНОСТИ

Для проведения проверочного расчета прочности на основе оптимальной геометрии лопатки необходимо преобразовать полученную модель к твердотельной геометрии, при этом итоговая расчетная модель будет отличаться от исходной формы. Отличия могут быть как незначительные (например, просто сглаживание геометрии), а могут содержать значительные изменения (в виде коррекции полостей, несвязанных элементов геометрии и пр.). После проведения оптимизационных исследований следует проводить проверочные расчеты прочности.

На рис. 4в показана модель лопатки после сглаживания сетки и подготовки для проверочного расчета прочности. Сглаженная модель имеет массу 74.8 кг, что на 10.5 % больше массы лопатки без сглаживания (67.7 кг, масса лопатки до оптимизации 96.1 кг). Отметим, что оптимальная структура распределения материала лопатки по ее объему (рис. 3, 4) не зависит от плотности материала, т. е. для алюминиевого сплава плотностью  $2700 \text{ кг/м}^3$  и стали плотностью  $7850 \text{ кг/м}^3$  структура в виде массивного основания и двух расходящихся ветвей остается неизменной. Масса оптимизированной лопатки (21.9 – 30.1 кг) сопоставима с массой лопатки, имеющей древовидную структуру (45 кг), исследованную в [1], при одинаковом уровне возникающих в них напряжений. Это объясняется тем, что древовидная структура близка к оптимальной.

На рис. 5 представлены результаты проверочного расчета напряженно-деформированного состояния в сердечнике лопатки и хвостовике после оптимизации. Как следует из рис. 5б, максимальные напряжения составляют 180 МПа, что соответствует допускаемым напряжениям с учетом коэффициента запаса прочности  $n=1.8$ , определяемом как  $n = \sigma_T / \sigma_{\max}$  ( $\sigma_T$  — напряжения текучести,  $\sigma_{\max}$  — максимальные напряжения в конструкции).

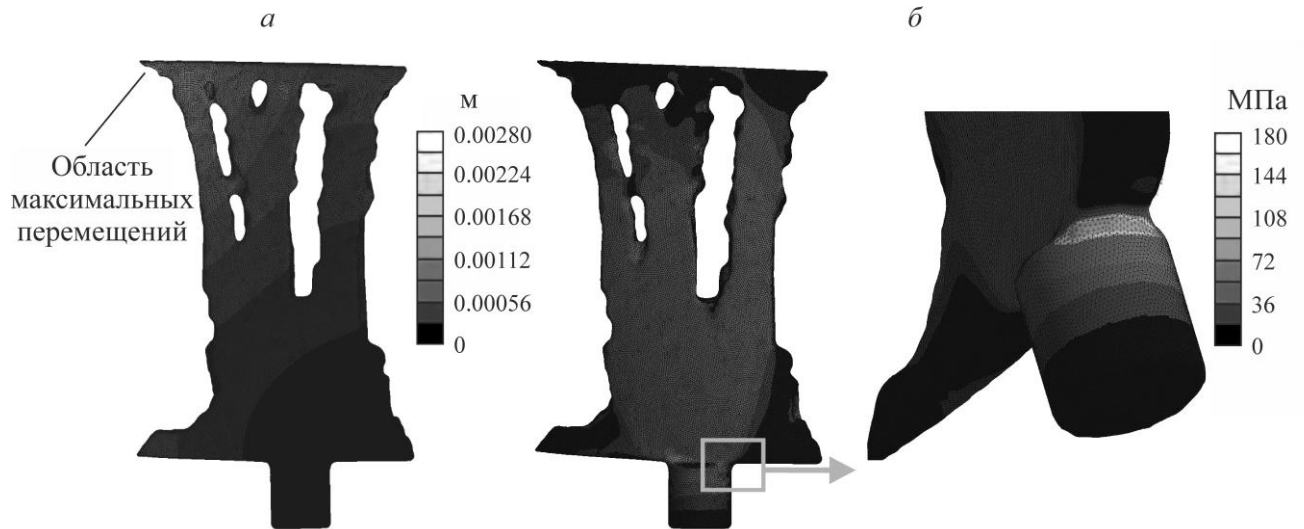


Рис. 5. Распределение перемещений в сердечнике (а) и распределение напряжений по Мизесу (б) в сердечнике лопатки и хвостовике после проверочного расчета при 1000 об./мин,  $\nu = 0.6$

#### АНАЛИЗ СОБСТВЕННЫХ И ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ ЛОПАТКИ

Рассмотрим анализ собственных и возмущающих частот колебаний лопатки оптимальной структуры по сравнению со сплошной лопаткой. Резонансные колебания лопаток возникают в случаях, когда частоты их собственных колебаний становятся равными или кратными числу оборотов ротора ( $f_d = kn_c$ ). Число кратности  $k$  определяется исходя из особенностей конструкции машины. Неуравновешенность ротора может вызвать колебания лопаток с частотой, равной секундному числу оборотов, при  $k = 1$  [12]. Для осевых вентиляторов опасные режимы могут возникать в результате появления колебаний лопаток под действием нестационарных аэродинамических сил, возникающих из-за неравномерности течения потока при взаимодействии с ребрами, направляющим аппаратом и лопатками спрямляющего аппарата. В этом случае числа кратности пропорциональны числу ребер и лопаток направляющего аппарата  $N_P$ , а при реверсе и числу лопаток спрямляющего аппарата  $N_{CA}$ . Колебания могут быть вызваны явлением срывного флаттера, заключающегося в возникновении самовозбуждающихся колебаний лопаток вследствие взаимодействия аэродинамических сил с упругими силами лопаток. Если энергия потока достаточна для поддержания этого процесса, то колебания будут незатухающими. Возникновению флаттера способствует срыв потока при обтекании лопатки с большими углами атаки. Обнаружено, что срыв потока может наблюдаться не на всех лопатках решетки, а только на их группе, и что зона срыва может перемещаться по окружности. Такое явление получило название вращающегося срыва. Для данного вида колебаний частота зависит от числа зон отрыва во вращающемся потоке  $N_{BO}$  и в общем случае не кратна частоте вращения рабочего колеса. Значения резонансных частот для последних двух видов колебаний можно записать в следующем виде [13 – 15]:

$$\omega_n^P = nN_P\omega, \quad \omega_n^{CA} = nN_{CA}\omega, \quad \omega_n^{BO} = nN_{BO}(1 - \alpha)\omega,$$

где  $n = 1, 2, 3, \dots$  — номер гармоники возбуждающих сил;  $0 < \alpha < 1$ .

Для вентилятора ВОД-40 при угловой скорости вращения рабочего колеса вентилятора  $\omega = 104.70 \text{ с}^{-1}$  (1000 об./мин), числе ребер направляющего аппарата  $N_P = 12$  и лопаток спрямляющего аппарата  $N_{CA} = 15$ , зон отрыва во вращающемся потоке  $N_{BO} = 2 - 4$  частоты возбуждающих сил, создаваемых ребрами направляющего аппарата, лопатками спрямляющего аппарата и вращающимся отрывом, записываются следующим образом:

$$\omega_n^P = 12n\omega \text{ с}^{-1}, \quad \omega_n^{CA} = 15n\omega \text{ с}^{-1}, \quad \omega_n^{BO} = 4n\omega \text{ с}^{-1},$$

$$\text{или } \omega_n^P = 1256.4n \text{ с}^{-1}, \quad \omega_n^{CA} = 1570.5n \text{ с}^{-1}, \quad \omega_n^{BO} \leq 418.8n \text{ с}^{-1}.$$

В табл. 2 представлены результаты расчетов собственных частот колебаний сплошной и оптимизированной лопаток, а также частоты возмущающих сил. Собственные частоты лопатки после оптимизации значительно выше (до 4 раз), чем у сплошной литой лопатки. Кроме того, возмущающие частоты до 8.7 раза выше, чем собственные, что исключает возможность появления резонансных явлений.

ТАБЛИЦА 2. Значения собственных частот лопаток для втулочного отношения  $\nu = 0.6$

Номер гармоники	Собственная частота, Гц		Возмущающая частота		
	Сплошная лопатка	Оптимизированная лопатка	$\omega_n^P$	$\omega_n^{CA}$	$\omega_n^{BO}$
1	61.68	252.03	1256.4	1570.5	418.8
2	160.52	295.53	2512.8	3141.0	837.6
3	207.99	576.85	3769.2	4711.5	1256.4
4	322.32	671.25	5025.6	6282.0	1675.2
5	465.77	720.20	6282.0	7852.5	2094.0

### ВЫВОДЫ

На основе решения задачи топологической оптимизации получено оптимальное распределение материала сердечника лопатки рабочего колеса шахтного осевого вентилятора с существенным снижением ее массы при сохранении напряженно-деформированного состояния конструкции в допустимых пределах для всего диапазона скоростей вращения и втулочных отношений. Масса лопатки снизилась на 50–70 % по сравнению с монолитной. Для вентилятора с диаметром рабочего колеса 4.0 м и втулочным отношением  $\nu = 0.6$  масса лопатки после оптимизации составила 36.3 кг (при использовании в качестве граничных условий максимальных напряжений по Мизесу) и 23.5 кг (при использовании в качестве граничных условий минимальной массы лопатки). Собственные частоты колебания лопатки после оптимизации распределения ее массы значительно выше (до 4 раз), чем у сплошной литой лопатки. Возмущающие частоты до 8.7 раза выше, чем собственные, что исключает возможность появления резонансных явлений. Полученные результаты исследований позволяют проектировать рабочие лопатки, способные сохранять прочность при окружных скоростях вращения по концам лопаток до 230 м/с.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Krasnyuk 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, Proc. of IFOST-2016, 11<sup>th</sup> Int. Forum on Strategic Technol., 2016. — P. 594–598.



2. **Ai Z., Qin G., Lin J., Chen X., and He W.** Variable-speed method for improving the performance of a mine counter-rotating fan, *Energy Sci. and Eng.*, 2020, Vol. 8, No. 7. — P. 2412–2425.
3. **ГОСТ 1583-93.** Межгосударственный стандарт. Сплавы алюминиевые литейные. Технические условия. Дата введения 01.01.1997.
4. **Eschenauer H. and Olhoff N.** Topology optimization of continuum structures: A review, *ASME Applied Mech. Rev.*, 2001, Vol. 54, No. 4. — P. 331–390.
5. **Zhao J., Du F., and Yao W.** Structural analysis and topology optimization of a bent-bar-frame piston based on the variable density approach, *Proc. of the ASME 2014 Dynamic Systems and Control Conf.*, 2014. — P. 1–7.
6. **Du F. and Tao Z.** Study on lightweight of the engine piston based on topology optimization, *Adv. Materials Res.*, 2011, Vol. 201–203. — P. 1308–1311.
7. **Barbieria S. G., Giacomina M., Mangerugaa V., and Mantovani S. A.** Design strategy based on topology optimization techniques for an additive manufactured high performance engine piston, *Proc. Manufacturing*, 2017, Vol. 11. — P. 641–649.
8. **Hu J., Li M., Yang X., and Gao S.** Cellular structure design based on free material optimization under connectivity control, *CAD Comp. Aided Design*, 2020, Vol. 127, 102854.
9. **Zhao L. A., Xu B. A., Han Y. A., and Rong J. B.** Continuum structural topological optimization with dynamic stress response constraints, *Adv. in Eng. Software*, 2020, Vol. 148, 102834.
10. **Зенкевич О.** Метод конечных элементов в технике. — М.: Мир, 1975. — 541 с.
11. **Баженов В. А.** Численные методы в механике. — М.: Высш. шк., 2005. — 564 с.
12. **Yang Y. A., Ouyang H. B., Yang Y. A., Cao D. C., and Wang K.** Vibration analysis of a dual-rotor-bearing-double casing system with pedestal looseness and multi-stage turbine blade-casing rub, *Mech. Systems and Signal Proc.*, 2020, Vol. 143, 106845.
13. **Красюк А. М., Лугин И. В., Русский Е. Ю., Попов Н. А.** Обоснование параметров и оценка прочности основных конструктивных узлов осевого тоннельного вентилятора // *ФТПРПИ*. — 2015. — № 6. — С. 80–92.
14. **Красюк А. М., Лугин И. В., Русский Е. Ю., Косых П. В.** Обоснование способа продления ресурса шахтных двухступенчатых осевых вентиляторов главного проветривания // *ФТПРПИ*. — 2019. — № 3. — С. 150–197.
15. **Hron R., Martaus F., Kadlec M., and Růžek R.** Experimental axial fan with geopolymer blades, *18<sup>th</sup> Int. Multidisciplinary Sci. Geoconf.*, 2018, Vol. 18, Issue 6.4. — P. 385–392.

*Поступила в редакцию 13/VII 2020  
После доработки 21/IX 2020  
Принята к публикации 03/XI 2020*