

РУДНИЧНАЯ АЭРОГАЗОДИНАМИКА

УДК 622.4

ОЦЕНКА ПРОЧНОСТИ АДАПТИВНОГО ЛОПАТОЧНОГО УЗЛА ВЫСОКОНАГРУЖЕННЫХ ШАХТНЫХ ОСЕВЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Н. Н. Петров, Н. В. Панова

*Институт горного дела им. Н. А. Чинакала СО РАН,
Красный проспект, 54, 630091, г. Новосибирск, Россия*

Рассмотрено влияние конструктивных элементов съемного, поворотного на ходу лопаточного узла на напряженно-деформированное состояние и его собственные частоты колебаний. Построена обобщенная безразмерная модель адаптивного лопаточного узла, позволяющая проектировать шахтные осевые вентиляторы с повышенными скоростями вращения для увеличения эксплуатационных характеристик главной вентиляторной установки.

Адаптивный лопаточный узел, безразмерная модель лопаточного узла, напряженно-деформированное состояние, частота колебаний

Разбавление и вынос вредных примесей посредством главных вентиляторных установок (ГВУ) шахт остаются основными способами борьбы с вредными примесями, выделяющимися в шахтную атмосферу при ведении подземных горных работ. В связи с постоянным увеличением глубины работ в шахтах и ростом выделений вредных примесей на вентиляторы главного проветривания накладываются все большие требования по вентиляционным параметрам.

Существующие установки неэкономичны, недостаточно надежны, занимают значительные площади на поверхности, не обладают достаточными возможностями адаптации к изменениям требуемых вентиляционных режимов шахт в процессе их эксплуатации.

Недостаток адаптивных возможностей приводит к тому, что вентилятор ГВУ большую часть времени эксплуатации работает с низкими технико-экономическими показателями или после нескольких лет становится вообще не способным работать на данную вентиляционную сеть. Возникает необходимость реконструкции вентиляционной системы или строительство новых ГВУ.

Анализ разных способов и адаптивных возможностей шахтных вентиляторов и ГВУ показал [1], что требуемые пределы изменения производительности и давления могут быть обеспечены вентиляторными установками с высокоадаптивными осевыми вентиляторами при возможности их модернизации путем замены или снятия части лопаток рабочего колеса.

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ (грант № 14. В37.21.0333 от 26 июля 2012 г.)

Аэродинамические исследования осевых вентиляторов, выполненные в ИГД СО РАН [2–4], подтвердили, что значительное повышение размера поля режимов в координатах “давление–производительность” возможно только на основе создания осевых вентиляторов с заменяемыми сдвоенными листовыми (не телесными) лопатками рабочего колеса (РК).

На базе аэродинамических схем АМ-17А и АМ-19А разработана серия вентиляторов ВО. Расширение аэродинамической и экономической работы данных вентиляторов обеспечивается путем оснащения их сменными, поворотными на ходу, сдвоенными листовыми лопатками РК, выполненными по высоконапорной, высокорасходной или промежуточной аэродинамическим схемам при оснащении 8 или 4 лопатками (рис. 1). Это позволяет, кроме регулирования производительности в 1.5–2.1 раза за счет поворота лопаток РК на угол от 15 до 45°, увеличить производительность и давление вентилятора дополнительно в 1.25–1.45 раза за счет замены съемной части лопаток рабочего колеса.

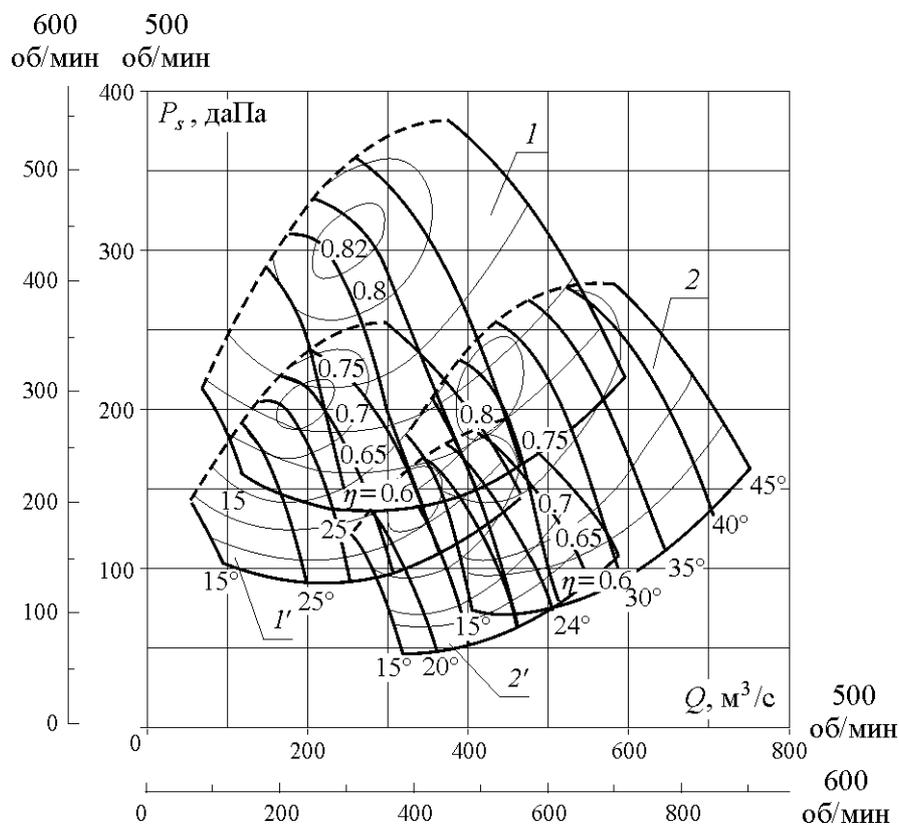


Рис. 1. Аэродинамические характеристики вентилятора ВО-43К при работе на частоте вращения 500 и 600 об/мин, с числом лопаток рабочего колеса 4 (обозначено 1' и 2') и 8 (обозначено 1 и 2), выполненных по аэродинамическим схемам АМ-17А и АМ-19А

У получивших широкое распространение вентиляторов серии ВОД предусмотрено наличие двух РК, на каждом из которых установлено по 12 профилированных пустотелых лопаток. Создание РК с 8 поворотными на ходу сдвоенными листовыми лопатками специальной геометрии позволило перейти от двух- к одноступенчатой схеме с одновременным улучшением эксплуатационных характеристик.

Сдвоенные листовые лопатки по сравнению с профильными имеют ряд преимуществ: 1) возможность полностью ликвидировать изгибающий и крутящий моменты центробежных сил относительно оси поворота; 2) существенно упрощается технология изготовления.

На лопаточную систему РК действует ряд сил, которые создают крутящие и изгибающие моменты, при этом центробежная сила создает основное усилие и крутящий момент [5, 6].

Аэродинамические силы рассчитываются при углах установки лопатки, когда в области нормальных режимов работы вентилятора полное давление максимальное. В исследованиях использовались разные геометрии лопастей, в том числе высоконапорная схема АМ-19А. При этом принимается допущение постоянства циркуляции вдоль лопатки.

Для упрощения процедуры замены лопаточного узла РК действующего ротора на новый (с другими аэродинамическими характеристиками) с целью повышения давления и производительности вентиляторной установки, внесены изменения в конструкцию. Крепление съемной части к основанию (рис. 2) лопаточного узла осуществляется с помощью болтового соединения.

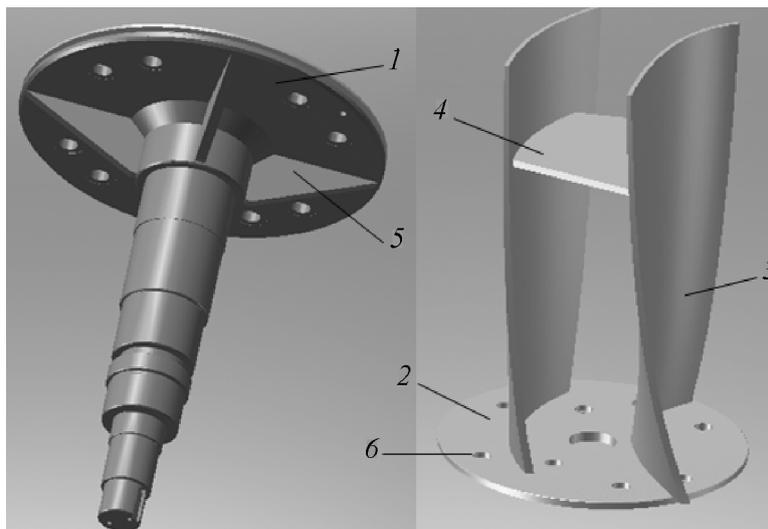


Рис. 2. Адаптивный лопаточный узел осевых вентиляторов: 1 — базовая часть (поворотное основание с хвостовиком лопатки); 2 — съемная часть; 3 — лопасти; 4 — перемычка; 5 — ребра жесткости; 6 — отверстие под болтовое соединение

Для крепления съемной части лопаточного узла диаметр внутренней резьбы болтовых соединений определяется по внешнему усилию. На резьбовое соединение действует преимущественно растягивающая сила, вызванная центробежными силами, и аэродинамическая сила, действующая на срез.

Диаметр внутренней резьбы выбирается по усилию на растяжение:

$$d = \sqrt{\frac{4N}{\pi[\sigma_p]}}$$

где N — растягивающее усилие от внешних нагрузок, приходящееся на данное резьбовое соединение; $[\sigma_p]$ — допускаемое напряжение при растяжении; d — внутренний диаметр резьбового соединения.

Допускаемое напряжение обычно принимают $[\sigma_p] \approx 0.6\sigma_T$, где σ_T — предел текучести материала. С учетом того что резьбовое соединение изготавливают из легированной стали 30ХГСА с предварительным диаметром резьбы в диапазоне 16–30 мм и постоянной нагрузкой на резьбовое соединение, то $[\sigma_p] \approx 0.3\sigma_T$. Для материала 30ХГСА с твердостью по Бринеллю $HВ = 330–425$ $\sigma_T = 1080$ МПа, следовательно $[\sigma_p] \approx 324$ МПа [7].

Условие прочности резьбы по напряжениям среза от аэродинамических сил [8]:

$$\tau = \frac{F}{\pi d_1 H K K_m} \leq [\tau],$$

где H — высота гайки или глубина завинчивания винта в тело детали ($H = 35$); K — коэффициент полноты резьбы ($K = 0.75$ для винта); K_m — коэффициент неравномерности нагрузки по виткам резьбы ($K_m = 0.7$). Так как материалы винта и гайки одинаковы, то по напряжениям среза рассчитывается только резьба винта, при этом $d_1 < d$; $[\tau] \approx (0.2 - 0.3)\sigma_T$ — допустимое напряжение на срез.

Кроме центробежных и аэродинамических нагрузок, необходимо учесть силовое воздействие в виде удельного давления $q(t)$ на поверхность лопатки неравномерного по окружности потока [9]:

$$q(t) = q_{cp} + \sum q_{kz} \sin(2\pi n k z t + \alpha_{kz}),$$

где $q(t)$ — переменная во времени нагрузка, действующая на единицу длины лопатки; q_{cp} — постоянная нагрузка, действующая на лопатку; q_{kz} — амплитуда переменной нагрузки с частотой $f = knz$, действующей на единицу длины лопатки; $2\pi n t$ — угловая координата вращения лопатки; α_{kz} — фазовый угол.

Повысить области вентиляционных параметров возможно не только усовершенствованием аэродинамики и расширением поля аэродинамических характеристик за счет установки сменных лопаток, но и увеличением окружных скоростей по концам лопаток РК. В отечественном вентиляторостроении проведено недостаточно исследований в области высоконагруженных шахтных вентиляторов с диаметром рабочего колеса от 3000 до 5000 мм. За рубежом аналогичные машины проектируют на повышенные окружные скорости вращения по концам лопаток до 160 м/с и более, что необходимо для достижения требуемых вентиляционных параметров. При увеличении окружных скоростей осевых вентиляторов до 160 м/с полученные аэродинамические показатели могут быть значительно выше существующих зарубежных аналогов. Подтверждением тому служит приведенный ниже пример. При проектировании горнодобывающего комплекса, находящегося в Ерунаковском геологическом районе Кемеровской области, в 2011 г. был объявлен конъюнктурный отбор на поставку вентиляторов главного проветривания с указанием расчетных режимов работы по периодам эксплуатации по давлению 227–250 даПа и производительности 396–622 м³/с с максимально допустимым диаметром РК 6000 мм. Ряд фирм предложили варианты машин, удовлетворяющие заданным эксплуатационным параметрам (табл. 1).

ТАБЛИЦА 1

Вентилятор	HOWDEN	TLT	ZITRON	ВЕНТПРОМ	Осевой
D , мм	4750	4420	4500	4200	4300
Частота вращения, об/мин	595	745	600	600	500
Окружная скорость, м/с	148	172	141	132	112

Машины фирм TLT, HOWDEN, ZITRON, ВЕНТПРОМ имеют повышенные окружные скорости вращения от 132 до 172 м/с. Аэродинамические расчеты показывают, что осевой вентилятор удовлетворяет эксплуатационным параметрам с меньшими окружными скоростями вращения.

В результате проведенного исследования состояния современного вентиляторостроения возникла задача исследования высоконагруженных лопаточных узлов осевых вентиляторов с диаметром рабочего колеса от 3000 до 5000 мм с окружными скоростями по концам лопаток до 160 м/с.

Надежность лопаточных узлов обеспечивается запасом статической прочности в пределах заданного ресурса и предотвращением резонансных явлений, обусловленных частотой вращения ротора и нестационарностью внешних воздействий, в качестве которых рассматриваются колебания из вентиляционной сети и т. п.

Одной из задач является обеспечение допустимого уровня напряжений в лопаточном узле с учетом предельных прочностных характеристик используемых материалов и принятых коэффициентов запаса прочности, второй — осуществление безопасной отстройки частот собственных колебаний лопаток от частот возбуждающих сил с целью предотвращения опасных динамических напряжений из-за возможного резонанса.

При статическом анализе наибольший интерес вызывают максимальные напряжения и перемещения в конструкции. Реальная конструкция чаще всего находится в условиях сложного напряженного состояния. При проведении исследований использовался критерий текучести фон Мизеса, позволяющий поставить в соответствие сложному напряженному состоянию эквивалентное ему по некоторой величине простое напряженное состояние [10].

Анализ цельносварного лопаточного узла ранее проводился, но прочностные и резонансные свойства адаптивного лопаточного узла с болтовым соединением и окружными скоростями по концам лопаток более 117 м/с не изучались. Одной из поставленных задач стало создание обобщенной модели высоконагруженного лопаточного узла, которая позволит, задавая диаметр РК и частоту вращения вентилятора, получить его геометрические параметры, удовлетворяющие всем условиям прочности.

Для анализа напряженно-деформированного состояния (НДС), собственных частот и форм колебаний использован метод конечных элементов. Для каждого типоразмера вентилятора выполнен ряд исследований лопаточного узла, при этом определялись оптимальные конструктивные параметры.

Для определения влияния болтовых соединений на жесткость конструкции, и следовательно, на наступление резонанса проведен анализ собственных частот колебаний цельносварного и разъемного лопаточного узла. Спектр собственных частот цельносварного лопаточного узла — 26.6; 89.9; 114.5 Гц и узла с базовой и съемной частями с болтовым соединением 24.1; 82.6; 98.9 Гц (на примере вентилятора с диаметром РК 4300 мм, окружной скоростью по концам лопаток 135 м/с и частотой вращения 10 Гц). У цельносварного лопаточного узла значения собственных частот выше, но расхождения незначительны. В обоих случаях и для всего ряда исследуемых машин полученный коэффициент отстройки от резонанса удовлетворяет условиям прочности ($k > 1.3$).

В ходе исследования выявлялась зависимость максимальных напряжений в лопаточном узле от толщины листа лопасти (рис. 3). Рассмотрено два варианта: с постоянной толщиной и с переменной (с уменьшением толщины листа к краю). Для лопасти с постоянной толщиной максимальные напряжения в лопаточном узле значительно больше по сравнению с максимальными напряжениями при лопасти переменной толщины. Эту зависимость можно объяснить тем, что масса лопаточного узла при использовании лопасти постоянного сечения будет больше, а значит, увеличится центробежная сила и, как следствие, напряжения в наиболее нагруженных участках конструкции (в местах сварки лопасти с основанием и месте крепления радиально-упорного подшипника в хвостовике) (рис. 4).

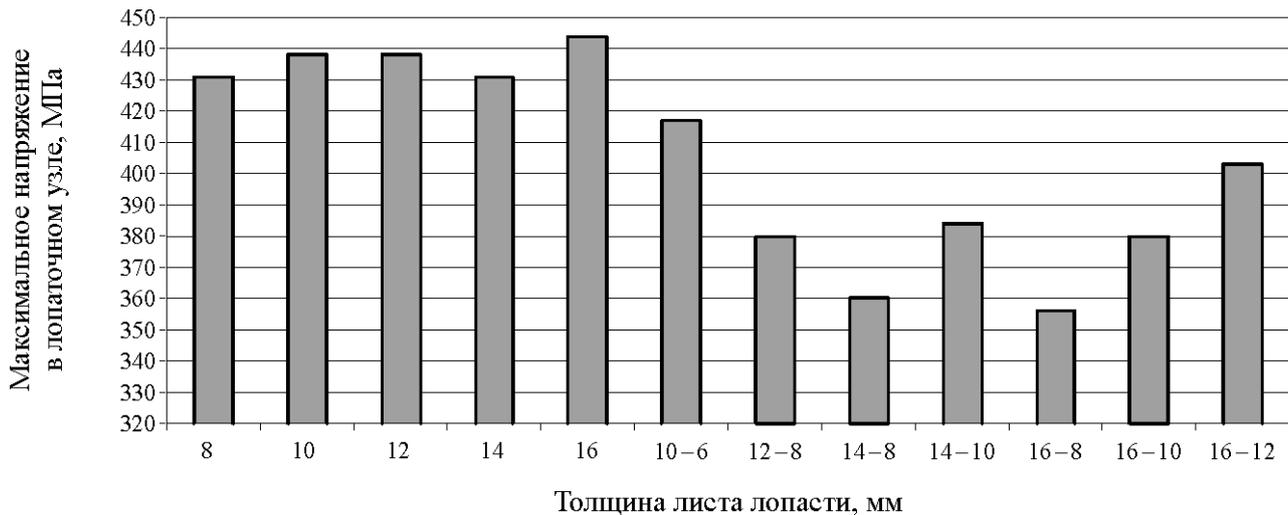


Рис. 3. Зависимость максимальных напряжений в лопаточном узле от толщины лопасти: 8 — толщина лопасти постоянна во всех сечениях и равна 8 мм; 10–6 — толщина лопасти переменная величина, в основании 10 мм, у края 6 мм

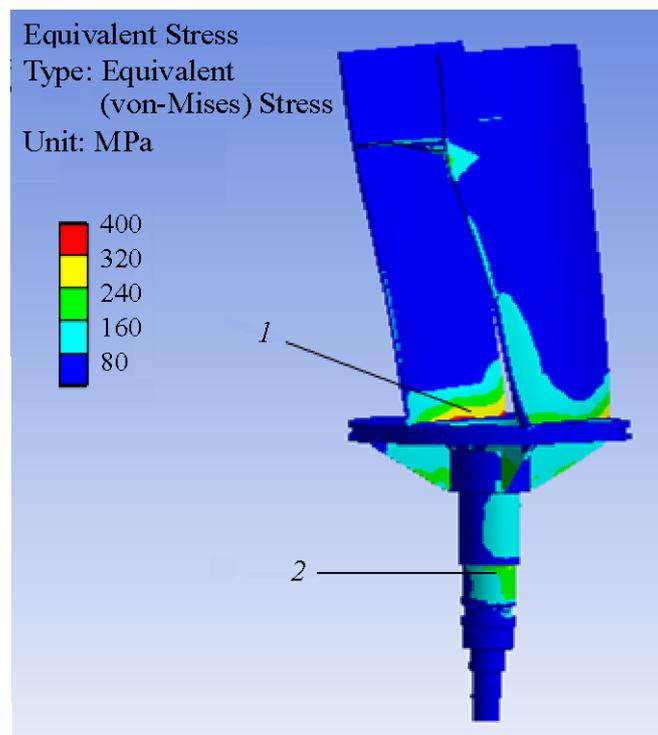


Рис. 4. Участки концентрации напряжений в лопаточном узле: 1 — место сварки лопасти с основанием; 2 — место крепления радиально-упорного подшипника

В результате численных экспериментов определена толщина лопасти в месте сварки с основанием в диапазоне $(0.0032 - 0.0036)D$ и получено необходимое сужение лопасти переменной толщины к краю на угол 0.5° .

Определение собственных частот колебаний при различной толщине лопасти проводилось на примере съемной части лопаточного узла вентилятора с диаметром РК 5000 мм при постоянной толщине лопасти 14 мм и при переменной толщине лопасти 16–8 мм. Для лопасти пе-

ременного сечения значение первой собственной частоты колебаний составило 50.3 Гц, для лопасти постоянного сечения — 44.5 Гц. Таким образом, применение переменной толщины лопасти позволяет не только снизить максимальные напряжения в лопаточном узле, но и повысить значения собственных частот вращения ротора. Данное обстоятельство можно объяснить снижением массы лопастей при переменной толщине в среднем на 8% по сравнению с лопастью постоянной толщины, рассматриваемой в качестве примера.

В работах [11 – 14] найдены некоторые решения по оптимизации лопаточного узла, а в данной работе исследования расширены, так как рассматривается ряд высоконагруженных вентиляторов с повышенными окружными скоростями вращения. Проведен анализ влияния одной и нескольких перемычек, установленных в расчетных сечениях лопастей, на напряженно-деформированное состояние и собственные частоты колебаний (рис. 5). Расчетными сечениями являются девять сечений, разбивающих лопасть на восемь равных частей.

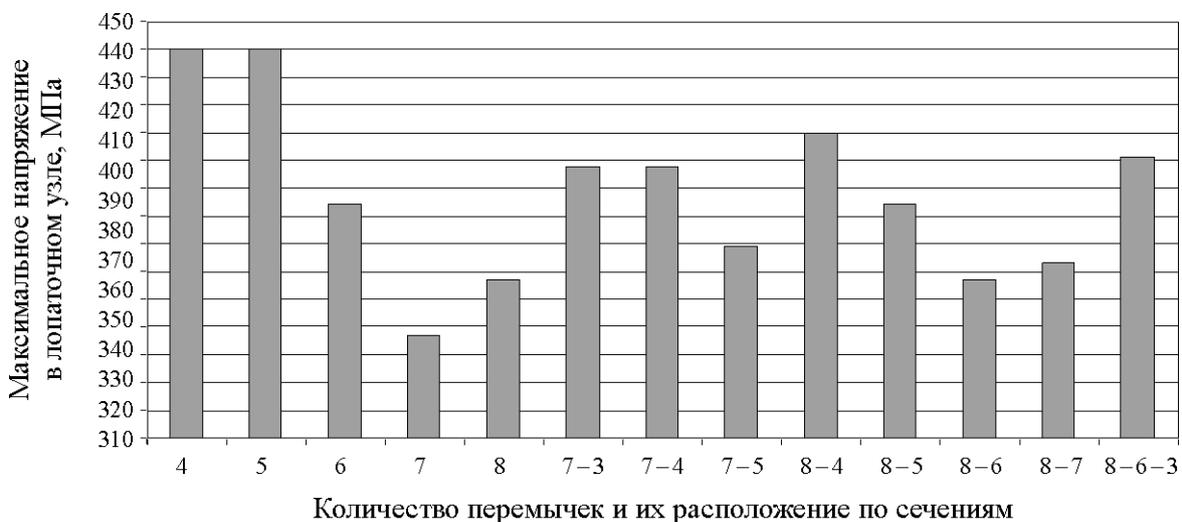


Рис. 5. Зависимость максимальных напряжений в лопаточном узле от количества перемычек и места их расположения по сечениям: 4 — в лопаточном узле 1 перемычки в 4-м сечении; 7-3 — в лопаточном узле 2 перемычки в 7-м и 3-м сечениях; 8-6-3 — в лопаточном узле 3 перемычки в 8, 6 и 3-м сечениях

Лопаточный узел с двумя и тремя перемычками дает лучшие показатели по значениям собственных частот колебаний за счет более высокой жесткости конструкции, чем узел с одной перемычкой. По результатам численных экспериментов установлено, что во всех случаях достигается достаточная отстройка от резонанса ($k > 6$). Учитывая, что масса и максимальные напряжения в лопаточном узле меньше при установке одной перемычки в 7-м и 8-м расчетных сечениях, целесообразно в разрабатываемом лопаточном узле устанавливать одну перемычку на расстоянии $(0.1124-0.1474)D$ от основания лопаточного узла, что соответствует 7-8-му расчетным сечениям.

В ходе исследования рассмотрен случай установки двух видов перемычек: плоской (без кривизны) и с кривизной, равной кривизне обода РК. В результате определено, что если перемычка в лопаточном узле имеет кривизну, то напряжения будут выше в среднем на 10% по сравнению с прямой перемычкой.

Проведено исследование влияния ширины перемычки лопаточного узла в процентном соотношении от длины хорды в рассматриваемом сечении лопасти на НДС (рис. 6). При снижении ширины перемычки масса лопаточного узла уменьшается, при этом снижаются центро-

бежные силы и напряжения в зоне крепления радиально-упорного подшипника. После значения 60–80 % от величины хорды в рассматриваемом сечении максимальные напряжения наблюдаются в зоне крепления перемычки и их рост при ее дальнейшем уменьшении, а также увеличение максимальных перемещений по краю лопастей. Значения собственных частот колебаний расходятся незначительно при различной ширине перемычки (рассмотрено два случая: 100 и 50 % от хорды), при этом в обоих случаях достигается необходимая отстройка от резонанса.

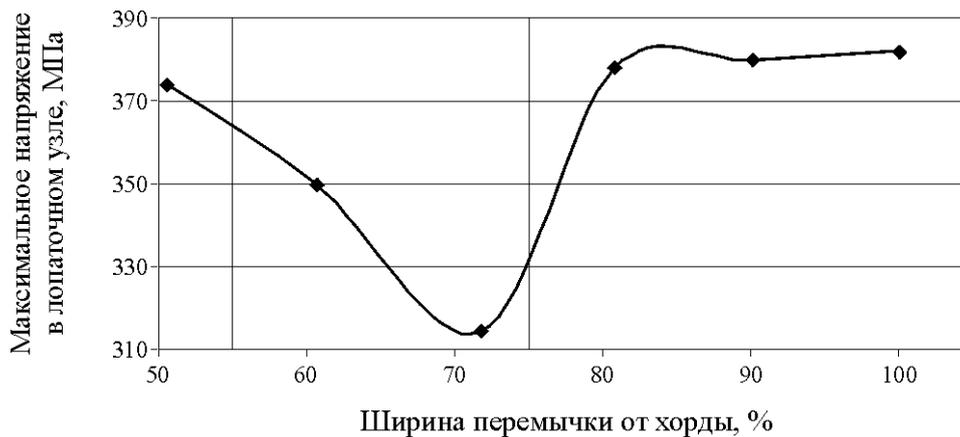


Рис. 6. Зависимость максимальных напряжений в лопаточном узле от ширины перемычки

На величину напряжений в лопаточном узле влияет и диаметр основания. Установлено, что лучшим вариантом является применение основания с наименьшим диаметром с учетом того, что на нем необходимо разместить две лопасти, восемь отверстий под болтовые соединения и четыре подкрепляющих ребра, а также учесть возможность смены лопаток, построенных по одной аэродинамической схеме, на лопатки, построенные по другой аэродинамической схеме. Исходя из изложенного и проведенного анализа установлено, что диаметр основания необходимо выбирать из диапазона $(0.144–0.146)D$.

Толщина основания съемной части определяется с учетом размера болтов и максимальных напряжений в лопаточном узле. В результате численных экспериментов выявлена прямая зависимость — чем больше толщина основания, тем меньше максимальные напряжения в лопаточном узле. Толщину основания съемной части рекомендуется выбирать равной толщине основания базовой части, величина которой определена в данной работе и составляет $0.004D$ (см. рис. 2).

Наиболее нагруженными в конструкции лопаточного узла являются места сварки лопасти с основанием и крепления радиально-упорного подшипника в хвостовике. Кроме того, наблюдаются значительные напряжения и в подкрепляющих основание ребрах (рис. 2). Выявлено, что толщина подкрепляющего ребра должна быть равна толщине основания.

Наилучший вариант расположения отверстий под болтовое крепление — максимально приближенное размещение их с двух сторон от лопасти.

Таким образом, применение лопаточных узлов с болтовым соединением съемной и базовой частей возможно и удовлетворяет всем условиям прочности. Это достигается снижением максимальных напряжений в лопаточном узле и необходимой отстройкой от резонанса.

Результаты исследования и введение поправочного коэффициента k дали возможность создать обобщенную безразмерную модель лопаточного узла с высоким уровнем адаптации для ряда исследуемых высоконагруженных машин (рис. 7). Модель позволяет проектировать лопаточный узел для любого необходимого типоразмера вентилятора с диаметром РК в пределах от 3000 до 5000 мм и с высокими окружными скоростями по концам лопаток до 160 м/с. При проектировании необходимо знать диаметр РК и частоту вращения. Данный лопаточный узел является адаптивным вследствие возможной замены лопаток, построенных по одной аэродинамической схеме, на лопатки, построенные по другой аэродинамической схеме.

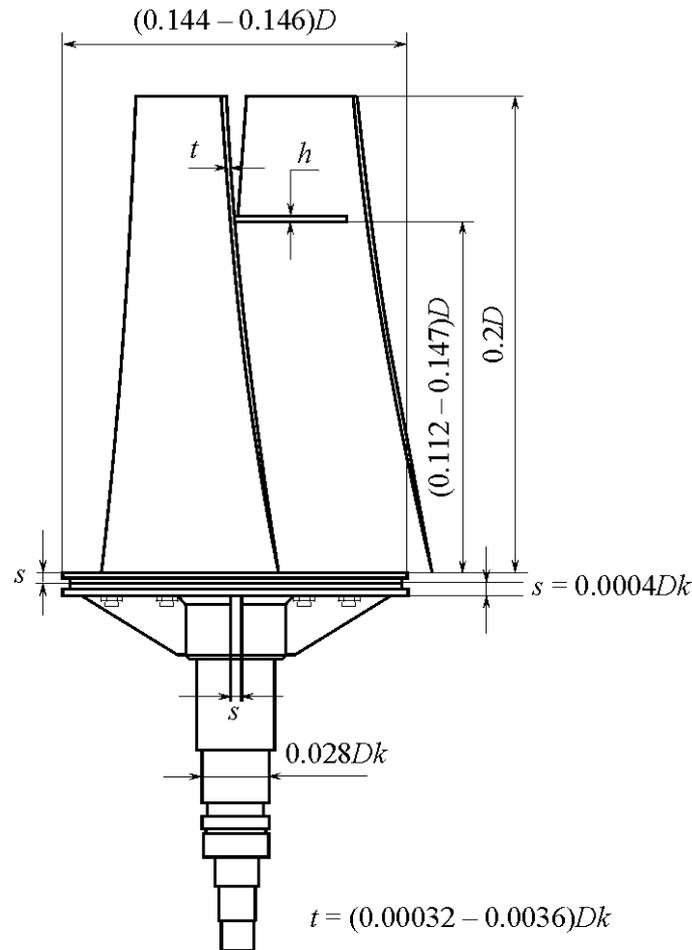


Рис. 7. Обобщенная безразмерная модель лопаточного узла: s , t , h — толщины листа материала отдельных элементов конструкции лопаточного узла; D — диаметр РК; k — поправочный коэффициент; h — толщина перемычки, равная толщине лопасти в сечении, где установлена перемычка; диаметр хвостовика в месте крепления радиально-упорного сферического роликоподшипника округляется в большую сторону до существующего типоразмера

Коэффициент k выведен исходя из условий прочности и необходимой отстройки от резонанса в лопаточном узле по результатам численных экспериментов ряда исследуемых машин и определяется выражением

$$k = (0.0004Dn)^2,$$

где n — частота вращения ротора вентилятора, об/мин; D — диаметр РК, м.

По созданной безразмерной модели смоделированы лопаточные узлы вентиляторов с диаметром рабочего колеса 3000, 3600, 4300, 5000 мм и с частотой вращения соответственно 1000, 750, 600, 500 об/мин. Проведены исследования лопаточных узлов на собственные частоты колебаний: в сборе и отдельно съемной части (табл. 2).

ТАБЛИЦА 2

Собственная частота колебаний, Гц	ВО-30К		ВО-36К		ВО-43К		ВО-50К	
	в сборе	съемная часть						
1	83.6	101.3	68.6	72.5	35.7	36.4	46.7	46.9
2	106.5	253.9	106.1	184.2	74.3	145.1	69.3	100.4
3	217.4	308.9	187.9	269.2	119.3	162.3	100.7	117.2

Коэффициент отстройки для адаптивных лопаточных узлов, смоделированных по полученной безразмерной модели, составляет от 4 до 5.5 (рабочая частота вращения от 16.7 до 8.3 Гц), что удовлетворяет необходимому коэффициенту отстройки от резонанса — более 1.3. Проведен анализ смоделированных лопаточных узлов по максимальным эквивалентным напряжениям (табл. 3). Лопаточный узел выполнен из стали 30ХГСА ГОСТ 4543-71 (предел текучести $\sigma_T = 830$ МПа, предел прочности $\sigma_B = 1080$ МПа). Коэффициент запаса по максимальным напряжениям в лопаточном узле составляет от 1.71 до 1.95.

ТАБЛИЦА 3

Вентилятор	Максимальное напряжение в лопаточном узле, МПа	Коэффициент запаса
ВО-30К	467	1.77
ВО-36К	425	1.95
ВО-43К	485	1.71
ВО-50К	432	1.92

ВЫВОДЫ

В результате проведенных исследований создана обобщенная безразмерная модель лопаточного узла с высоким уровнем адаптации для ряда исследуемых высоконагруженных машин, позволяющая проектировать лопаточный узел для любого необходимого типоразмера вентилятора с диаметром рабочего колеса от 3000 до 5000 мм с высокими окружными скоростями от 120 до 160 м/с. Разработанный лопаточный узел является адаптивным вследствие возможной замены лопаток, построенных по одной аэродинамической схеме, на лопатки, построенные по другой аэродинамической схеме, что позволяет при необходимости увеличить давление и (или) производительность вентиляторной установки. Лопаточные узлы со съемной верхней частью удовлетворяют всем условиям прочности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Петров Н. Н., Кайгородов Ю. М.** Исследование эволюции шахтных вентиляционных систем / Автоматическое управление в горном деле. — Новосибирск: ИГД СО АН СССР, 1974.
2. **Петров Н. Н.** Осевые вентиляторы главного проветривания шахт повышенной адаптивности, экономичности и надежности / Сб. трудов 22-го Всемирн. горного конгресса. — Турция, 2011.
3. **Петров Н. Н., Попов Н. А., Батяев Е. А., Новиков В. А.** Теория проектирования реверсивных осевых вентиляторов с поворотными на ходу лопатками рабочего колеса // ФТПРПИ. — 1999. — № 5.
4. **Петров Н. Н., Попов Н. А., Русский Е. Ю.** Разработка научных основ и освоение производства нового ряда осевых вентиляторов // ФТПРПИ. — 2007. — № 3.
5. **Беззубко И. А.** Расчет центробежных сил и моментов, действующих на рабочие лопатки осевых вентиляторов / Прогрессивное оборудование шахтных стационарных установок. — Донецк: ВНИИГМ им. М. М. Федорова, 1989.
6. **Красюк А. М., Козюрин С. В., Батяев Е. А.** Исследование динамических нагрузок листовых лопаток тоннельных вентиляторов от воздушного потока / Динамика и прочность горных машин: тез. докл. Междунар. конф. — Новосибирск: ИГД СО РАН, 2001.
7. **Биргер И. А. и др.** Расчет на прочность деталей машин: справочник. — М.: Машиностроение, 1993.
8. **Иванов М. Н.** Детали машин: учебник для студентов вузов / под ред. В. А. Финогенова. — М.: Высш. шк., 2000.
9. **Елтышев Ю. В., Козюрин С. В., Петров Н. Н., Попов Н. А., Шарапов А. Г.** Исследование динамики и прочности основных узлов новых осевых вентиляторов главного проветривания шахт и рудников / Динамика и прочность горных машин: сб. тр. II Междунар. конф. — Новосибирск: ИГД СО РАН, 2003.
10. **Миролюбов И. Н.** и др. Пособие к решению задач по сопротивлению материалов. — М.: Высш. шк., 1967.
11. **Козюрин С. В., Попов Н. А.** Анализ частот и форм колебаний сдвоенных листовых лопаток рабочих колес осевых вентиляторов / Энергетическая безопасность России. Новые подходы к развитию угольной промышленности: тр. Междунар. науч-практ. конф. — Кемерово, 2002.
12. **Петров Н. Н., Русский Е. Ю.** Анализ динамики и прочности основных узлов осевого вентилятора ВО-36К / Тр. XII Междунар. науч. симп. им. акад. М. А. Усова “Проблемы геологии и освоения недр”. — Томск: ТПУ, 2008.
13. **Красюк А. М., Русский Е. Ю.** Динамика и прочность сдвоенных листовых лопаток осевых вентиляторов // Горное оборудование и электромеханика. — 2009. — № 7.
14. **Красюк А. М., Русский Е. Ю., Попов Н. А.** К оценке прочности высоконагруженных рабочих колес крупных шахтных осевых вентиляторов // ФТПРПИ. — 2012. — № 2.

Поступила в редакцию 9/1 2013