

УДК 622.42

**ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ И ОЦЕНКА ПРОЧНОСТИ ОСНОВНЫХ  
КОНСТРУКТИВНЫХ УЗЛОВ ОСЕВОГО ТОННЕЛЬНОГО ВЕНТИЛЯТОРА****Н. А. Попов, А. М. Красюк, Е. Ю. Русский, И. В. Лугин***Институт горного дела им. Н. А. Чинакала СО РАН, E-mail: popov@misd.nsc.ru,  
Красный проспект, 54, 630091, г. Новосибирск, Россия*

Определены основные параметры элементов тоннельного осевого вентилятора ВО-21(т) с прямым кольцевым диффузором. Предложен алгоритм расчета аэродинамических параметров осевого вентилятора в программном комплексе ANSYS CFX, позволяющем обеспечивать возможность моделирования, расчета и исследования влияния различных параметров проточной части вентилятора на аэродинамические характеристики вентиляторной установки. Установлено, что снижение металлоемкости и момента инерции колеса вентилятора может быть достигнуто за счет перераспределения нормальной силы инерции лопаток с втулки на его диски. Приведена зависимость допускаемой скорости вращения колеса от толщины дисков.

*Осевой тоннельный вентилятор, прямой кольцевой диффузор, геометрические параметры вентилятора и лопаток, аэродинамические параметры вентилятора, инерционно-массовые характеристики колеса, динамика и прочность лопаток*

При проектировании метрополитенов подземные сооружения оборудуются системами тоннельной и местной вентиляции с искусственным побуждением [1]. Основная функция вентиляции станций и тоннелей — поддержание в местах пребывания людей заданных метеорологических условий и химического состава воздуха, а также создание необходимых режимов проветривания при возникновении чрезвычайных ситуаций, которые могут сопровождаться пожарами, задымлениями и загазованиями.

Требуемое количество воздуха в метрополитене существенно изменяется в течение суток и зависит от пассажиропотока, интенсивности движения поездов, температуры атмосферного воздуха. Для экономичного поддержания требуемой производительности тоннельных вентиляторов на заданном уровне необходимо изменять их режим одновременно с изменением числа пар поездов на линии.

Исследования вентиляционных режимов проектируемого участка Новосибирского метрополитена, проведенные в Институте горного дела им. Н. А. Чинакала СО РАН на математических моделях статического воздухораспределения, показали, что для обеспечения нормативной потребности воздуха вентиляторы должны обеспечивать расход воздуха от 48 до 125 м<sup>3</sup>/с, а статическое давление от 22 до 70 даПа. Для эффективной эксплуатации вентиляционной системы вентиляционная камера оборудуется двумя вентиляторами с возможностью работы как в одиночном, так и параллельном режиме. Каждый вентилятор должен обеспечивать диапазон режимов по производительности 48–68 м<sup>3</sup>/с, по давлению 22–70 даПа в указанном поле вентиляционных режимов с полным КПД не ниже 0.75, а также реверсирование воздушного потока в аварийных режимах. Так как одним типоразмером вентиляторов невозможно покрыть область режимов, из-

меняющихся по расходу в 1.5 раза и по давлению в 3.2 раза с КПД по всей области не ниже 0.75, то предлагается решение по разработке нового вентилятора с диаметром рабочего колеса 2100 мм с втулочными отношениями  $v = 0.5$  и  $0.6$ .

### ВЫБОР АЭРОДИНАМИЧЕСКОЙ СХЕМЫ ТОННЕЛЬНОГО ВЕНТИЛЯТОРА

При разработке реверсивных и регулируемых осевых тоннельных вентиляторов важным этапом является выбор их аэродинамической схемы, под которой подразумевается совокупность признаков и параметров, однозначно характеризующих проточную часть осевого вентилятора: число ступеней; наличие аппаратов и их расположение относительно колеса; относительный диаметр втулки; число лопаток колеса и др. [2]. Для осевых тоннельных вентиляторов рекомендуется аэродинамическая схема: колесо + спрямляющий аппарат (К + СА) с цилиндрической проточной частью, обладающая достаточно высоким КПД [2].

На рис. 1 представлена схема горизонтального осевого тоннельного вентилятора ВО-21(т) с диаметром колеса  $D = 2.1$  м и диффузором, в котором реализована аэродинамическая схема (К + СА).

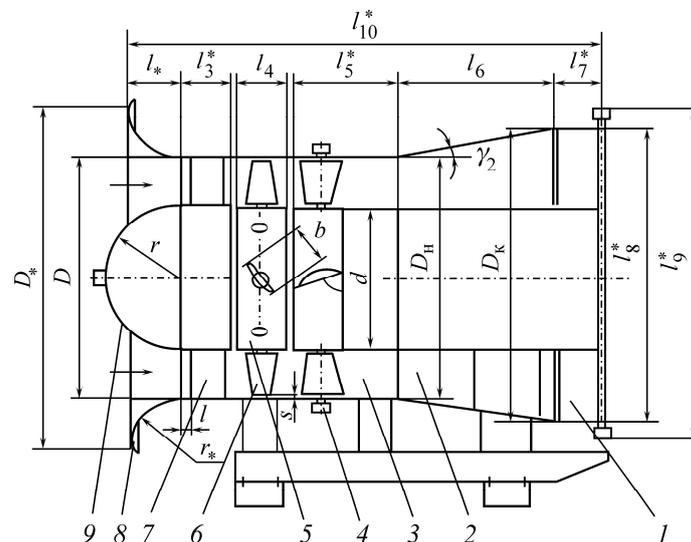


Рис. 1. Схема, компоновка и размеры основных элементов горизонтального одноступенчатого осевого вентилятора ВО-21(т) с диффузором: 1 — шиберующий аппарат; 2 — диффузор; 3 — вентилятор; 4 — спрямляющий аппарат с поворотными лопатками; 5 — колесо вентилятора; 6 — лопатка колеса; 7 — направляющие ребра; 8 — коллектор; 9 — кок

Регулирование расхода воздуха вентилятора в штатном режиме осуществляется изменением частоты вращения рабочего колеса при фиксированных углах установки лопаток К и СА, например  $\theta_K = 35^\circ$ ,  $\theta_{СА} = 76^\circ$ . Реверсирование потока воздуха в проточной части вентилятора можно обеспечить изменением направления вращения рабочего колеса (рис. 1), при этом лопатки СА необходимо установить на угол  $\theta_{ВНА} = 100^\circ$  [3]. В этом случае СА оборудуется электроприводом поворота лопаток, а вентилятор с учетом штатного режима — частотным приводом.

Основные элементы осевого вентилятора, конструктивные особенности которых могут существенно влиять на структуру потока, следующие: входной коллектор 8, кок 9, диффузор 2, направляющие ребра 7 и спрямляющий аппарат 4 (рис. 1). На структуру потока также влияют радиальные зазоры между корпусом и лопатками, между втулкой и лопатками и осевые зазоры между лопаточными венцами.

Основные параметры входного коллектора вентилятора: диаметр  $D_* = \bar{D}_* D$ , радиус  $r_* = \bar{r}_* D$  и длина  $l_* = \bar{l}_* D$ , которые при заданном диаметре вентилятора  $D$  можно определить с помощью соответствующих относительных параметров  $\bar{D}_*$ ,  $\bar{r}_*$  и  $\bar{l}_*$  [3].

Для сокращения габаритов коллектора вентилятора его относительный диаметр можно найти по формуле

$$\bar{D}_* = \sqrt{n_1(1-\nu)},$$

где  $n_1 = n_*/(1-\nu^2)$  — поджатие потока на входе в вентилятор,  $n_* = 2.6 - 3.2$  — поджатие потока в коллекторе (бóльшие значения соответствуют бóльшим значениям втулочного отношения  $\nu = d/D$ ,  $d$  — диаметр втулки) [3].

Относительный радиус входного коллектора  $\bar{r}_* = r_*/D$  принимают равным  $0.26 - 0.3$  [3]. Относительная длина входного коллектора может быть вычислена по формуле

$$\bar{l}_* = 0.5\sqrt{(\bar{D}_* - 1)(1 - \bar{D}_* + 4\bar{r}_*)}.$$

Наилучшей формой кока 9 является полусфера с диаметром  $d$  втулки лопаточного венца или полуэллипсоид (с большей полуосью).

Ширина втулки лопаточного венца  $l_4$  выбирается из условия

$$l_4 = b \sin \theta_r + \Delta l,$$

где  $b$  и  $\theta_r$  — хорда и угол установки лопатки у втулки соответственно;  $\Delta l$  — величина, выбираемая так, чтобы при наибольшем (для поворотных лопаток) рабочем угле установки  $\theta_r$  носовая и хвостовая части лопатки полностью располагались на втулке.

Параметры диффузора — начальный внешний  $D_n$  и внутренний  $d_n$  диаметры (обычно равные диаметру вентилятора  $D$  и его втулки  $d$  соответственно), диаметры в конце диффузора  $D_k$  и  $d_k$ , а также длина диффузора  $L$ . В общем случае такой диффузор определяется четырьмя независимыми относительными параметрами:  $\bar{d}_n = d_n/D_n$ ,  $\bar{d}_k = d_k/D_n$ ,  $\bar{D}_k = D_k/D_n$ ,  $\bar{L} = L/D_n$  [4]. Все линейные размеры целесообразно относить к  $D_n$  (рис. 2).

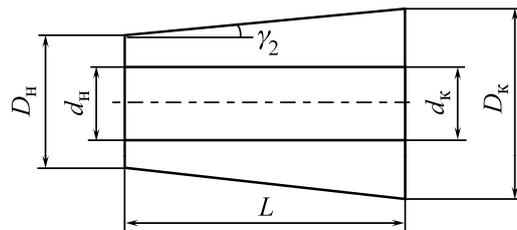


Рис. 2. Прямой кольцевой диффузор,  $\gamma_1 = 0$

Углы  $\gamma_1$  и  $\gamma_2$  соответственно втулочного и периферийного раскрытия диффузора, а также отношение его площадей  $n = F_k/F_n$  рассчитываются по формулам:

$$\operatorname{tg} \gamma_1 = \frac{\bar{d}_k - \bar{d}_n}{2\bar{L}}, \quad \operatorname{tg} \gamma_2 = \frac{\bar{D}_k - 1}{2\bar{L}}, \quad n = \frac{\bar{D}_k^2 - \bar{d}_k^2}{1 - \bar{d}_n^2}.$$

Длина диффузора  $\bar{L}$  принимается из условия уменьшения габаритов вентилятора и приемлемого коэффициента потерь в диффузоре  $\zeta_n$ .

Размер среднеарифметического радиального зазора между лопатками и корпусом осевых вентиляторов, регламентируемый ГОСТ 11004-84, должен быть в пределах  $0.001 - 0.003$  номинального диаметра  $D_n$  рабочего колеса вентилятора.

Количество лопаток колеса вентилятора  $z_1 = 10$  и спрямляющего аппарата  $z_2 = 14$  выбрано в связи с рекомендациями, приведенными в [2] для аэродинамической схемы ОВ-103 (ЦАГИ). В схеме ОВ-103  $\nu = 0.6$ , соответственно длина лопатки колеса составляет 420 мм. В варианте исполнения вентилятора с  $\nu = 0.5$  длина лопатки 525 мм. Задача аэродинамического проектирования состояла в том, чтобы на основе лопатки по схеме ОВ-103 разработать лопатку для колеса с  $\nu = 0.5$ . Использование одной и той же лопатки как для вентилятора с втулочным отношением 0.5, так и после уменьшения ее длины на 105 мм для вентилятора с  $\nu = 0.6$  позволит значительно снизить затраты на их изготовление.

Таким образом, с учетом рекомендаций [2–4] основные параметры элементов вентилятора ВО-21(т) (рис. 3) будут следующие:  $D = 2.1$  м,  $\nu = 0.5$ ,  $d = 1.05$  м,  $r = 0.525$  м,  $D_* = 2.87$  м;  $r_* = 0.59$  м,  $l_* = 0.546$  м,  $l = 0.08$  м,  $l_1 = l_2 \geq 0.12$  м,  $s = (4-5) \cdot 10^{-3}$  м,  $l_4 = 0.5$  м,  $l_6 = 1.2$ ,  $\gamma_2 = 12^\circ$ ,  $d_n = d_k = d = 1.05$  м;  $D_n = D = 2.1$  м;  $D_k = 2.61$  м;  $n = 1.725$ . Параметры  $l_3^*$ ,  $l_5^*$ ,  $l_7^*$ ,  $l_8^*$ ,  $l_9^*$ ,  $l_{10}^*$  (рис. 1) выбираются на основе конструктивных решений.

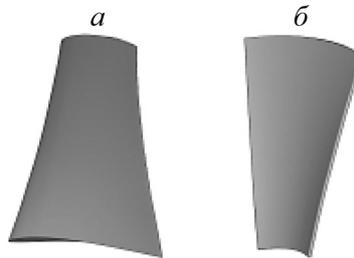


Рис. 3. Внешний вид лопаток: а — рабочего колеса; б — спрямляющего аппарата

Геометрические параметры лопаток ОВ-21(т) представлены в табл. 1. Основные параметры элементов вентилятора ВО-21(т) и геометрические параметры лопаток его колеса послужили исходными данными для разработки рабочей документации вентилятора с прямым кольцевым диффузором.

ТАБЛИЦА 1. Геометрические параметры лопаток ОВ-21(т),  $\Delta\theta'_k = 2^\circ 40'$  (поправка),  $\nu = 0.5$ ;  $D = 2.1$  м,  $\bar{r}_{уст} = 0.79$ ,  $z_K = 10$ ,  $z_{СА} = 14$

$\bar{r}$	$\bar{b}^*$		$\Delta\theta'_r$		$\bar{\rho}$		$\bar{c}$
	К-21(т)	С-54	К-21(т)	С-54	К-21(т)	С-54	К-21(т)
0.97	0.4215	0.423	$-7^\circ 10'$	$1^\circ 40'$	9.92	0.865	0.076
0.90	0.425	0.391	$-5^\circ 50'$	$1^\circ$	7.26	0.728	0.080
0.84	0.426	0.365	$-3^\circ 30'$	$0^\circ 20'$	4.815	0.626	0.086
<b>0.79</b>	<b>0.428</b>	<b>0.342</b>	<b>0</b>	<b>0</b>	<b>3.343</b>	<b>0.550</b>	<b>0.092</b>
0.70	0.432	0.302	$3^\circ 50'$	$-1^\circ$	2.650	0.437	0.097
0.65	0.435	0.280	$7^\circ 40'$	$-1^\circ 30'$	2.270	0.388	0.101
0.60	0.437	0.258	$12^\circ 10'$	$-2^\circ$	2.050	0.347	0.104
0.55	0.439	0.235	$17^\circ 10'$	$-2^\circ 30'$	1.920	0.316	0.106
0.50	0.441	0.213	$22^\circ 10'$	$-3^\circ$	1.805	0.393	0.110

Примечание:  $\bar{r} = r/R$  — относительный радиус сечения лопатки,  $r$  — текущий радиус лопаточного венца;  $R = D/2$  — внешний радиус рабочего колеса вентилятора;  $\bar{b} = b/R$  — относительная длина хорды сечения лопатки,  $b$  — длина хорды сечения лопатки;  $\bar{\rho} = \rho/R$  — относительный радиус кривизны средней линии профиля;  $\rho$  — текущий радиус кривизны средней линии профиля;  $\bar{c} = c/b$  — относительная максимальная толщина профиля,  $c$  — максимальная толщина профиля;  $\bar{r}_{уст}$  — относительный радиус базового сечения лопатки.

## РАСЧЕТ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ВЕНТИЛЯТОРА

В связи со значительным прогрессом в области вычислительной техники [5, 6] и программных алгоритмов существует возможность математического моделирования, расчета и исследования влияния различных параметров проточной части вентилятора на аэродинамические характеристики вентиляторной установки.

Расчет аэродинамических параметров вентилятора ВО-21(т) выполнен с использованием модуля расчета аэродинамики CFX программно-вычислительного комплекса ANSYS, основанного на численном решении системы уравнений Навье – Стокса, описывающей течение газа (жидкости) на основе фундаментальных законов сохранения (т. е. с минимальными допущениями).

В состав пакета CFX входит генератор сеток TurboGrid, который позволяет строить высококачественные блочно-структурированные расчетные сетки специально для лопастных элементов проточной части лопастных машин, в том числе моделировать течение в зазоре между лопатками колеса и неподвижным корпусом вентилятора. Дополнительным преимуществом расчета численными методами является то, что он дает исчерпывающую информацию обо всех параметрах во всех точках рассматриваемой области потока в соответствии с разрешающей способностью конечно-элементной сетки, на которую разбивается пространство расчетного домена. При этом полученное распределение нагрузок на элементы вентилятора можно использовать при расчете конструкции на прочность [7].

Исходными данными для расчета служат: геометрическая модель лопаток и проточной части вентилятора, скорость и направление вращения, параметры рабочего тела и окружающей среды, состояние поверхности конструктивных элементов.

## АЛГОРИТМ ИССЛЕДОВАНИЯ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ОСЕВОГО ВЕНТИЛЯТОРА

Для исследования аэродинамических параметров осевого вентилятора в программном комплексе ANSYS CFX проводится несколько последовательных этапов.

**Построение или импорт геометрии.** Геометрия вентилятора включает в себя собственно геометрию лопаток ступеней вентилятора (колес, входных, направляющих и спрямляющих аппаратов), проточной части, входных и выходных элементов. Анализ аэродинамических схем вентиляторов показал, что наилучшим образом предьявляемым требованиям удовлетворяет реверсивная аэродинамическая схема ОВ-103 ЦАГИ им. проф. Н. Е. Жуковского [2], которая принята в работе как исходная. Геометрия лопаток (рис. 3) строится в программах твердотельного моделирования (например, Solidworks), которая импортируется в ANSYS либо строится непосредственно в ANSYS в модулях DesignModeler, BladeModeler или BladeGen. Геометрические параметры лопаток колеса и спрямляющего аппарата вентилятора приведены в табл. 1. Размеры проточной части вентилятора и диффузора принимаются в их осевом сечении вентилятора.

**Разбиение на расчетную сетку.** После определения осевой длины проточной части, входящейся на один ряд лопаток, и количества лопаток в ряду геометрическая модель разбивается на расчетную сетку. Разбиение осуществляется в высокоавтоматизированном режиме в модуле TurboGrid. При этом проточная часть каждого колеса разделяется на круговой массив с числом идентичных элементов, равном числу лопаток. При наличии зазора между лопаткой и корпусом задается его значение.

В результате строится высококачественная структурированная сетка из ориентированных по потоку гексаэдрических элементов. Сгущение сетки у поверхности лопатки (рис. 4) должно удовлетворять условиям моделирования пристеночного вязкого подслоя в рамках выбранной для расчета модели турбулентности [8 – 10].

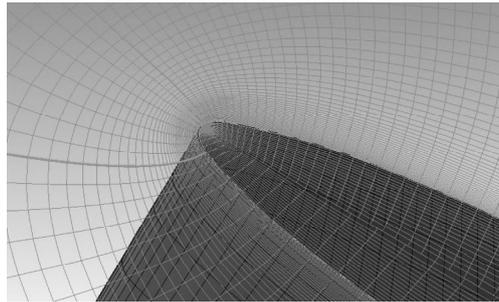


Рис. 4. Разбиение на конечно-элементную сетку; слой на уровне верхнего торца лопатки колеса

Критерием качества разрешения пристеночного слоя служит параметр  $y^+$ , степень сгущения сетки корректируется по результатам расчета до достижения приемлемого значения этого параметра. В рассматриваемой задаче количество элементов сетки на лопатку колеса составило около 2.8 млн ячеек.

**Задание условий течения в проточной части.** Задание условий течения проводится в препроцессоре ANSYS CFX. В нем определяется характер движения домена, включающего в себя проточную часть с лопаткой, для колеса задается скорость и направление вращения, для части корпуса в границах вращающегося колеса — условие противовращения, для домена с лопаткой аппарата — условие неподвижности. В качестве граничных условий (рис. 5) задаются: для втулки, корпуса и лопаток — шероховатость материала; для границ проточной части — массовый расход воздуха на одну проточную часть или на весь вентилятор, на выходе из вентилятора — постоянное статическое давление, равное атмосферному. На боковых границах элементов, моделирующих объем воздуха, приходящийся на одну лопатку, ставится условие вращательной периодичности, применение его позволяет моделировать одну лопатку из всего количества лопаток колеса. На границах между колесами размещается интерфейс типа Stage, что позволяет корректно моделировать вентилятор с разным количеством лопаток колеса и спрямляющего аппарата.

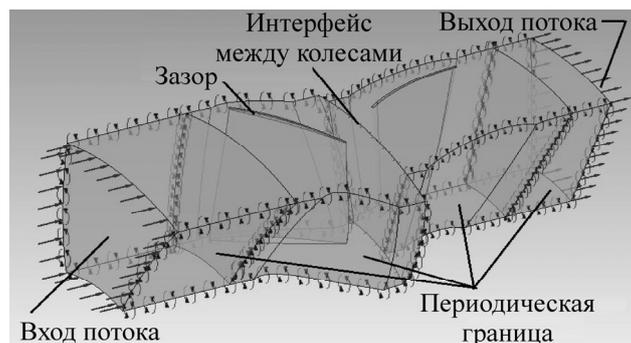


Рис. 5. Задание граничных условий и интерфейсов в проточной части вентилятора

Рабочее тело — воздух с постоянной плотностью при температуре 25°C, давление окружающей среды 101 325 Па.

**Расчет течения.** Задание настроек расчета аэродинамики течения в вентиляторе выполняется в модуле Solver CFX. В нем указывается количество ядер при параллельном расчете и способ задания начального распределения параметров. При расчете ведется контроль сходимости решения.

**Результаты расчета** обработаны в постпроцессоре CFD-Post и представлены в табл. 2.

ТАБЛИЦА 2. Параметры вентилятора ОВ-21(т) с диффузором, лопатка модернизированная ОВ-103 м, частота вращения  $n = 600$  об/мин

$Q$ , м <sup>3</sup> /с	$P_v$ , Па	$\eta$	$P_{sv}$ , Па	$\eta_s$
Втулка 0.5				
40	626	0.47	562	0.42
50	982	0.69	815	0.58
60	977	0.78	781	0.63
70	851	0.84	692	0.68
80	644	0.83	439	0.56
90	382	0.70	109	0.20
Втулка 0.6				
40	638	0.46	556	0.40
50	1178	0.70	1015	0.61
60	1121	0.78	973	0.68
70	981	0.83	795	0.68
80	738	0.80	488	0.53
90	451	0.67	122	0.18

Примечание.  $Q$  — производительность вентилятора;  $P_v$  — полное давление;  $\eta$  — полный КПД;  $P_{sv}$  — статическое давление;  $\eta_s$  — статический КПД; при втулке 0.6 лопатка, представленная в табл. 1, укорачивается со стороны периферийной части на 105 мм;

Анализ результатов расчета показывает, что изменение втулочного отношения с 0.5 до 0.6 приводит к повышению максимального статического давления в среднем на 20 % при сохранении высокого статического КПД. Этот результат удовлетворяет поставленной задаче разработки аэродинамической схемы лопатки вентилятора.

#### ИНЕРЦИОННО-МАССОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОЛЕСА ВЕНТИЛЯТОРА

При аварийных ситуациях, когда необходимо реверсировать режим работы вентилятора или включить в параллельную работу еще одну турбомашину, сокращение времени выхода вентилятора главного проветривания на заданный режим весьма важно. Исследования, направленные на уменьшение момента инерции ротора и позволяющие добиться снижения материалоемкости вентилятора и времени его выхода на рабочий режим, актуальны.

Масса лопатки  $K$  разрабатываемого тоннельного вентилятора, выполненная из алюминиевого сплава, достигает 19.2 кг. Узлы крепления лопаток испытывают большие нагрузки, обусловленные силой инерции. Традиционно колесо проектировалось таким образом, чтобы силу инерции воспринимала втулка 2 колеса (рис. 6). Эта сила достигает 92000 Н от одной лопатки, поэтому для удовлетворения условий прочности втулка имеет большую толщину, массу и момент инерции.

Снижение металлоемкости и момента инерции колеса осевого вентилятора может быть получено за счет перераспределения нормальной силы инерции лопаток на диски, минуя втулку [11], т. е. путем уменьшения напряжений в ней. На рис. 6 показана конструкция колеса, в которой нормальная сила инерции лопаток воспринимается дисками 3 колеса. Нормальная сила инерции  $F$  лопатки (центробежная сила), возникающая при вращении колеса, передается через борт 6 хвостовика 5 лопатки и стопорное кольцо 7 на стакан 9 и далее на диски 3. Тем самым втулка не воспринимает центробежные силы от лопаток и может иметь значительно меньшую толщину.

При этом колесо осевого вентилятора становится не только менее металлоемким, но и имеет существенно меньший момент инерции относительно оси вращения. Это обусловлено уменьшением массы детали (втулки), наиболее удаленной от оси вращения колеса осевого вентилятора.

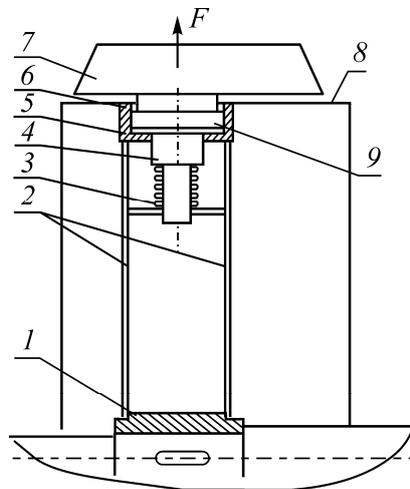


Рис. 6. Узел крепления лопатки: 1 — ступица; 2 — втулка колеса; 3 — диски; 4 — лопатка; 5 — хвостовик; 6 — бурт; 7 — стопорное кольцо; 8 — пружина; 9 — стакан

Рассмотрим конструкцию двухдискового колеса вентилятора со стаканами (рис. 6). Колесо осевого вентилятора является сложной конструкцией, поэтому расчет на прочность проведем численным методом. Наиболее часто на практике применяется метод конечных элементов. Как любой численный расчет, он дает решение для конструкции с конкретно заданными значениями размеров. При конструировании колеса имеется возможность воспользоваться некоторыми эмпирическими зависимостями, полученными аппроксимацией результатов конечно-элементного расчета для некоторых его параметров.

Решим задачу определения зависимости предельно возможной скорости вращения ротора от толщины втулки и дисков К. Материал колеса — сталь 15ХСНД, модуль упругости  $E = 2.1 \cdot 10^{11}$  Па, плотность  $\rho = 7800$  кг/м<sup>3</sup>, предел текучести  $\sigma_T = 390$  МПа. Запас прочности принимаем равным  $n = 2$ . Поскольку колесо, содержащее 10 лопаток, обладает центральной симметрией, при расчете ограничимся сектором с углом 36°. Так как рассматривается лишь сектор, а не целое колесо, наложим ограничения на касательные перемещения на “срезах” сектора.

Расчет проводился в программе ANSYS. При построении модели использовались встроенные в ANSYS средства создания геометрии. Модель представляет собой объемы (VOLUMES), которые затем делились на объемные конечные элементы (SOLID). Модель сектора колеса показана на рис. 7.

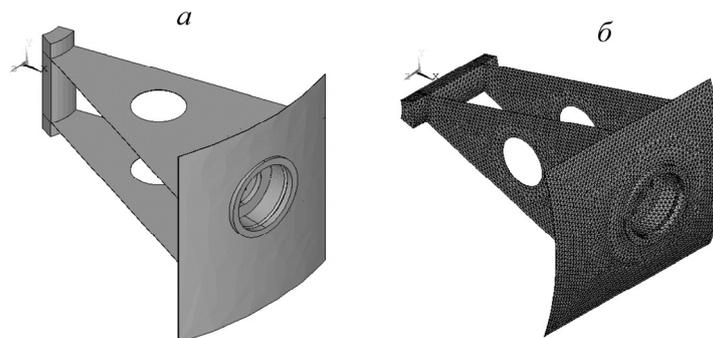


Рис. 7. Модель сектора рабочего колеса (а) и конечно-элементная сетка (б)

Нагрузки, действующие на колесо, — это инерционные нагрузки от вращения колеса (рис. 6). Давление на канавку стакана, в которой установлено стопорное кольцо, задается как нормально распределенное давление. Его значение найдено как сила, возникающая от инерции лопатки, деленной на площадь проекции канавки:  $P = m_{\text{лоп}} \omega^2 r / F$ , где  $F$  — площадь проекции выточки.

Для создания сетки использован сплошной элемент SOLID185. Сетка регулярная, длина ребра элемента 0.01 м (см. рис. 7). При расчете варьировалась толщина дисков и втулки с шагом 1 мм и находилась предельная (по условию прочности) скорость вращения. В результате расчета выявлено, что наибольшие напряжения возникают в месте сопряжения диска со стаканом (рис. 8). Установлено также, что при толщине диска менее 4 мм толщина втулки колеса слабо влияет на предельную скорость его вращения. При увеличении толщины дисков предельная скорость возрастает и, проходя через максимум, начинает уменьшаться.

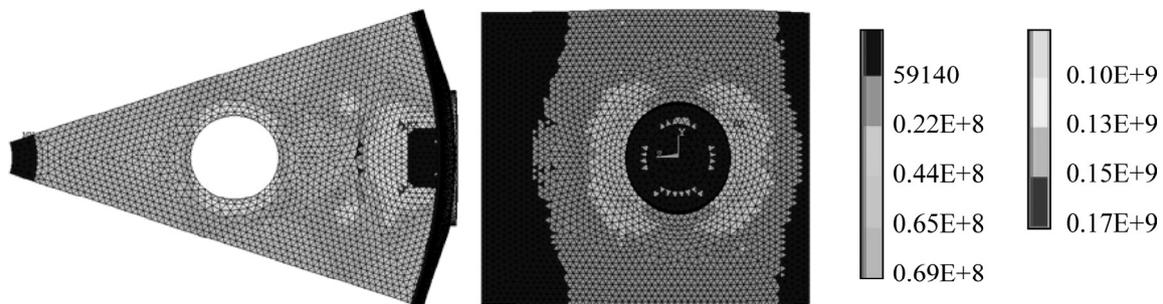


Рис. 8. Результат конечно-элементного расчета: толщина диска 10 мм, толщина втулки 5 мм

На рис. 9 показаны зависимости предельной окружной скорости колеса от толщины втулки и диска.

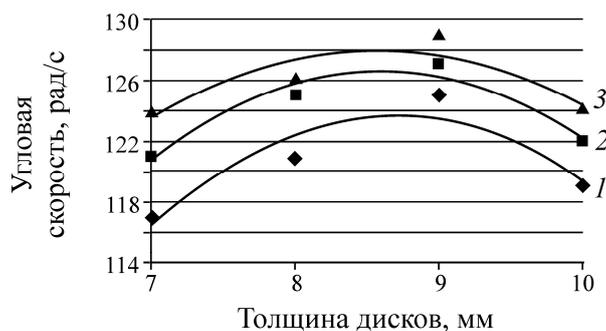


Рис. 9. Зависимость предельной скорости вращения рабочего колеса от толщины диска при толщине втулки колеса, мм: 1 — 4; 2 — 5; 3 — 6

На основании полученных результатов можно заключить, что простое увеличение толщины конструктивных элементов колеса не всегда приводит к увеличению прочности. В частности, рассчитано, что при малых толщинах диска и втулки основная нагрузка приходится на “вырывание” стакана. При увеличении толщин основная нагрузка падает на место сопряжения стакана и втулки, а также на сам стакан. Это связано с тем, что влияние центробежной силы рабочих лопаток уменьшается по сравнению с инерционной нагрузкой от собственной массы втулки колеса.

Следует отметить, что максимально допустимая скорость вращения колеса достигается при толщине дисков 8–9 мм для любой толщины втулки. При этом увеличение толщины дисков свыше 9 мм ведет не только к увеличению массы колеса, но и к снижению его прочности. Максимально допустимая скорость по концам рабочих лопаток при их изготовлении из алюминиевого сплава и колеса из стали 15ХСНД составляет 123–128 м/с. Тоннельные вентиляторы метрополитенов Российской Федерации не эксплуатируются с такими скоростями, так как при этом генерируется высокий аэродинамический шум. Это, в свою очередь, требует применения шумоглушителей, что ведет к увеличению строительного объема подземной части вентиляционных сооружений и значительно удорожает их стоимость. Разрабатываемый вентилятор рассчитан на работу при окружной скорости, не превышающей 105–110 м/с, поэтому толщина дисков принята 6 мм.

На основе проведенных исследований разработана конструкция нового колеса. Оно имеет толщину втулки 5 мм, массу 320 кг. Достигнуто снижение массы в 1.7–2.5 раза по сравнению с колесами вентиляторов соответствующего диаметра, находящихся в эксплуатации в Новосибирском метрополитене. Это подтверждает эффективность предложенного подхода к конструированию колес осевых вентиляторов.

**Анализ прочности и динамики лопатки вентилятора** проведен методом конечных элементов с использованием программного пакета ANSYS. Принимаем массу лопатки, изготовленной из алюминия, равной 19.2 кг. На лопатку действуют аэродинамические нагрузки 1600 Н/м<sup>2</sup> (данные получены по результатам аэродинамических расчетов) и нормальные составляющие силы инерции, определяемые массой лопатки [12].

На рис. 10 показано напряженно-деформированное состояние лопатки, изготовленной из алюминиевого сплава.

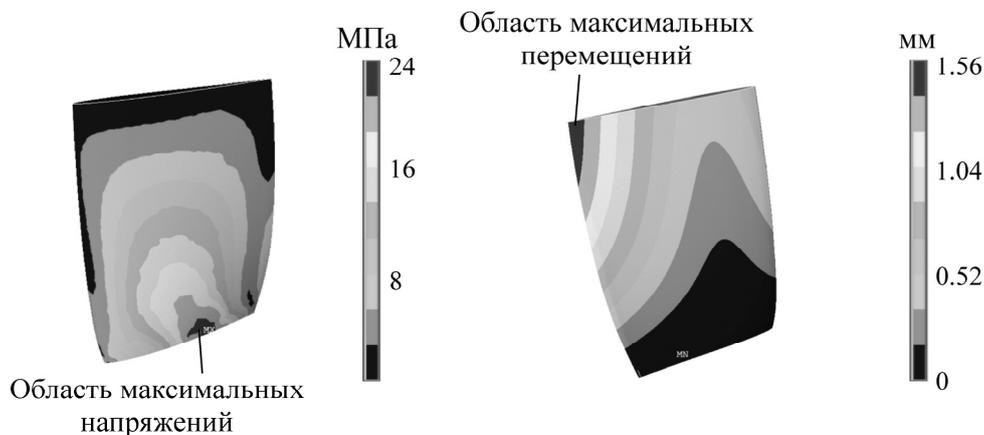


Рис. 10. Напряженно-деформированное состояние лопатки из алюминиевого сплава

Максимальные напряжения достигают 66 МПа. Коэффициент запаса прочности

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\max}} = \frac{220 \text{ МПа}}{24} = 9.2,$$

где  $\sigma_T$  — предел текучести алюминиевого сплава.

Допускаемый коэффициент запаса равен 1.9 [13]. Таким образом, напряженное состояние лопатки находится в безопасном состоянии. Предельная частота вращения для лопаток из алюминия 190 рад/с (окружная скорость по концам лопаток 200 м/с).

Рассмотрим вибрационную надежность узлов вентилятора, которая определяется величиной отстройки собственных частот от частот возмущающих сил. Согласно [13], она должна быть не меньше 1.3.

Лопатки помимо постоянных нагрузок (центробежные силы, силы сопротивления воздушного потока, тяги и инерции при вращении ротора) испытывают действие циклически изменяющихся во времени возмущающих нагрузок, которые вызывают дополнительные динамические напряжения в лопастях [12]. При совпадении частоты возмущающей силы с одной из собственных частот лопатки наступает явление резонанса, характеризующееся значительным увеличением амплитуд колебаний. Резонансные явления наблюдаются также, когда собственная частота не равна, но кратна частоте возмущающей силы.

Резонансные колебания лопаток возникают в случаях, когда частоты их собственных колебаний становятся равными или кратными числу оборотов ротора, т. е.  $f_d = kn_c$  [14, 15]. Число кратности  $k$  определяется исходя из особенностей конструкции машины. Неуравновешенность ротора может вызвать колебания лопаток с частотой, равной секунднему числу оборотов, т. е. при  $k = 1$ . Кроме того, для осевых вентиляторов опасные режимы могут появляться при взаимодействии потока с ребрами, направляющим аппаратом и лопатками спрямляющего аппарата. При этом числа кратности пропорциональны соответственно числу ребер  $P$  и лопаток направляющего аппарата  $N_P$  при реверсе и числу лопаток спрямляющего аппарата  $N_{CA}$ . Колебания также могут быть вызваны явлением срывного флаттера, заключающегося в возникновении самовозбуждающихся колебаний лопаток вследствие взаимодействия аэродинамических сил с упругими силами лопаток. В случае, если энергия потока достаточна для поддержания этого процесса, то колебания будут незатухающими. Возникновению флаттера способствует срыв потока при обтекании лопатки с большими углами атаки. Срыв потока может наблюдаться не на всех лопатках решетки, а только на их группе, и 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 колеса. Значения резонансных частот для последних двух видов колебаний можно записать в следующем виде:

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

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

Для данного вентилятора при угловой скорости вращения рабочего колеса вентилятора  $\omega = 62.8 \text{ с}^{-1}$  (600 об./мин), числе лопаток спрямляющего аппарата  $N_{CA} = 15$ , зон отрыва во вращающемся потоке  $N_{BO} = 2-4$  частоты возбуждающих сил, создаваемых лопатками спрямляющего аппарата и вращающимся отрывом, записываются как:

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

Для лопатки первые три собственные частоты равны: 105.8, 266.4, 364.2 Гц.

Для определения влияния возмущающих частот на колебания лопатки построена ее вибрационная диаграмма (рис. 11). Лучи 4, 5, 6, выходящие из начала координат, представляют собой зависимости частот возмущающих сил от частоты вращения для первых гармоник. Абсциссы точек пересечения с кривыми собственных частот 1, 2, 3 определяют границу зон резонансных частот вращения ротора. Отметим, что жесткость лопаток, а следовательно, и их собственная частота увеличиваются с увеличением скорости вращения ротора. Это происходит за счет того, что нормальные составляющие сил инерции, действующие вдоль пера лопатки, повышают ее жесткость в поперечном направлении.

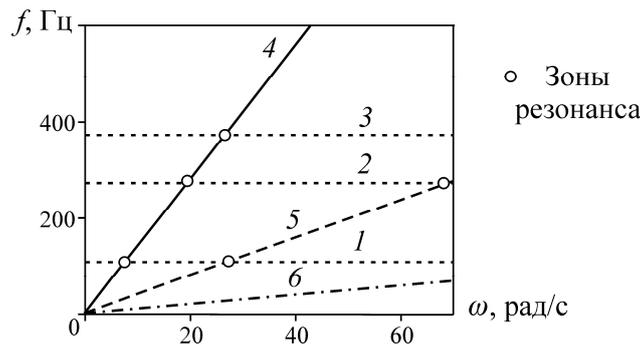


Рис. 11. Зависимость собственных частот колебаний лопатки и возмущающих частот от угловой скорости ротора: 1, 2, 3 — 1-я, 2-я и 3-я собственная частота; 4, 5, 6 — возмущающая частота от лопаток направляющего, спрямляющего аппарата и от отрыва во вращающемся потоке соответственно

Из анализа рис. 11 следует, что при пуске вентилятора лопатки проходят через несколько зон резонансов. Ввиду кратковременности нахождения в этих зонах, наличия диссипативных сил в материале лопатки, а также вследствие незначительной энергии возмущенного воздушного потока от ребер направляющего аппарата, лопаток спрямляющего аппарата и возмущений от отрыва во вращающемся потоке не происходит возникновение опасных напряжений и деформаций в конструкции лопаточного узла. При выбеге вентилятора для уменьшения времени нахождения в резонансных областях необходим тормоз для ротора вентилятора. Таким образом, вибрационная надежность лопаток находится в безопасных пределах.

#### ВЫВОДЫ

Определены основные расчетные параметры конструктивных элементов тоннельного осевого вентилятора ВО-21(т) с прямым кольцевым диффузором и базовой аэродинамической схемой лопатки рабочего колеса для втулочного отношения 0.5. Для варианта исполнения вентилятора с втулочным отношением 0.6 уменьшение длины лопатки осуществляется путем обрезки ее периферийной части, что способствует повышению технологичности изготовления лопатки.

Предложен алгоритм расчета аэродинамических параметров осевого вентилятора в программном комплексе ANSYS CFX, позволяющем обеспечивать возможность моделирования, расчета и исследования влияния различных параметров проточной части вентилятора на аэродинамические характеристики вентиляторной установки. Установлено, что при исполнении вентилятора с втулочным отношением 0.6 увеличивается область рабочих режимов по давлению на 20% при сохранении высокого значения статического КПД.

Снижение металлоемкости и момента инерции колеса вентилятора может быть достигнуто за счет перераспределения нормальной силы инерции лопаток с втулки на диски колеса. Показано, что максимально допустимая скорость вращения колеса возрастает с увеличением толщины дисков до 8.5–9 мм. При дальнейшем увеличении толщины дисков допустимая скорость снижается.

Вибрационная надежность лопаток колеса обеспечена отстройкой частот возмущающих сил от собственных частот конструкции. Кроме того, при пуске вентилятора лопатки проходят через несколько зон резонансов, что не приводит к возникновению опасных напряжений и деформаций из-за кратковременности нахождения в этих зонах и наличия диссипативных сил в материале и конструкции лопатки.

Результаты исследований использованы при разработке рабочей конструкторской документации на тоннельный осевой вентилятор ВО-21(т) для строящихся станций МУП “Новосибирский метрополитен”.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **СНиП 32-02-203:** Метрополитены. Введ. 2004-01-01. — М.: Госстрой России, ФГУП ЦПП, 2004.
2. **Брусиловский И. В.** Аэродинамические схемы и характеристики осевых вентиляторов ЦАГИ. — М.: Недра, 1978.
3. **Брусиловский И. В.** Аэродинамика осевых вентиляторов. — М.: Машиностроение, 1984.
4. **Брусиловский И. В.** Аэродинамика и акустика осевых вентиляторов. — М.: Труды ЦАГИ, 2004. — Вып. 2650.
5. **Durbin P. A., Gorazd Medic.** Fluid dynamics with a computational perspective, Cambridge University Press, ISBN: 052185017, 2007.
6. **Kutler P.** A perspective of theoretical and applied computational fluid dynamics, AIAA Paper, 1983, N0037.
7. **Батурин О. В., Матвеев В. Н., Шаблий Л. С., Попов Г. М., Колмакова Д. А.** Исследование рабочего процесса в ступени осевого компрессора с помощью универсального программного комплекса ANSYS CFX. — Самара: Изд-во СГАУ, 2011.
8. **Launder B. E.** An introduction to the modeling of turbulence, VKI Lecture Series 1991-02, March 18-21, 1991.
9. **Schlichting H.** Boundary-Layer theory, McGraw-Hill, Inc., 1979.
10. **Nichols R.** Algorithm and turbulence model requirements for simulating vortical flows, AIAA-2008-0337, 2008.
11. **Пат. РФ 2484310 RU МПК F 04 D.** Рабочее колесо осевого вентилятора / А. М. Красюк, Е. Ю. Русский // Опубл. в БИ. — 2012. — № 16.
12. **Красюк А. М., Русский Е. Ю.** Динамика и прочность сдвоенных листовых лопаток осевых вентиляторов // Горн. оборудование и электромеханика. — 2009. — № 7.
13. **Красюк А. М., Русский Е. Ю.** Влияние возмущений от воздушного потока на НДС основных узлов ротора вентилятора главного проветривания // ГИАБ. — 2014. — № 1.
14. **Красюк А. М., Русский Е. Ю., Попов Н. А.** К оценке прочности высоконагруженных рабочих колес крупных шахтных осевых вентиляторов // ФТПРПИ. — 2012. — № 2.
15. **Красюк А. М., Косых П. В., Русский Е. Ю.** Влияние возмущений воздушного потока от поршневого действия поездов на туннельные вентиляторы метрополитенов // ФТПРПИ. — 2014. — № 2.

*Поступила в редакцию 11/IX 2015*