

АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ШАХТНЫХ ОСЕРАДИАЛЬНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

КОПАЧЕВ В. Ф., АФАНАСЬЕВ А. И.

Рассмотрены основные закономерности аэродинамического расчета конструктивных решений осерадиальных вентиляторов. Предлагается создание вентиляторов с полным использованием центробежных сил, возникающих в их рабочих колесах, что означает на практике отказ от принципа радиального равновесия и переход к осерадиальному типу вентиляторов, рассчитанных на переменную циркуляцию по высоте лопаток. Произведен анализ закономерностей обеспечения радиального равновесия потока в осевых и осерадиальных машинах различных конструктивных исполнений. Приведены математические зависимости влияния основных кинематических параметров на соотношения давлений, создаваемых в рабочем колесе осерадиального вентилятора. Выполнен анализ влияния закручивания потока в рабочем колесе для различных конструктивных решений машин. Для одноступенчатых осевых и осерадиальных высоконапорных вентиляторов рационально изменить расчет лопаток рабочего колеса с принципа постоянства циркуляции по высоте на переменную величину. Предложен новый метод расчета шахтных высоконапорных вентиляторов на основе использования переменной циркуляции по высоте лопаток рабочего колеса.

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

Для создания более мощных высоконапорных и производительных шахтных вентиляторов необходим переход к другим принципам аэродинамического расчета. К ним относится расчет вентиляторов смешанного принципа действия таким образом, чтобы при разработке осевой машины полностью использовались центробежные силы, возникающие в рабочем колесе, что предполагает возникновение радиальных составляющих скоростей и перетекание воздуха из одного концентрического слоя в другой.

Известно, что в турбомашине статическое давление создается за счет увеличения окружной (переносной) скорости в рабочем колесе и торможения потока в его межлопаточном канале. В первом случае давление создается за счет центробежных сил, без потерь в рабочем колесе, во втором случае – с обязательными потерями на торможение. Таким образом, предлагается создание вентиляторов с полным использованием центробежных сил, возникающих в рабочих колесах, что означает на практике отказ от принципа радиального равновесия и переход к осерадиальному типу вентиляторов [1], рассчитанных на переменную циркуляцию по высоте лопаток.

Копачев Валерий Феликсович – кандидат технических наук, доцент, декан факультета городского хозяйства, доцент кафедры технической механики. 620144, г. Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30, Уральский государственный горный университет. E-mail: u1331@yandex.ru

Афанасьев Анатолий Ильич – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры технической механики. 620144, г. Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30, Уральский государственный горный университет. E-mail: gmf.tm@m.ursmu.ru

В таких машинах, так же как и в осевых вентиляторах, поток выходит из колеса закрученным, т. е. находится под действием центробежных сил. Следовательно, на элементарный объем воздуха массой dm действует центробежная сила.

Эта сила приходится на поверхность $rd\varphi db$ и обуславливает статическое давление в направлении радиуса:

$$dP_{ц} = \frac{\rho r d\varphi dr db c_{2u}^2}{d\varphi db r^2} = \frac{dr}{r} \rho c_{2u}^2,$$

где ρ – плотность воздуха; c_{2u} – скорость закручивания за рабочим колесом; r – текущий радиус; $d\varphi$, dr , db – элементарные приращения центрального угла раскрытия рабочего колеса, радиуса и осевого направления потока.

В отличие от традиционных осевых машин, в которых принцип приближенного радиального равновесия потока предполагает искусственную компенсацию этого давления разностью статических давлений в соседних концентрических слоях [2], в осерадиальных машинах это давление должно использоваться для приращения общего статического давления рабочего колеса. Следовательно, конструкция колеса должна предусматривать соответствующее увеличение выходного радиуса r_2 рабочего колеса по сравнению с входным r_1 , что напрямую связано с конической втулкой и конической формой корпуса вентилятора на участке рабочего колеса [3].

Последователи Н. Е. Жуковского в своих трудах [4] сделали вывод, что при необходимости создать одноступенчатый вентилятор на высокие давления более рационально переходить от расчета колеса на постоянную циркуляцию к расчету на переменную циркуляцию; предлагается перейти от принципа обеспечения радиального равновесия потока к принципу полного использования центробежных сил в рабочем колесе для создания приращения в нем дополнительного статического давления.

Исходя из известных схем вентиляторов с меридионально-ускоренным потоком, в которых рабочее колесо только закручивает поток, не создавая статического давления [1, 5, 6], и условий, из которых рабочее колесо формирует главную часть статического давления, установим закономерность изменения скорости закручивания потока по высоте лопатки.

Эта закономерность по аналогии с записью условия обеспечения радиального равновесия в осевых машинах может быть представлена в виде

$$c_{2u} r^n = \text{const} = N, \quad (1)$$

где n – показатель степени, характеризующий закономерность изменения скорости закручивания потока воздуха по высоте лопатки.

Подставив в выражение теоретического статического давления осерадиальной турбомашинны значение c_{2u} из уравнения (1), получим:

$$p_{svt} = \rho \omega r N r^{-n} - 0,5 \rho N^2 r^{-2n}, \quad (2)$$

где ω – угловая скорость рабочего колеса; ρ – плотность воздуха.

Произведем анализ уравнения (2) для осерадиальных машин.

Оценку эффективности изменения профиля лопаток целесообразно производить по отношению теоретического напора (p_r) к потерям давления на закручивание потока (p_0):

$$p_r / p_0 = 2\omega r^{1-n} / N r^{-2n}.$$

Для серийно выпускаемых вентиляторов ($n = 1$) это отношение имеет вид

$$p_{\tau}/p_0 = 2\omega r^2/N.$$

Для предлагаемых вентиляторов ($n = -1/2$) это отношение имеет вид

$$p_{\tau}/p_0 = 2\omega r^{0.5}/N.$$

Для вентиляторов при $n = -2/3$ это отношение имеет вид

$$p_{\tau}/p_0 = 2\omega r^{1/3}/N.$$

Закономерность изменения отношения $p_{\tau}/p_0 = f(r)$ для ($n = -1/2$) осерадиальных вентиляторов имеет более благоприятный характер, чем у осевых машин с радиальным равновесием потока ($n = 1$). Такая закономерность исключает отрицательные значения p_{svf} и позволяет использовать втулки значительно меньшего диаметра, что с учетом более высоких значений коэффициентов давления и подачи открывает широкие возможности для создания более совершенных конструкций шахтных вентиляторов местного, вспомогательного и главного проветривания, а также вентиляторов общепромышленного назначения.

Отношение теоретического напора к потерям давления на закручивание потока

N	r, м	p_{τ}/p_0			
		$n = -2/3$	$n = -1/2$	$n = 1$	$n = 3/2$
50	0,1	5,80	3,95	0,125	0,039
	0,2	7,30	5,59	0,500	0,223
	0,3	8,20	6,85	1,120	0,616
	0,4	9,20	7,90	2,000	1,260
	0,5	9,90	8,84	3,100	2,210
100	0,1	2,90	2,00	0,060	0,020
	0,2	3,65	2,80	0,250	0,110
	0,3	4,10	3,40	0,560	0,310
	0,4	4,60	3,95	1,000	0,620
	0,5	4,95	4,42	1,550	1,100
150	0,1	1,90	1,30	0,040	0,013
	0,2	2,40	1,80	0,160	0,074
	0,3	2,70	2,20	0,380	0,205
	0,4	3,06	2,60	0,660	0,400
	0,5	3,30	2,90	1,030	0,760

В таблице приведены отношения давлений p_{τ}/p_0 при показателях зависимости скорости закручивания потока n ; константы N ; радиуса r ; при плотности воздуха $1,2 \text{ кг/м}^3$, угловой скорости рабочего колеса 314 с^{-1} . Отношение давлений характеризует в определенной мере КПД закручивания потока в колесе, т. е. конструктивное совершенство вентилятора.

На рис. 1 приведены соответствующие зависимости отношения давлений p_{τ}/p_0 от параметра N .

Из рис. 1 и таблицы видно, что наибольшую величину отношения давлений p_T/p_0 и соответственно КПД закручивания потока имеет вентилятор при $n \rightarrow -1$:

$$p_T/p_0 \rightarrow 2\omega/N.$$

На рис. 2 приведены соответствующие зависимости отношения давлений от радиуса лопаток рабочего колеса.

Графики зависимости отношения давлений от радиуса лопаток рабочего колеса, приведенные на рис. 2, показывают, что в зависимости $c_{2u} r^n = N$ показатель степени n должен стремиться к -1 . В этом случае с увеличением радиуса лопатки должна увеличиваться скорость закручивания потока в колесе, а их отношение оставаться постоянным.

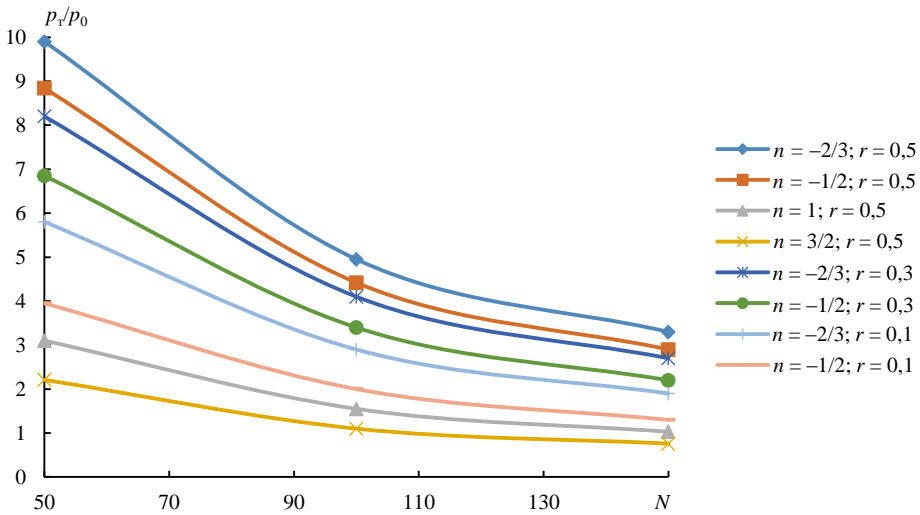


Рис. 1. Зависимости отношения давлений p_T/p_0 от параметра N

Значение константы N может быть определено из безразмерных параметров по выражению:

$$N = k_{st} \sqrt{\frac{\psi_{ц} \bar{b} (1 + \bar{d}) \pi}{2\bar{V}_{л.б}}}, \quad (3)$$

где k_{st} – коэффициент, учитывающий непостоянство геометрического профиля лопатки по высоте; $\psi_{ц}$ – центробежная составляющая коэффициента приращения статического давления в вентиляторе, \bar{b} – относительная ширина лопатки; \bar{d} – относительный диаметр втулки; $\bar{V}_{л.б}$ – относительный объем воздуха, вращающийся в лопаточном венце рабочего колеса.

Используя уравнения (2) и (3), а также уравнение Эйлера, запишем выражение для определения величины максимального радиуса лопатки:

$$2\omega N r_2^{1-n} - N^2 r_2^{-2n} = \omega^2 (r_2^2 - r_1^2) + \cos^{-2} \beta_2 (k_T^2 - 1) (\omega r_2 - N r_2^{-n})^2, \quad (4)$$

где β_2 – угол выхода потока; k_T – коэффициент торможения потока в межлопаточном канале рабочего колеса.

Определение значений c_{2a} на основании показателя n , найденного решением уравнения (4), может быть положено в основу методики аэродинамического расчета и построения профилей лопаток рабочих колес шахтных вентиляторов для различных значений r по высоте лопаток от втулки до корпуса машины, позволяющей создавать осевые и осерадиальные вентиляторы новых эффективных конструктивных решений.

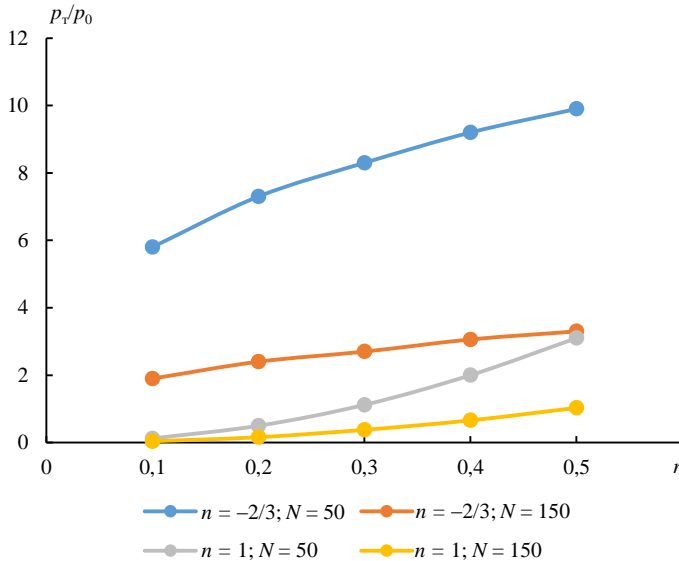


Рис. 2. Зависимости отношения давлений p_r/p_0 от радиуса лопаток рабочего колеса r

Итак, переменная (по радиусу) циркуляция позволяет повысить эффективность работы осерадиального вентилятора. Для обеспечения оптимальных соотношений теоретического напора и потерь скорость закручивания потока в рабочем колесе осерадиального вентилятора должна возрастать от втулки к периферии рабочего колеса.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Брусиловский И. В. Аэродинамика осевых вентиляторов. М.: Машиностроение, 1984. 240 с.
2. Жуковский Н. Е. Вихревая теория гребного винта. М.-Л.: Госуд. изд. техн.-теоретич. литер., 1950. 239 с.
3. Кампсти Н. Аэродинамика компрессоров / пер. с англ. М.: Мир, 2000. 688 с.
4. Ушаков К. А., Поликовский В. И., Невельсон М. И., Татаринев М. П. Рудничные вентиляторные установки. М.: ГОНТИ НКТП, 1938. 205 с.
5. Брусиловский И. В. Аэродинамические схемы и характеристики осевых вентиляторов ЦАГИ: справ. пособие. М.: Недра, 1978. 198 с.
6. Ушаков К. А., Брусиловский И. В., Бушелев А. Р. Аэродинамика осевых вентиляторов и элементы их конструкции. М.: ГНТИ, 1960. 419 с.

Поступила в редакцию 2 марта 2018 года

AERODYNAMIC CALCULATION OF SHAFT AXIAL-RADIAL VENTILATORS

Kopachev V. F., Afanas'ev A. I. – The Ural State Mining University, Ekaterinburg, the Russian Federation. E-mail: u1331@yandex.ru

The article considers the main regularities of axial-radial ventilators construction solutions aerodynamic analysis. The article suggests creating ventilators with complete utilization of centrifugal forces, appearing in their impellers, which in practice presumes rejection of the principle of radial balance and transition to the axial-radial type of ventilators, designed

for variable circulation along the height of shovels. The analysis of regularities of providing radial balance of flow in axial and axial-radial machines of various structural designs is carried out. Mathematical relations are given of the main kinematic parameters influence on the correlations of pressures, appearing in an impeller of an axial-radial ventilator. The analysis is fulfilled of the influence of flow swirl in an impeller for various construction solutions of machines. For single-stage axial and axial-radial high-pressure ventilators it is efficient to change the calculation of impeller shovels from the principle of constant circulation along the height to a variable value. A new method of calculating shaft high-pressure ventilators is suggested on the basis of using variable circulation along the height of impeller shovels.

Key words: aerodynamic calculation; circulation; axial-radial ventilator; high-pressure ventilator; mathematical modeling; ventilation; ventilation schemes.

REFERENCES

1. Brusilovskii I. V. *Aerodinamika osevykh ventilatorov* [Aerodynamics of axial ventilators]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1984. 240 p.
 2. Zhukovskii N. E. *Vikhrevaia teoriia grebnoogo vinta* [Propeller blade swirling theory]. Moscow-Leningrad, Gosud. izd. tekhn.-teoretich. liter. Publ., 1950. 239 p.
 3. Cumpsty N. *Aerodinamika kompressorov / per. s angl.* [Compressors aerodynamics. Translation from English]. Moscow, Mir Publ., 2000. 688 p.
 4. Ushakov K. A., Polikovskii V. I., Nevel'son M. I., Tatarinov M. P. *Rudnichnye ventilatornye ustanovki* [Mining ventilation installations]. Moscow, GONTI NKTP Publ., 1938. 205 p.
 5. Brusilovskii I. V. *Aerodinamicheskie skhemy i kharakteristiki osevykh ventilatorov TsAGI: sprav. posobie* [Aerodynamic schemes and characteristics of axial ventilators TsAGI: reference book]. Moscow, Nedra Publ., 1978. 198 p.
 6. Ushakov K. A., Brusilovskii I. V., Bushelev A. R. *Aerodinamika osevykh ventilatorov i elementy ikh konstruktssii* [Aerodynamics of axial ventilators and the elements of their construction]. Moscow, GNTI Publ., 1960. 419 p.
-