

ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ ВЕНТИЛЯТОРЫ МЕСТНОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ С ЭНЕРГЕТИЧЕСКИМИ РЕГУЛЯТОРАМИ

Макаров Н. В., Солдатенко А. А., Лаврёнов Н. Е., Макаров В. Н.

В статье описано конструктивное исполнение принципиально нового устройства регулирования центробежных вентиляторов – энергетического регулятора (ЭР). Получены критерии подобия системы поток-вентилятор с ЭР, а так же выражения для КПД и качества ЭР в составе вентилятора.

Ключевые слова: вентилятор; энергетический регулятор; аэродинамика; поток.

Оценка значений показателей технического уровня показывает, что шахтные вентиляторы главного проветривания отличаются низкой фактической экономичностью в эксплуатации. Основные причины данного явления связаны с особенностями работы установок: переменными параметрами вентиляционных сетей и режимов вентиляции, а также обеспечением вентиляторных установок главного проветривания, представляющих собой ограниченный параметрический ряд перекрытия полей шахтных вентиляционных режимов с учетом дискретности по отдельным шахтам. Поскольку в производстве находится ограниченное количество типоразмеров установок со строго определенными областями экономичной эксплуатации, а параметры шахтных вентиляционных режимов являются случайными величинами, то они не совпадают с определенными параметрами вентиляторных установок главного проветривания.

Анализ глубины изменения расчетных вентиляционных режимов и необходимой глубины регулирования показал, что они имеют различные распределения статистической вероятности. Поэтому для обеспечения экономичной работы вентиляторной установки, даже при неизменном режиме, её необходимо регулировать. Таким образом, глубина регулирования вентиляторной установки должна превышать глубину изменения вентиляционного режима.

Используемые в настоящее время регулирующие устройства могут быть условно отнесены к механическим средствам регу-

лирования, поскольку их действие основано на механической трансформации геометрии проточной части вентилятора. Большие потенциальные возможности в плане увеличения глубины экономичного регулирования заложены в активных (энергетических) методах управления аэродинамическими процессами в проточной части вентилятора. Их реализация позволяет создать принципиально новое средство регулирования режима работы центробежного вентилятора – энергетический регулятор (ЭР). На рис. 1 приведена схема центробежного вентилятора местного проветривания с ЭР, включающая: 1 – ЭР с входными окнами (каналами) 2, находящийся в модуле 3 на входе в полость высокого давления 4 с рабочим колесом 6, при этом поток воздуха засасывается в вентилятор через входной коллектор 5.

Действие ЭР основано на изменении кинетического момента потока на входе в рабочее колесо за счет энергии вращения управляющего (циркуляционного) потока, являющегося частью потока полости высокого давления корпуса вентилятора, поступающего через входные окна (каналы) ЭР (рис. 2) на вход в рабочее колесо. Изменение подачи управляющего потока позволяет регулировать закрутку суммарного потока, представляющего собой совокупность транзитного и управляющего потоков, и тем самым регулировать режим работы вентилятора [1]. Наличие продольной и поперечной циркуляции протока в полости корпуса позволяет рациональным способом, спрофилировав по линиям тока форму входного коллектора и направляющего экрана, ис-

пользовать энергию кинетического момента управляющего потока для закрутки транзитного потока с минимальными потерями энергии на дросселирование.

Эффективность регулируемости вентилятора с ЭР определяется экономичностью рабочего колеса, внешней и внутренней аэродинамикой аппарата. Внутренняя аэродинамика

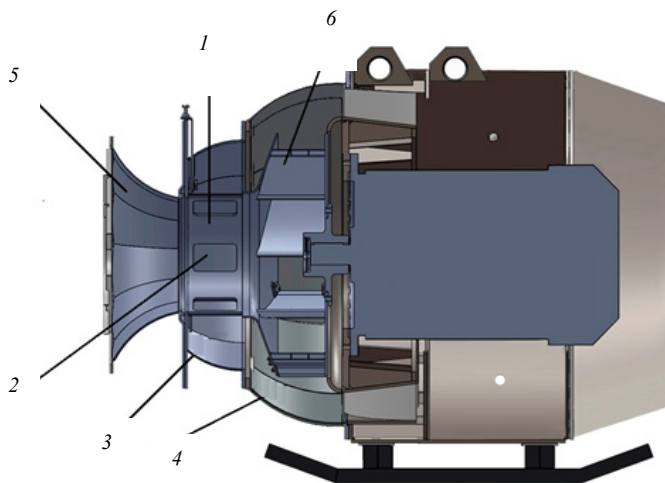


Рис. 1. Схема центробежного вентилятора с ЭР

характеризует уровень потерь энергии при формировании управляющего потока в ЭР. Внешняя аэродинамика определяет эффективность взаимодействия циркуляционного и транзитного потоков. В литературе отсутствуют данные по системному исследованию регулируемости вентиляторов аппаратами такого типа. Рассмотрим способы построения аэродинамических характеристик и основы методики расчета аэродинамической схемы ЭР.

Параметры потока полости корпуса вентилятора, являющегося носителем энергии

управления, определяются режимом работы вентилятора. На аэродинамические процессы, протекающие в ЭР от входа в него до зоны взаимодействия циркуляционного и транзитного потоков, существенное влияние оказывают его геометрические параметры: диаметры входного коллектора D_k , направляющего экрана D_s , регулирующей патрубка D_p ; ширины входного сечения b_1 , выходного сечения b_2 и регулирующей заслонки b_p .

В зависимости от формы ЭР (рис. 2) [2] и величины геометрических параметров изме-

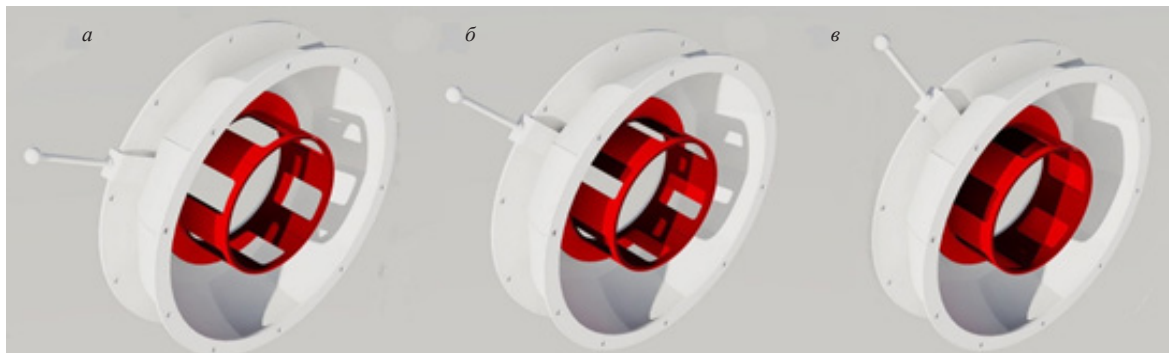


Рис. 2. Схема модуля вентилятора местного проветривания с ЭР при различных положениях регулирующих окон (каналов):

a – полное открытие; *b* – частичное открытие; *в* – полное закрытие (номинальный режим работы вентилятора)

няется эффективность взаимодействия циркуляционного и транзитного потока, что приводит к изменению его КПД и коэффициента

качества. В связи с этим необходимо определить критерии подобия системы поток–вентилятор с ЭР, чтобы впоследствии в рамках

задач о внешней и внутренней аэродинамике ЭР установить зависимости для оптимальных значений указанных выше геометрических параметров с точки зрения наименьших потерь энергии управляющего потока.

Основные параметры, характеризующие динамические процессы, протекающие в системе поток–вентилятор с ЭР: Q_y – подача управляющего потока; P_y – давление управляющего потока; Q – подача вентилятора; ω – частота вращения рабочего колеса; μ, ρ – вязкость и плотность воздуха, соответственно; D_2 – диаметр рабочего колеса.

В соответствии со второй теоремой подобия, согласно которой члены уравнений, описывающих физические явления, имеют одинаковую размерность, можно принять, что математическая модель течения потока в вентиляторе с ЭР гомогенна. Учитывая параметры, характеризующие динамические процессы, протекающие в системе поток–вентилятор с ЭР, на базе следствия первого дополнительного положения В. А. Веникова о подобии сложных систем, согласно которому системы остаются подобными после любых упрощений, если они проведены в системах одинаково [3], получим для рассматриваемой задачи следующие критерии подобия:

- коэффициент подачи управляющего потока $\varphi_y = \frac{8Q_y}{\pi D_2^3 \omega}$;
- коэффициент давления управляющего потока $\Psi_y = \frac{8P_y}{\rho D_2^2 \omega^2}$;
- коэффициент подачи вентилятора $\varphi = \frac{8Q}{\pi D_2^3 \omega}$;
- число Рейнольдса, учитывающее влияние вязкости воздуха $Re = \frac{\omega D_2^2 \rho}{2\mu}$.

В рамках задачи о внутренней аэродинамике ЭР установим зависимость между полученными критериями подобия и геометрическими параметрами аппарата, для чего запишем уравнение энергии по линии тока [2]:

$$\frac{\zeta \rho u_{1y.аб.}^2}{2} + \frac{\zeta_T \rho u_{2y.ок.}^2}{2} + \eta_r P_T =$$

$$= \frac{\rho(u_{2y.аб.} - u_{1y.аб.})^2}{2} + \frac{\rho u_{2y.ок.}^2}{2}, \quad (1)$$

где ζ, ζ_m – коэффициенты полных потерь и потерь на трение, соответственно; $u_{1y.аб.}, u_{2y.аб.}$ и $u_{1y.ок.}, u_{2y.ок.}$ – абсолютные и окружные скорости управляющего потока; индексы 1, 2 – значения кинематических и геометрических параметров на входе и выходе ЭР, соответственно (рис. 1); η_r – гидравлический КПД вентилятора; P_m – полное теоретическое давление вентилятора.

После преобразования (1) с учетом критериев подобия получим:

$$\Psi_T \eta_r = \Psi_y + a \Psi_y^2 + \zeta_m \bar{u}_{y.ок.}^2 \left(1 + \frac{16}{\pi} \bar{u}_{y.ок.} (\bar{D}_k^2 + \bar{D}_3^2 - \bar{D}_p^2) \right), \quad (2)$$

где Ψ_m – коэффициент теоретического давления вентилятора [4]; a – коэффициент, определяемый из выражения:

$$a = \frac{\bar{b}_p}{4(\bar{b}_1 - \bar{b}_p)^4 (\bar{D}_3 + \bar{D}_k)^2} + \zeta \cos \left(\arctg \frac{\bar{D}_k - \bar{D}_3}{2(\bar{b}_1 - \bar{b}_p)} \right) \frac{1}{4(\bar{b}_1 - \bar{b}_p)^2 (\bar{D}_3 + \bar{D}_k)^2}, \quad (3)$$

где $\bar{b}_1, \bar{b}_p, \bar{D}_3, \bar{D}_k$ – относительные значения соответствующих кинематических и геометрических параметров (кинематические параметры отнесены к окружной скорости вращения колеса, геометрические параметры отнесены к диаметру рабочего колеса).

Коэффициент давления управляющего потока определяется выражением:

$$\Psi_y = k^2 \left(\frac{\varphi_y}{2(\bar{b}_1 - \bar{b}_p)(\bar{D}_3 + \bar{D}_k)} - \frac{\varphi}{k \bar{D}_p^2} \right)^2 + k_q \bar{u}_y^2, \quad (4)$$

где k – конфузорность канала ЭР, определяемая отношением площадей входного и выходного сечения ЭР: $k = F_1/F_2$; k_q – коэффициент диагональности ЭР: $k_q = \bar{D}_k^2 / \bar{D}_p^2$.

Учитывая зависимость между параметрами φ_y и Ψ_y , принимая $\bar{D}_3 = \bar{D}_k$ и начальное положение $\bar{b}_p = 0$, получим:

$$k = \frac{\sqrt{\Psi_y - k_q \bar{u}_y^2} + \frac{\varphi}{\bar{D}_p^2}}{\sqrt{\frac{\Psi_T \eta_r - \Psi_y - 32 \zeta_T \bar{u}_y^3 (\bar{D}_k^2 - \bar{D}_p^2)}{\pi \Psi}}} \sqrt{\zeta}, \quad (5)$$

$$\bar{F}_1 = \frac{\varphi_y \left(\frac{\eta_s \varphi}{\bar{D}_p^2} + \sqrt{\eta_s \cdot \frac{\varphi^2}{\bar{D}_p^2 + E_y}} \right)}{\eta_s E_y}, \quad (6)$$

где η_s – статический КПД ЭР (КПД при $\varphi = 0$): $\eta_s = k^2 / k^2 + \zeta$, E_y – энергетический параметр, определяемый по формуле:

$$E_y = \psi_r \eta_r - k_q \bar{u}_y^2 \cdot \frac{\varphi^2}{\bar{D}_p^2} + \frac{16 \zeta \bar{u}_y^3 \cdot (\bar{D}_\kappa^2 + \bar{D}_3^2 - 2\bar{D}_p^2)}{\pi \varphi}. \quad (7)$$

Полный КПД ЭР представлен в виде $\eta = \Psi_y / \Psi_r \eta_r$, откуда получим:

$$\eta = \left(\frac{\bar{D}_p^2 E_y \eta_s}{\sqrt{\psi_r \eta_r} \cdot (\varphi \eta_s + \bar{D}_p \sqrt{\eta_s (\varphi^2 + \bar{D}_p^2 E_y)})} - \frac{A}{0,38 \bar{D}_p^2} \right) + k_q (1 - \omega_y), \quad (8)$$

где A – эквивалентное отверстие вентиляционного режима; ω_y – степень реактивности управляющего потока.

Качество ЭР, как величина полезной энергии закрутки ЭР на единицу потерь, может быть представлено в виде:

$$K_a = \frac{k_q \bar{u}_y^2}{\zeta \varphi_y^2 + \frac{32 \zeta \bar{u}_y^3 (\bar{D}_\kappa^2 - \bar{D}_p^2)}{\pi \varphi}}. \quad (9)$$

Таким образом, уравнения (6), (7) устанавливают математическую зависимость между геометрическими параметрами ЭР и его энергетическими характеристиками, являющимися при этом критериями подобия (φ_y , ψ_y , φ) [4]. Уравнения (9), (10) восстанавливают соотношения между параметрами, характеризующими эффективность работы энергетического регулятора устройства, его геометрическими параметрами и режимом работы вентилятора.

Ввиду сложности процесса взаимодействия управляющего и основного потоков исследование внешней аэродинамики ЭР

было проведено экспериментальным путем. Исследование проводилось на установке для аэродинамических испытаний вентиляторов на всасывание, выполненной в соответствии с ГОСТ 10921-90 [5]. Для определения последовательности эксперимента был применен статистический метод линейного планирования. В качестве плана использована дробная реплика с генерирующим соотношением, обеспечивающим её максимальную разрешающую способность [6].

Обработка экспериментального материала проводилась с использованием критериев Кохрена для проверки однородности дисперсий параллельных опытов, Стьюдента – для проверки значимости коэффициентов регрессии, Фишера – для проверки адекватности полученной модели при уровне значимости 2,5 %.

Из условия обеспечения максимального коэффициента качества энергетического регулятора для вентилятора Ц76-16 были получены следующие оптимальные значения геометрических параметров энергетического регулятора: $\bar{D}_\kappa = 0,96$; $\bar{D}_p = 0,84$; $\bar{D}_3 = \bar{D}_p$; $k_q = 1,3$. При этом ЭР обеспечивает удельное энергопотребление вентилятора Ц76-16 на уровне 1,31, глубину регулирования по давлению – 0,63. При этом с осевым направляющим аппаратом, являющимся на сегодня наиболее совершенным механическим устройством регулирования центробежных вентиляторов, Ц76-16 имеет удельное энергопотребление 1,42, а глубину регулирования по давлению – 0,55.

Оптимальные значения геометрических параметров ЭР зависят от геометрических параметров рабочего колеса центробежного вентилятора. Применение ЭР для повышения адаптивности центробежных вентиляторов местного проветривания способствует снижению их удельного энергопотребления на 8 % и увеличению глубины регулирования по давлению на 15 %.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Макаров Н. В. Расчет критериев аэродинамического подобия системы вентилятор–энергетический направляющий аппарат / Н. В. Макаров [и др.] // Изв. вузов. Горный журнал. 2008. № 5. С. 66–69.
2. Макаров Н. В., Белов С. В., Макаров В. Н. Расчет параметров энергетических регуляторов шахтных вентиляторов // ГИАБ. 2012. № 7. С. 203–206.

3. Веников В. А. Теория подобия и моделирование применительно к задачам электроэнергетики. М.: Высшая школа, 1966. 487 с.
4. Ляпцев С. А., Потапов В. Я. Математическое описание поведения рудных частиц в воздушном потоке разделения частиц в воздушном потоке разделительных аппаратов // Современные проблемы науки и образования. 2012. № 1. С. 178.
5. ГОСТ 10921–74. Вентиляторы радиальные (центробежные) и осевые. Методы аэродинамических испытаний. М.: Госстандарт, 1974. 15 с.
6. Тиме В. А. Оптимизация технико-экономических параметров гидротурбин. Л.: Машиностроение, 1976. 271 с.

Макаров Николай Владимирович – кандидат технических наук, доцент. 620144, г. Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30, Уральский государственный горный университет.

Солдатенко Андрей Алексеевич – студент. 620144, г. Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30, Уральский государственный горный университет.

Лаврёнов Никита Евгеньевич – студент. 620144, г. Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30, Уральский государственный горный университет.

Макаров Владимир Николаевич – доктор технических наук, доцент. 620144, г. Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30, Уральский государственный горный университет.