

Бугаёв А.В. (НИИГМ им. М.М.Федорова)

## СПОСОБ ПОВЫШЕНИЯ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ШАХТНОГО РАДИАЛЬНОГО ВЕНТИЛЯТОРНОГО АГРЕГАТА ГЛАВНОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ

*У статті розглянуті основні способи регулювання аеродинамічних параметрів шахтного радіального вентилятора головного провітрювання і запропонований найбільш ефективний та економічний спосіб регулювання.*

*В статье рассмотрены основные способы регулирования аэродинамических параметров шахтного радиального вентилятора главного проветривания и предложен наиболее эффективный и экономичный способ регулирования.*

*In the article given the main ways of the regulation of the aerodynamic parameters of the mining radial vent of the main airing and suggested the most effective and economical way of regulation.*

**КС:** шахтні вентилятори головного провітрювання, аеродинамічні параметри, регулювання, підвищення енергоефективності, робоче колесо, маса ротора.

**Постановка проблеми и ее связь с научными и практическими задачами.** Шахтные радиальные вентиляторные агрегаты, от которых зависит энергоэффективность и надежность работы горных предприятий, обеспечивают благоприятные условия и безопасность выполнения основных производственных процессов. От надежной и безаварийной работы шахтных вентиляторных агрегатов зависят не только производительность труда, безопасность и условия труда, но и сама возможность ведения горных работ.

На вентиляцию шахтных выработок как на вспомогательный технологический процесс расходуется ежегодно около 1 млрд\*кВт\*ч электроэнергии [1], а электродвигатели радиальных вентиляторов имеют мощности 630...4000 кВт. Поэтому технико – экономические показатели работы горно-добывающих предприятий во многом зависят от эффективности работы шахтных радиальных вентиляторных агрегатов, которые составляют основной резерв экономии материальных и энергетических ресурсов.

Подавляющее большинство действующих радиальных вентиляторов эксплуатируются в неоптимальном режиме со статическим КПД ниже 0.6 (рис. 1), что противоречит требованиям действующего стандарта [2], а также не обеспечивает в достаточной степени эффективность энергопотребления.

Потери электроэнергии при проветривании шахт происходят, главным образом, вследствие утечек воздуха при нарушении герметичности вентиляционных устройств (надшахтных зданий, перемычек, кроссингов вентиляционных дверей и др.), ухудшения состояния вентиляционной сети

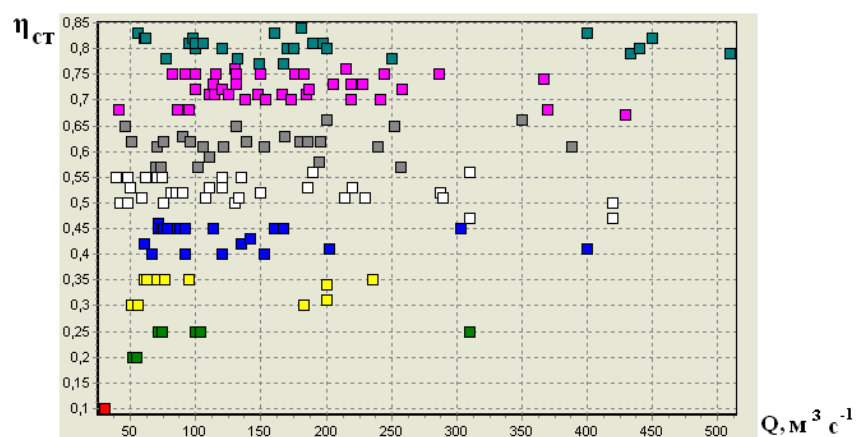


Рис. 1. График распределения статических КПД ( $\eta_{ст}$ ) и подач воздуха ( $Q, \text{м}^3 \text{с}^{-1}$ ) радиальных вентиляторов, эксплуатируемых на шахтах Украины (2002 – 2012 гг.)

и самой вентиляторной установки, а также неэкономичного регулирования подачи и давления вентилятора [3].

**Анализ проведенных исследований и публикаций.** Рассмотрев и проанализировав способы регулирования аэродинамических параметров радиального вентилятора [4,5,6], применяемые в различных условиях проветривания шахт, можно отметить, что наиболее приемлемым вариантом для угледобывающих предприятий, которые находятся в стадии ликвидации, стоит считать регулирование за счет выключения части межлопастных каналов колеса с помощью заглушек [7].

На основании проведенных испытаний в ЦАГИ им. Н.Е. Жуковского модели радиального вентилятора Ц 4-70 с 12 профильными лопатками колеса были исследованы следующие значения параметров в зависимости от выключения определенного числа межлопастных каналов, которое приводится в табл. 1.

Таблица 1.

$Q/Q_0$	1,0	0,9	0,85	0,75	0,65
$N/N_0$ при ОНА	1,0	0,86	0,82	0,75	0,68
$N/N_0$ при уменьшении количества рабочих каналов	1,0	0,86	0,79	0,68	0,55
Количество выключенных каналов (общее количество – 12)	0	2	3	4	6

При этом можно получить значительное изменение аэродинамической характеристики вентилятора, если с помощью заглушек исключить (закрыть) часть межлопастных каналов на входе или на выходе колеса, а в лучшем варианте, если выполнить перекрытие каналов в обоих сечениях. Выводы этих исследований свидетельствуют о том, что характеристики вентиляторов с небольшим числом лопаток рабочих колес, которыми являются шахтные вентиляторы, при выключении части межлопастных каналов колес с лопатками, сильно загнутыми назад, приводят к более значительному снижению мощности при том же снижении подачи, что и при использовании осевых направляющих аппаратов. Авторы этого эксперимента считают, что несмотря на недостаточность полученных результатов для широкого обобщения, их все же можно считать характерными для таких аэродинамических схем, которыми являются схемы, применяемые для радиального (центробежного) вентилятора с профильными, загнутыми назад лопатками.

Рациональным, с точки зрения аэродинамики, является вариант применения перекрытия половины двустороннего колеса вентилятора при установке лопаток направляющего аппарата под углом  $0^\circ$ , где статический КПД составляет 0,85, и полностью закрытого аппарата другой стороны колеса, где выход потока полностью перекрыт. В этом случае регулирование характеристик вентилятора производится одним направляющим аппаратом.

Однако степень надежности конструкции значительно снижается. Это связано с дополнительной динамической нагрузкой на коренной и покрывной участки лопаток рабочих колес вентилятора [7].

Другими способами регулирования режимов работы радиальных вентиляторов являются следующие:

- изменение величины колеса;
- установка на концах лопаток колес поворотных закрылков;
- комбинированные способы регулирования (например, с помощью ОНА) и заменой электродвигателей;
- замена рабочих колес с различными диаметрами, которые изложены в монографии [6].

**Целью** статьи является разработка нового способа регулирования аэродинамических параметров, обеспечивающего повышение энергоэффективности действующих радиальных вентиляторных агрегатов, которые эксплуатируются при закрытых осевых направляющих аппаратах ( $70-80^\circ$ ).

**Изложение основного материала.** Разработанный способ [8] повышения энергоэффективности вентиляторных агрегатов относится к двусторонним радиальным вентиляторам главного проветривания шахт и рудников, где при закрытых осевых направляющих

аппаратах не требуются номинальные значения подачи воздуха. При этом статический КПД двустороннего радиального вентилятора составляет величины 0,3...0,4. В этом случае углы установки лопаток осевых направляющих двусторонних вентиляторов составляют 70...80°, т. е. они полностью закрыты. Такой режим работы шахты стал возможным при планируемом закрытии или консервации шахты, и расчетное количество подаваемого в шахту воздуха соответствует добываемому количеству угля и другим факторам.

В предлагаемом варианте снижение аэродинамических параметров (подачи и давления вентилятора и энергопотребления) достигается за счет радикальной реконструкции радиального рабочего колеса двустороннего всасывания.

До проводимой реконструкции колеса вентилятора двустороннего всасывания осевые направляющие аппараты практически закрыты ( $\theta_{ОНА}=70...80^\circ$ ), так как номинальные параметры подачи воздуха для закрытой шахты не требуются.

Регулирование подачи и давления в двустороннем радиальном вентиляторе осуществляется осевыми направляющими аппаратами поворотом его на углы 0°–80°, причем величина энергопотребления вентиляторного агрегата определяется соотношением

$$E_{va} = \frac{1}{\eta_{sva}},$$

где  $\eta_{sva}$  – статический КПД вентиляторного агрегата (вентилятора с учетом КПД электродвигателя и КПД электрической сети).

Недостатком работы двустороннего радиального вентилятора является то, что в угольных шахтах, которые находятся в стадии ликвидации, не требуется номинальная подача воздуха в шахтные выработки, осевые направляющие аппараты в этом случае практически закрыты (70°...80°), а статический КПД вентиляторного агрегата составляет 0,2-0,4.

В основу предложенного способа положена задача снижения аэродинамических параметров – (подачи и статического давления) радиального вентилятора, когда шахты находятся в стадии закрытия, путем повышения энергоэффективности вентилятора за счет повышения его статического КПД и соответственно вентиляторного агрегата.

Поставленная задача решается за счет реконструкции рабочего колеса двустороннего радиального вентилятора.

В двустороннем радиальном вентиляторе отсоединяют второе рабочее колесо возле коренного диска по рабочим лопаткам, а также отсекают часть входного патрубка в вертикальной стенке спирального корпуса и закрывают заглушкой с внутренним диаметром, на 5 – 7 мм большим, чем диаметр главного вала вентилятора в этом сечении. После отсоединенную половину двустороннего колеса лопатки осевого направляющего аппарата демонтируют. Регулирование параметров подачи и давления вентилятора осуществляется за счет осевого направляющего аппарата, расположенного с другой стороны корпуса, с более высоким значением статического КПД и соответственно меньшими величинами энергопотребления вентилятора и вентиляторного агрегата.

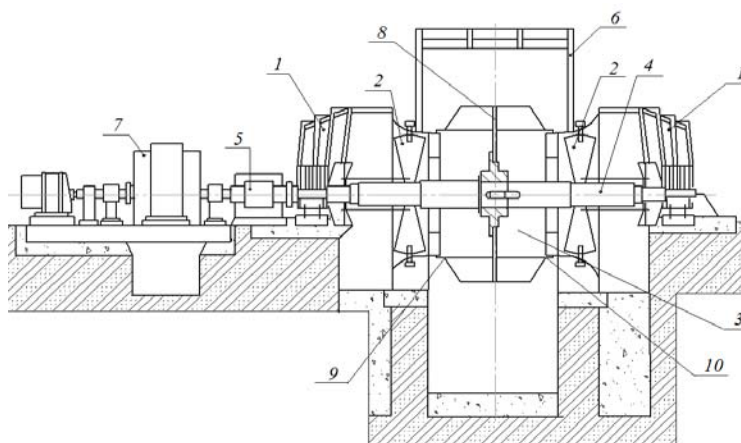


Рис. 2. Двусторонний радиальный вентилятор с электроприводом

Предложенный способ создает возможность для экономичного регулирования работы модернизированного одностороннего вентилятора и снижения энергопотребления. Регулирование режимов подачи и давления одностороннего вентилятора производят с помощью осевого направляющего аппарата в пределах углов установки лопаток от  $0^{\circ}$  до  $60^{\circ}$ , причем область экономичной работы одностороннего радиального вентилятора имеет повышенные экономические показатели. Характерными показателями работы как двустороннего, так и одностороннего вентилятора, полученного в результате модернизации двустороннего, является то, что характеристика шахтной сети является одинаковой, а регулирование аэродинамических параметров осуществляют осевым направляющим аппаратом одностороннего вентилятора. При этом повышается энергоэффективность

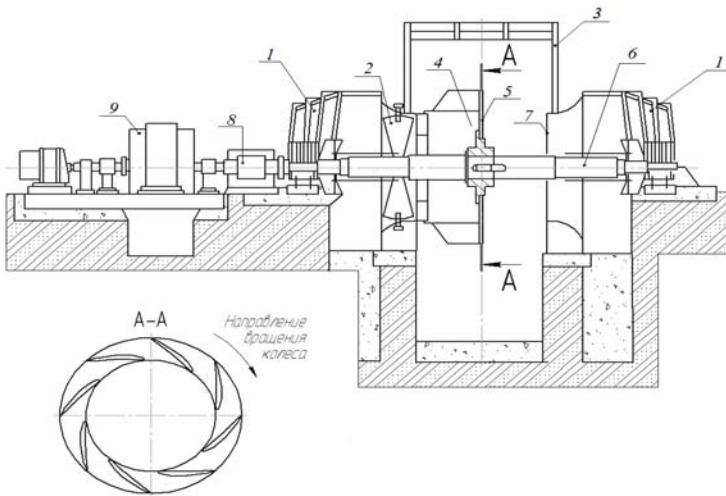


Рис. 3. Односторонний радиальный вентилятор после модернизации

одностороннего вентиляторного агрегата.

На рис. 2 схематично представлен радиальный двусторонний вентиляторный агрегат, который состоит из двух входных устройств 1, двух осевых направляющих аппаратов 2 для регулирования аэродинамических параметров подачи воздуха и статического давления вентилятора, рабочего колеса двустороннего всасывания 3, главного вала 4, зубчатой муфты 5, спирального корпуса 6, электродвигателя 7, коренного диска 8 и двух покрывных дисков 9 и 10 колеса.

На рис. 3 показана аэродинамическая схема модернизированного двустороннего радиального вентилятора, который преобразован в односторонний радиальный вентилятор, состоящий из двух входных устройств 1, левого осевого направляющего аппарата 2, спирального корпуса 3, одностороннего колеса 4, коренного диска 5 колеса, главного вала 6, заглушки 7, зубчатой муфты 8 и электродвигателя 9. Направление вращения колеса показано на разрезе А-А.

На рис. 4 представлены аэродинамические характеристики одностороннего радиального вентилятора ВЦ–31,5 и двустороннего ВЦД–31,5, регулируемые поворотом лопаток осевых направляющих аппаратов, а также показана кривая шахтной вентиляционной сети, которая проходит через точку с максимальным статическим КПД 0,85. По точке КПД, которая равна 0,85

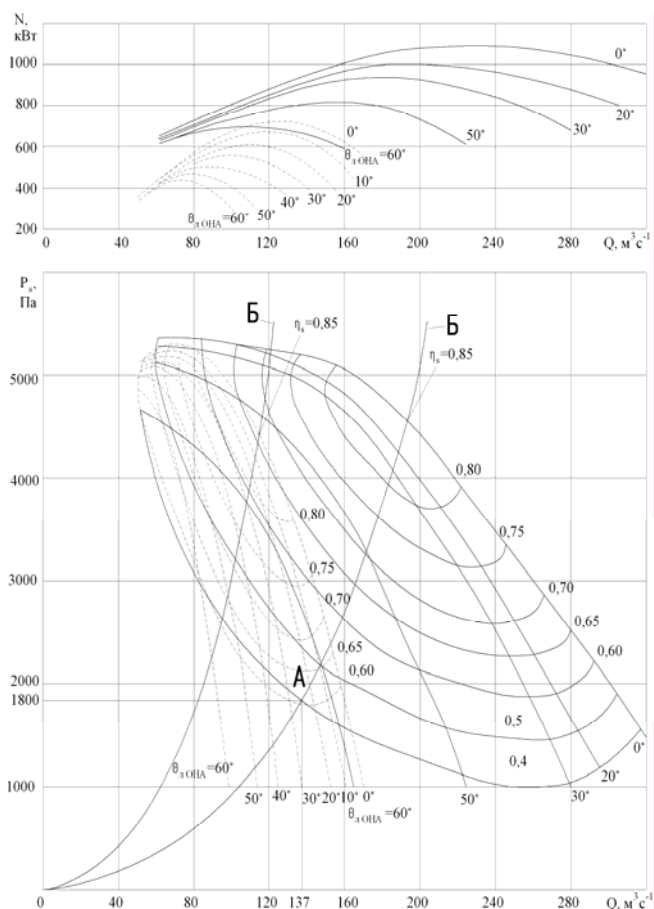


Рис. 4. Рабочие области режимов одностороннего ВЦ – 31,5 и двустороннего ВЦД – 31,5 радиальных вентиляторов

---

(для двустороннего вентилятора), при пересечении аэродинамических вентиляторов с характеристикой шахтной вентиляционной сети определяют рабочие режимы вентиляторов.

На рис. 4 представлены рабочие области начального радиального вентилятора двустороннего всасывания и одностороннего, полученного в результате модернизации двустороннего. На этом совмещенном графике приведена аэродинамическая характеристика шахтной вентиляционной сети, которая, например, для точки А имеет (при одинаковых величинах подачи воздуха  $137 \text{ м}^3\text{с}^{-1}$  и статического давления 1800 Па) показатели статического КПД вентилятора двустороннего всасывания 0,4, а для одностороннего – после модернизации одностороннего 0,62 (точка А). Для сравнения экономичности этих двух вариантов вентиляторов были приняты аэродинамические характеристики радиальных (центробежных) вентиляторов ВЦД–31,5 и ВЦ–31,5, которые изготавливаются в условиях одного машиностроительного завода для работы в сети главного проветривания угольных шахт Украины.

Вентилятор ВЦ–31,5 и ВЦД–31,5 (рис. 4): для точки А имеем:  $Q_B=137 \text{ м}^3\text{с}^{-1}$ ,  $P_S=1800 \text{ Па}$ , причем статический КПД двустороннего вентилятора ВЦД–31,5 составляет 0,4 при угле установки лопаток осевых направляющих аппаратов  $60^\circ$ , а для одностороннего вентилятора ВЦ–31,5 статический КПД равен 0,62 и угол установки осевого направляющего аппарата  $28^\circ$ . В этом случае повышение статического КПД вентилятора составляет 22%, а также соответственно повышается его энергоэффективность на величину  $0,62/0,4 = 1,3$  раза при одной характеристике шахтной сети (точка А).

#### **Выводы.**

1. Предлагаемый способ повышения энергоэффективности шахтного радиального вентиляторного агрегата главного проветривания путем модернизации двустороннего вентилятора и создания, таким образом, одностороннего вентиляторного агрегата позволяет получить реальное снижение энергопотребления и понижение величины массы ротора.
2. Проведение работ по снижению внешних подсосов воздуха через надшахтные сооружения (копры, ляды переключения, здания вентиляторной установки, вентиляционные каналы и др. источники) позволит повысить общий коэффициент энергоэффективности вентиляторной установки.

#### **Литература**

1. Сидоренко В.А. Эксплуатация и экспертиза стационарного оборудования с отработанным сроком службы // В.А.Сидоренко, В.И.Плетнёв // Технополис. – 2003. – №5.
2. Вентиляторы шахтные главного проветривания. Технические условия: ГОСТ 11004-84. – М.: Изд-во стандартов, 1989. –33 с.
3. Энергосбережение в угольной промышленности: монография / В.И.Мялковский, Н.А.Чехлатый, Г.Н.Лисовой и др.; под ред. Б.А.Грядущего. – Донецк: НИИГМ им. М.М. Федорова, 2006. – 336 с.
4. Бабак Г.А.Шахтные вентиляторные установки главного проветривания: справочник / Г.А.Бабак, К.П.Бочаров, А.Т.Волохов и др. – М.: Недра, 1982. – 296 с.
5. Центробежные вентиляторы: Монография / А.Д.Брук, Т.И.Матикашвили, М.И.Невельсон, Г.А.Раер и др. – М.: Машиностроение, 1975. – 416 с.
6. Ковалевская В.И. Шахтные центробежные вентиляторы / В.И.Ковалевская, Г.А.Бабак, В.В.Пак. – М.: Недра, 1976. – 320 с.
7. Чебышева К.В. Регулирование центробежных вентиляторов изменением проходных сечений колеса или кожуха / К.В.Чебышева // Промышленная аэродинамика. – 1959. – №12. – М.: Оборонгиз, 1959. – С. 110-124.
8. Пат. 64552 Украины, МПК F04D 27/00. Спосіб підвищення енергоефективності шахтного радіального вентиляторного агрегату головного провітрювання / Бугайов А.В., Стешенко В.О., Ященко О.М.; заявитель и патентообладатель НИИГМ им. М.М. Федорова; №u201104776; заявл. 18.04.2011; опубл.10.11.2011; Бюл. №21.

*Статья рекомендована к публикации  
канд. техн. наук Стешенко В.А.*