

Стешенко В.А., канд. техн. наук (НИИГМ им. М.М.Федорова)

## РЕЗУЛЬТАТЫ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ПО ПОВЫШЕНИЮ ЭКОНОМИЧНОСТИ РАДИАЛЬНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

*У статті наведені результати теоретичних і модельних експериментальних досліджень радіальних (відцентрових) вентиляторів високої економічності.*

*На аеродинамічних стендах визначені максимальні показники економічності вентиляторів Ц35-20, Ц35-15, Ц36-15 НДІГМ ім. М.М.Федорова та інших аеродинамічних схем, що склали величини повних КПД 0,79...0,90.*

*Результати наведених досліджень вентиляторів радіального типу за схемами НДІГМ ім. М.М.Федорова знайшли широке впровадження у вентиляторних установках головного провітрювання шахт і рудників з діаметрами робочих коліс вентиляторів 1,6...4,7 м та різними частотами обертання роторів.*

*В статье приведены результаты теоретических и модельных экспериментальных исследований радиальных (центробежных) вентиляторов высокой экономичности.*

*На аэродинамических стендах определены максимальные показатели экономичности вентиляторов Ц35-20, Ц35-15, Ц36-15 НИИГМ им. М.М.Федорова и других аэродинамических схем, которые составили величины полных КПД 0,79...0,90.*

*Результаты приведенных исследований вентиляторов радиального типа по схемам НИИГМ им. М.М.Федорова нашли широкое внедрение в вентиляторных установках главного проветривания шахт и рудников с диаметрами рабочих колес вентиляторов 1,6...4,7 м и различными частотами вращения роторов.*

*In the article given the results of the theoretical and model experimental research of the radial fans with the high rate of economization.*

*On the aerodynamic boards given the maximum data of the fans economization (type Ц 35-20. Ц 36-15) in the Research Institute after M.Fodorov and other aerodynamic schemes, combining the values of the whole coefficient frons 0, 79, ... up to 0, 90.*

*The results of the investigation of the radial type fans after schemes given by the research institute after M.Fodorov, found their wide usage in the fan units of the main mining airing and pits with the working wheels diameters of the fans 1, 6, ... 4, 7m and different frequencies of the rotor rotation.*

**КС:** *шахтные вентиляторы главного проветривания, аэродинамические исследования моделей вентиляторов на аэродинамических стендах, аэродинамические безразмерные характеристики, теоретическое давление вентиляторов.*

**Постановка проблемы и ее связь с научными и практическими задачами.** Достижение высокой экономичности при эксплуатации вентиляторов главного проветривания угольных шахт является основной проблемой, так как количество потребляемой электроэнергии вентиляторными агрегатами составляет до 30% от общешахтного баланса потребления электроэнергии на шахте. Современные радиальные вентиляторы главного проветривания, эксплуатируемые на угольных шахтах, должны иметь максимальную экономичность по статическому давлению (при статическом КПД 0,80...0,85), так как мощности их составляют до 4000 кВт. Отсюда и необходимость повышения КПД, совершенствования вентиляторов и их аэродинамических схем.

**Целью** настоящей работы является сравнение теоретических и экспериментальных исследований при разработке высокоэкономичных аэродинамических схем радиальных вентиляторов с загнутыми назад профильными лопатками рабочих колес, а также создание схемы вентилятора с максимальными полным и статическим КПД вентилятора.

**Анализ ранее проведенных исследований и публикаций.** В различные годы прошлого столетия учеными и специалистами были выполнены фундаментальные теоретические исследования, а также большой объем исследований на моделях радиальных вентиляторов с колесами, загнутыми вперед, с радиальным выходом, а также с загнутыми назад лопатками рабочих колес. При этом модели вентиляторов испытывались в основном на аэродинамических стендах. Рабочие колеса моделей имели листовые или профильные лопатки, причем профильные лопатки были спроектированы и рассчитывались для колес с загнутыми назад лопатками. Так, в [1] были опубликованы свыше 100 аэродинамических схем с соответствующими аэродинамическими характеристиками модельных радиальных вентиляторов и с различными формами лопаток, а также приведены максимальные величины их полных КПД. В этом справочнике приведены основные модельные вентиляторы ЦАГИ им. проф. Н.Е.Жуковского (г. Москва), который являлся ведущим в СССР предприятием по разработке осевых и радиальных вентиляторов. Создателями этих вентиляторов были докт. техн. наук Брусиловский И.В., докт.техн. наук Соломахова Т.С., канд. техн. наук Керстен И.О. [2], канд. техн. наук Локшин Н.Л., канд. техн. наук Гембаржевский М.Я., канд. техн. наук Бычков А.Г.

Ведущими предприятиями в энергетической отрасли промышленности, которыми разработаны и внедрены мощные блоки с котлами, работающими под наддувом, с использованием высоконапорных вентиляторов и дымососов, имеющих весьма высокую подачу воздуха, являлись Центральный котлотурбинный институт (г. Санкт-Петербург) и Московское отделение этого института. В монографии [3] опубликованы лучшие аэродинамические схемы радиальных вентиляторов, которые были разработаны этими ведущими предприятиями. Разработанные высоконапорные дутьевые вентиляторы, которые были внедрены в теплоэнергетике, представляют собой разновидность компрессорных машин, отличающихся от тягодутьевых машин и от собственно компрессоров и нагнетателей. Одним из авторов высоконапорных дутьевых машин центробежного типа был Лившиц С.П.

Третьим важнейшим научно-техническим направлением в угольной промышленности являлось и остается по настоящее время эффективное проветривание шахтных выработок, для чего необходимо было разработать на требуемые аэродинамические параметры глубоких (свыше 1000 м) шахт Украины высокоэкономичные, надежные, малозумные вентиляторы радиального типа. Материалы исследований и широкого внедрения вентиляторов различных аэродинамических схем были ранее опубликованы [4,5,6,7,8,9,10]. Однако приведенные аэродинамические схемы и характеристики различных модельных вентиляторов не дают принципиального ответа на вопрос о выборе наиболее экономичной аэродинамической схемы радиального вентилятора, которую необходимо рекомендовать заводу-изготовителю для разработки проекта и дальнейшего производства в промышленных условиях.

При этом необходимо доказать экспериментально соответствие модельных параметров вентиляторов и натурального образца, который должен быть подтвержден по техническому заданию заказчика вентилятора. Другими словами, законы подобия течения воздуха в вентиляторе при переходе от модели к натурному образцу должны обеспечить необходимые заказчику подачу, давление и максимальную экономичность работы вентилятора. Открытым остается также вопрос о погрешности теоретического расчета давления вентилятора по сравнению с экспериментальными данными модели вентилятора на аэродинамическом стенде.

**Изложение основного материала.** В работе [9] определено теоретическое давление радиального (центробежного) вентилятора  $\bar{H}_T$  на основе уравнения Л.Эйлера, которое выражается как

$$\bar{H}_T = \bar{C}_{2u} = 1 - \bar{C}_{2m} \operatorname{ctg} \beta_2, \quad (1)$$

в котором  $\bar{H}_T = \frac{H_T}{\rho u_2^2}$  – безразмерный коэффициент теоретического давления вентилятора;

$\bar{C}_u = \frac{C_u}{U_2}$  – коэффициент скорости закручивания;  $\bar{C}_m = \frac{C_m}{U_2}$  – коэффициент меридиональной скорости потока в рабочем колесе;  $\beta_2$  – угол выхода потока из колеса;  $u$  – окружная скорость колеса;  $\rho$  – плотность воздуха.

Индексы 1 и 2 обозначают, что рассматриваемая величина кинетического параметра течения воздуха соответствует входу и выходу межлопаточного канала рабочего колеса соответственно. Расчет в работе [9] приведен в безразмерном виде, так как это дает возможность привести его к формулам, которые применялись многими авторами в аэродинамических исследованиях радиальных вентиляторов, но в итоге не приводили к таким рекордным значениям полных КПД вентиляторов на номинальных режимах. Как следует из уравнения Л.Эйлера (1), для его решения необходимо учесть два дополнительных уравнения для определения  $\bar{C}_{2m}$  и угла выхода потока  $\beta_2$ . Кроме этого следует рассмотреть геометрические параметры колеса, так как уравнение (1) их не учитывает, а также необходимо каким-то способом связать величину номинального режима вентилятора с выражением теоретического давления, так как эта величина (теоретическое давление) является расчетной.

Для более объективного определения теоретического расчета безразмерной величины давления  $\bar{H}_T$  вентилятора проф. В.В.Пак применил гипотезу Цейнера, по которой угол выхода потока  $\beta_2$  равен углу выхода лопатки с учетом конечного числа лопаток  $Z$  колеса.

При таком допущении коэффициент циркуляции потока выражается как

$$\mu = \frac{\bar{H}_T}{\bar{H}_{T\infty}} = \frac{\bar{C}_{2u2}}{\bar{C}_{2u\infty}}. \quad (2)$$

После преобразований В.В.Пак получил коэффициент циркуляции потока, который выражается следующим образом:

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{\Delta C_u}{C_{2u2}}} = \frac{1}{1 + \frac{\pi}{Z \cdot \varepsilon} \left[ \frac{\sin \beta_{2,l}}{1 - \bar{D}_1^2} + \frac{K}{4} \operatorname{tg} \delta_2 \cdot \operatorname{ctg} \beta_{2,l} \right]},$$

где  $\alpha_2 = \operatorname{arctg} \frac{C_{2m}}{2_{2u}}$  – угол выхода потока из колеса в абсолютном движении.

Уравнение (2) справедливо при безотрывном обтекании лопаток колеса и пригодно для режимов работы вентилятора, когда  $0,5 \bar{Q}_n < 1,5 \bar{Q}_n$ , где  $\bar{Q}_n$  – номинальный режим работы вентилятора.

Входящий в формулу (2) коэффициент  $\varepsilon$  принимается равным в пределах  $0,8 \dots 1,0$ .

Коэффициент  $K$ , отражающий приращение относительной скорости, определяется из выражения, где учитываются в межлопаточном канале геометрические параметры рабочего колеса и расположенных в нем профильных лопаток. Этот коэффициент  $K$ , выведенный В.В.Паком, отражает идеальное течение потока воздуха в межлопаточном канале

$$K = \sin \beta_{2,l} \left( 2 - \frac{\operatorname{tg} \gamma_2}{\sigma_2} \right) + \operatorname{ctg} \beta_{2,l} \left( 2 \cos \beta_{2,l} - \frac{1}{R_2} \right) + \frac{2 \bar{\alpha} Z}{\pi \sin \beta_{2,l}} \cdot \frac{\bar{\delta}_{\max} - \bar{\delta}_2}{\bar{\alpha}^2 - \bar{\delta}_{\max}^2}, \quad (3)$$

где  $\bar{a}$  – расстояние от выходной кромки лопатки до сечения максимальной ее толщины (для профильной лопатки);  $\gamma_2$  – угол наклона переднего диска на выходе из колеса;  $\sigma_2$  – относительная толщина выходной кромки лопатки колеса;  $R_2$  – относительный радиус кривизны средней линии лопатки;  $Z$  – число лопаток колеса;  $\sigma_{\max}$  – максимальная толщина профиля лопатки;  $\beta_{2,l}$  – угол выхода лопатки колеса.

После проведенных теоретических исследований и с учетом выражения для коэффициента циркуляции (2) получим выражение для коэффициента теоретического давления вентилятора, которое имеет вид

$$\overline{H_T} = \frac{1 - \left(1 + \frac{\kappa\pi}{4\varepsilon Z}\right) \overline{c_{2m}} \cdot \text{ctg } \beta_{2n}}{1 + \frac{\pi}{z\varepsilon} \cdot \frac{\sin \beta_{2n}}{1 - \overline{D_1}^2}}$$

Анализируя уравнение (3) для определения теоретического давления вентилятора, которое было выведено в инженерном методе аэродинамического расчета центробежных вентиляторов [9], отмечаем, что наибольшее влияние на этот главный параметр номинального режима вентилятора оказывает угол выхода лопаток рабочих колес. Это возможно обосновать тем, что наиболее экономичные вентиляторы имеют сильно загнутые назад профильные лопатки рабочих колес, но они имеют относительный недостаток – меньшие показатели давления в сравнении с колесами, имеющими лопатки с радиальным выходом и загнутыми вперед.

Приведенные данные [9] относительно расчета точности теоретического расчета номинального режима радиального вентилятора в зависимости от расположения лопаток в колесе ориентировочно свидетельствуют по сравнению с экспериментом, что для вентиляторов с загнутыми назад лопатками ошибка расчета составляет до 5%, для вентиляторов с радиальными лопатками –  $\pm 5...10\%$ , а для вентиляторов с загнутыми вперед лопатками –  $\pm 10...20\%$ . Что касается радиальных с крыловидными (профильными) загнутыми назад лопатками рабочих колес, то для них ошибка расчета теоретического давления по геометрическим размерам аэродинамической схемы получается в пределах ( $\pm 1...3\%$ ), что в 5-10 раз точнее в сравнении с существующими методами расчета.

На рис. 1а приведена профильная лопатка колеса высокоэкономичного радиального вентилятора.

На рис. 1б приведена зависимость максимальных КПД моделей высокоэкономичных радиальных вентиляторов от углов выхода профильных лопаток.

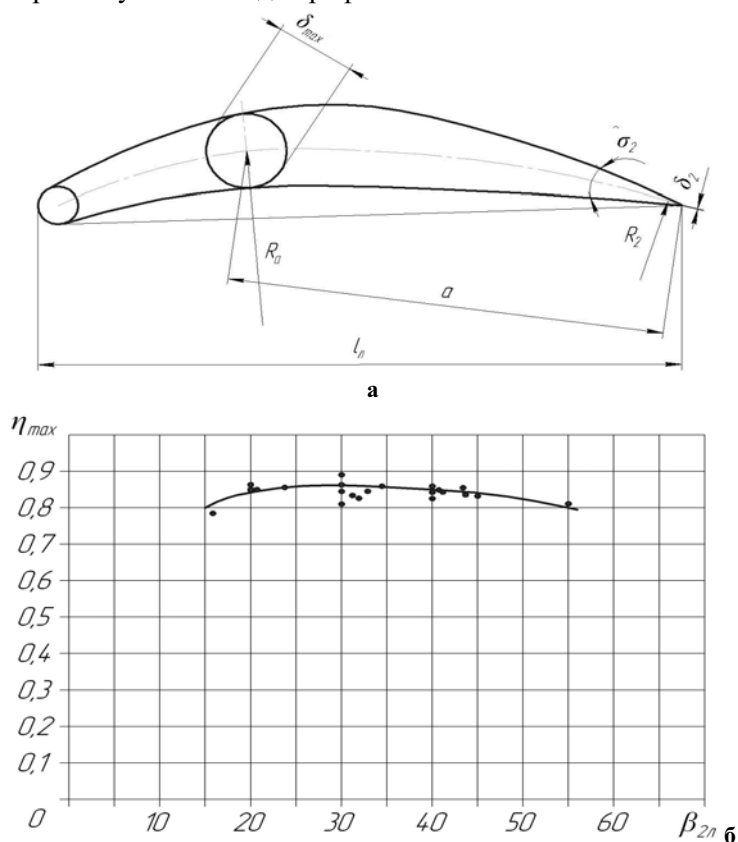


Рис. 1. Профильная лопатка колеса высокоэкономичного радиального вентилятора (а); зависимость максимальных КПД моделей высокоэкономичных радиальных вентиляторов от углов выхода профильных лопаток (б)

Как уже упоминалось, лучшие модельные радиальные вентиляторы с профильными лопатками колес были разработаны в ЦАГИ им. проф. Н.Е.Жуковского, НИИГМ им. М.М.Федорова, а также в Центральном котлотурбинном институте и его московском отделении. Величины полных модельных КПД названных выше вентиляторов были построены в зависимости от углов выхода потока на концах лопаток  $\beta_{2л}$ . Определена область углов  $\beta_{2л}$ , при которой имеет место максимальное значение экономичности вентиляторов. Этот диапазон находится в пределах 25...50°. Наибольшей экономичностью отличается модель вентилятора по аэродинамической схеме Ц35-20 НИИГМ им. М.М.Федорова, для которой была получена величина максимального полного КПД 0,9.

В 1958-1959 гг. в отделе горной механики ИГД АН УССР были разработаны несколько модельных высокоэкономичных образцов радиальных вентиляторов. По большинству показателей лучшим из них является вентилятор Ц35-20. Этот вентилятор состоял из одностороннего рабочего колеса, спирального корпуса, направляющего аппарата (ОНА) и выходного диффузора (для шахтных условий); при работе в режиме нагнетания воздуха вентилятор работает без диффузора. Модельный образец вентилятора Ц35-20 с диаметром 0,5 м был испытан на аэродинамическом стенде с диаметром камеры всасывания 1,5 м при скорости вращения рабочего колеса 1500 мин<sup>-1</sup>.

В табл. 1 приведены основные аэродинамические показатели модельного вентилятора Ц35-20.

Таблица 1.

**Аэродинамические показатели вентилятора Ц35-20**

Максимальный статический КПД	0,88
Максимальный полный статический КПД (без диффузора и ОНА)	0,90
Коэффициент подачи на оптимальном режиме при статическом давлении	0,18
Коэффициент подачи на оптимальном режиме при полном давлении	0,20
Коэффициент статического давления на оптимальном режиме	0,36

Для проветривания угольных и рудных шахт по аэродинамическим схемам Ц35-20 и Ц35-15 (с меньшей шириной рабочего колеса на выходе) были спроектированы институтом «Донгипроуглемаш», а Каменским (Ростовской области) и Донецким машзаводами изготовлены опытные образцы вентиляторов ВЦН-1,6, ВЦН-2,2, ВЦ-31,5, ВЦД-31,5, ВЦД-47У, которые успешно прошли промышленные испытания и приняты к серийному производству. Преимущества вентиляторов по аэродинамическим схемам Ц35-20 и Ц35-15 заключаются в повышении максимальных значений статических КПД на 14 % в номинальном режиме и соответственно в рабочей области, в которой должен обеспечиваться статический КПД вентилятора. Достижение высоких показателей экономичности этих радиальных вентиляторов с рабочими колесами, имеющими сильно загнутые профильные лопатки рабочих колес с углами выхода лопаток 25...50°, стало возможным после фундаментальных теоретических и масштабных по объему экспериментальных исследований моделей вентиляторов на аэродинамических стендах в лабораториях и условиях их эксплуатации на шахтах, тепловых станциях и других объектах. Такие масштабные исследования определили наиболее эффективные модели, которые были применены в проектах натуральных вентиляторов и изготовлены в условиях заводов.

Получить максимальные значения полного КПД вентилятора радиального типа стало возможно благодаря теоретическим исследованиям В.В.Пака [9], который разработал инженерный метод расчета теоретического давления радиальных вентиляторов, после чего были разработаны модели колес Ø 0,5 м и вентиляторов для подтверждения теоретических исследований в этом направлении. Один из вариантов модели радиального вентилятора с профильными лопатками рабочего колеса (№39) на аэродинамическом стенде ЦАГИ им. проф. Н.Е.Жуковского подтвердил рекордное значение полного КПД на номинальном режиме (0,9), которое дало основание для разработок шахтных вентиляторов на различные параметры подачи воздуха и статического давления для условий проветривания угольных и рудных шахт. Позднее конический передний диск колеса был заменен на плоский, что облегчило технологию изготовления колес на машзаводах, но уже с другими формами профильных лопаток и их количеством, а номинальные

---

значения параметров не изменились. Последнее обстоятельство было использовано в современных конструкциях вентиляторов, которые по существующему стандарту изготавливаются заводом «Донецкгормаш» по заказам угольных шахт. Статические КПД этих вентиляторов в номинальных режимах 0,86...0,87 остались на прежних значениях с разработанными и представленными выше аэродинамическими схемами (Ц35-20 и Ц35-15).

Вентилятор Ц35-20 при регулировании его режимов осевым направляющим аппаратом позволяет осуществить переменный вентиляционный режим, необходимый при общешахтных выходных днях и общих для всей шахты ремонтных сменах.

Вентиляторы по схеме Ц35-20 имеют плавные характеристики давления, а мощностные характеристики имеют точки максимума, при этом перегрузка электродвигателя с повышением подачи воздуха вентилятора выше номинального режима отсутствует.

Для сравнения, например, вентилятор ВЦ-5 по схеме Ц7-42 ЦАГИ им. проф. Н.Е.Жуковского с листовыми лопатками и максимальным статическим КПД 0,72 на 22% ниже, чем вентилятор Ц35-20, и при том же давлении способен обеспечить подачу воздуха  $200 \text{ м}^3 \cdot \text{с}^{-1}$  при частоте вращения ротора  $300 \text{ мин}^{-1}$  и диаметре колеса 5 м. Артемовским заводом Свердловской области изготовлен и успешно прошел аэродинамические и промышленные испытания вентилятор ВЦ-25Ф по схеме Ц35-20 при частоте вращения ротора  $750 \text{ мин}^{-1}$  [8]. Номинальный режим такого вентилятора: подача  $75 \text{ м}^3 \cdot \text{с}^{-1}$ ; статическое давление 530 даПа; максимальный статический КПД 0,87. Диаметр рабочего колеса составлял 2,5 м, частота вращения ротора  $750 \text{ мин}^{-1}$ .

#### **Выводы.**

1. Результаты теоретических и масштабных экспериментальных модельных исследований радиальных вентиляторов позволяют оценить и выбрать для проектирования и дальнейшего производства наиболее экономичные аэродинамические схемы, такие как Ц35-20, Ц35-15, Ц36-15 и их модификации, обеспечивающие максимальные полные КПД вентиляторов в пределах 0,86...0,90.

2. Максимальные значения экономичности радиальных вентиляторов с рабочими колесами, имеющими профильные загнутые назад лопатки, достигаются при углах выхода лопаток в пределах  $25...50^\circ$ .

3. Достигнутые высокие экономические показатели радиальных вентиляторов необходимо использовать при проектировании и эксплуатации в шахтных вентиляторных установках для повышения энергоэффективности при эксплуатации последних.

#### **Литература**

1. Центробежные вентиляторы. Аэродинамические схемы и характеристики: справочник / Т.С.Соломахова, К.В.Чебышева. – М.: Машиностроение, 1980. – 176 с.
2. Аэродинамические испытания: справочное пособие / Керстен И.О. – М.: Недра, 1986. – 196 с.
3. Лившиц С.П. Высоконапорные дутьевые машины центробежного типа: монография / С.П.Лившиц. – Л.: Машиностроение, 1976. – 296 с.
4. Высокоэкономичные центробежные вентиляторы с профилированными лопатками / В.С.Пак, Г.А.Бабак, В.В.Пак // Уголь Украины. – 1960. – № 3. – С.41-42.
5. Шахтные вентиляторные установки главного проветривания: справочник // Г.А.Бабак, К.П.Бочаров, А.Т. Волохов и др. – М.: Недра, 1982. – 296 с.
6. Вентиляторные установки шахт и метрополитенов: учебное пособие / Б.А.Носырев, С.В.Белов. – Екатеринбург: Изд-во УГГГА, 2000. – 278 с.
7. Исследование существующих аэродинамических параметров вентиляторов главного проветривания угольных шахт // Проблеми експлуатації обладнання шахтних стаціонарних установок: 36. наук. праць. – Вип.104-105. – Донецьк: НДІГМ ім. М.М.Федорова, 2010-2011. – 523 с.
8. Вентилятор главного проветривания ВЦ25-Ф / В.Я.Заслов, А.Ю.Демидов, В.А.Стешенко // Уголь. – 1992. – №4. – С. 52-54.
9. Пак В.В. Инженерный метод аэродинамического расчета центробежных вентиляторов / В.В. Пак // Вопросы горной механики: сб. научн. тр. ИГМТК им. М.М.Федорова. – № 17. – М.: Недра, 1967. – С. 11-23.
10. Вентиляторы шахтные главного проветривания. Технические условия: ГОСТ -11004-84. – М.: Изд-во стандартов, 1984.

*Статья рекомендована к публикации  
канд. техн. наук Лободой В.В.*