

ВОЗМОЖНЫЕ СПОСОБЫ И ОСОБЕННОСТИ ИЗМЕРЕНИЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ШАХТНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ МЕСТНОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

И. Ю. СОКОЛОВА

(Представлена научным семинаром кафедры горных машин, рудничного транспорта
и горной механики)

Радикальным способом повышения экономичности работы шахтных вентиляторных установок местного проветривания является применение регулируемых вентиляторов.

Работа регулируемых вентиляторов на оптимальных режимах возможна при наличии прибора, с помощью которого можно было бы определять производительность вентиляторов в условиях эксплуатации.

При создании такого прибора, прежде всего, необходимо проанализировать возможные способы и особенности измерения производительности шахтных вентиляторов в эксплуатационных условиях.

Данный анализ проводится применительно к осевому вентилятору с регулированием производительности поворотом лопаток направляющего аппарата (НА).

Принципиально возможны следующие способы определения производительности вентилятора:

1. По статическому давлению вентилятора.
2. По динамическому давлению.
3. По замеру частичного расхода воздуха q .
4. По полному расходу воздуха, проходящему через вентилятор.

По первому способу (рис. 1) непосредственному измерению подлежит статическое давление за спрямляющим аппаратом (СА). Преимуществом этого способа является простота самого отбора статического давления, который производится через отверстия в кожухе вентилятора за СА. Но рассматриваемый способ измерения производительности вентилятора имеет существенные недостатки. Расход воздуха в этом случае можно определить только по заранее известной (паспортной) характеристике вентилятора, выражающей зависимость между производительностью вентилятора Q и создаваемым им статическим давлением:

$$Q = f(H_{ст}).$$

При регулировании производительности вентилятора поворотом лопаток НА эта зависимость не является стабильной, следовательно, дан-

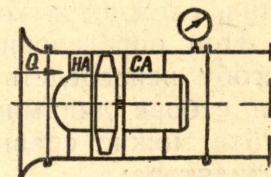


Рис. 1. Определение производительности вентилятора по статическому давлению

ный способ определения производительности возможен только для нерегулируемых вентиляторов.

Статическое давление вентилятора, как известно, определяется разницей между полным H давлением вентилятора и динамическим давлением на выходе с рабочего колеса. В осевых вентиляторах последнее определяют по осевой расходной скорости за СА в нагнетательном патрубке вентилятора:

$$H_{\text{ст}} = H - \rho \frac{c_a^2}{2}, \quad \frac{H}{\text{м}^2},$$

где

$$c_a = \frac{Q}{F_a} \text{ --- осевая расходная скорость, м/сек;}$$

F_a — площадь выходного сечения нагнетательного патрубка, м^2 .

Как показали исследования, поток воздуха выходит с рабочего колеса сильно закрученным, а СА раскручивает его недостаточно. При этом замеренное в нагнетательном патрубке статическое давление будет меньше статического давления вентилятора на величину давления закрутки:

$$h_{\text{ст}} = H - \rho \frac{c^2}{2} = H_{\text{ст}} + \frac{\rho}{2} (c_a^2 - c^2) = H_{\text{ст}} - \rho \frac{c_u^2}{2}, \quad \frac{H}{\text{м}^2},$$

где

$$c = \sqrt{c_a^2 + c_u^2} \text{ --- полный вектор скорости в месте замера;}$$

c_u — его окружная составляющая;

$$H_{\text{дин}}^{\text{закр}} = \rho \frac{c_u^2}{2} \text{ --- давление закрутки, } \frac{H}{\text{м}^2}.$$

Определение производительности вентилятора по его характеристике и замеренному $h_{\text{ст}}$ приводит к ошибке, так как характеристика вентилятора выражает зависимость между Q и $H_{\text{ст}}$. Поэтому рассматриваемый способ измерения производительности вентилятора нецелесообразен.

Для измерения статического давления могут применяться жидкостные и пружинные манометры. В условиях эксплуатации вентилятора применение жидкостных манометров вообще нежелательно, а применение пружинных весьма ограничено из-за их чувствительности к вибрации, сложности конструкции и прочих причин.

При определении производительности вентилятора по второму способу непосредственному замеру подлежит динамическое давление. При отборе динамического давления с помощью пневмометрической трубки можно сравнительно просто определить производительность вентилятора:

$$Q = k_c \cdot c_0 \cdot F, \quad \text{м}^3/\text{сек},$$

где]

$$k_c \text{ --- коэффициент поля скоростей;}$$

$$c_0 = \sqrt{\frac{2H_{\text{дин}}}{\rho}} \text{ --- скорость потока в месте замера динамического}$$

давления, м/сек;

F — площадь сечения, в котором определяется средняя скорость:

$$c_{\text{ср}} = k_c \cdot c_0.$$

Необходимо отметить, что такой способ определения производитель-

ности будет достаточно точным, если при изменении режима работы вентилятора коэффициент поля скоростей остается постоянным.

Динамическое давление потока можно замерять перед НА вентилятора (рис. 2, а), в межлопаточных каналах НА (рис. 2, в) или за СА, в нагнетательном патрубке вентилятора (рис. 2, б).

При изменении режима работы вентилятора изменяется закрутка потока рабочим колесом. Спрямляющий аппарат с неподвижными лопатками не может обеспечить полную раскрутку потока на разных режимах работы вентилятора. Разная закрутка потока на выходе из СА затрудняет измерение динамического давления в нагнетательном патрубке и определение производительности вентилятора.

Распределение скоростей в сечении потока перед входом его в НА зависит в основном от условий входа воздуха в вентилятор. Отсутствие или применение некачественного коллектора (что наиболее часто встречается в условиях эксплуатации вентиляторов) вызывает отрыв потока у стенок кожуха НА вентилятора. Кроме того, лопатки НА затормаживают и расчленяют поток на части. По этим причинам поле скоростей перед НА является неоднородным и неравномерным, что значительно усложняет определение коэффициента поля скоростей и установление пропорциональности между скоростью, определяемой по динамическому давлению в какой-либо точке потока, и действительной производительностью вентилятора.

Динамическое давление потока можно определять по силовому воздействию потока на твердое тело, обтекаемое этим потоком. На таком принципе основывается работа расходомера обтекания с поворотной лопастью. Данный прибор должен устанавливаться в проточном канале с наиболее однородным и равномерным полем скоростей, так как от этого зависит точность показаний расходомера.

По нашему мнению, в осевом вентиляторе поле скоростей будет наиболее равномерным в межлопаточных каналах НА. Здесь и целесообразно установить расходомер с поворотной лопастью.

Исследования подтвердили правильность этого вывода и позволили сделать заключение об особенностях определения производительности вентилятора по динамическому давлению, замеряемому при помощи расходомера с поворотной лопастью в межлопаточном канале НА. Эти особенности следующие:

1. Поля скоростей в проточных каналах НА являются неоднородными, поскольку при прохождении потока через межлопаточный канал у стенок последнего происходит формирование пограничного слоя. Аэродинамика входа в НА и обтекание его лопаток не обеспечивают равномерность поля скоростей в его проточных каналах.

2. При регулировании производительности вентилятора поворотом лопаток НА кинематика потока в проточных каналах НА существенно изменяется.

3. Поток воздуха, поступающий в вентилятор, является неустановившимся. Объясняется это тем, что в сети, питающей электродви-

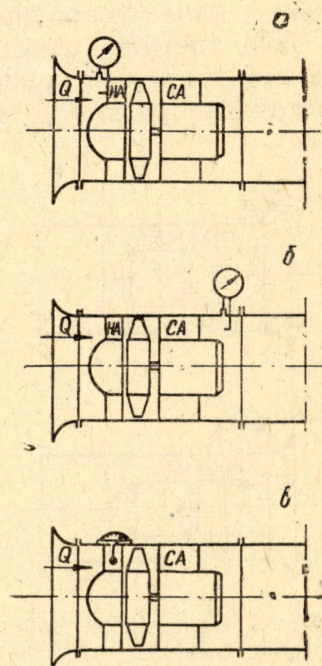


Рис. 2. Определение производительности вентилятора по динамическому давлению

гатель, часто меняется напряжение, последнее ведет к изменению числа оборотов вентилятора, а следовательно, и к изменению во времени скоростей во всех проточных каналах вентилятора.

4. В условиях эксплуатации вентилятора может значительно изменяться температура шахтного воздуха и его давление, что вызывает изменение плотности и вязкости воздуха, засасываемого вентилятором.

5. Установка расходомера в межлопаточном канале НА несколько изменяет аэродинамику обтекания решетки профилей НА и приводит к тому, что по этому каналу протекает расход $q < \frac{Q}{z}$ (при числе проточных каналов, равном z).

По третьему способу непосредственному измерению подлежит не полный расход воздуха, проходящий через вентилятор, а некоторый частичный расход q . Например, расход воздуха проходящий через расходомерное устройство и засасываемый работающим вентилятором через отверстие в корпусе перед НА (рис. 3, а) или за НА (рис. 3, б).

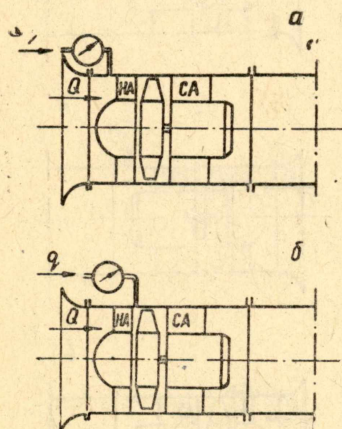


Рис. 3. Определение производительности вентилятора по частичному расходу воздуха.

Преимущество этого способа — возможность непосредственного измерения расхода q любым расходомером обтекания. Этот расход определяется перепадом давления:

$$\Delta P = P_a - P,$$

где

P_a — давление перед вентилятором;
 P — давление перед НА или за НА в зависимости от места подсоса воздуха.

Принципиально возможно установить зависимость между частичным расходом и действительной производительностью вентилятора $q=f(Q)$, так как $\Delta P=\varphi(Q)$.

Применение рассматриваемого здесь способа определения производительности вентилятора можно считать целесообразным, если зависимость $q=f(Q)$ будет пропорциональной на разных режимах работы вентилятора.

Очевидное изменение аэродинамики входа в НА и обтекания решетки профилей НА при изменении производительности вентилятора не позволяют рассчитывать на пропорциональность зависимости $q=f(Q)$. Поэтому в условиях эксплуатации вентилятора нельзя рекомендовать определение его производительности по замеру частичного расхода.

Измерение производительности вентилятора по полному расходу воздуха, проходящему через вентилятор, принципиально возможно. Для этого необходимо применение специальных схем установки вентилятора, используемых при их лабораторных испытаниях. В условиях эксплуатации вентилятора это, очевидно, нецелесообразно.

На основании изложенного выше можно сделать следующее заключение:

1. Производительность вентилятора в условиях эксплуатации целесообразно определять по динамическому давлению, замеряемому в межлопаточном канале НА, применяя расходомер обтекания с поворотной лопастью.

2. При конструировании и расчете такого расходомера следует учитывать отмеченные выше особенности измерения производительности вентилятора в условиях его эксплуатации.