*Записки Ленинградского ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени горного института им. Г. В. Плеханова, т. LXV, вып. 1, 1973 г.*

# О СТАТИЧЕСКОМ ДАВЛЕНИИ И К. П. Д. РУДНИЧНОГО ВСАСЫВАЮЩЕГО ВЕНТИЛЯТОРА

*С. С. Смородин*

Характеристиками вентиляторов широко пользуются и при проектировании, и в процессе эксплуатации вентиляционных систем шахт и рудников. Различным трактовкам отдельных сторон этого вопроса до сего времени мало придавалось значения. Однако теперь, при переходе промышленных предприятий на новые принципы хозяйствования и экономического стимулирования, инженерным работникам приходится изыскивать резервы экономии материальных средств и снижения себестоимости продукции. На предприятиях все большее значение придается вопросам испытания шахтных вентиляторов, при этом и обнаруживаются противоречия в теории и трактовке отдельных вопросов, связанных с оценкой экономичности работы шахтных всасывающих вентиляторов главного проветривания.

Рассмотрим затраченную и полезную работу всасывающего вентилятора, схематично представленного на рис. 1. Для этого напишем выражение удельной объемной затраченной работы, применительно к гра-

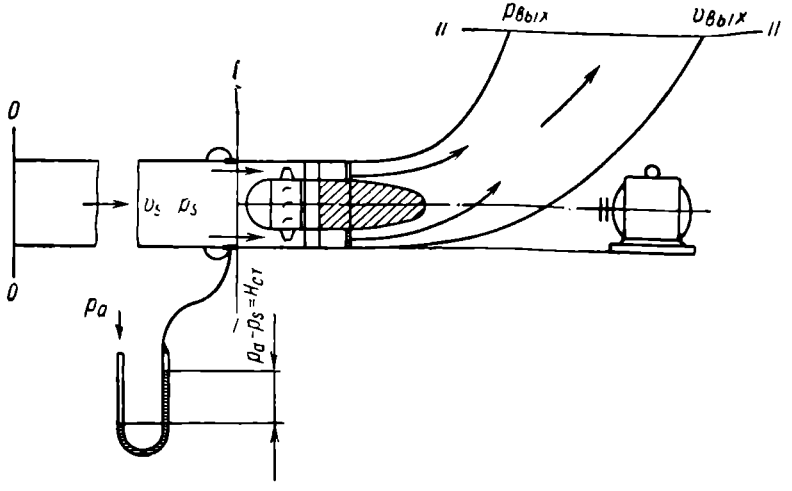



Рис. 1. Схема всасывающего вентилятора.

ницам вентилятора *I—I* и *II—II*, внесенной в поток воздуха его рабочим колесом,

$$H_1 = (p_{вых} - p_s) + \frac{v_{вых}^2 - v_s^2}{2g}\gamma + h_{маш}, \qquad (1)$$

где $p_{вых}$ — давление воздуха на выходе из вентилятора, равное статическому давлению атмосферы; $p_s$ статическое давление в трубопроводе перед входом в вентилятор; $v_{вых}$ — скорость воздуха на выходе из вентилятора; $v_s$ — скорость входа воздуха в вентилятор; $\gamma$ — удельный вес свободного воздуха; $h_{маш}$ — потери внутри машины.

Следовательно, первый член представляет собой работу, затраченную на приращение потенциальной энергии в машине или на статическое давление вентилятора, измеряемое с помощью микроманометра. Второй член выражает приращение кинетической энергии внутри машины. Последний член определяет сумму всех аэродинамических сопротивлений от входного патрубка до выхода воздуха из вентилятора в атмосферу. Из всей суммы затраченной работы полезной может быть признана только та часть, которая используется во внешней сети данной установки. Очевидно работа, выраженная двумя последними членами уравнения (1), представляющими собой приращение энергии внутри самой машины после прохождения потока через внешнюю сеть, не может быть использована на транспортирование воздуха по трубопроводу. Остается рассмотреть первый член, представляющий наибольший интерес с теоретической и практической точки зрения и получивший различные трактовки.

Определим работу, необходимую на транспортирование воздуха по шахте или руднику при всасывающей вентиляции. Известно, что между сечениями 0—0 (в пространстве перед входом в рудник) и *I—I* (в конце трубопровода) энергия извне не вносится, следовательно, суммарное приращение энергии равно нулю, т. е.

$$(p_s - p_a) + \frac{v_s^2}{2g}\gamma + h_{тр} = 0, \qquad (2)$$

$h_{тр}$ — работа на преодоление аэродинамического сопротивления по всей длине трубопровода.

Совершенно очевидно, что преодоление сопротивлений и приращение скорости движения возможно только при создании разности статических давлений на концах данного трубопровода, тогда

$$p_a - p_s = h_{тр} + \frac{v_s^2}{2g}\gamma = H_{ст}. \qquad (3)$$

Следовательно, измеренная разность статических давлений в трубопроводе, представляющая собой депрессионное давление всей сети и скоростное давление в конце трубопровода, является полезной работой всасывающего вентилятора. Отсюда видно, что даже в идеальном трубопроводе (когда депрессионное давление равно нулю) вентилятор необходим для создания разности статических давлений на концах такого трубопровода. В этом случае полезная работа вентилятора идет на перемещение воздуха с заданной скоростью движения.

Статический к. п. д. рудничного всасывающего вентилятора

$$\eta_{ст} = \frac{H_{ст}}{H_{ст} + \frac{v_{вых}^2 - v_s^2}{2g}\gamma + h_{маш}} \quad (4)$$

Рассматривая уравнение (4) с точки зрения эксплуатации, отмечаем, что для повышения к. п. д. всасывающего вентилятора необходимо добиваться не только уменьшения аэродинамических сопротивлений внутри машины, но также существенного снижения приращения кинетической энергии при прохождении воздуха через вентилятор. Это достигается установкой диффузора, который уменьшает скорость выхода воздуха в атмосферу и снижает потерю на удар (на выхлоп). При неизменности необходимого статического давления в сети, т. е. полезной работы вентилятора, экономия энергии при установке диффузора достигается уменьшением числа оборотов рабочего колеса вентилятора или уменьшением угла установки лопастей.

Вопрос о статическом давлении и к. п. д. рудничного всасывающего вентилятора до сего времени имеет разные трактовки. Распространенным является суждение, что полезной работой вентилятора следует считать только депрессионное давление, т. е.

$$H_{ст} - \frac{v_s^2}{2g}\gamma = h_{тр}. \quad (5)$$

При этом депрессионный к. п. д. всасывающего вентилятора определяют по формуле

$$\eta_{депр} = \frac{h_{тр}}{h_{тр} + \frac{v_{вых}^2}{2g}\gamma + h_{маш}} \quad (6)$$

При создании новых конструкций вентиляторов в лабораториях институтов и заводов-изготовителей получают эксплуатационные характеристики всасывающих вентиляторов путем испытания их в аэродинамических камерах (КИВ). Согласно методике таких испытаний скоростное давление перед вентилятором сводят до весьма малой величины по отношению к депрессионному давлению. Однако и эту малую величину обычно не вычитают, а включают ее в депрессионное давление как компенсацию неучтенных аэродинамических потерь на участке между сечением трубопровода, где измеряют давление, и вентилятором.* Следовательно, при испытании вентилятора в аэродинамической камере можно считать $H_{ст} \approx h_{тр}$, а отсюда и $\eta_{ст} \approx \eta_{депр}$, т. е. затронутый вопрос не имеет принципиального значения.

Однако при эксплуатационных испытаниях, которые только теперь стали широко практиковаться, пользование понятиями депрессионного давления и к. п. д. всасывающего вентилятора приводит к тому, что заводская характеристика вентилятора на руднике никогда не может быть получена и к. п. д. вентилятора оказывается весьма низким, часто не отвечающим установленному минимуму. В результате на производ-

* Раскин И. А. и др. Монтаж, наладка и эксплуатация шахтных вентиляторов. Госгортехиздат, 1962.

стве, особенно в рудниках с малым сопротивлением, незаслуженно низко оценивают качество работы шахтных вентиляторов. Поэтому возникают недоразумения и необоснованные претензии к механической службе шахты или рудника и к заводам-изготовителям шахтных вентиляторов.

Иногда отрицают статический к. п. д. всасывающего вентилятора на том основании, что при достижении скорости выхода из диффузора, меньше чем при входе в вентилятор, его к. п. д. будет якобы больше единицы *, что противоречит физике работы вентилятора. Такой, чисто формальный, подход несостоятелен на том основании, что при полном отсутствии аэродинамических потерь во внешней цепи и внутри машины исчезает понятие диффузора, так как нет торможения потока. Следовательно, при отсутствии сопротивлений скорость на входе и выходе одинакова, т. е. к. п. д. вентилятора равен единице. При этом исчезает и различие между всасывающим и нагнетательным вентиляторами.

В реальном вентиляторе скорость на выходе с помощью диффузора можно уменьшать до сколь угодно малой величины. При этом следует пользоваться определенными критериями рациональной конструкции и размеров диффузора.

Производственные испытания шахтных вентиляторов осуществляют в искусственно созданном трубопроводе путем подключения короткого патрубка к вентиляционному каналу. В этом патрубке обычно располагают дросселирующее устройство и пункт замера производительности. Статическое давление замеряют в канале перед вентилятором. При таком устройстве испытательного трубопровода скоростное давление не может быть сведено к той малой величине, какая достигается при испытаниях в аэродинамической камере. Следовательно, здесь, в сравнении с испытанием в камере, доля скоростного давления при той же разности статических давлений на концах трубопровода (при одинаковой производительности) растет, а доля депрессионного давления уменьшается. В результате получается искаженный результат, т. е. кривая депрессионной характеристики вентилятора проходит ниже кривой статической характеристики (рис. 2), а депрессионный к. п. д. ниже статического к. п. д. вентилятора; это расхождение тем больше, чем меньше депрессионное давление в шахте или руднике.

Эксплуатационная оценка работы вентилятора по его депрессионной характеристике порождает две основные ошибки. Во-первых, при проектировании неверно определяется режим работы установки. На рис. 2 показан расчетный режим, который будет в точке $a_1$ на пересечении статической характеристики вентилятора с расчетной депрессионной характеристикой рудника при сопротивлении $R_{тр} = \text{const}$. Фактический же режим работы установится в точке $a_2$ на пересечении статической характеристики вентилятора с фактической характеристикой сети при $R_с = \text{const}$, что приводит к $Q_ф < Q_{зад}$. Во-вторых, при испытаниях в производственных условиях, пользуясь понятием депрессионной характеристики вентилятора, режим работы установки считают в точке $a_3$, в результате этого получают заниженный к. п. д. всасывающего вентилятора

$$\eta_{оп} < (\eta_{ст})_{расч}.$$

* Экк Б. Проектирование и эксплуатация центробежных и осевых вентиляторов. Госгортехиздат, 1959.

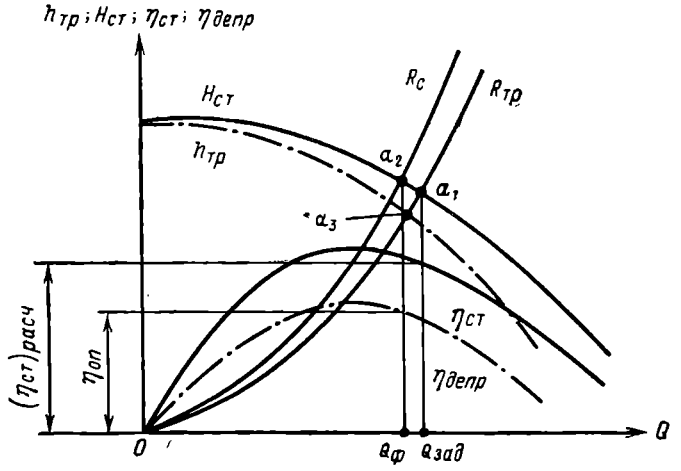



Рис. 2. Характеристики вентилятора.

Необходимо пользоваться только статическими характеристиками всасывающих вентиляторов и полными характеристиками вентиляционной сети с учетом скоростного давления перед вентилятором. Это полностью отражает физическую сущность работы шахтной всасывающей вентиляторной установки и дает возможность правильно оценить энергетическую сторону работы вентилятора.