Горные стационарные установки и машины.
Записки Ленинградского горного института. Л., 1988. Т.117

УДК 622.445:621.03

К ВОПРОСУ О СТАТИЧЕСКОМ И ПОЛНОМ ДАВЛЕНИИ РУДНИЧНОГО ВЕНТИЛЯТОРА

С.С.СМОРОДИН, А.С.СМОРОДИН, В.В.КЛАССЕН

Вентилятор как энергопотребляющий агрегат необходимо оценивать и при конструировании, и при эксплуатации с единых позиций по величине затраченной и полезной работы. Рудничный вентилятор в отличие от многих машин совершает разную полезную работу в зависимости от способа проветривания рудника (шахты). Следовательно, полезная работа вентилятора обуславливается внешними факторами. К сожалению, до сего времени встречаются различные подходы к оценке этих факторов со стороны механиков-энергетиков и горняков, что приводит к неправильной экономической оценке работы в горной промышленности крупных потребителей электроэнергии (несколько тысяч киловатт за 8760 ч в год).

Полезной работой вентилятора (всасывающего, нагнетательного или всасывающе-нагнетательного) является вся работа, которая затрачивается на транспортирование воздуха из атмосферы по всему трубопроводу, т.е. на преодоление аэродинамических сопротивлений движению; на создание кинетической энергии движущего потока в трубопроводе.

На рис.I представлена общая схема вентиляторной установки с графиком изменения абсолютных давлений в потоке p и разности давлений p'. Показано также размещение приборов для измерения разности давлений. Рассмотрим первоначально установку при наличии только всасывающего трубопровода А перед вентилятором. Затраченная удельная объемная работа в трубопроводе, определяемая как разность энергий между сечениями I-I и II-II, по закону сохранения энергии равно нуль, поскольку между этими сечениями машины нет и энергия от внешнего источника в поток не вносится. Следовательно,

$$(p_S - p_{BX}) + (c_S^2 - c_{BX}^2)\,\rho/2 + \Delta p_{тр_A} = 0, \qquad (I)$$

где p_S и p_{BX} – соответственно абсолютное статическое давление перед вентилятором и во входном сечении трубопровода, Па; c_S и c_{BX} – соответственно скорость потока перед вентилятором и во входном сечении трубопровода, м/с; ρ – плотность воздуха, кг/м^3; $\Delta p_{тр_A}$ – потери давления на преодоление сопротивлений движению потока по всей длине трубопровода, Па.

Для расчетов по уравнению (I) нет необходимости измерять p_{BX} и c_{BX}, когда известно, что во входном сечении I-I скорость движения создается за счет разности атмосферного давления и абсолютного статического давления в данном сечении, т.е.

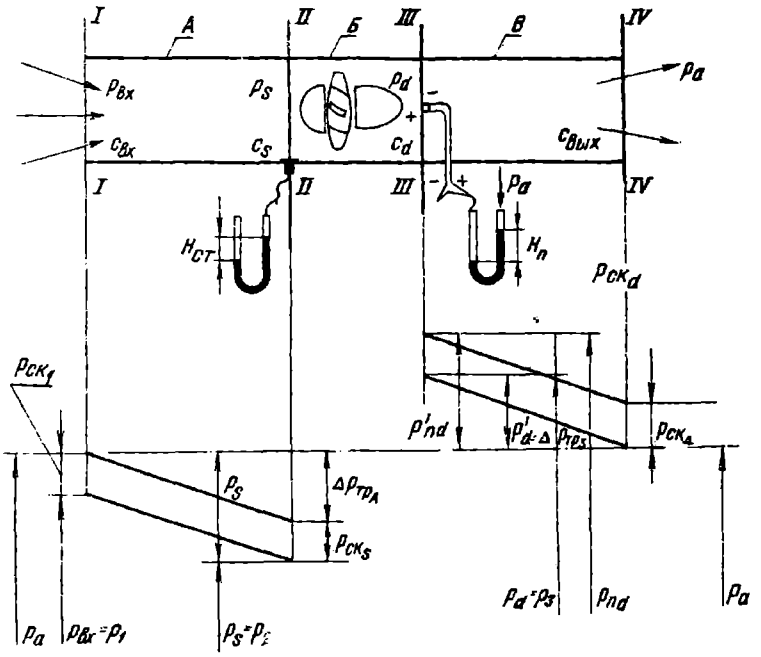


Рис.1. Схема всасывающе-нагнетательной вентиляторной установки и графики изменения абсолютного статического p и абсолютного полного $p_п$ давлений в потоке

А - всасывающий трубопровод; Б - вентилятор; В - нагнетательный трубопровод

$$p_a - p_{вх} = c^2_{вх}\rho/2 \qquad (2)$$

Подставляя выражение (2) в уравнение (I), получим

$$(p_S - p_a) + \frac{c_S^2}{2}\rho + \Delta p_{тр_A} = 0. \qquad (3)$$

Очевидно, что преодоление сопротивлений движению и создание кинетической энергии потока может быть осуществлено только за счет разности давлений, т.е. за счет отрицательного приращения потенциальной энергии состояния воздуха или

$$\Delta p_{тр_A} + \frac{c_S^2}{2}\rho = p_a - p_S = p'_S. \qquad (4)$$

Отсюда видим, что применительно к горному предприятию разность между атмосферным давлением и абсолютным статическим давлением в конце всасывающего трубопровода, т.е. перед вентилятором, представляет собой полезную работу всасывающего вентилятора и определяется двумя составляющими: а) потерей давления на преодоление трения во всех горных выработках

(вместе с подающим и вентиляционным стволами, а также с вентиляционным каналом); б) кинетической энергией, которую необходимо создать в выходном сечении вентиляционного канала (перед вентилятором). Эту разность, чаемую p_s', принято называть статическим давлением вентилятора. Статическое давление вентилятора представляет собой полезную удельную работу рудничного всасывающего вентилятора, что очевидно, если рассмотреть затраченную удельную работу во всасывающем вентиляторе, т.е. в самой машине Б в границах между сечениями II-II и III-III (рис.I). При этом следует принять давление на выходе из вентилятора в атмосферу $p_d = p_a$ и скорость при выходе в атмосферу

$$c_d = c_{вых} = c_{диф}; \qquad (5)$$

$$L_1 = (p_a - p_s) + (c_{диф}^2 - c_s^2)\frac{\rho}{2} + \Delta p_{маш} = p_s' + (c_{диф}^2 - c_s^2)\frac{\rho}{2} + \Delta p_{маш}, \qquad (6)$$

где L_1 – затраченная удельная объемная работа, внесенная в поток от внешнего источника энергии, т.е. от электродвигателя с помощью рабочего колеса машины-генератора, каким является всасывающий вентилятор, Па; $c_{диф}$ – скорость потока при выходе воздуха из диффузора в атмосферу, который является неотъемлемым элементом рудничного всасывающего вентилятора, м/с; $\Delta p_{маш}$ – аэродинамические потери энергии в потоке при движении воздуха в границах от входного патрубка в вентилятор и до выходного сечения диффузора, Па.

Из уравнения (5) видно, что полезной работой всасывающего вентилятора может быть признан только первый член правой части уравнения. Второй член, т.е. приращение за счет разности конечных значений кинетической энергии на границах машины, представляет собой дополнительную работу, которая теряется на гидравлический удар при выходе потока в атмосферу (на „выхлоп"). Из соотношения уравнений (4) и (5) выводится понятие величина гидравлического или аэродинамического КПД всасывающего вентилятора, а также выявляется физическая сущность роли диффузора у всасывающего вентилятора как элемента, обеспечивающего повышение его статического КПД.

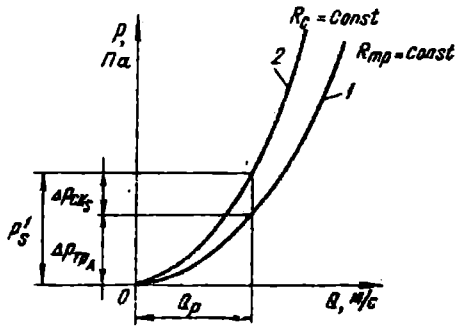
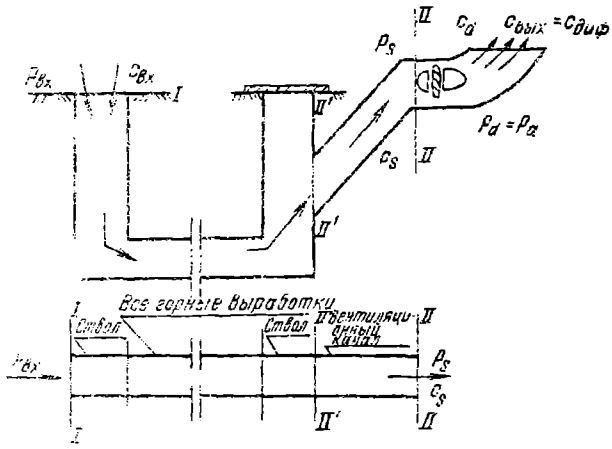


Рис.2. Вентиляционная характеристика (1) и характеристика вентиляционной сети (2) рудника (шахты)

Споры относительно статического давления возникают, когда к вопросу подходят формально и считают, что скоростное давление перед вентилятором к характеристике рудника не относится и за полезную работу признано быть не может. Первая часть утверждения правильна, но со второй согласиться невозможно. Главное за-



всасывающей вентиляторной установки рудника (а) и "идеального" рудника (б)

ключается в том, что вентилятор работает не на вентиляционную характеристику рудника, а на характеристику внешней вентиляционной сети рудника, определяемую уравнением (4), а вентиляционная характеристика рудника определяется только первым членом этого уравнения. Две указанные характеристики показаны на рис.2. Обе кривые представляют собой квадратичные параболы.

Для более глубокого рассмотрения этого вопроса представим, что в (рис.3,а) необходимо подавать определенное количество свежего воз- Q_v для обеспечения нормальных условий труда людей согласно существ- нормативам. Если принять, что давление в сечениях I-I и II-II одинаковое, равное атмосферному, температуры наружного воздуха и внутри рудника (трубопровода) - одинаковые, то очевидно, что поток отсутствует. Картина не изменится, если предположить, что в руднике нет никаких по- на преодоление трения. Тогда такой „идеальный" рудник будет представляться эквивалентным абсолютно гладким трубопроводом (рис.3,б). Поскольку принято условие, что рудник проветривается и поток существует, пишем уравнение, исходя из неизменной суммы энергий в сечениях I-I

$$p_{вх} - p_s = \left(c_s^2 - c_{вх}^2\right)\frac{\rho}{2} \qquad (7)$$

Из уравнения (7) видно, действительно разность статических дав- на границах трубопровода между сечениями I-I и II-II или удельная ная работа затрачивается только на приращение кинетической энергии внутри трубопровода.

Работа не может появиться без внешнего источника. Следовательно, внешнего источника, т.е. для машины, которая вносит эту работу в по- ок, данная работа должна быть признана полезной.

При проветривании даже идеального рудника нужен вентилятор для соз- ия хотя бы скоростного давления, обеспечивающего поток воздуха в горвыработках. Однако уравнение (7) может ввести в заблуждение. Действительно, если скорости на входе и на выходе одинаковы, как показано на р 3,б, то получается, что и разность статических давлений равна нулю. Однако скорость $c_{вх}$ не может возникнуть сама собой, она создается за счет разности давлений между атмосферным и во входном сечении трубопро-

вода. Таким образом, вновь возвращаемся к уравнению (2), из которого

$$p_{вх} = p_a - \frac{c_{вх}^2}{2}\rho. \qquad (8)$$

Подставляя выражение (8) в уравнение (7), получаем

$$p_a - p_s = \frac{c_s^2}{2}\rho.$$

Иногда имеет место необоснованное утверждение, что это скоростное давление создается за счет „работы" атмосферы. Но атмосфера в действительности не работает. Для создания скоростного давления во входном сечении трубопровода необходимо понизить давление на другом конце трубопровода, т.е. внести в трубопровод работу извне и получить значение $p_s < p_a$, что достигается с помощью работающего вентилятора на всасывании.

Ранее в учебниках по горной механике появилось неправильное представление о статическом давлении вентилятора и продолжает существовать до сего времени.

Некоторым авторам представляется несовместимым понятие статического давления вентилятора с включением в него скоростного давления. Нами показана несостоятельность такого суждения. Другие авторы имеют чисто технологический подход к решению этого вопроса, считая, что полезна только та разность давлений, которая идет на преодоление трения при движении воздуха в подземных выработках и в стволах шахты. Эта разность в горной технологии имеет название депрессии рудника. В действительности, как выясняется, давление вентилятора больше депрессии рудника и определяется по формуле

$$p_s' = \Delta p_{деп} + \Delta p_{кан}' + \frac{c_s^2}{2}\rho = \Delta p_{тр_A} + p_{ск_s}, \qquad (9)$$

где $\Delta p_{деп}$ – депрессия рудника (шахты), Па; $\Delta p_{кан}$ – потери давления на преодоление трения при движении воздуха в вентиляционном канале, Па; $\Delta p_{тр_A}$ – потери давления на преодоление трения во всем трубопроводе от входа в ствол шахты до вентилятора, Па.

Полезную удельную объемную работу всасывающего вентилятора (см. рис.I), можно измерить микроманометром или U-образной трубкой, заполненной водой или спиртом. Один конец трубки подключается резиновым шлангом к штуцеру в трубопроводе А, второй конец трубки свободный, соединен с атмосферой. При ошибочном представлении о статическом давлении всасывающего вентилятора предписывается из величины измеренного прибором статического давления вычитать скоростное давление перед вентилятором и в расчет вводить, по существу, только депрессию рудника, т.е.

$$\Delta p_{тр_a} = \rho_в g H_{ст} - p_{ск_s} \qquad (10)$$

Такой неправильный подход к определению статического давления рудничного всасывающего вентилятора приводит к серьезным ошибкам при выборе вентиляторов в процессе проектирования рудников и к неправильной оценке показателей работы всасывающих вентиляторов при их эксплуатации на горных предприятиях.

Рассмотрим установку (см. рис.I) при наличии только нагнетательного трубопровода В. Примем $p_S = p_{вх}$ и $c_S = c_{вх}$. Запишем уравнение баланса энергий при перемещении воздуха по нагнетательному трубопроводу в границах и IУ-IУ, где нет машины и, следовательно, разность энергий будет равна нулю, т.е.

$$p_a - p_d + \frac{c^2_{вых}}{2}\rho - \frac{c^2_d}{2}\rho + \Delta p_{тр_в} = 0; \qquad (II)$$

$$\Delta p_{тр_в} + \frac{c^2_{вых}}{2}\rho = p_d - p_a + \frac{c^2_d}{2}\rho = p'_d + p_{ск_d} = p'_{п_d} \qquad (I2)$$

Из уравнения (I2) видно, что преодоление всех сопротивлений от трения и создание кинетической энергии в конце трубопровода происходит как за счет разности между абсолютным статическим давлением воздуха при выходе из вентилятора и атмосферным давлением, так и за счет скоростного давления на выходе из вентилятора.

Запишем затраченную удельную объемную работу нагнетательного вентилятора, т.е. баланс энергии на границах машины II-II и III-III,

$$p_d - p_{вх} + \frac{c^2_d}{2}\rho - \frac{c^2_{вх}}{2}\rho + \Delta p_{маш} = L_1 \qquad (I3)$$

$$p_d - p_a + \frac{c^2_d}{2}\rho + \Delta p_{маш} = L_1 = p'_{п_d} + \Delta p_{маш}. \qquad (I4)$$

Для идеального рудника становится очевидным, что при работе вентилятора на нагнетание полезной работой оказывается и статическое, и скоростное давления при выходе из машины или, что то же самое, разность между абсолютным полным давлением воздуха при выходе из вентилятора и атмосферным давлением. Отсюда следует, что КПД вентилятора при работе на нагнетание выше, чем при работе на всасывание. Следует заметить, что нет ничего удивительного, когда даже для всасывающего вентилятора была получена работа как разность между атмосферным давлением и абсолютным статическим давлением в трубопроводе перед вентилятором (см. рис.I), которая больше разности между атмосферным и атмосферным полным давлением перед вентилятором. Линией сравнения принято атмосферное давление на поверхности, откуда берется воздух в рудник и куда выдается из рудника. Скоростное давление нагнетательного вентилятора представляет собой полезную работу, но только до определенного предела, когда скорость выхода из вентилятора не превышает скорости движения воздуха в трубопроводе или в горной выра-

ботке, к которой подключается вентилятор. В противном случае происходит гидравлический удар, т.е. потеря энергии. Во избежание такого явления нагнетательные вентиляторы также должны снабжаться диффузорами. На практике, когда сечение горной выработки значительно больше выходного сечения диффузора, следует рекомендовать делать плавный переход сечений выработки как продолжение диффузора. Также рекомендуется плавный переход от площади сечения диффузора к меньшему сечению горной выработки или уменьшение длины диффузора вентилятора до сечения, равного сечению горной выработки. При работе установки по схеме (см. рис.I), т.е. когда имеется всасывающий участок трубопровода А и нагнетательный участок В, полезная работа вентилятора Б определяется как сумма полезных работ во всасывающем и нагнетательном участках трубопровода. Ее нельзя получить решением одного уравнения между конечным и начальным сечениями всего трубопровода, поскольку в изменении параметров воздуха по длине трубопровода имеет место разрыв непрерывности в месте, где вводится энергия от внешнего источника энергии с помощью рабочего колеса вентилятора, через который проходит движущийся поток воздуха.

Баланс энергии в трубопроводе всасывающе-нагнетательной установки будет попрежнему равен нулю, т.е.

$$p_s - p_{вх} + \frac{c_s^2}{2}\rho - \frac{c_{вх}^2}{2}\rho + p_{тр_A} + p_a - p_d + \frac{c_{вых}^2}{2}\rho - \frac{c_d^2}{2}\rho + \Delta p_{тр_B} = 0. \qquad (15)$$

С учетом уравнения (2), приняв $\Delta p_{тр_A} + \Delta p_{тр_B} = \Delta p_{тр}$, получим

$$p_з - p_a + \frac{c_s^2}{2}\rho + p_a - p_d + \frac{c_{вых}^2}{2}\rho - \frac{c_d^2}{2}\rho + \Delta p_{тр} = 0. \qquad (16)$$

Здесь положительная работа, затраченная на преодоление сил трения и на создание кинетической энергии как во всасывающем, так и в нагнетательном трубопроводе, возможна только за счет приращения статического давления и кинетической энергии перед входом в нагнетательный трубопровод, т.е. из уравнения (16) имеем

$$p_d - p_s + \frac{c_d^2}{2}\rho = \Delta p_{тр} + \frac{c_s^2}{2}\rho + \frac{c_{вых}^2}{2}\rho - p'_{ч_d} + p'_s. \qquad (17)$$

Полученное уравнение (17) представляет собой то же самое, что сумма полезных работ вентилятора во всасывающем трубопроводе по уравнению (4) и в нагнетательном трубопроводе по уравнению (12). Относительно величины скоростного давления при выходе из вентилятора остается справедливо замечание, сделанное при рассмотрении работы нагнетательного вентилятора.

Измерение составляющих полезной работы на стороне всасывания и на стороне нагнетания может быть произведено с помощью тех же датчиков и приборов (см. рис.I). Однако можно воспользоваться только одним прибором на стороне нагнетания, для чего необходимо измерительную трубку от штуцера во всасывающем трубопроводе подсоединить к свободному концу микроманометра на нагнетательном трубопроводе.

Из баланса энергии на границах всасывающе-нагнетательного вентилятора, т.е. между сечениями II-II и III-III, выясним затраченную работу машины, которая будет определяться как разность абсолютных полных давлений за и перед вентилятором плюс потери в машине, т.е.

$$L_1 = p_d - p_s + \frac{c_d^2}{2}\rho - \frac{c_s^2}{2}\rho + \Delta p_{маш} = p_{п_d} - p_{п_s} + \Delta p_{маш}, \quad (18)$$

где $\Delta p_{маш}$ - аэродинамические потери в вентиляторе (от сечения на всасывающей стороне, где измеряется статическое давление, до выхода воздуха из диффузора), Па; $p_{п_d}$ - абсолютное полное давление при выходе из вентилятора, Па; $p_{п_s}$ - абсолютное полное давление перед вентилятором, Па.

Вопрос о полезной работе вентилятора тесно связан с методикой лабораторных и промышленных испытаний рудничных вентиляторов, а также с понятием индивидуальной характеристики рудничного вентилятора. К сожалению, до сего времени встречаются разные трактовки характеристики рудничного вентилятора, которую часто неправильно называют характеристикой вентиляторной установки.