Записки Ленинградского орденов Ленина и Трудового Красного Знамени горного института им. Г. В. Плеханова, т. XXXIV, вып. 1, 1957 г.

РЕЖИМ РАБОТЫ ВЕНТИЛЯТОРА МЕСТНОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ

С. А. Медведев

Установилось мнение о неизбежности неустойчивой работы вентиляторов местного проветривания при наличии горба на их характеристике. При определении режима работы вентилятора в сети не учитывается негерметичность трубопровода, вносящая некоторые особенности в методику расчета, которая недостаточно разработана и не приведена к виду, удобному для практики.

Для выяснения отмеченных вопросов и сделана попытка разработки методики определения режима работы вентилятора местного проветривания и его устойчивости.

* * *

Режим работы вентилятора определяется: а) расходом $Q_в$ — количеством воздуха, протекающего через вентилятор в 1 сек, *м³/сек*; б) полным напором H — энергией, полученной каждой единицей расхода при движении между сечениями входа и выхода, *кг/м², мм* вод. ст., т. е.

$$H = H_2 - H_1, \tag{1}$$

где H_1, H_2 — напоры, располагаемые воздухом в сечениях входа и выхода вентилятора.

Заменяя полные напоры H_1 и H_2 суммой их компонентов, получим

$$H = (P_2 - P_1) + (H_{д_2} - H_{д_1}), \tag{2}$$

где P_1, P_2 — статическое давление, *кг/м²*;

$H_{д_1}$, $H_{д_2}$ — динамические напоры скорости в соответствующих сечениях, *кг/м²*.

$(P_2 - P_1)$ — статический напор, создаваемый вентилятором $H_{ст}$.

Тогда выражение (2) перепишется так

$$H = H_{ст} + \Delta H_{д.в} \tag{3}$$

при

$$\Delta H_{д.в} = H_{д_2} - H_{д_1}.$$

При работе с постоянным числом оборотов колеса вентилятор может иметь ряд режимов работы, образующих на графике в координатах $H - Q_в$ кривую, называемую напорной характеристикой, общее

математическое выражение которой $H=f(Q_в)$ или, при определении режима работы, величиной статического напора $H_{ст}=f(Q_в)$.

Напор, потребный для создания движения воздуха по сети (трубопроводу), слагается из разности полных напоров пространств всасывания и нагнетания (между которыми происходит движение потока) и суммы потерь полного напора при перемещении по трубопроводу

$$H_с=(H_н-H_{вс})+\sum\Delta H,$$

где $H_с$ — потребный для движения по сети полный напор;
$H_н$, $H_{вс}$ — напоры, располагаемые воздухом в пространствах всасывания и нагнетания;
$\sum\Delta H$ — суммарные потери полного напора при движении воздуха по сети.

По аналогии с формулой (3)

$$H_с=H_{ст.\,с}+\Delta H_{д.\,с}, \qquad (4)$$

где $H_{ст.\,с}$ — потребный статический напор, равный потерям при движении воздуха по трубопроводу;
$H_{д.\,с}$ — прирост динамического напора.

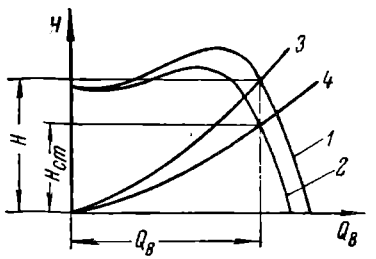


Рис. 1. Определение режима работы по характеристикам:

1 — вентилятора по полному напору; *2* — вентилятора по статическому напору; *3* — сети по потребному полному напору; *4* — сети по статическому напору (включая переходный патрубок)

Аналитическая зависимость между потребным для движения по сети напором и расходом $Q_с$ называется характеристикой сети. Различают характеристику сети по полному напору

$$H_с=f(Q_с)$$

и характеристику сети по статическому напору

$$H_{ст.\,с}=f(Q_с).$$

При создании движения воздуха по сети вентилятором потребный напор должен быть равен напору, сообщаемому вентилятором воздуху. Исходя из этого, режим работы вентилятора в сети определяется точкой пересечения характеристик (соответственно по полному или статическому напорам, вычерченных на графике в одинаковом масштабе — рис. 1).

При работе вентилятора на нагнетание потребный полный напор

$$H_с=H_{ст.\,с}+H_{д.\,вых.\,тр}, \qquad (5)$$

где $H_{д.\,вых.\,тр}$ — динамический напор скорости выхода из трубопровода.

Потери в трубопроводе слагаются из:

а) потерь на трение при движении по прямолинейному участку постоянного сечения

$$\Delta H_{тр}=\lambda\frac{l}{D_{тр}}\frac{\rho c^2}{2}; \qquad (6)$$

б) потерь в местных сопротивлениях, где происходит изменение величины или направления скорости

$$\Delta H_м=\sum\zeta\frac{\rho c^2}{2}, \qquad (7)$$

где λ — коэффициент сопротивлений трения, определяемый рис. 2 [1,2],

$$\lambda = f\left(Re, \frac{\Delta}{D_{тр}}\right)$$

Re — число Рейнольдса;

Δ — абсолютная шероховатость трубопровода (его стенок);

$D_{тр}$ — диаметр трубопровода;

l — длина прямолинейного участка постоянного сечения, *м*;

ρ — массовая плотность воздуха при имеющей место температуре, давлении и относительной влажности;

c — средняя скорость движения (*м/сек*), связанная с расходом выражением

$$c = \frac{Q_c}{S_{тр}}; \qquad (8)$$

$S_{тр}$ — площадь сечения трубопровода, $м^2$.

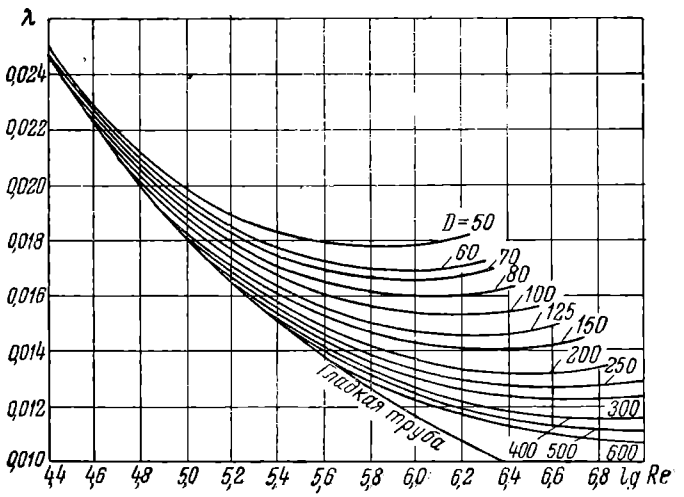


Рис. 2. Зависимость коэффициента сопротивления трению от числа Рейнольдса и диаметра трубопровода (*мм*)

Подставляя выражение (8) в формулы (6) и (7), получим

$$\Delta H_{тр} = \lambda \frac{l}{D_{тр}} \frac{\rho}{2S_{тр}^2} Q_c^2, \qquad (9)$$

$$\Delta H_м = \frac{\rho}{2S_{тр}^2} \sum \zeta Q_c^2. \qquad (10)$$

Выражения (6) и (9) приняты в промышленной аэродинамике. В задачах рудничной аэродинамики они применяются в форме [3, 4]

$$\Delta H_{тр} = \frac{\alpha P l}{S_{тр}^3} Q^2, \qquad (11)$$

где P — периметр сечения трубопровода.

Как следует из сравнения выражений (9) и (11), для труб круглого сечения

$$\alpha = \frac{\lambda \rho}{8}$$

или при $\rho = 0{,}122$ *кг/сек²м⁴*

$$\lambda = 65{,}6\,\alpha.$$

Значение коэффициентов местных сопротивлений устанавливается экспериментально и приводится в таблицах курсов аэродинамики и вентиляции.

При неравенстве площадей сечений выхода из вентилятора и трубопровода (в месте присоединения последнего к вентилятору) потери на расширение потока, выходящего в трубопровод, следует отнести к местным сопротивлениям.

Подставив выражения (9) и (10) в формулу (5) и произведя преобразования, получим

$$H_c = RQ^2 \tag{12}$$

при

$$R = \frac{\rho}{2S_{тр}^2}\left(\lambda\frac{l}{D_{тр}} + \sum\zeta + 1\right)$$

и постоянстве сечения трубопровода по всей его длине (что имеет место при работе вентиляторов местного проветривания).

Определение расчетом потерь при расширении потока, выходящего из вентилятора в трубопровод, связано с ошибками. Для предотвращения их переходный участок трубопровода, соединяющий его с вентилятором, рассматривают как деталь вентилятора. В этом случае потребный напор определяется для движения воздуха по сети с исключением переходного участка, обозначаемого $H_{с.\,с}$ и $H_{ст.\,с.\,с}$, и называется напором, потребным для движения собственно по сети

$$H_{ст.\,с.\,с} = H_{ст.\,с} - \Delta H_п, \tag{13}$$

где $\Delta H_п$ – потери в переходном участке.

В рассматриваемом случае характеристику вентилятора определяют экспериментально как разность напоров в трубопроводе (на выходе из переходного участка) и входном сечении вентилятора

$$H_у = H_з - H_1$$

или

$$H_у = H_{ст.\,у} + H_{д.\,п}, \tag{14}$$

где $H_у$ – полный напор, сообщаемый вентилятором воздуху при движении от входного сечения до выхода из переходного участка;

$H_{ст.\,у}$ – то же, статический напор,

$H_{д.\,п.}$ – динамический напор скорости выхода из переходного патрубка.

В подобной интерпретации будем иметь:

а) характеристики вентиляторной установки (вентилятор с переходным патрубком)

$$H_у = f(Q_в), \quad H_{ст.\,у} = f(Q_в);$$

б) характеристики собственно сети (исключая переходный патрубок)

$$H_{с.\,с.} = f(Q_с), \quad H_{ст.\,с.\,с} = f(Q_с).$$

При наличии подобных характеристик режим работы вентилятора в сети также определяется методом их наложения (рис. 3).

Введение понятия о характеристике вентиляторной установки с вентилятором определенного типа и размера влечет за собой: а) зависимость характеристики от диаметра трубопровода и конфигурации переходного патрубка; б) обязательную нормализацию форм переходных патрубков; в) необходимость снабжения вентилятора серией характеристик при работе с трубопроводами различных диаметров.

Подобное усложнение оправдано применительно к вентиляторам главного проветривания и нецелесообразно и не выполняется заводами-изготовителями вентиляторов местного проветривания.

Следует рекомендовать пользоваться характеристиками вентилятора, определяя потребный полный напор расчетом. Относительная ошибка, связанная с подсчетом потерь в переходном патрубке, незначительна.

При расчете характеристик сети следует различать два случая:

1. Трубопровод герметичный, когда на всем его протяжении величина расхода остается неизменной и расход по сети равен расходу вентилятора

$$Q_с = Q_в.$$

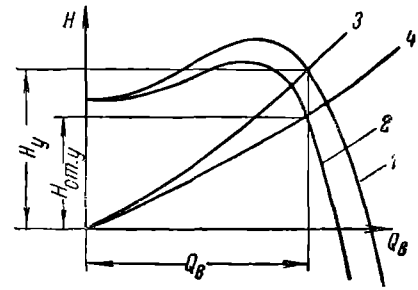


Рис. 3. Определение режима работы по характеристикам:
1 — вентиляторной установки по полному напору; *2* — вентиляторной установки по статическому напору; *3* — сети по полному напору; *4* — сети по статическому напору (без переходного патрубка)

2. Трубопровод негерметичный, когда количество воздуха, протекающее по различным сечениям его, расположенным на различном расстоянии от начала, непостоянно и не равно расходу вентилятора

$$Q_{с_1} \neq Q_{с_2} \neq Q_в,$$

где $Q_{с_1}$, $Q_{с_2}$ — расход в сечениях трубопровода, расположенных на различных расстояниях от вентилятора.

Расчет характеристик сети для обоих указанных случаев различен.

1. **Расчет герметичного трубопровода** производится по формуле (12). Потребный полный напор

$$H_с = \Delta H_{тр} + \Delta H_м + \Delta H_п + \frac{\rho}{2S_{тр}^2} Q_в^2, \qquad (15)$$

где $S_{тр}$ — площадь выхода трубопровода, $м^2$.

2. **Расчет негерметичного трубопровода.** Трубопровод вентилятора местного проветривания состоит из отдельных звеньев, соединенных закрепленными на них фланцами. Создание абсолютной плотности фланцевого соединения практически невозможно. Поэтому, вследствие разности давлений по обеим сторонам стенки трубы, возникают протечки воздуха через неплотности. В результате расход воздуха по длине трубопровода будет величиной переменной. Рассматривая протечки через неплотности фланцевых соединений, как истечение через отверстие под действием перепада давлений, равного потерям напора на рассматриваемом

участке трубопровода, В. Н. Воронин вывел уравнения для расчета потерь в прямолинейном трубопроводе постоянного сечения [1]

$$H_{\text{ст. с. с}} = R_1 n Q_3 Q_{\text{в}}, \tag{16}$$

$$Q_{\text{в}} = p Q_3, \tag{17}$$

где R_1 — коэффициент потерь на трение в одном звене трубопровода,

$$R_1 = 0{,}81\,\rho \frac{\lambda l_1}{D_{\text{тр}}^5};$$

l_1 — длина одного звена труб, *м*;

n — число звеньев, из которых составлен трубопровод;

Q_3 — количество воздуха, поступающего в трубопровод при работе вентилятора на всасывание или выходящего из трубопровода при работе вентилятора на нагнетание, *м³/сек*;

p — коэффициент утечек через неплотности фланцевых соединений, зависящий от числа звеньев трубопровода и степени неплотности его, определяемый по графику рис. 4 или расчетом из выражения

$$p = \left(\frac{1}{3} y \sqrt{n^3} + 1\right)^2, \tag{18}$$

где

$$y = u \sqrt{\frac{\lambda \rho l_1}{8 D_{\text{тр}}^3}}, \tag{19}$$

и где, в свою очередь, u — коэффициент, характеризующий степень неплотности фланцевых соединений.

Таблица 1

Q_3, *м³/сек*	2		2	3,5
$t°$	15			
	$1{,}45 \cdot 10^{-5}$			
$D_{\text{тр}}$, *м*	0,3		0,6	
S, *м²*	0,07		0,281	
c, *м/сек*	8,6	50	7,1	12,5
$Re\ 10^{-5}$	5,9	10,4	2,94	5,17
$\lg Re$	5,77	6,0	6,47	5,714
10^2	1,37	1,31	1,4	1,33
$\lambda_{\text{ср}} 10^2$	1,34		1,37	

Рекомендуется пользоваться следующими значениями u, вычисленными по работам В. Б. Комарова [3] и В. Н. Воронина [1].

Качество сборки трубопровода	$u \cdot 10^3$
Металлические трубопроводы, соединения в звеньях плохие	9÷12
То же, соединение звеньев на фланцах, качество сборки обычное для рудников	5÷8
То же, но более тщательная сборка трубопровода	3÷4

Подставляя формулу (17) в выражение (16), получим уравнение характеристики сети как зависимость потерь напора от расхода воздуха у забоя

$$H_{\text{ст. с. с}} = R_1 npQ_з^2. \tag{20}$$

Изменение расхода от 2 до 3,5 $м^3/сек$ и диаметра трубопровода от 0,3 до 0,6 $м$ приведет к изменению коэффициента трения (за счет числа Рейнольдса) не больше чем на 2,5% (табл. 1). Пренебрегая этим, величину коэффициента потерь одного звена труб можно считать не зависящей от расхода (для данного диаметра трубопровода)

Структура выражения характеристики негерметичного трубопровода (20) аналогична выражению, соответствующему герметичному трубопроводу.

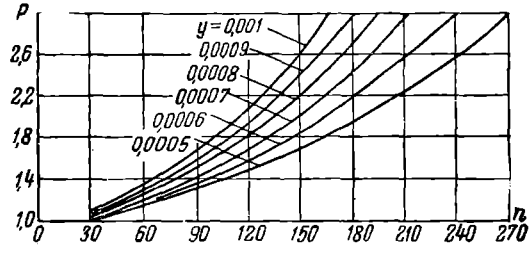


Рис. 4. Зависимость коэффициента утечек от числа звеньев трубопровода и параметра y

Характеристики сети в полученной интерпретации для диаметра трубопровода $D_{\text{тр}} = 0{,}5$ $м$ при заданной его длине и степени негерметичности фланцевых соединений, определяемой величиной коэффициента $u = 6 \cdot 10^{-3}$, рассчитанные по приведенным формулам, построены на рис. 5.

Обозначая

$$R_1 np = R_{\text{тр}},$$

перепишем формулу (20)

$$H_{\text{ст. с. с}} = R_{\text{тр}} Q_з^2. \tag{21}$$

Графики (рис. 5) показывают следующее.

1. Характеристики негерметичного трубопровода, определенного диаметра и длины, представляют собой квадратичные параболы, исходящие из начала координат.

2. В данной интерпретации характеристики негерметичного трубопровода с увеличением длины изменяются аналогично характеристикам трубопровода, обладающего полной герметичностью, т. е. смещаются в сторону уменьшения расхода.

3. Полученные характеристики сети не могут быть использованы для определения режима работы вентилятора, так как, во-первых, они построены как функция от расхода воздуха в свободном сечении трубопровода, названного расходом у забоя и, во-вторых, характеристики вентилятора строятся в виде зависимости напора от расхода воздуха, проходящего через вентилятор (рис. 1, 3).

Для определения режима работы вентилятора в сети необходимо иметь ее характеристики как функцию потребного напора (полного или статического) от расхода вентилятора. Из выражения (17)

$$Q_з = \frac{Q_в}{p} \tag{22}$$

Подставляя формулу (22) в выражение (16), найдем искомое уравнение

$$H_{ст.\,с.\,с} = \frac{R_1 n}{p} Q_в^2 = R'_{тр} Q_в^2. \tag{23}$$

Коэффициент сопротивлений трубопровода в формуле (23) является функцией от числа его звеньев. Исследуем эту функцию на минимум и максимум. Подставляя вместо p в выражение коэффициента сопротивления его значение из формулы (18), найдем

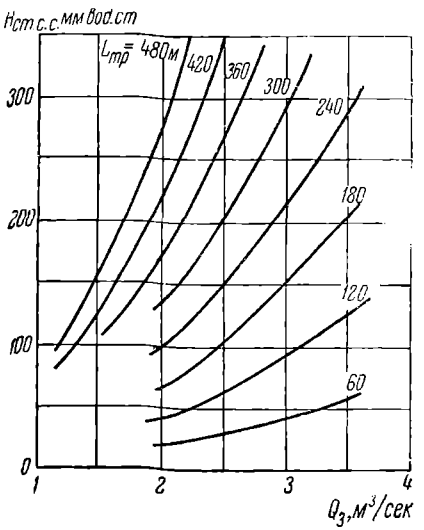


Рис. 5. Характеристика негерметичного трубопровода, как функция расхода у забоя

$$R'_{тр} = \frac{R_1 n}{p} = \frac{R_1 n}{\frac{1}{9} y^2 n^3 + \frac{2}{3} y n^{\frac{3}{2}} + 1} \tag{24}$$

Исходя из физической картины течения воздуха по негерметичному трубопроводу, заключаем следующее.

1. Расход воздуха по длине трубопровода меняется за счет утечек (или подсоса при работе вентилятора на всасывание).

2. Потери на трение в одном звене, завися от числа Рейнольдса, т. е. от расхода, меняются от положения звена по длине трубопровода.

3. Коэффициент утечек зависит от коэффициента сопротивлений на трение, так как в него входит коэффициент y, включающий коэффициент λ. Коэффициент y будет различен для звеньев, расположенных в различных местах по длине трубопровода.

4. Коэффициент сопротивлений одного звена труб и коэффициент утечек зависят от числа звеньев трубопровода.

С практически достаточной степенью точности, как показано выше, можно принять R_1 и y величинами постоянными (при $u = \text{const}$).

При этих условиях дифференцирование выражения (24) дает

$$\frac{d}{dn}\left(\frac{n}{p}\right) = \frac{1 - \frac{2}{3} y n^{\frac{3}{2}}}{\left(\frac{1}{3} y n^{\frac{3}{2}} + 1\right)^3}. \tag{25}$$

Значение числа звеньев трубопровода, при котором функция $\frac{n}{p} = f(n)$ имеет экстремум, определяем приравниванием числителя формулы (25) нулю

$$1 - \frac{2}{3} y n^{\frac{3}{2}} = 0,$$

откуда находим

$$n = \left(\frac{3}{2y}\right)^{\frac{2}{3}} = 1{,}31y^{-\frac{2}{3}}$$

Вторая производная от выражения (24)

$$\frac{d^2}{dn^2}\left(\frac{n}{p}\right) = \frac{yn^{\frac{1}{2}}\left(\frac{2}{3}\,yn^{\frac{3}{2}} - \frac{5}{2}\right)}{\left(\frac{1}{3}\,yn^{\frac{3}{2}} + 1\right)^4}$$

Подставляя в нее найденное выражение n, получим

$$\frac{d^2}{dn^2}\left(\frac{n}{p}\right) = -\frac{4}{9}\left(\frac{2}{3}\,y\right)^{\frac{2}{3}}$$

Так как вторая производная меньше нуля, то функция имеет максимум. Следовательно,

$$n_{max} = 1{,}31y^{-\frac{2}{3}}.$$

Задаваясь величинами коэффициентов λ и u, определяем число звеньев трубопровода, соответствующее максимальному сопротивлению сети (табл. 2).

Таблица 2

$u\ 10^3 = 6$; $\rho = 0{,}122$ *кг сек²/м⁴*; $\lambda = 0{,}0136$

$D_{тр}$, *м*	0,35	0,40	0,45	0,50	0,60
n_{max}	162	186	208	232	285

Выявленная особенность характеристик негерметичного трубопровода постоянного диаметра и переменной длины отличает их от графиков характеристик герметичного трубопровода или негерметичного, но при построении в функции от расхода в конечном сечении трубопровода (считая начало у вентилятора). В этих случаях коэффициент сопротивления, изменяясь с увеличением числа звеньев, возрастает до бесконечности. При построении характеристики сети в функции расхода вентилятора коэффициент сопротивлений возрастает до максимального значения, определяющего предельные значения потребного полного или статического напоров при заданном расходе.

Сводные диаграммы характеристик негерметичного трубопровода, как функции от расхода вентилятора и длины трубопровода заданного диаметра, приведены на рис. 6.

С увеличением числа звеньев трубопровода характеристики смещаются в сторону уменьшения расходов, крутизна их увеличивается, но при некотором числе звеньев коэффициент сопротивления принимает максимальное значение, что определяет предельное положение характеристики сети. Если при герметичном трубопроводе увеличение числа звеньев приводит к заполнению характеристиками всего поля графика, то для негерметичного трубопровода, при построении характеристики как

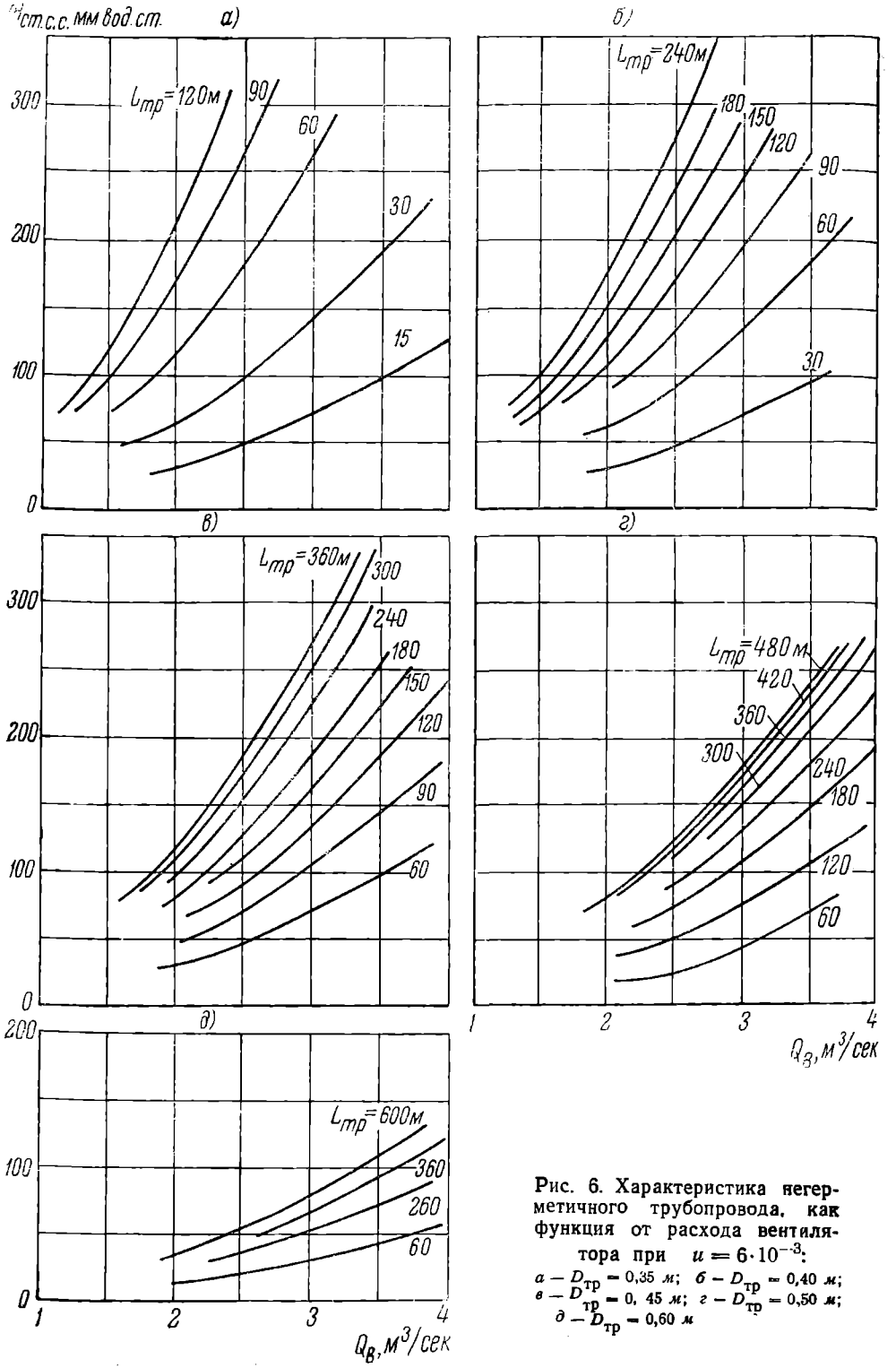


Рис. 6. Характеристика негерметичного трубопровода, как функция от расхода вентилятора при $u = 6 \cdot 10^{-3}$:
а — $D_{тр}$ = 0,35 *м*; *б* — $D_{тр}$ = 0,40 *м*; *в* — $D_{тр}$ = 0, 45 *м*; *г* — $D_{тр}$ = 0,50 *м*; *д* — $D_{тр}$ = 0,60 *м*

зависимости напора от расхода вентилятора, поле графика используется неполностью.

Подставляя выражения n_{max} и y в (18), получим

$$P_n = n_{max} = 2{,}25,$$

что свидетельствует о независимости коэффициента утечек от диаметра трубопровода и степени неплотности фланцевых соединений (в пределах практически встречающихся величин).

При работе вентилятора на трубопровод постоянного диаметра увеличение степени неплотности фланцевых соединений сопровождается уменьшением максимального числа звеньев (определяющих равенство $R'_{тр} = R_{тр\ max}$), увеличением значения минимального расхода, развиваемого вентилятором, включенным на рассматриваемый трубопровод, и уменьшением степени использования характеристики вентилятора.

Характеристики сети (рис. 6) дают возможность определить режим работы вентилятора местного проветривания. Используем для этого экспериментально полученную характеристику вентилятора типа ВДМ-450 завода им. Котлякова. Так как она построена как зависимость полного напора от расхода, то для определения режима работы с использованием приведенных характеристик сети перестроим ее, представив в виде зависимости

$$H_{ст.\,у} = f(Q_в).$$

Вычтем потери при выходе воздуха в трубопровод $\Delta H_п$ и динамический напор скорости течения воздуха по нему $H_{д.\,тр.}$

$$H_{ст.\,у} = H - \Delta H_п - H_{д.\,тр.},$$

$$H_{д.\,тр} = \frac{\rho}{2S_{тр}^2} Q_в^2,$$

где $S_{тр}$ — площадь сечения трубопровода, $м^2$.

Считая потери при выходе воздуха из вентилятора в трубопровод потерями на гидравлический удар (что будет иметь место при отсутствии переходного патрубка в виде конической трубы — диффузора), подсчитаем их величину

$$\Delta H_п = \Delta H_{уд} = \frac{\rho}{2} (c_{вых.\,в} - c_{тр})^2, \qquad (26)$$

где $c_{вых.\,в}$ — скорость выхода воздуха из вентилятора

$$c_{вых.\,в} = \frac{Q_в}{S_{ом}};$$

$S_{ом}$ — площадь сечения выхода воздуха из вентилятора, $м^2$;

$c_{тр}$ — скорость воздуха в трубопроводе в том сечении, где произойдет полное заполнение его потоком.

Характеристики установки с вентилятором типа ВДМ-450 завода им. Котлякова при различных диаметрах трубопровода приведены на рис. 7.

Накладывая характеристики вентиляторной установки $H_{ст.\,у} = f(Q_в)$ на графики характеристик сети $H_{ст.\,с.\,с} = f(Q_в)$, можно определить режим

работы при заданном диаметре, длине трубопровода и степени негерметичности фланцевых соединений. Построив графики зависимости коэффициента утечек через неплотности фланцевых соединений p от диаметра трубопровода и его длины (рис. 8), можно для каждого случая, встречающегося в практике эксплуатации вентилятора данного типа, найти расход воздуха через сечение трубопровода, расположенное у забоя,

$$Q_з = \frac{Q_в}{p}.$$

При расчетах местного проветривания забоев задается поступающий в них расход воздуха (или отсасываемый при работе вентилятора на всасывание) и максимальная длина трубопровода, необходимая для про-

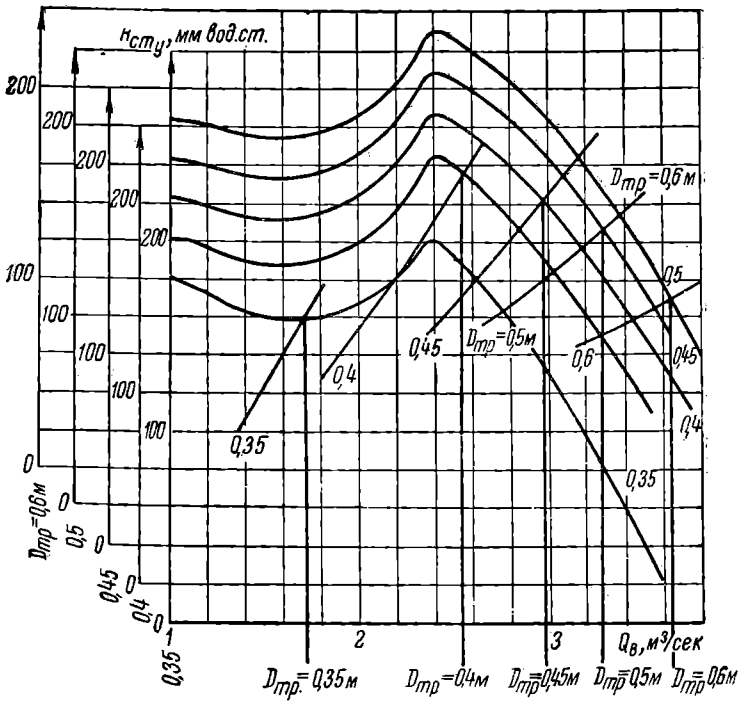


Рис. 7. Характеристика вентиляторной установки с вентилятором типа ВДМ-450 завода им. Котлякова

ветривания, требуется найти диаметр трубопровода, который, будучи присоединен к вентилятору определенного типа и размера, обеспечит выполнение проветривания при поставленных условиях. Для исключения расчетов, связанных с выбором диаметра трубопровода к вентилятору типа ВДМ-450, построен график зависимости расхода воздуха в конечном сечении трубопровода от его диаметра и длины (при нормальном для рудничных условий выполнении монтажа фланцевых соединений) (рис. 9) и приведен пример пользования им, не требующий разъяснений.

С увеличением длины трубопровода режим работы вентилятора изменяется, перемещаясь по его характеристике в сторону увеличения напоров и уменьшения расходов. Минимальный расход вентилятора при работе на трубопровод заданного диаметра определяется его длиной, при которой коэффициент сопротивления принимает максимальный

ное значение $R'_{тр} = R'_{тр_{max}}$. Дальнейшее увеличение длины трубопровода не увеличит его и не будет сопровождаться уменьшением расхода вентилятора. Используя характеристики сети при $R'_{тр_{max}}$ по характеристике вентиляторной установки с вентилятором ВДМ-450, установим минимальные расходы при различных диаметрах трубопроводов (рис. 7).

Полученные результаты дают возможность заключить следующее.

1. При диаметре трубопровода $D_{тр} \geqslant 0{,}4$ *м* и при любой их длине режим работы вентилятора располагается на его характеристике правее горба. Характеристика вентилятора в зоне устойчивой работы полностью не используется. [1]

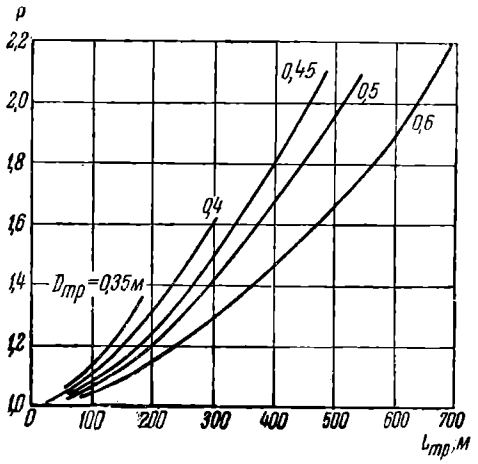


Рис. 8. Зависимость коэффициента утечек через неплотности от диаметра и длины трубопровода при $u = 6 \quad 10^{-3}$; $l_1 = 3$ *м*; $\lambda = 0{,}0136$

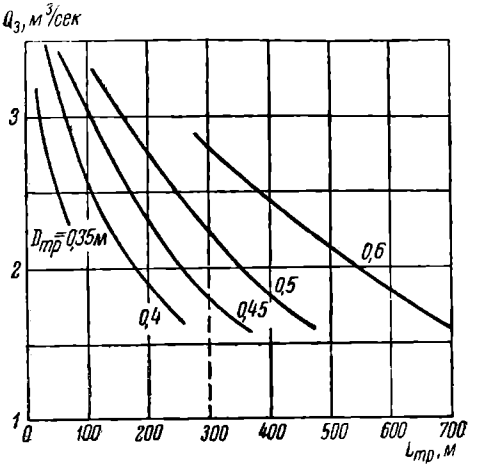


Рис. 9. Диаграмма для выбора диаметра трубопровода к вентилятору типа ВДМ-450. Дано: $L = 300$ *м*, $Q_з = 2{,}2$ *м³/сек*. Найти $D_{тр}$. Поставленным условиям в зоне устойчивой работы отвечает $D_{тр} = 0{,}5$ *м*

2. При диаметрах трубопорводов $D_{тр} \leqslant 0{,}4$ *м* характеристики сети при максимальном значении коэффициента сопротивления трубопровода пересекаются с характеристикой вентилятора левее горба, т. е. в той части, где возможны неустойчивые режимы работы. Режим работы вентилятора в сети устойчив, если его расход и напор не меняются в течение длительного промежутка времени (при постоянном числе оборотов колеса). При изменении же числа оборотов колеса — с возвращением к прежнему его значению — режим также восстанавливается. Неустойчивый режим работы вентилятора возможен в той части характеристики, где наклон кривой равен или больше нуля. Для вентиляторов, обладающих горбатой характеристикой (присущей осевым вентиляторам местного проветривания), возможная зона неустойчивой работы расположена левее горба. Устойчивость режима работы вентилятора в сети может быть установлена путем сравнения величин наклонов характеристик

[1] Зоной устойчивой работы вентилятора принято считать ту часть его характеристики, которая расположена правее горба (при расходах, бо́льших соответствующему максимальному напору) и имеет отрицательный наклон кривой. Последний определяется отношением $\frac{\Delta H}{\Delta Q_в}$, где ΔH — приращение напора при малом приращении расхода $\Delta Q_в$.

в точке пересечения. Критерием устойчивости работы является неравенство

$$\left(\frac{\Delta H}{\Delta Q_в}\right)_{вент} < \left(\frac{\Delta H}{\Delta Q_в}\right)_{сети},$$

откуда понятно почему часть характеристики вентилятора, лежащая правее горба, обеспечивает устойчивый режим работы. При

$$\left(\frac{\Delta H}{\Delta Q_в}\right)_{вент} < 0, \quad \left(\frac{\Delta H}{\Delta Q_в}\right)_{сети} > 0$$

условие устойчивости работы выполнено.

Режим работы вентилятора в сети должен быть всегда устойчивым. Наличие зон неустойчивой работы уменьшает эксплуатационную зону

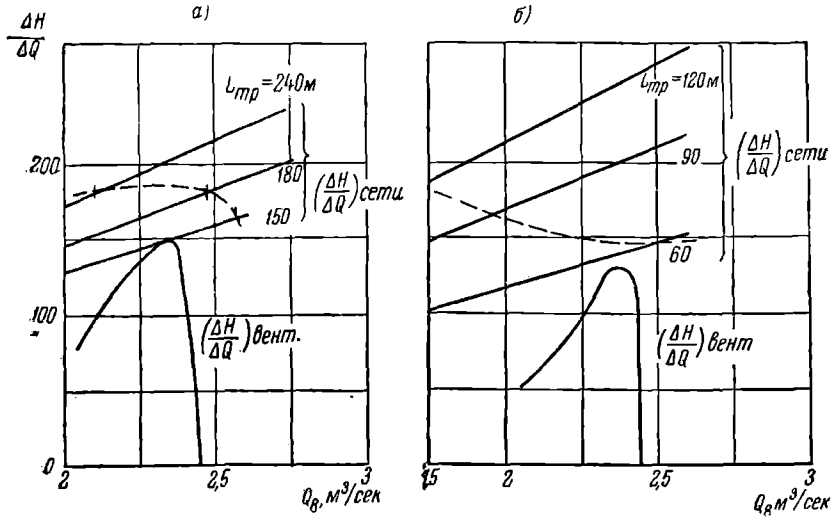


Рис. 10. К определению устойчивости режима работы вентилятора ВДМ-450:

а — $D_{тр}$ = 0,40 *м*; *б* — $D_{тр}$ = 0,35 *м*

характеристики по пределам изменения расхода. Как следует из приведенного выше анализа, для ряда трубопроводов (по диаметру) эксплуатация вентилятора возможна при любой длине трубопровода и устойчивом режиме работы. Так, например, для вентилятора типа ВДМ-450 при диаметрах трубопровода больших или равных 400 *мм* вопрос о неустойчивости режима работы может быть исключен, так как при любой длине трубопровода режим лежит в зоне устойчивой работы. Для трубопроводов диаметром меньше 400 *мм* должна быть проведена проверка режима работы на устойчивость в той части характеристики вентилятора, где наклон равен или больше нуля.

Для проверки устойчивости режима работы поступим следующим образом.

1. Определим значения наклона характеристики вентилятора в зоне всзможной неустойчивой работы, задаваясь равными приращениями расхода $\Delta Q_в$ и определяя приращение напора и их отношение.

2. Построим график изменения наклона характеристики от расхода вентилятора (рис. 10).

3. Определим коэффициент наклона характеристики сети при данных значениях диаметра и длины, соответствующих режиму работы вентилятора, расположенному на характеристике левее горба. Так как напор, потребляемый в сети,

$$H_{\text{ст. с. с}} = \frac{R_1 n}{p} Q_{\text{в}}^2,$$

то коэффициент наклона

$$\frac{d}{dQ_{\text{в}}} H_{\text{ст. с. с}} = \frac{2R_1 n}{p} Q_{\text{в}} = kQ_{\text{в}},$$

где

$$\kappa = \frac{2R_1 n}{p}.$$

Значения коэффициента κ, который можно назвать коэффициентом неустойчивости режима работы, нанесены на график рис. 11.

4. Построим график изменения наклона характеристики сети для выбранных значений диаметра трубопровода и длины. На полученных кривых отметим точки, соответствующие режиму работы вентилятора. Соединяя их плавной кривой, найдем график изменения коэффициента наклона характеристики сети в зависимости от расхода вентилятора и длины трубопровода (рис. 10).

5. Сравнение ординат обеих кривых дает возможность сделать заключение об устойчивости режима работы вентилятора на трубопровод выбранного диаметра.

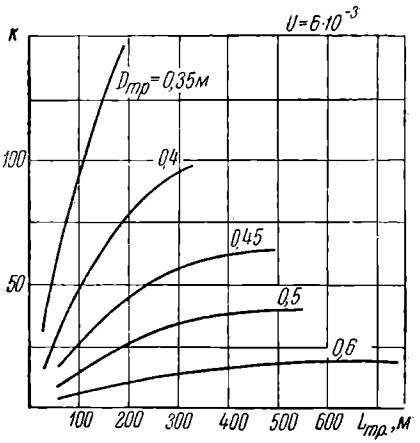


Рис. 11. Зависимость коэффициента неустойчивости режима работы вентилятора κ от $D_{\text{тр}}$ и $L_{\text{тр}}$

В рассмотренном случае работа вентилятора типа ВДМ-450 на трубопровод диаметром 400 и 350 *мм* в зоне эксплуатации, лежащей левее горба на характеристике вентилятора, происходит при выполнении условия устойчивости, так как наклон характеристики сети имеет значение большее, чем наклон характеристики вентилятора.

Заключение

1. Коэффициент сопротивления негерметичного трубопровода определенного диаметра является функцией от его длины, причем эта функция имеет максимум.

2. Наличие максимума функции $R_{\text{тр}} = f(n)$ приводит к тому, что для ряда диаметров трубопровода характеристика вентилятора, работающего на них, используется только в части зоны устойчивой работы. Для подобных диаметров трубопровода эксплуатация вентилятора при любой длине происходит при наличии устойчивости режима работы.

3. Выбор диаметра трубопровода для выполнения проветривания забоя наиболее просто может быть выполнен по графику зависимости расхода у забоя от длины трубопровода и его диаметра.

4. Вопрос устойчивости режима работы в зоне характеристики вентилятора, лежащей левее горба, решается на основании сравнения значений наклонов характеристик сети и вентилятора. Вентилятор типа ВДМ-450 завода им. Котлякова при всех диаметрах и длинах трубопроводов работает устойчиво.

5. Зона использования характеристики вентилятора при работе на негерметичный трубопровод зависит от степени негерметичности фланцевых соединений. Увеличение степени негерметичности сокращает зону использования характеристики.

Использованная литература

1. Воронин В. Н. Основы рудничной аэро-газодинамики. Углетехиздат, 1951.
2. Идельчик И. Е. Гидравлические сопротивления. Госэнергоиздат, 1954.
3. Комаров В. Б., Борисов Д. Ф. Рудничная вентиляция. ГОНТИ, 1938
4. Медведев С. А. Определение полного напора осевого вентилятора. Технический отчет ЦАГИ, 1943.
5. Попов В. Н. Гидравлический расчет напорных трубопроводов гидростанций. Госэнергоиздат, 1950