

ГЕОТЕХНОЛОГИЯ

УДК 622.411.332 (574.31)

Ж. Г. Левицкий, А. А. Шевцов

АКТИВНЫЙ РЕГУЛЯТОР И ЕГО ВЛИЯНИЕ НА АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ ПОТОКОВ

Установка подземных вентиляторов в качестве регуляторов связана с необходимостью изменения расходов воздуха на трудно управляемых направлениях в подземных условиях шахт. Регуляторы подобного типа относятся к активным, поскольку они вносят дополнительную энергию в общий энергетический потенциал шахт и могут работать через перемычку, если необходимо обеспечить перераспределение воздушных потоков на значительных участках вентиляционной сети. В случае локального перераспределения расходов воздуха предпочтительнее использовать вентиляторы, работающие без перемычки ввиду их компактного расположения, не мешающего работе транспорта.

Анализ схемы установки вентилятора при отсутствии перемычки (рис. 1) и оценка его работы в качестве активного регулятора позволяет выделить две зоны, влияющие в определенной степени на аэродинамику воздушного потока.

Участок 1 – зона влияния всоса вентилятора, где происходит взаимодействие двух течений – стока на всосе вентилятора с потоком воздуха в выработке. Воздух на всос поступает со всех сторон. Так как скорость в поступательном потоке постоянная на различном расстоянии от всоса, а скорость в поле стока убывает по мере удаления от центра стока, то на участке ВС должна существовать область, в которой эти скорости равны по абсолютной величине, но противоположены по направлению. Следовательно, результирующий поток в сечении ВВ₁ будет иметь нулевую ско-

рость, то есть за всосом происходит торможение воздушного потока с последующим движением его к всосу. Поскольку весь воздух, заключенный внутри области АВВ₁А₁, поступает на вход вентилятора, то, как показали исследования [1], уравнение контурной линии АВВ₁А₁, ограничивающий данный объем, имеет вид

$$\nu \cdot y - 0,885 \frac{R_{\text{вс}}}{2\pi} v_{\text{вс}} \arctg \frac{y}{x} = 0, \quad (1)$$

где ν – средняя скорость потока воздуха в выработке, м/с;

$v_{\text{вс}}$ – средняя скорость потока на входе в вентилятор, м/с;

$R_{\text{вс}}$ – радиус всасывающего отверстия, м;

y, x – текущие координаты.

Из уравнения (1) при $x=0$ определяется искомый радиус y_0 зоны торможения потока

$$y_0 = 0,443 R \frac{v_{\text{вс}}}{\nu}. \quad (2)$$

Расстояние до точки торможения потока находится из выражения

$$r = \frac{d}{2\pi} \ln \left(1,77 \frac{R v_{\text{вс}}}{d \nu} + 1 \right), \quad (3)$$

(d – гидравлический диаметр поперечного сечения выработки в месте установки вентилятора, м).

Деление потока и изменение профиля скоростей в зоне всоса связано с работой вентилятора. При этом потоку в целом сообщается дополнительная энергия в виде разряжения на всосе, кото-

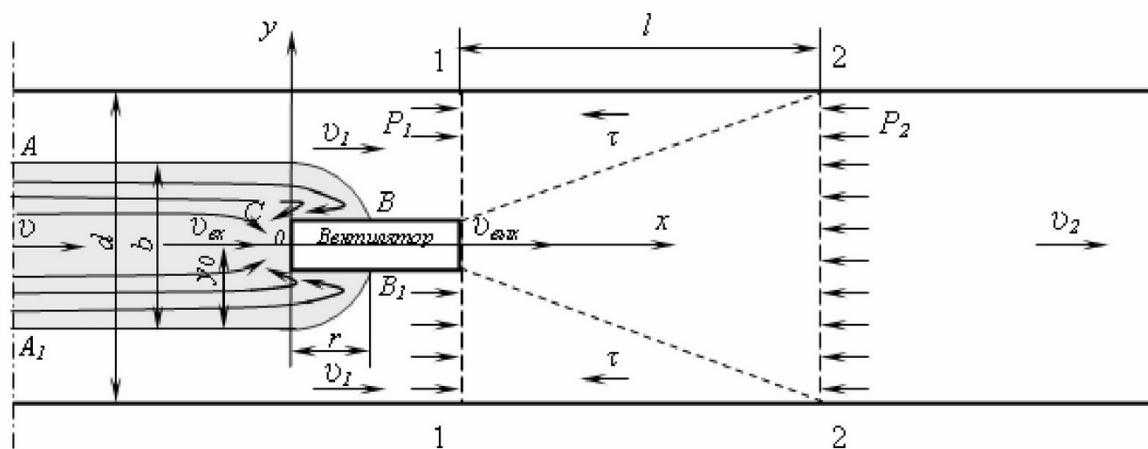


Рис. 1. Схема воздушного потока в выработке с вентилятором

рая реализуется в качестве дополнительного количества воздуха, поступающего в выработку. Изменение давления определяется по формуле

$$h_{\text{вх}} = k \frac{\rho}{2} \left[2v_{\text{вх}}^2 \frac{S_{\text{вх}}}{S} - (1,06 - 94\alpha) (v^2 - v_1^2) \right], \quad (4)$$

где $h_{\text{вх}}$ – изменение давления, создаваемое потоком воздуха на входе в вентилятор, Па;

$S_{\text{вх}}$ – поперечное сечение входного отверстия вентилятора, м^2 ;

S – поперечное сечение выработки в месте установки вентилятора, м^2 ;

v_1 – средняя скорость потока воздуха в сечении 1–1, $\text{м}/\text{s}$;

ρ – плотность воздуха, $\text{кг}/\text{м}^3$;

k – коэффициент, учитывающий величину изменения давления, направленную на приращение воздуха в выработке.

Исследованиями установлено, что лишь 20 % энергии, определяемой по формуле (4), расходуется на дополнительный приток воздуха в выработке. Оставшиеся 80 % затрачиваются на формирование потока в зоне влияния вентилятора. Соответственно, для определения $h_{\text{вх}}$ в формулу (4) вводится коэффициент $k = 0,2$.

Определенный интерес представляет зона торможения потока, определяемая условием (2). В системе подземных выработок используется значительное количество вентиляторов местного проветривания (ВМП) при организации проходческих работ.

Полагая, что за зоной торможения потока воздуха (2) образуется полуограниченная свободная струя, то при нагнетательной схеме проветривания подготовительной выработки длина l_0 участка с неустойчивым проветриванием

$$l_0 = \frac{b}{\tan \beta}, \quad (5)$$

где b – ширина зоны торможения потока, м;

$\beta = 8 - 10^\circ$ – угол расширения свободной струи.

Принимая $b=2y_0$, получим расчетную формулу для поиска минимального расстояния между ВМП и исходящей струей из тупиковой выработки

$$l_0 = 0,885 \frac{R}{\tan \beta} \frac{v_{\text{вх}}}{v}. \quad (6)$$

Расчеты показывают, что для выработок большого сечения при $v_{\text{вх}}/v = (40-50)$ длина зоны неустойчивого проветривания может достигать 40 и более метров, что значительно превышает 10 м, что требуется по условиям Правил безопасности.

Учитывая, что образование зоны неустойчивого проветривания ведет к возникновению рециркуляционных процессов и к возможному попаданию исходящих струй из тупиковой выработки на всос вентилятора, надо корректировать место установки ВМП не с учетом соотношения расходов воздуха, как того требуют Правила, а принимать во внимание соотношение скоростей $v_{\text{вх}}/v$.

Участок 2 – зона влияния выходного отверстия из вентилятора. Вытекающая из вентилятора свободная струя обладает значительным запасом кинетической энергии, которая передается окружающему потоку. Поскольку струя распространяется в ограниченном пространстве, это приводит к изменению статической составляющей давления и к возникновению эжекционного эффекта с последующим ростом расхода воздуха в выработке.

Из представленной схемы (рис. 1) следует, что длина участка свободной струи, оказывающей влияние на изменение давления в выработке,

$$l = \frac{d - l_1}{\tan \beta}, \quad (7)$$

где l_1 – расстояние от вентилятора до кровли выработки, м.

Для определения изменения величины давления в зоне работы вентилятора рассмотрим объем, ограниченный сечениями 1–1 и 2–2. Напишем уравнение Бернулли для выделенного объема.

$$P_1 + k_1 \frac{v_1^2}{2} \rho + h_{\text{вых}} = P_2 + k_2 \frac{v_2^2}{2} \rho + h, \quad (8)$$

где P_1 и P_2 – статические давления в сечениях 1–1 и 2–2, Па;

$h_{\text{вых}}$ – изменение давление, создаваемое потоком воздуха на выходе из вентилятора, Па;

h – потери напора на преодоление сил трения на участке длины l между сечениями 1–1 и 2–2, Па;

k_1 и k_2 – коэффициенты Кориолиса, учитывающие неравномерность поля скоростей в сечениях 1–1 и 2–2;

v_2 – средняя скорость потока воздуха в сечении 2–2, $\text{м}/\text{s}$. (Для рассматриваемой схемы, в силу закона сохранения массы, $v_2 = v$).

Из (8) следует, что

$$h_{\text{вых}} = -(P_1 - P_2) + k_2 \frac{v_2^2}{2} \rho - k_1 \frac{v_1^2}{2} \rho + h. \quad (9)$$

Неизвестную разность статических давлений ($P_1 - P_2$) найдем из закона изменения количества движений в проекции на направление движения воздушного потока для выделенного объема.

$$\beta_2 \rho S v_2^2 - \beta_1 \rho S v_1^2 - \rho S_{\text{вых}} v_{\text{вых}}^2 \cos \alpha = P_1 S - P_2 S - \tau C l, \quad (10)$$

где τ – проекция на ось потока силы трения у боковой поверхности, Па;

$S_{\text{вых}}$ – поперечное сечение выходного отверстия вентилятора, м^2 ;

$v_{\text{вых}}$ – средняя скорость потока на выходе из вентилятора, $\text{м}/\text{s}$;

C – периметр поперечного сечения выработки, м;

β_1 и β_2 – поправочные энергетические коэффициенты Буссинеска, отнесенные к сечениям 1–1 и 2–2;

l – расстояние между сечениями 1–1 и 2–2, м;

α – угол, учитывающий поворот вентилятора вокруг своей оси в вертикальной или горизонтальной плоскости по отношению к направлению воздушного потока, град.

Из (10) следует, что

$$P_1 - P_2 = \beta_2 \rho v_2^2 - \beta_1 \rho v_1^2 - \rho \frac{S_{\text{биль}}}{S} v_{\text{биль}}^2 \cos \alpha + \tau \frac{C}{S} l . \quad (11)$$

По данным исследований В. М. Талиева [2] связь между энергетическими коэффициентами определяется зависимостью вида $k = 3\beta - 2$.

Согласно [3], энергетические коэффициенты Кориолиса для воздухопроводов круглого сечения $k = 1 + 22\alpha$, где α – коэффициент аэродинамического сопротивления, $\text{Па}\cdot\text{с}^2/\text{м}^2$.

Поскольку для ограниченных твердыми стенками воздушных потоков при условии хорошо развитой турбулентности коэффициент аэродинамического сопротивления α не зависит от скорости движения воздуха и является величиной постоянной, то справедливым будет утверждение, что энергетические коэффициенты $k_1 = k_2$ и $\beta_1 = \beta_2$ имея ввиду, что $h = \tau \frac{C}{S} l$, представляет собой

$$h_{6bIX} = \frac{\rho}{2} \left[2 \frac{S_{6bIX}}{S} v_{6bIX}^2 \cos \alpha + (2\beta - k) (v_1^2 - v_2^2) \right] \quad (12)$$

что позволяет найти величину изменения давления в вентиляционном ставе при совместной работе основного и вспомогательного вентиляторов.

Если на момент включения в работу вспомогательного вентилятора отсутствует движение воздуха в вентиляционном ставе ($v_1 = v_2 = 0$), то формула (12) упрощается к виду

$$h_{6\text{b}lx} = \rho \frac{S_{6\text{b}lx}}{S} v_{6\text{b}lx}^2 \cos \alpha . \quad (13)$$

Величину изменения осевой скорости свободной струи на удалении x от выхода вентилятора

можно найти по формуле

$$v_x = \frac{0,48 v_{gblx}}{\frac{ax}{d_{gblx}} + 0,145}, \quad (14)$$

где $d_{вых}$ – диаметр выходного отверстия вентилятора, м;

a – коэффициент структуры струи. Принимается равным, 0,066.

В поперечных сечениях осесимметричной струи формируются характерные профили скоростей, численные значения которых могут быть найдены по формуле Г. Райхардта

$$v_y = v_x e^{-\frac{1}{2} \left(\frac{y}{bx} \right)^2}, \quad (15)$$

где v_y – скорость воздуха в точке, отстоящей на удалении y от центра поперечного сечения струи, м/с;

x – расстояние от выходного отверстия вентилятора до рассматриваемого поперечного сечения, м;

b – коэффициент, значение которого для осесимметричных струй принимается равным 0,082.

Экспериментальная проверка формулы (13) была проведена на специальной модели, сконструированной в натуральную величину [4]. Вентиляционная установка представляла собой воздухопровод длиной $l = 7$ м, диаметром $d_T = 0,25$ м. В качестве активного регулятора, моделирующего работу вентилятора, работающего без перемычки, использовалась форсунка со съемными насадками диаметром $d_\phi = 0,015; 0,02; 0,025$ м. Подача воздуха в форсунку осуществлялась с помощью воздушовки ВПП-4/1.

Для условий выполняемых экспериментальных исследований величина изменения давления в воздухопроводе может быть записана в виде

$$h_\phi = \rho \left(\frac{d\phi}{dT} \right)^2 v_\phi^2 \cos \alpha . \quad (16)$$

Основными силами, которые действуют при движении воздуха в воздухопроводе, являются силы внутреннего трения. Подобие системы, находящейся под взаимодействием такого рода сил, определяется условием тождественности чисел Рейнольдса $Re_h = Re_m$. В большинстве практических случаев даже выполнение этого условия, т.е. условия равенства чисел Re не обязательно, так как влияние чисел Re на характер потока существенно.

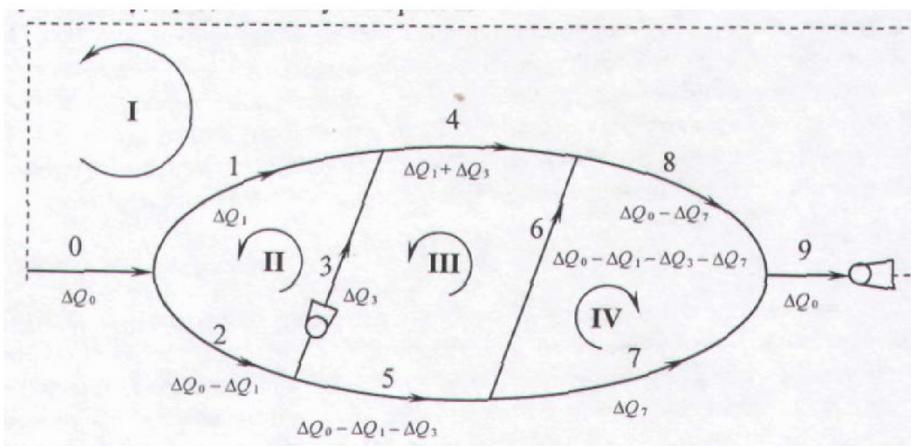


Рис. 2. Четырехконтурная расчетная вентиляционная схема

ственno лишь при небольших его значениях. С ростом Re его влияние падает и при $Re = 10000 \div 50000$ настолько мало, что им можно пренебречь. В нашем случае исследования проводились на модели при скоростях движения воздушного потока в диапазоне от 0,68 до 7,8 м/с, что соответствовало числу Re от 11333 до 130000, т.е. течение находилось в автомодельной области.

Результаты теоретического и экспериментального определения величины изменения давления в воздухопроводе приведены в табл.1.

Сравнение полученных экспериментальных результатов с теоретическими расчетами указывает на их удовлетворительную сходимость. Из представленных данных видно, что при углах поворота форсунки до $\alpha = 45^\circ$ погрешность не превышает 10 %. При приближении к углу $\alpha = 90^\circ$, давление, развиваемое активным регулятором уменьшается и при $\alpha = 90^\circ$ $h_\phi = 0$. Уменьшение влияния регулятора на величину изменения давления связано с изменением структуры потока. В этом случае в зоне работы форсунки из-за реакции стенок происходит разделение воздушного потока на противоположные направления, что соответствует увеличению сопротивления воздухопровода.

Выполненные исследования показывали близость теоретических и экспериментальных дан-

ных, т.е. предлагаемые зависимости могут использоваться оценки влияния активных регуляторов на распределение воздуха в вентиляционной сети.

Для определения влияния активного регулятора на вентиляционную систему рассмотрим схему, представленную на рис. 2.

Аэродинамические сопротивления ветвей и количество протекающего воздуха в них для расчетной схемы приведены в табл. 2.

Для повышения эффективности проветривания в третью ветвь установим активный регулятор, в качестве которого выбирам вентилятор местного проветривания ВМ-бм с производительностью $5,5 \text{ м}^3/\text{с}$, что отвечает условию $Q \geq 1,43 Q_c$.

Задачу решаем в следующей последовательности. Вначале определяем величину изменения депрессии ветви при работе активного регулятора. Суммарное изменение депрессии при работе активного регулятора с учетом воздействия всасывающего отверстия определяется зависимостью

$$h_{\text{вых}} = 1,2 \frac{\rho}{2} \left[2 \frac{S_{\text{вых}}}{S} v_{\text{вых}}^2 \cos \alpha + (2\beta - k) (v_1^2 - v_2^2) \right] \quad (17)$$

где 1,2 – коэффициент, учитывающий влияние всасывающего отверстия вентилятора на величину изменения депрессии выработки [1].

Таблица 1. Влияние активного регулятора на величину изменения давления в воздухопроводе

Угол поворота форсунки, град.	Величина изменения давление, Па		Отклоне- ние, %	Величина изменения давление, Па		Отклоне- ние, %	Величина изменения давление, Па		Отклоне- ние, %
	теорет.	экспер.		теорет.	экспер.		теорет.	экспер.	
	$d_\phi/d_T = 0,015/0,25$	$d_\phi/d_T = 0,02/0,25$		$d_\phi/d_T = 0,025/0,25$	$d_\phi/d_T = 0,025/0,25$		$d_\phi/d_T = 0,025/0,25$	$d_\phi/d_T = 0,025/0,25$	
0	11,24	11,73	4,2	9,56	9,73	1,7	6,03	6,37	5,3
15	10,8	10,06	6,8	9,19	8,72	5,1	5,8	5,85	0,9
30	9,73	9,22	5,2	8,27	7,95	3,9	5,22	5,03	3,6
45	7,95	7,54	5,2	6,75	6,2	8,1	4,26	4,19	1,6
60	5,62	5,03	10,5	4,78	4,52	5,4	3,02	2,85	5,6
75	2,9	2,51	13,4	2,47	2,38	3,6	1,56	1,51	3,2
90	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Таблица 2. Распределение расходов воздуха в вентиляционной сети

Номер ветви	Распределение расходов воздуха в вентиляционной сети				Невязка депрессии по контурам, Па
	R_n Па·с ² /м ⁶	До работы активного регуля- тора		После включения в работу активного регулятора	
		Q_n м ³ /с	$R_n Q_n^2$, Па	Q_n м ³ /с	$R_n Q_n^2$, Па
0	0,0012	50	3	49,83	2,979
1	0,04568	18	14,8	6,572	1,973
2	0,013867	32	14,2	43,258	25,948
3	0,009375	8	0,6	26,463	6,565
4	0,031065	26	21	33,035	33,902
5	0,017014	24	9,8	16,795	4,799
6	0,081944	12	11,8	7,908	5,124
7	0,097222	12	14	8,887	7,678
8	0,001524	38	2,2	40,943	2,555
9	0,024	50	60	49,83	59,593

$$\Delta h_1 = 0,002$$

$$\Delta h_2 = 0$$

$$\Delta h_3 = -0,004$$

$$\Delta h_4 = 0,001$$

Средняя скорость потока воздуха на выходе из активного регулятора определяется из условия $v_{вых} = Q_a / S_{вых}$, где Q_a – производительность активного регулятора, $\text{м}^3/\text{с}$. Поперечное сечение выходного отверстия активного регулятора $S_{вых}$ определяется по формуле $S_{вых} = \pi d^2/4$. Диаметр выходного отверстия активного регулятора равен $d = 0,5$ м. В нашем случае скорость потока воздуха на выходе, при производительности вентилятора ВМ-6м $Q_a = 5,5 \text{ м}^3/\text{с}$ составит $v_{вых} = 28,03 \text{ м}/\text{с}$. Энергетические коэффициенты Кориолиса k и Буссинеска β примем равные $k = \beta = 1$. Скорость потока воздуха v_1 определяется из условия $v_1 = Q/Q_a / S$. Следовательно, скорость потока воздуха во втором сечении будет равна $v_2 = Q / S$. Площадь поперечного сечения выработки в месте установки вентилятора $S = 7 \text{ м}^2$. Подставляя исходные данные в (15), находим, что

$$h_{вых} = 1,2 \frac{1,2}{2} \left[2 \frac{0,19625}{7} \cdot 785,68 \cdot 1 + (2 \cdot 1 - 1)(0,127 - 1,306) \right] = 30,54 \text{ Па.}$$

Система уравнений, описывающая заданную схему с учетом независимых расходов Q_0, Q_1, Q_3, Q_7 , имеет вид

$$\begin{cases} R_0 Q_0^2 + R_1 Q_1^2 + R_4 (Q_1 + Q_3)^2 + R_8 (Q_0 - Q_7)^2 + R_9 Q_0^2 = 0; \\ R_2 (Q_0 - Q_1)^2 + R_3 Q_3^2 - R_1 Q_1^2 = h_{вых}; \\ R_5 (Q_0 - Q_1 - Q_3)^2 + R_6 (Q_0 - Q_1 - Q_3 - Q_7)^2 - R_4 (Q_1 + Q_3)^2 - R_3 Q_3^2 = h_{вых}; \\ R_6 (Q_0 - Q_1 - Q_3 - Q_7)^2 + R_8 (Q_0 - Q_7)^2 - R_7 Q_7^2 = 0. \end{cases}$$

Для ее решения, используем метод линеаризации по Ньютону.

Обозначив поправки к расходу воздуха в ветвях R_0, R_1, R_3 и R_7 соответственно через $\Delta Q_0, \Delta Q_1, \Delta Q_3, \Delta Q_7$, выразим остальные через заданные.

Распределение поправок с увязкой по первому закону сетей представлено на рис. 2 и система уравнений для их определения запишется как

$$\begin{aligned} & 2R_0 Q_0 \Delta Q_0 + 2R_1 Q_1 \Delta Q_1 + 2R_4 Q_4 (\Delta Q_1 + \Delta Q_3) + \\ & + 2R_8 Q_8 (\Delta Q_0 - \Delta Q_7) + 2R_9 Q_0 \Delta Q_0 + \Delta h_1 = 0; \\ & 2R_2 Q_2 (\Delta Q_0 - \Delta Q_1) + 2R_3 Q_3 \Delta Q_3 - \\ & - 2R_1 Q_1 \Delta Q_1 + \Delta h_2 = 0; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & 2R_5 Q_5 (\Delta Q_0 - \Delta Q_1 - \Delta Q_3) + 2R_6 Q_6 (\Delta Q_0 - \Delta Q_1 - \Delta Q_3 - \Delta Q_7) - 2R_4 Q_4 (\Delta Q_1 + \Delta Q_3) - \\ & - 2R_3 Q_3 \Delta Q_3 + \Delta h_3 = 0; \\ & 2R_6 Q_6 (\Delta Q_0 - \Delta Q_1 - \Delta Q_3 - \Delta Q_7) + \\ & + 2R_8 Q_8 (\Delta Q_0 - \Delta Q_7) - 2R_7 Q_7 \Delta Q_7 + \Delta h_4 = 0. \end{aligned}$$

После подстановки численных значений системы примет вид

$$\begin{cases} 2,636 \Delta Q_0 + 3,259 \Delta Q_1 + 1,615 \Delta Q_3 - 0,116 \Delta Q_7 = 0; \\ 0,887 \Delta Q_0 - 2,531 \Delta Q_1 + 0,15 \Delta Q_3 = 30,54; \\ 2,784 \Delta Q_0 - 4,399 \Delta Q_1 - 4,549 \Delta Q_3 - 1,967 \Delta Q_7 = -30,54; \\ 2,083 \Delta Q_0 - 1,967 \Delta Q_1 - 1,967 \Delta Q_3 - 4,416 \Delta Q_7 = 0. \end{cases}$$

Решая ее, находим поправки к расходу воздуха: $\Delta Q_0 = 1,21; \Delta Q_1 = -10,512; \Delta Q_2 = 11,721; \Delta Q_3 = 19,009; \Delta Q_4 = 8,497; \Delta Q_5 = -7,287; \Delta Q_6 = -4,074; \Delta Q_7 = -3,214; \Delta Q_8 = 4,423 \text{ м}^3/\text{с}$.

С учетом найденных поправок исправляем принятые значения расхода: $Q_0 = 51,21; Q_1 = 7,488; Q_2 = 43,721; Q_3 = 27,009; Q_4 = 34,497; Q_5 = 16,713; Q_6 = 7,926; Q_7 = 8,786; Q_8 = 42,423 \text{ м}^3/\text{с}$.

Для исправленного расхода проверяем согласно второму закону сетей невязки депрессии по контурам: $\Delta h_1 = 7,358; \Delta h_2 = 0,245; \Delta h_3 = -3,367; \Delta h_4 = 0,386 \text{ Па}$.

Полагая, что заданная точность расчетов обеспечивается при $|\Delta h| \leq 0,01 \text{ Па}$, продолжаем подобным образом определять поправки расхода к ранее найденным, после третьей итерации невязки депрессии не превышают заданную точность. Итоги приведены в табл. 2.

Сопоставляя данные по распределению воздуха в сети до работы активного регулятора и при его работе, видим, что общее количество воздуха, поступающее в вентиляционную сеть, практически не изменилось. В самой сети в выработках, прилегающих к месту расположения активного регулятора, произошли существенные изменения в распределении расхода воздуха. Так, в третьей ветви количество протекаемого воздуха выросло на $18,5 \text{ м}^3/\text{с}$, в первой уменьшилось на $11,4 \text{ м}^3/\text{с}$, а во второй увеличилось на $11,3 \text{ м}^3/\text{с}$. (табл. 2)

Оценивая, в целом, воздействие активного регулятора на изменение расхода воздуха следует отметить, что его влияние зависит от изменения давления и места расположения в сети.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Левицкий Ж.Г. Аэромеханика вентиляционных потоков. – Караганда: КарГТУ, 2003. – 228с.
- Талиев В. М. Аэродинамика вентиляции. – Москва: Стройиздат, 1975. – 295 с.
- Рудничная вентиляция: Справочник / Под ред. К. З. Ушакова. – Москва: Недра, 1988. – 440 с.
- Левицкий Ж.Г., Шевцов А. А. Влияние активного регулятора на изменение давления и распределение воздуха в вентиляционной сети // Труды КарГТУ, 2007. - №3. – С. 49-53.

□ Авторы статьи:

Левицкий

Жорж Георгиевич

- докт. техн. наук, проф. каф. «Рудничная аэробиология и охрана труда» (Карагандинский государственный технический университет)

Шевцов

Александр Анатольевич

- аспирант каф. «Рудничная аэробиология и охрана труда» (Карагандинский государственный технический университет)