

УДК 622.45

М.Ф. Кременчуцький, О.А. Муха, І.І. Пугач, С.І. Пугач, О.В. Столбченко

**ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ СИСТЕМИ ПРИ
ВИКОРИСТАННІ ПАРАЛЕЛЬНИХ ТРУБОПРОВОДІВ**

Розроблено метод визначення параметрів вентиляційної системи місцевого провітрювання при паралельних металевих трубопроводах.

Разработан метод определения параметров вентиляционной системы местного проветривания при параллельных металлических трубопроводах.

A method of determining the parameters of the ventilation system of local ventilation, with parallel metal pipes.

Інтенсифікація роботи гірничого підприємства неможлива без здійснення підготовчого фронту робіт. Забезпечення безпеки праці і належних санітарно-гігієнічних параметрів рудникової атмосфери в тупикових виробках у значній мірі залежить від показників системи місцевого провітрювання. Провітрювання тупикових виробок при порівняно невеликій довжині, невисоких газо- і тепловиділеннях, як правило, не викликає ускладнень. Якщо ж довжина тупикової виробки перевищує 500 м, то забезпечення таких виробок необхідною кількістю повітря представляє певні труднощі. Тому моделювання системи місцевої вентиляції з метою визначення її раціональних параметрів є актуальним завданням, що вимагає всебічного вивчення.

Метою роботи є розробка моделі вентиляційної системи тупикової виробки великої довжини. Для її досягнення необхідно визначити аналітичні залежності аеродинамічного опору металевих трубопроводів від величини діаметра та розробити математичну модель вентиляційної системи місцевого провітрювання при використанні паралельних трубопроводів.

Представимо математичну модель вентиляційної системи місцевого провітрювання у вигляді:

$$rLKQ^2 = a_0 - a_1K^2Q^2,$$

де r – питомий аеродинамічний опір жорсткого трубопроводу, $\text{к}\mu/\text{м}$; L – довжина трубопроводу, м ; Q – витрата повітря, що надходить в кінець трубопроводу, $\text{м}^3/\text{с}$; a_0, a_1 – коефіцієнти формули, що описує характеристику вентилятора.

Для металевих трубопроводів згідно з табл. 5.7 [1] питомий аеродинамічний опір виразимо залежністю

$$r = 1,5 \cdot 10^{-3} \cdot D^{-5,6}, \tag{1}$$

де D – діаметр трубопроводу, м .

У табл. 1 наведено порівняння величин питомого аеродинамічного опору згідно з табл. 5.7 [1] і формулою (1).

Таблиця 1

Питомі аеродинамічні опори твердого трубопроводу з нових сталевих труб без урахування витоків повітря

D, м	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,2
r, $\text{к}\mu/\text{м}$	0,0728	0,0293	0,0116	0,0057	0,0031	0,0016	0,0005
	0,0728	0,0262	0,0111	0,0052	0,0027	0,0015	0,0005

Примітка: чисельник – значення r згідно з керівництвом [1], знаменник – відповідно до формули (1).

Коефіцієнт витоків повітря для жорстких трубопроводів на прямолінійній ділянці визначимо за формулою [1]

$$K = (0,33K_{yc}DL^{1,5}r^{0,5}l_z^{-1} + 1)^2 \quad (2)$$

де K_{yc} – коефіцієнт питомої стикової повітропроникності при фланцевому з'єднанні трубопроводу; приймаємо згідно з табл. 5.5 [1]; l_z – довжина ланки трубопроводу, м.

При $K_{yc} = 0,0006$; $l_z = 4$ м формула (2) набуває вигляду: $K = (2,12 \cdot 10^{-4} \cdot D^{-1,8} L^{1,5} + 1)^2$, а при $D = 0,5$ м – $K = (7,38 \cdot 10^{-6} \cdot L^{1,5} + 1)^2$.

Залежність коефіцієнта витоків повітря при діаметрі 0,5 м від довжини для металевих трубопроводів наведена в табл. 2.

Згідно табл. 2 коефіцієнт витоків повітря в металевому трубопроводі діаметром 0,5 м опишемо рівнянням

$$K_{0,5} = 0,897 \exp(5,5 \cdot 10^{-4} \cdot L).$$

Характеристику вентилятора місцевого провітрювання запишемо у вигляді

$$H = a_0 - a_1 Q_B^2,$$

де H – депресія вентилятора, даПа; Q_B – подача вентилятора, м³/с.

Таблиця 2

Величина коефіцієнта витоків повітря для металевих трубопроводів діаметром 0,5 м залежно від його довжини

<i>L</i> , м	300	500	700	900	1100	300	1500	1700	1900
<i>K</i>	1,038	1,172	1,292	1,438	1,611	1,811	2,041	2,302	2,596

Для вентилятора місцевого провітрювання ВМЦ-6 при куті повороту лопаток напрямного апарата 40°: $a_0 = 732,92$; $a_1 = 11,43$.

При великій довжині тупикової виробки та обмеженій площі її поперечного перерізу виникає необхідність мати в складі вентиляційної системи два або три паралельних трубопроводи. Математичну модель вентиляційної системи в цьому випадку опишемо формулою

$$\frac{1,5E - 03 \cdot Q^2 L}{n^2 D^{5,6}} 0,897 \exp(5,5 \cdot 10^{-4} \cdot L) = a_0 - a_1 \cdot 0,805 \exp(3,03 \cdot 10^{-0,7} \cdot L^2), \quad (3)$$

де n – кількість паралельних металевих трубопроводів.

Для визначення довжини трубопроводів L , на кінець яких надходить кількість повітря Q , шляхом перебору значень L вирішимо рівняння (3). При роботі ВМЦ-6 і куті повороту лопаток 40° на кінець одного трубопроводу діаметром 0,5 м кількість повітря $Q = 5$ м³/с буде надходити при довжині $L = 363$ м, при двох паралельних металевих трубопроводах при довжині $L = 1012$ м, при трьох – $L = 1613$ м.

Кількість повітря, що буде надходити при відомій довжині трубопроводів, визначимо при рішенні рівняння

$$Q = \sqrt{\frac{n^2 D^{5,6} (a_0 - a_1) 0,805 \exp(3,03 \cdot 10^{-0,7} \cdot L^2)}{1,3L \exp(5,5 \cdot 10^{-4} \cdot L)}} \text{ м}^3/\text{с}.$$

При роботі ВМЦ-6 з кутом повороту лопаток 40°, діаметрі трубопроводу 0,5 м і довжині 800 м на кінець одного металевих трубопроводу буде поступати $Q = 2,98$ м³/с; на кінець двох паралельних трубопроводів – $Q = 5,96$ м³/с; на кінець трьох – $Q = 8,94$ м³/с.

Надбання наукових шкіл

Коефіцієнт витоків повітря у металевому трубопроводі діаметром 0,6 м визначимо з виразу

$$K_{0,6} = 0,907 \exp(4,1 \cdot 10^{-4} \cdot L).$$

При двох паралельних трубопроводах різних діаметрів витрата повітря, що протікає по одному з них, внаслідок рівності депресій двох трубопроводів дорівнюватиме

$$Q_2 = Q_1 \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^{2,8},$$

де Q_1, Q_2 – витрати повітря, що протікають по першому і другому трубопроводам $\text{м}^3/\text{с}$; D_1, D_2 – діаметри першого і другого трубопроводів відповідно, м.

При діаметрах трубопроводів 0,5 і 0,6 м витрати повітря по трубопроводу з діаметром 0,6 м будуть

$$Q_1 = 0,603 \cdot Q_2, \text{ м}^3/\text{с}.$$

Математична модель вентиляційної системи, що включає два паралельних трубопроводи з діаметрами 0,5 і 0,6 м, набуває виду:

$$\frac{0,0015L}{\left(0,5^{5,6} \left(1 + \sqrt{\frac{0,6^{5,6}}{0,5^{5,6}}} \right)^2 \right)} Q_2^2 (0,897 \exp(5,5 \cdot 10^{-4} \cdot L) + 0,603 \cdot 0,907 \exp(4,1 \cdot 10^{-4} \cdot L)) = \quad (4)$$

$$= a_0 - a_1 Q_2^2 (0,897 \times \exp(5,5 \cdot 10^{-4} \cdot L) + 0,603 \cdot 0,907 \exp(4,1 \cdot 10^{-4} \cdot L))^2.$$

Вираз (4) дозволяє визначити (шляхом перебору значень L), на яку довжину двох трубопроводів діаметрами 0,5 і 0,6 м ВМП може подати у вибій виробки витрати повітря $Q_1 + Q_2 = 1,603 Q_1$. При роботі вентилятора ВМЦ-6 з кутом повороту лопаток 40° на кінець трубопроводів будуть надходити витрати повітря $Q_1 = 1,89 \text{ м}^3/\text{с}$, $Q_2 = 3 \text{ м}^3/\text{с}$ при довжині трубопроводу $L = 1060$ м.

Витрати повітря, що будуть надходити на кінець трубопроводів при заданій довжині L , визначимо за формулою

$$Q_2 = \sqrt{\frac{a_0}{A_1 + A_2}},$$

$$\text{де } A_1 = \frac{1,5 \cdot 10^{-3} \cdot L}{0,5^{5,6} \left(1 + \sqrt{\frac{0,6^{5,6}}{0,5^{5,6}}} \right)^2} (0,897 \cdot \exp(5,5 \cdot 10^{-4} \cdot L) + 0,547 \exp(4,1 \cdot 10^{-4} \cdot L));$$

$$A_2 = a_1 (0,547 \exp(5,5 \cdot 10^{-4} \cdot L) + 0,547 \exp(4,1 \cdot 10^{-4} \cdot L)).$$

При роботі ВМЦ-6 і довжині $L = 800$ м – $Q_1 = 1,93 \text{ м}^3/\text{с}$, $Q_2 = 3,21 \text{ м}^3/\text{с}$.

Залежність коефіцієнта витоків повітря в металевому трубопроводі від діаметра, відповідно до рівняння (2), при заданій довжині буде мати вид

$$K = f_0 D^{f_1} \quad (5)$$

При довжині трубопроводу $L = 600$ м коефіцієнт витоків у металевому трубопроводі

$$K = 1,037 D^{-0,2}$$

При довжині трубопроводу $L = 800$ м

$$K = 1,098 D^{-0,28}$$

Математична модель вентиляційної системи з урахуванням рівняння (5) при заданій довжині трубопроводу набуває виду

$$\frac{0,0015Q^2L}{D^{5,6}} f_0 D^{f_1} = a_0 - a_1 f_0^2 D^{2f_1} \quad (6)$$

Діаметр трубопроводу при заданій довжині й витратах повітря Q визначається при рішенні рівняння (6) шляхом перебору значень D .

При довжині $L = 600$ м рівняння (6) запишеться у виді

$$\frac{0,0015Q^2L}{D^{5,6}} 1,037D^{-0,2} = a_0 - a_1 1,037^2 D^{-0,4} \quad (7)$$

Відповідно до рівняння (7) на кінець одного трубопроводу вентилятор ВМЦ-6 при куті нахилу лопаток 40° буде подавати кількість повітря $Q = 5$ м³/с при діаметрі $D = 0,54$ м.

Рівняння (6) дозволяє визначити витрати повітря, що надходить на кінець трубопроводу при заданих довжині й діаметрі трубопроводу. Витрати при довжині трубопроводу $L = 800$ м визначимо з виразу:

$$Q = \sqrt{\frac{(a_0 - 1,206a_1)D^{5,6}}{1,318D^{-0,28}}} \quad (8)$$

Вентилятор ВМЦ-6 при куті повороту лопаток спрямованого апарата 40° , довжині трубопроводу 800 м и діаметрі $0,5$ м буде подавати на кінець трубопроводу відповідно до рівняння (8) витрати повітря $Q = 3$ м³/с.

Висновки. На базі табличних даних [1] визначені:

- аналітична залежність аеродинамічного опору металевому трубопроводу від величини діаметра;
- величина коефіцієнту витоків повітря залежно від довжини трубопроводу при відомій величині діаметра;
- залежність коефіцієнту витоків повітря в металевому трубопроводі від величини діаметра;
- залежності довжини трубопроводу й витрати повітря при описанні аеродинамічного опору формулами від діаметра трубопроводу.

Запропонована математична модель вентиляційної системи при різних діаметрах паралельних трубопроводів. На базі зазначених залежностей за допомогою обґрунтованої математичної моделі вентиляційної системи місцевого провітрювання при металевому трубопроводі розраховані параметри системи. Математична модель та отримані залежності перевірені чисельними розрахунками.

Матеріали статті можуть використовуватися при вентиляційних розрахунках і проектуванні системи місцевого провітрювання тупикових виробок великої довжини.

Список літератури

1. Руководство по проектированию вентиляции угольных шахт. Государственный нормативный акт по охране труда. – К.: Основа, 1994. – 311 с.
2. Аэрология горных предприятий / Ушаков К.З., Бурчаков А.С., Пучков Л.А., Медведев И.И. – М.: Недра, 1987. – 421 с.