

Н.Ф. Кременчуцкий, д.т.н., проф.,
О.А. Муха, к.т.н, доц.,
Е.В. Столбченко, асист.

(ГВУЗ «Национальный горный университет»))

МЕТОД РАСЧЕТА ВЕНТИЛЯЦИОННОЙ СИСТЕМЫ С ГИБКИМ ТРУБОПРОВОДОМ, АЭРОДИНАМИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ КОТОРОГО УЧИТЫВАЕТ УТЕЧКИ ВОЗДУХА

В статті приводиться розрахунок основних параметрів вентиляції тупикових виробок при гнучкому трубопроводі, аеродинамічний опір якого враховує витіки повітря.

METHOD CALCULATION OF A VENT SYSTEM WITH FLEXIBLE PIPELINE AERODYNAMIC RESISTANCE OF WHICH TAKES INTO ACCOUNT LOSSES OF AIR

In the article the calculation of basic parameters ventilation of the deadlock making is resulted at a flexible pipeline aerodynamic resistance of which includes losses of air.

Одним из основных источников метановыделения в шахтах являются подготовительные выработки, проводимые по угольным пластам или газоносным породам. Увеличение глубины ведения горных работ или темпов проведения выработок приводит к повышению газообильности шахты. [1]

Проветривание подготовительных выработок на газовых шахтах осуществляется, как правило, нагнетательным способом. При этом способе вентилятор местного проветривания (ВМП) должен располагаться на свежей струе воздуха не ближе 10 м от устья выработки, его производительность не должна быть более 70 % от расхода воздуха, поступающего к всасу вентилятора, а отставание вентиляционного трубопровода от забоя тупиковой выработки не должно превышать 8 м.

Нагнетательный способ проветривания подготовительных выработок имеет ряд преимуществ по сравнению со всасывающим:

- в забой подготовительной выработки поступает чистый воздух, что значительно улучшает санитарно-гигиенические условия труда горнорабочих;
- подача воздуха по вентиляционному ставу исключает его загрязнение по пути движения к забою выработки;
- через ВМП не проходит запыленная метановоздушная смесь, что исключает возможность возникновения взрыва;
- возможность применения насадок и конфузоров для вентиляционного трубопровода, что позволяет увеличить дальнобойность струи и обеспечить активное перемешивание воздуха с загрязняющими веществами с последующим их выносом за пределы призабойного пространства;
- применение относительно дешевых и менее трудоемких в эксплуатации гибких тканевых труб.

Последнему обстоятельству необходимо уделить особое внимание, так как обоснованный и правильный выбор параметров системы вентиляции позво-

лит обеспечить безопасность труда шахтеров и создать благоприятные санитарно-гигиенические условия на рабочих местах, что является для угольных шахт актуальной проблемой.

Целью данной работы является разработка математической модели вентиляционной системы тупиковой выработки с учетом утечек воздуха через гибкий вентиляционный став.

Для достижения поставленной цели необходимо:

- установить зависимость аэродинамического сопротивления гибкого трубопровода с учетом утечек воздуха через него;
- описать характеристику ВМП математической зависимостью в виде полинома первой и второй степеней;
- определить необходимый расход воздуха для проветривания тупиковой выработки с учетом утечек воздуха и применением нескольких вентиляторов;
- определить необходимое число одновременно работающих ВМП при описании их характеристики квадратичной зависимостью.

Аэродинамическое сопротивление гибкого трубопровода с учетом утечек воздуха описывается уравнением [2]:

$$R_y = f_i(d + le), \quad \frac{H \cdot c^2}{m^8}$$

где f_i – коэффициент, учитывающий степень натяжения прорезиненных труб (для слабо натянутых труб со складками $f_i = 1,25$; для почти прямолинейных труб с волнами и небольшими складками $f_i = 1,1$); l – длина трубопровода, м, d и e – постоянные коэффициенты, значения которых приводится в табл. 1

Таблица 1- Величины коэффициентов в зависимости от диаметра трубы

Диаметр труб, м	Коэффициенты	
	d	e
400	9,7	0,23
500	6	0,065
600	2,42	0,025

Коэффициент утечек воздуха при длине трубопровода l ($l \leq 1200$ м) для гибкого трубопровода, учитывающего при расчетах сопротивления утечек воздуха с достаточной точностью можно определить

$$p = (1,04 + 0,0005l), \quad (1)$$

где p – коэффициент утечек воздуха.

Характеристика вентилятора местного проветривания (например, ВМЦ-6)

может быть представлена в виде математической зависимости второй степени

$$h = b_0 - b_1 \rho^2 Q_3^2,$$

где h – депрессия вентилятора в призабойном пространстве; b_0, b_1 – коэффициенты в формуле, описывающей характеристику вентилятора местного проветривания (ВМП); Q_p – расход воздуха, поступающего в призабойное пространство тупиковой выработки, м³/с.

Система вентиляции тупиковой выработки при гибком трубопроводе типа М и вентиляторе местного проветривания с квадратичной характеристикой описывается уравнением

$$R_y \rho^2 Q_3^2 = n(b_0 - b_1 \rho^2 Q_3^2),$$

где R_y – аэродинамическое сопротивление гибкого трубопровода, включающего утечки воздуха, Н·с²/м⁸; b_0, b_2 – коэффициенты в формуле, описывающей характеристику вентилятора местного проветривания (ВМП); Q_p – расход воздуха, поступающего в призабойное пространство тупиковой выработки, м³/с; n – количество вентиляторов, последовательно расположенных на трубопроводе.

Преобразуем уравнение (2)

$$R_y \rho^2 Q_3^2 = b_0 - b_1 \rho^2 Q_3^2; \quad (3)$$

$$1,0816 f d Q_3^2 + 1,04 \cdot 10^{-3} f d Q_3^2 + 2,5 \cdot 10^{-7} f d Q_3^2 l^2 + 1,0816 f e Q_3^2 l + 0,00104 f e Q_3^2 l^2 + 2,5 \cdot 10^{-7} f e Q_3^2 l^3 = b_0 - 1,0816 b_1 Q_3^2 - 0,00104 b_1 Q_3^2 l - 2,5 \cdot 10^{-7} b_1 Q_3^2 l^2;$$

Значение, определяющее длину выработки находится при решении уравнения:

$$A_3 l^3 + A_2 l^2 + A_1 l = A_0,$$

где $A_3 = 2,5 \cdot 10^{-7} f_1 e Q_3^2$;

$$A_2 = 2,5 \cdot 10^{-7} f d Q_3^2 + 0,00104 f e Q_3^2 + 2,5 \cdot 10^{-7} b_1 Q_3^2,$$

$$A_1 = 1,04 \cdot 10^{-3} f d Q_3^2 + 1,0816 f e Q_3^2 + b_1 Q_3^2 \cdot 1,04 \cdot 10^{-3},$$

$$A_0 = b_0 - b_1 Q_3^2 \cdot 1,0816 - 1,0816 f d Q_3^2.$$

Уравнение может решаться одним из приближенных методов, например, методом Ньютона.

Выражение (3) позволяет определить расход воздуха, поступающего в забой тупиковой выработки, если другие параметры известны

$$Q_3 = \sqrt{\frac{nb_0}{(R_y + nb_1)\rho^2}}.$$

Определяется также количество последовательно установленных вентиляторов с квадратической характеристикой

$$n = \frac{R_y Q_3^2 p^2}{b_0 - b_2 Q_3^2 p^2},$$

Ряд ВМП имеют линейную характеристику, так ВМ-5 – $h = a_1 p Q_3$. Вентиляционная система в этом случае будет в виде

$$R_y \rho^2 Q_3^2 = a_0 - a_1 \rho Q_3$$

или

$$1,0816 Q_3^2 f d + 0,00104 Q_3^2 f d l + 2,5 \cdot 10^{-7} Q_3^2 f d l^2 + 1,0816 Q_3^2 f e l + 0,00104 Q_3^2 f e l^2 + 2,5 \cdot 10^{-7} Q_3^2 f e l^3 = a_0 - 1,04 a_1 Q_3 - 0,0005 a_1 Q_3 l;$$

Длина трубопровода определяется при решении уравнения

$$B_3 l^3 + B_2 l^2 + B_1 l = B_0,$$

где $B_3 = f e \cdot 2,5 \cdot 10^{-7} Q^2$,

$$B_2 = f d \cdot 2,5 \cdot 10^{-7} Q_3^2 + f e \cdot 1,04 \cdot 10^{-3} Q_3^2;$$

$$B_1 = f d \cdot 1,0816 Q_3^2 + f e \cdot 1,0816 Q_3^2 + 0,0005 Q_3.$$

$$B_0 = f d \cdot 1,0816 Q_3^2 - 1,04 a_1 Q_3 + a_0.$$

При работе вентилятора с линейной характеристикой вентиляционная система которой описана уравнением (4), расход воздуха, поступающего в забой определяется при решении

$$Q_3 = \frac{-B_1 + \sqrt{B_1^2 + 4B_2a_0}}{2B_2}, \quad (4)$$

где $B_1 = a_1p$, $B_2 = R_y p^2$.

Значение p определяется по формуле (1). Используя характеристику вентилятора можно найти для каждого сочетание депрессии и расхода воздуха

$$R_y = \frac{h}{Q_B}.$$

Используя производительность вентилятора по характеристике определяются депрессия и сопротивление вентиляционного трубопровода. Получив ряд значений R_y , соответствующих заданным значениям Q_B , и зная изменения мощности в зависимости от Q_B можно построить кривую изменения мощности в зависимости от сопротивления неплотного трубопровода.

Выразив с помощью эмпирической формулы мощность вентилятора через сопротивление неплотного трубопровода можно определить величину расходной мощности.

Для определения экономически выгодного диаметра трубопровода устанавливается зависимость между расходуемой мощностью вентилятора и сопротивлением трубопровода

$$h = R_y Q_B^2 = R \varphi Q_B^2,$$

где R – сопротивление плотного трубопровода, $\text{Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^8$; h – депрессия вентилятора $\text{Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^8$; R_y – аэродинамическое сопротивление неплотного трубопровода, $\text{даПа} \cdot \text{с}^2/\text{м}^8$, Q_B – производительность вентилятора, $\text{м}^3/\text{с}$; φ – коэффициент, показывающий степень уменьшения сопротивления трубопровода за счет утечек воздуха.

$$\varphi = \frac{1}{\rho},$$

Для прорезиненного трубопровода при работе вентилятора на любое аэродинамическое сопротивление, кривую мощности с достаточной точностью можно аппроксимировать прямой уравнение, которое будет иметь вид

$$N = aR_y + b,$$

где a, b – постоянные коэффициенты, N – мощность вентилятора, кВт.

Затраты на электроэнергию, расходуемой вентилятором подсчитываются по формуле

$$Z_{эл} = (aR_y + b)24 \cdot 30t\gamma,$$

где γ – стоимость 1 кВт·ч, потребляемой электроэнергии, грн; t – время проведения выработки на длину l , мес.

Исходя из вышесказанного можно сделать следующий вывод:

разработана математическая модель расчета основных параметров вентиляционных систем тупиковых выработок, содержащих гибкий трубопровод, аэродинамическое сопротивление которых определяется с учетом утечек воздуха. При этом в статье было рассмотрено два варианта: работа вентилятора с квадратичной и линейной характеристиками.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Правила безпеки у вугільних шахтах. НПАОП 10.0-1.01 –К.:Держнагляддохоронпраці України, 2005.- (Нормативно-правовий акт з охорони праці).-400 с.
2. Руководство по проектированию вентиляции угольных шахт. – К.: Основа, 1994.–311 с