

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ МЕСТНОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ

У статті пропонується методика визначення основних параметрів вентиляційної системи при описі характеристики вентилятора місцевого провітрювання поліномами першого і другого ступеня.

В статье предлагается методика определения основных параметров вентиляционной системы при описании характеристики вентилятора местного проветривания полиномами первой и второй степени.

In the article the method of determination basic parameters of a vent system is offered at description of description ventilators of local ventilation of the first and second degree polynomials.

**Состояние вопроса.** Для обеспечения подачи воздуха в подготовительный забой тупиковой выработки применяется вентиляционная система местного проветривания, основными составляющими которой являются вентилятор местного проветривания (ВМП) и вентиляционный трубопровод. Основными расчетными технологическими параметрами при выборе оборудования являются расход воздуха, диаметр и длина трубопровода. При этом проектирование систем вентиляции тупиковой выработки должно осуществляться согласно [1]. Однако данное руководство не учитывает экономические показатели вентиляционных систем местного проветривания, что приводит к необходимости проведения аналитических исследований для определения основных параметров вентиляционной системы.

**Целью данной работы** является разработка методики определения параметров вентиляционных систем местного проветривания с учетом технико-экономических показателей.

Для достижения поставленной цели необходимо решить **следующие задачи**:

- определить коэффициент утечек воздуха гибкого трубопровода в зависимости от его длины;
- описать характеристику ВМП полиномами первой и второй степени;
- разработать математическую модель вентиляционной системы тупиковой выработки с учетом работы ВМП и затрат на обслуживание системы вентиляции местного проветривания.

При нагнетательном способе проветривания тупиковой выработки напорная депрессия трубопровода определяется формулой [2]

$$h_{mp} = R_{mp} Q_в Q_{zn} + v_{cp}^2 \rho / 2,$$

где  $R_{тр}$  – аэродинамическое сопротивление трубопровода,  $\frac{H \cdot c^2}{m^8}$ ;  $Q_в$  – подача

ВМП;  $Q_{zn}$  – расход воздуха в призабойном пространстве тупиковой выработки,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $Q_3$  – расход воздуха, поступающего в призабойное пространство выработки,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $v_{cp}$  – средняя скорость движения воздуха на выходе из трубопровода,  $\text{м}/\text{с}$ ;  $\rho$  – плотность воздуха,  $\text{кг}/\text{м}^3$ .

Аэродинамическое сопротивление трения круглого трубопровода [1] определяется по формуле

$$R_{mp} = 6,48\alpha l_{mp} / d_{mp},$$

где  $\alpha$  – коэффициент аэродинамического сопротивления трения,  $\frac{H \cdot c^2}{\text{м}^4}$ ;  $l_{tr}$  – длина трубопровода (участка трубопровода), м;  $d_{tr}$  – диаметр трубопровода, м.

Зависимость между  $Q_в$  и  $Q_3$  определяется выражением

$$Q_в = Q_{zn} K_{yt},$$

где  $k_{yt}$  – коэффициент утечек воздуха.

Коэффициент утечек воздуха гибкого трубопровода типа М, используя материалы Руководства [1], можно описать уравнением

$$K_{yt} = 1,04 + 0,0005l_{mp} \quad (1)$$

Депрессия определяется

$$h_{mp} = 6,48 \frac{\alpha l_{mp}}{d_{mp}^5 (1,04 + 0,0005l_{mp})} Q_{zn}^2 + \frac{8\rho Q_{zn}^2}{\pi^2 d_{mp}^4}.$$

Характеристика ВМП описывается уравнением

$$h_в = a - bK_{yt}^2 Q_{zn}^2, \text{ даПа}$$

где  $a, b$  – коэффициенты формулы, описывающей характеристику ВМП.

Математическая модель вентиляционной системы местного проветривания

$$6,48 \frac{\alpha l_{mp}}{d_{mp}^5} (1,04 + 0,0005l_{mp}) Q_{zn}^2 + \frac{8\rho Q_{zn}^2}{\pi^2 d_{mp}^4} = a - b(1,04 + 0,0005l_{mp})^2 Q_{zn}^2. \quad (2)$$

Характеристика ВМП ВМЦ-6 при угле наклона лопаток направляющего аппарата  $\theta = 30^\circ$  описывается формулой

$$h_в = 750 - 9,375Q_в^2, \text{ даПа}$$

При известных длине и диаметре трубопровода при работе ВМЦ-6, расход воздуха, поступающего в призабойное пространство тупиковой выработки определяется при решении уравнения (2).

При  $l_{tr} = 500$  м,  $Q_{zn} = 6,4$   $\text{м}^3/\text{с}$ ,  $d_{tr} = 0,8$  м.

Длину трубопровода, на конец которого ВМП может подать заданный расход воздуха, а также диаметр при заданных других параметров также определяются при решении уравнения (2).

При работе ВМП ВМЦ-6 диаметре трубопровода 0,8 м в призабойное про-

странство расход воздуха  $6 \text{ м}^3/\text{с}$  будет поступать при длине трубопровода  $l_{\text{тр}} = 0,75 \text{ м}$

Критерием оптимального диаметра трубопровода может быть минимальная стоимость электроэнергии, затрачиваемой на продвижение воздуха по трубопроводу в сумме с затратами на расходы, связанные с амортизацией и ремонтом трубопровода за рассматриваемый период времени.

Стоимость электроэнергии, затрачиваемой на проветривание тупиковой выработки, определяется по формуле [3]

$$c_{\text{эл}} = \frac{Q_{\text{в}} h_{\text{в}}}{1000 \eta_{\text{в}}} Tc$$

где  $Q_{\text{в}}$  – дебит вентилятора,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $h_{\text{в}}$  – депрессия трубопровода, Па;  $\eta_{\text{в}}$  – КПД вентилятора;  $T$  – число часов работы вентиляторов за рассматриваемый период;  $c$  – стоимость 1 кВт·ч, потребляемой электроэнергии.

Стоимость 1 м прорезиненного трубопровода при диаметре 0,4; 0,6; 0,8 м.

$$c_{\text{мп}} = a_0 + a_1 d_{\text{мп}} + a_2 d_{\text{мп}}^2.$$

Стоимость амортизации и ремонта трубопровода

$$\left( a_0 + a_1 d_{\text{мп}} + a_2 d_{\text{мп}}^2 \right) \frac{l_{\text{мп}} r}{100},$$

где  $r$  – % от стоимости трубопровода затрат на амортизацию и ремонт.

При определении оптимального диаметра решается уравнение

$$\frac{d(c_{\text{эл}} + c_{\text{мп}})}{dd_{\text{мп}}} = \left( \left( \frac{6,48 l_{\text{мп}} Q_{\text{зн}}^3 (1,04 + 0,0005 l_{\text{мп}})^2}{d_{\text{мп}}^5} \right) + \frac{9,86 \rho Q_{\text{зн}}^3 (1,04 + 0,000 l_{\text{мп}})}{d_{\text{мп}}^4} \right) \frac{Tc}{1000 \eta} + \frac{(a_0 + a_1 d_{\text{мп}} + a_2 d_{\text{мп}}^2)}{100} = 0$$

или критическое значение диаметра определяется при решении уравнения

$$\frac{A_1}{d_{\text{мп}}^6} + \frac{A_2}{d_{\text{мп}}^5} + A_3 d_{\text{мп}} + A_4 = 0,$$

где  $A_1 = -\left( 32,4 l_{\text{мп}} Q_{\text{зн}}^3 K_{\text{ум}}^2 \right) \frac{Tc}{1000 \eta}$ ;  $A_2 = -\left( 39,44 \rho Q_{\text{зн}}^3 K_{\text{ум}} \right) \frac{Tc}{1000 \eta}$ ,

$$A_3 = \frac{2a_2 l_{\text{мп}} r}{100}; \quad A_4 = \frac{a_1 l_{\text{мп}} r}{100}.$$

Найденное значение диаметра при решении уравнения обеспечит минимальное значение функции  $d(d_{\text{тр}})$ , так как вторая производная  $f''(d_{\text{тр}}) > 0$ .

Характеристика ряда осевых вентиляторов описывается уравнением

$$h_{\text{в}} = b_0 - b_1 Q_{\text{в}}.$$

Характеристика ВМП ВМ-5 при угле наклона лопаток  $0^\circ$  колеса вентилятора описывается уравнением

$$h_{\text{в}} = 627 - 120 Q_{\text{в}}.$$

Математическая модель вентиляционной системы местного проветривания в этом случае будет в виде

$$\frac{6,48\alpha l_{mp}}{d_{mp}^5} K_{ym} Q_{zn}^2 + \frac{8\rho Q_{zn}^2}{\pi^2 d_{mp}^4} = b_0 - b_1 K_{ym} Q_{zn}. \quad (3)$$

Решение уравнения (3) позволяет определить один из параметров ( $Q_{zn}$ ,  $l_{тр}$ ,  $d_{тр}$ ) при известных двух других.

Если используется ВМП, ВМ-5 и коэффициент утечек воздуха определяется уравнением (1), то при  $l_{тр} = 200$  м и  $d_{тр} = 0,8$  м  $Q_{zn} = 4,12$  м<sup>3</sup>/с.

При использовании того же вентилятора по трубопроводу с диаметром 0,8 м расход воздуха на конец трубопровода  $Q_{zn} = 3$  м<sup>3</sup>/с можно подать при длине трубопровода  $l_{тр} = 887,27$  м.

При использовании того же вентилятора расход воздуха  $Q_{zn} = 3,5$  м<sup>3</sup>/с на длину  $l_{тр} = 500$  м можно подать по трубопроводу с диаметром  $d_{тр} = 0,48$  м.

При работе на трубопровод ВМП – ВМ-5 при угле наклона лопаток рабочего колеса вентилятора оптимальная величина диаметра трубопровода определится при решении уравнения

$$\frac{d(c_{эл} + c_{mp})}{dd_{mp}} = \left( \left( \frac{6,48l_{mp} Q_{zn}^2 K_{ym}^2}{d_{mp}^5} \right) + \frac{9,88\rho Q_{zn}^3 K_{ym}}{d_{mp}^4} \right) \frac{TC}{1000\eta} + \frac{(a_0 + a_1 d_{mp} + a_2 d_{mp}^2) \rho_{mp} r}{100} = 0.$$

Критическое значение диаметра трубопровода будет и критическим, так как  $f''(d_{тр}) > 0$ .

**Вывод.** Предлагаются методики определения основных параметров вентиляционной системы при описании характеристики ВМП полиномами первой и второй степени.

Используются статистические материалы описания депрессии гибкого трубопровода для получения аналитического описания характеристики вентилятора необходимого для аналитических исследований вентиляционной системы местного проветривания.

Материалы могут использоваться при вентиляционных расчетах проектными организациями и на действующих шахтах.

#### Список литературы

1. Руководство по проектированию вентиляции угольных шахт. – М.: Недра, 1975.
2. Рудничная вентиляция: Справочник / Под ред. К.З. Ушакова. – М.: «Недра», 1988. – 440 с.
3. Ушаков К. З., Бурчаков А. С., Пучков Л. А., Медведев И. И. Аэрология горных предприятий. М.: – Недра, 1987. – 421 с.

Рекомендовано до публікації д.т.н. Голіньком В.І.  
Надійшла до редакції 27.11.2014