

краплі (що мають радіус менший, ніж R_1) можуть розташовуватися на більшій відстані від краплі з радіусом R_1 .

Висновки. Основним фактором, що визначає дроблення дисперсних часток води в мазуті, є температура. Цей фактор в першу чергу визначає витрати енергії на приготування стійкого водо-мазутного палива. Другим фактором є натяг на міжфазній межі розділу, значення цього коефіцієнта регулюється шляхом додавання поверхнево-активних речовин. Розміри часток води, розподіленої в мазуті, визначаються процесами прогріву холодного мазуту парою та мають певне значення. Виходячи з цього, основними параметрами регулювання процесу приготування стійкого до розшарування водо-мазутного палива є тиск насичення водної фази та відповідна йому температура системи, а також міжфазний натяг. Визначення оптимальних значень цих параметрів дозволить раціонально використовувати енергію в процесах приготування рідких палив.

ЛІТЕРАТУРА

1. Долинский А.А. Дискретно-импульсная трансформация энергии в адиабатно вскипающем потоке / А.А.Долинский, Б.И.Басок // Промышленная теплотехника. – 2001. – Т.23. – №4-5. – С.5-20.
2. Павленко А.М. Кинетика испарения в процессах гомогенизации / А.М.Павленко, Р.А.Климов, Б.И.Басок // Промышленная теплотехника. – 2006. – Т. 28. – №6. – С.14-20.
3. Климов Р.А. Особенности возникновения динамических разрушающих сил при вскипании эмульсий // Збірник наукових праць ДДТУ: (технічні науки) / Дніпродзержинськ: ДДТУ. – 2011. – Випуск 1 (16). – С.159-162.
4. Хартман К. Планирование эксперимента в исследовании технологических процессов / Хартман К. – М.: Мир, 1977. – 552с.

Надійшла до редколегії 23.01.2017

УДК 622.41.012.2

СТАСЕВИЧ Р.К., к.т.н., ст. науч. сотр.
СТАСЕВИЧ Д.О. *, инженер
ЛИТВИНЕНКО А.А. **, к.т.н., доцент
ЮРЧЕНКО А.А. **, к т н., доцент

Институт геотехнической механики НАН Украины
*ПАТ «Днепровский металлургический комбинат»
**ГВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепро

ИССЛЕДОВАНИЯ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ ВЕНТИЛЯТОРОВ ГЛАВНОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ ДЕЙСТВУЮЩЕЙ ШАХТЫ

Введение. Большинство угольных и рудных шахт Украины проветриваются по фланговой схеме. В процессе ведения горных работ режимы работы вентиляторов главного проветривания постоянно изменяется, так как аэродинамическое сопротивление шахтной сети не является постоянной величиной. Это вызвано тем, что площадь сечения участков горных выработок зачастую снижается из-за действия горного давления, выработки загромождаются материалами и оборудованием, изменяется топология шахтной сети из-за погашения отработанных участков и нарезки новых выработок. Кроме этого, внешние и внутренние утечки воздуха в вентиляционной сети трудно поддаются учёту, главные и вспомогательные стволы в момент встречи подъёмных сосудов практически перекрываются, заводские аэродинамические характеристики зачастую в силу разных причин не соответствуют действительным, физика некоторых процессов недостаточно изучена.

Эти особенности вентиляционной системы шахты учитываются при проведении воздушно-депресссионных съёмов, которые проводятся с периодичностью один раз в три года. Расчёты естественного распределения воздуха в шахтной сети и требуемых режимов работы вентиляторов, в том числе и с использованием ЭВМ, требуют достоверной информации о топологии вентиляционной сети и параметрах её ветвей, значениях утечек, сопротивлениях регуляторов расхода воздуха в сети и т. д. Эта информация устанавливается по результатам воздушно-депресссионных съёмов. Поэтому регулирование распределения воздуха в шахтной сети в период между депрессионными съёмками зачастую производится на основе интуиции и инженерного опыта специалистов вентиляционной службы шахты.

Постановка задачи. Одним из этапов обеспечения эффективного проветривания шахты является определение режимов работы вентиляторов главного проветривания. Они определяются в период проектирования шахты и корректируются по результатам депрессионных съёмов. Однако в процессе ведения горных работ изменяются параметры вентиляционной системы, что приводит к изменению режимов работы вентиляторов главного проветривания. При этом их подача воздуха может отличаться от расчётной, что может привести к дефициту или избытку подаваемого в шахту воздуха. Поэтому возникает необходимость дополнительной корректировки режимов работы вентиляторов главного проветривания.

В настоящей работе поставлена задача по разработке методики определения рациональных режимов работы двух центробежных вентиляторов с регулируемым электроприводами действующей шахты при их совместной работе на общую вентиляционную сеть при изменении её параметров.

Результаты работы. Решение задачи по определению рациональных режимов работы вентиляторов главного проветривания можно осуществить графоаналитическим методом при минимальной информации о параметрах вентиляционной системы.

В качестве исходной информации используются известные аэродинамические характеристики вентиляторов главного проветривания, режимы их работы (подача и депрессия), расчётные значения подачи воздуха в шахту для каждого вентилятора и известное аэродинамическое сопротивление вспомогательного ствола. Рассмотрим для примера вентиляционную систему шахты, которая включает два центробежных вентилятора, работающих по фланговой схеме (рис.1).

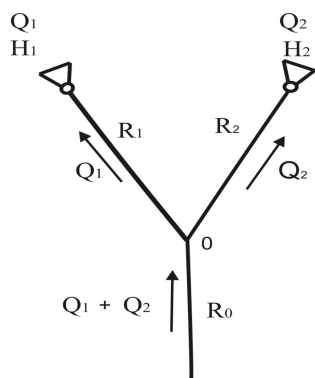


Рисунок 1 – Схема включения вентиляторов

Здесь Q_1, H_1 – подача и депрессия первого вентилятора; Q_2, H_2 – подача и депрессия второго вентилятора; R_1 – аэродинамическое сопротивление шахтной сети, которая проветривается первым вентилятором (1-ый индивидуальный участок), $H \cdot c^2 / m^8$; R_2 – аэродинамическое сопротивление шахтной сети, которая проветривается вторым вентилятором (2-ой индивидуальный участок), $H \cdot c^2 / m^8$; R_0 – аэродинамическое сопротивление вентиляционного ствола (общий участок), $H \cdot c^2 / m^8$.

По этим данным можно определить аэродинамические сопротивления вентиляционного направления, на которое работает каждый вентилятор из выражения

$$R_i = H_i / Q_i^2,$$

где R_i – аэродинамическое сопротивление вентиляционного направления i -го вентилятора, $H \cdot c^2 / m^8$; H_i – депрессия i -го вентилятора, Па; Q_i – подача i -го вентилятора, m^3 / c .

Для определения аэродинамического сопротивления индивидуальных участков каждого вентилятора необходимо из значения сопротивления их вентиляционных направлений вычесть аэродинамическое сопротивление общего участка. Общим участком для вентиляторов является воздухоподающий ствол, аэродинамическое сопротивление которого можно определить из выражения

$$R_0 = \frac{\alpha PH}{S^3}, \quad (1)$$

где R_0 – аэродинамическое сопротивление воздухоподающего ствола, $H \cdot c^2 / m^8$; α – коэффициент аэродинамического сопротивления трению, который зависит от типа выработки и крепи и приведен в справочной литературе, $H \cdot c^2 / m^4$; P – периметр сечения ствола, m^2 ; H – глубина ствола, m ; S – площадь сечения ствола, m^2 .

Таким образом, значения сопротивлений индивидуальных участков каждого вентилятора можно определить из выражения

$$R_{индi} = R_i - R_0,$$

где $R_{индi}$ – сопротивления i -го индивидуального участка, $H \cdot c^2 / m^8$.

При решении поставленной задачи необходимо условно перенести вентиляторы в т. 0 [1]. Для этого необходимо графическим путём из аэродинамической характеристики вентилятора вычесть аэродинамическую характеристику индивидуального участка, которая в аналитическом выражении имеет вид

$$H_{индi} = R_{индi} \cdot Q_i^2,$$

где $H_{индi}$ – депрессия i -го индивидуального участка, Па.

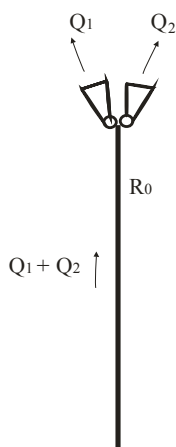


Рисунок 2 – Схема работы вентиляторов при условном их переносе в одну точку

Полученные таким образом аэродинамические характеристики представляют собой характеристики вентиляторов, приведенные к т.0 (рис.2).

Например, действующая шахта имеет две вентиляционные установки, которые работают по фланговой схеме и оборудованы центробежными вентиляторами ВЦД-32 с регулируемым электроприводом, аэродинамические характеристики которых приведены на рис.3 (а – первого вентилятора; б – второго вентилятора). Ограничимся рассмотрением напорных характеристик вентиляторов при максимальной и минимальной частоте вращения рабочих колёс. Здесь I_{600} , II_{600} – аэродинамические характеристики соответственно первого и второго вентиляторов при частоте вращения рабочих колёс 600 об/мин; I_{300} , II_{300} – то же при частоте вращения рабочих колёс 300 об/мин. Далее по выражению (1) рассчитываем аэродинамическую характеристику общего участка вентиляционной сети (воздухоподающего ствола), которая на рис.3 представлена кривой R_0 .

Аэродинамические характеристики индивидуальных участков каждого вентилятора $R_{инд1}$, $R_{инд2}$ определяются путём графического вычитания из характеристик вентиляционных направлений вентиляторов R_1 , R_2 характеристики общего участка R_0 . После этого можно условно перенести вентиляторы в т.0. Приведенные аэроди-

намические характеристики I'_{600} , I'_{300} , Π'_{600} , Π'_{300} получены путём графического вычитания из характеристик вентиляторов при соответствующей частоте вращения рабочего колеса аэродинамических характеристик их индивидуальных участков.

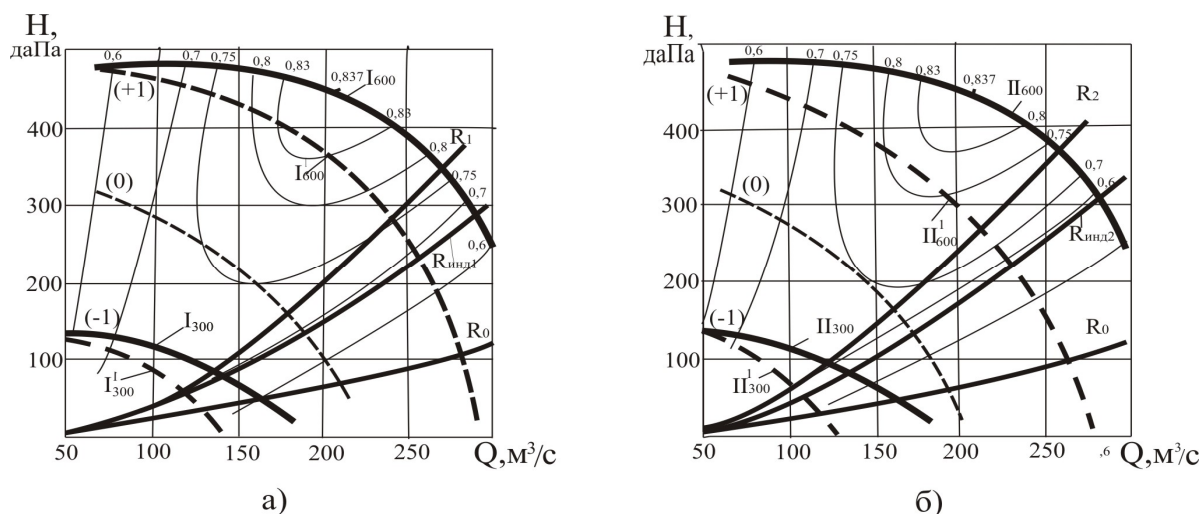
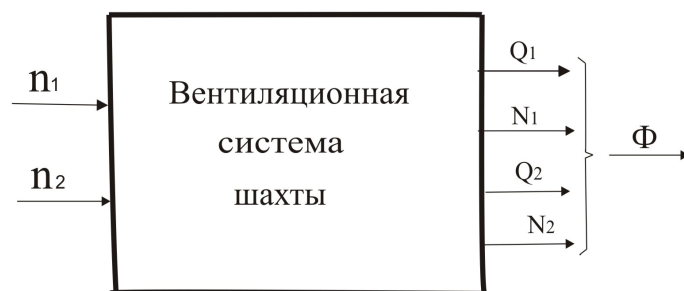


Рисунок 3 – Совмещённые аэродинамические характеристики вентиляторов (заводская и приведенная к т. 0) индивидуальных и общего участков шахтной сети

После этого с помощью известных методик можно определить графическим путём режимы работы вентиляторов.

Решение поставленной задачи осуществляют с применением методов планирования промышленных экспериментов при поиске оптимальных условий [2]. При этом вентиляционную систему шахты представляют в виде кибернетической системы с входными (количество оборотов рабочего колеса вентиляторов) и выходными параметрами (подача воздуха каждого вентилятора и потребляемая на проветривание мощность). Входные параметры должны легко устанавливаться в любом сочетании, а выходные параметры должны быть легко измеряемыми или вычисляемыми (рис.4).



n_1, n_2 – количество оборотов рабочих колё используемых вентиляторов, об/мин;
 Q_1, Q_2 – подачи используемых вентиляторов, $\text{м}^3/\text{с}$; N_1, N_2 – потребляемая из электрической сети мощность на проветривание (показания ваттметра), кВт

Рисунок 4 – Блок-схема вентиляционной системы шахты

Потребляемую на проветривание мощность расчетного режима каждого вентилятора вычисляют по выражению

$$N_{iP} = \frac{Q_{iP} \cdot H_{iP}}{102\eta_{iP}}, \text{ кВт} \quad (2)$$

где N_{iP} – потребляемая на проветривание мощность i -го вентилятора при расчётном режиме работы, кВт; Q_{iP} , H_{iP} , η_{iP} – подача, депрессия и к.п.д. расчётного режима i -го вентилятора.

После измерения значений выходных параметров рассчитывают значение критерия оптимизации Φ из выражения

$$\Phi = \left| \frac{Q_1 - Q_{1P}}{Q_{1P}} \right| + \left| \frac{Q_2 - Q_{2P}}{Q_{2P}} \right| + \left| \frac{N_1 - N_{1P}}{N_{1P}} \right| + \left| \frac{N_2 - N_{2P}}{N_{2P}} \right|, \quad (3)$$

где Q_{1P} , Q_{2P} – расчётные значения подач используемых вентиляторов, м³/с; N_{1P} , N_{2P} – потребляемая на проветривание мощность вентиляторов, рассчитанная по выражению (2), кВт.

Для получения аналитической зависимости критерия оптимизации от значений входных параметров $\Phi = f(n_1, n_2)$ в соответствии с положениями теории проведения промышленных экспериментов [2] необходимо провести серию опытов, в которых частота вращения рабочих колёс вентиляторов n_1 , n_2 изменяется во всех возможных сочетаниях минимальных и максимальных значений. При этом максимальное значение частоты вращения считают +1, а минимальное значение -1. Их называют кодированным значением входных параметров \bar{n}_1 , \bar{n}_2 . Среднее значение параметров называют нулевым уровнем (0). Количество опытов в эксперименте равно 2^K , где K – количество входных параметров. В каждом опыте измеряют выходные параметры и по выражению (3) вычисляют значение критерия оптимизации Φ (табл.1).

Таблица 1 – План проведения эксперимента и результаты измерений выходных параметров

№ опыта	Входные параметры		Выходные параметры				Φ
	\bar{n}_1	\bar{n}_2	Q_1	Q_2	N_1	N_2	
1	+1	+1	Q_{11}	Q_{21}	N_{11}	N_{21}	Φ_1
2	-1	+1	Q_{12}	Q_{22}	N_{12}	N_{22}	Φ_2
3	+1	-1	Q_{13}	Q_{23}	N_{13}	N_{23}	Φ_3
4	-1	-1	Q_{14}	Q_{24}	N_{14}	N_{24}	Φ_4

Подача каждого из вентиляторов, работающего по схеме, приведенной на рис.2, для опыта №1 определяется следующим образом.

Первоначально в координатных осях $H-Q$ графически получают суммарную характеристику вентиляторов $I_1^{600} + II_2^{600}$ путём сложения напорных характеристик вентиляторов, приведенных к точке 0, с кодированными значениями +1 (рис.5).

Точка пересечения полученной суммарной характеристики с аэродинамической характеристикой общего участка шахтной сети (воздухоподающий ствол) R_0 определит результирующий режим работы вентиляторов $Q_{общ1}$, H_1 . Парциальная производительность каждого вентилятора Q_{11} , Q_{21} определится точкой пересечения горизонтальной линии, проведенной из точки совместного режима, с характеристиками индивидуальных участков вентиляторов $R_{инд1}$, $R_{инд2}$ [1]. Потребляемая на проветривание мощность каждого вентилятора измеряется ваттметрами.

Аналогичным образом определяют общую подачу вентиляторов, подачу каждого вентилятора при частоте вращения рабочих колёс, заданных планом проведения эксперимента, и потребляемую вентиляторами мощность.

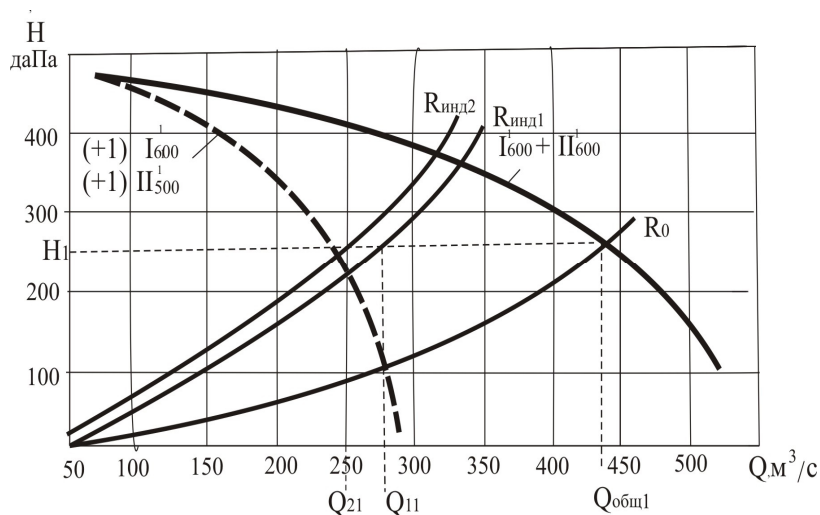


Рисунок 5 – Определение режимов совместной работы вентиляторов

По результатам эксперимента с применением метода наименьших квадратов определяют аналитическую зависимость критерия оптимизации Φ от входных параметров в виде многочлена

$$\Phi = b_0 + b_1 n_1 + b_2 n_2 + b_{12} n_1 n_2, \quad (4)$$

где b_0 – свободный член зависимости; b_1 , b_2 – коэффициенты при линейных членах зависимости; b_{12} – коэффициент при нелинейном члене зависимости.

В связи с симметричностью матрицы планирования эксперимента и условия нормировки матрицы [2] определение коэффициентов выражения (4) сводится к простой процедуре поочерёдного перемножения столбца значений критерия оптимизации на столбцы значений входных параметров в кодированных значениях. Коэффициент при нелинейном члене определяется в результате последовательного перемножения столбца значений критерия оптимизации на столбцы всех входных параметров. Деление суммы полученных результатов с учётом знака на количество опытов даёт значение искомого коэффициента. Свободный член выражения рассчитывается как сумма всех значений критерия оптимизации в опытах, делённая на число опытов (табл.2).

Таблица 2 – Расчёт значений коэффициентов выражения (4)

№ п/п	b_0	b_1	b_2	b_{12}
1	$+\Phi_1$	$+\Phi_1$	$+\Phi_1$	$+\Phi_1$
2	$+\Phi_2$	$-\Phi_2$	$+\Phi_2$	$-\Phi_2$
3	$+\Phi_3$	$+\Phi_3$	$-\Phi_3$	$-\Phi_3$
4	$+\Phi_4$	$-\Phi_4$	$-\Phi_4$	$+\Phi_4$
$\sum_1^n b_i$	$\sum_1^n b_0$	$\sum_1^n b_1$	$\sum_1^n b_2$	$\sum_1^n b_{12}$
b_i	b_0	b_1	b_2	b_{12}

Рассчитанные таким образом коэффициенты являются коэффициентами выражения, в котором переменные представлены в кодированных значениях:

$$\Phi = b_0 + b_1 \bar{n}_1 + b_2 \bar{n}_2 + b_{12} \bar{n}_1 \bar{n}_2. \quad (5)$$

Для представления выражения (5) в натуральных значениях входных параметров системы необходимо воспользоваться формулой перевода кодированных значений в натуральные:

$$\bar{n}_i = (n_i - n_{i0}) / \Delta n_i,$$

где \bar{n}_i – кодированное значение i -го входного параметра; n_i – текущее значение i -го входного параметра в натуральных величинах, об/мин.; n_{i0} – нулевое значение i -го входного параметра в натуральных величинах, об/мин.; Δn_i – шаг изменения в опытах i -го входного параметра в натуральных величинах, об/мин.

Для определения значений входных параметров вентиляционной системы, при которых обеспечивается требуемая (расчётная) подача вентиляторов при минимальном потреблении электроэнергии на проветривание, необходимо полученную аналитическую зависимость критерия оптимизации от входных параметров системы (4) традиционными методами исследовать на экстремум. Можно, используя полученную зависимость, найти оптимальные режимы работы вентиляторов с помощью метода крутого спуска, сущность которого приведена на рис.6.

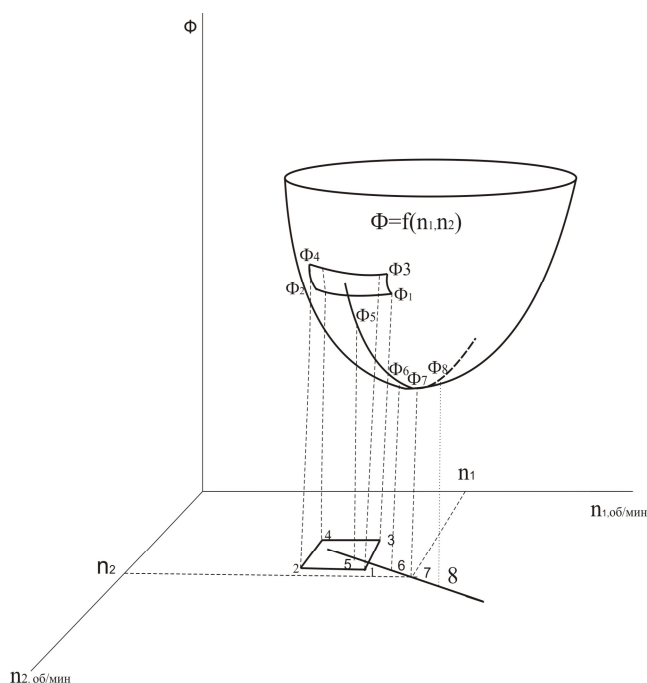


Рисунок 6 – Определение оптимального режима методом крутого спуска

Зависимость $\Phi = f(n_1, n_2)$ в графическом виде в трёхмерном пространстве представляет собой нелинейную поверхность с выраженным минимумом. Для поиска значений входных параметров, при которых исследуемая функциональная зависимость достигает минимума, поступаем следующим образом.

Вокруг значений входных параметров системы существующего режима проветривания проводим четыре опыта в небольшом (до 10%) диапазоне их изменения. В каждом опыте измеряем выходные параметры системы и вычисляем критерий оптимизации Φ из выражения (4). В небольшом диапазоне изменения входных параметров криволинейная поверхность исследуемой функции с достаточной точностью может быть описана плоскостью. При известных

значениях Φ в исследуемых режимах традиционными методами можно определить уравнение плоскости, которая проходит через эти точки, в виде

$$\Phi = b_0 + b_1 n_1 + b_2 n_2. \quad (6)$$

Коэффициенты при независимых переменных определяют градиент функции. При изменении входных параметров пропорционально этим коэффициентам значение исследуемой функции будет приближаться к максимуму. Если значения входных параметров изменять пропорционально этим коэффициентам с обратным знаком, то значение исследуемой функции будет приближаться к минимуму. Процедура вычислений необходимого изменения входных параметров при движении к минимуму представлена в табл.3.

Таблица 3 – Определение оптимального режима проветривания шахты методом крутого спуска

№ опыта	Нулевые уровни и значения входных параметров	n_1	n_2	Φ
	Нулевой уровень	n_{10}	n_{20}	
	Шаг варьирования Δn_i	Δn_1	Δn_2	
	Коэффициент уравнения b_i	b_1	b_2	
	$\Delta n_i b_i$	$\Delta n_1 b_1$	$\Delta n_2 b_2$	
	$K_i = \frac{ \Delta n_i b_i }{\ \Delta n_i b_i\ _{max}}$	$ K_1 $	$ K_2 $	
	Шаг движения к минимуму Φ			
	$10 (-K_i)$	K_1	K_2	
1	Реализованный опыт	n_{11}	n_{21}	Φ_1
2	Реализованный опыт	n_{12}	n_{22}	Φ_2
3	Реализованный опыт	n_{13}	n_{23}	Φ_3
4	Реализованный опыт	n_{14}	n_{24}	Φ_4
5	Реализованный опыт	n_{15}	n_{25}	Φ_5
6	Реализованный опыт	n_{16}	n_{26}	Φ_6
7	Реализованный опыт	n_{17}	n_{27}	Φ_7
8	Реализованный опыт	n_{18}	n_{28}	Φ_8

Как видно из рис.6, увеличение критерия оптимизации начинается с восьмого опыта, что позволяет сделать вывод о достижении минимума исследуемой функции в седьмом опыте. Установленные таким образом значения входных параметров вентиляционной системы обеспечивают режим работы вентиляторов главного проветривания, при которых фактическая их подача будет минимально отличаться от их расчётных значений при минимальном потреблении электроэнергии на проветривание.

Вывод. Разработанная методика исследования режимов работы вентиляторов главного проветривания действующей шахты при известной информации об эксплуатационных параметрах вентиляционного ствола и реальных режимах работы вентиляторов главного проветривания даёт возможность скорректировать режимы их работы для обеспечения требуемой подачи воздуха в шахту при изменившейся топологии и параметрах участков вентиляционной сети. При этом все исследования выполняются на математической модели управления вентиляционными режимами шахты без остановки вентиляторов главного проветривания и проведения промежуточных натуральных опытов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Аэрология горных предприятий / Ушаков К.З., Бурчаков А.С., Пучков Л.А., Медведев И.И. – М.: «Недра», 1987. – 421с.
2. Юрченко А.А. Применение методов планирования промышленных экспериментов для решения задач управления проветриванием шахт / Юрченко А.А., Евстратенко Л.И., Столбченко Е.В. // Геотехнічна механіка. – Дніпропетровськ: ІГТМ НАН України. – 2015. – Випуск 120. – С.213-223.

Поступила в редколлегию 28.03.2017.