

Неефективне провітрювання і тепло, що утворюються від роботи обладнання у камерах шахт, формують несприятливі мікрокліматичні умови. З метою поліпшення умов праці в підземних камерах з працюючим обладнанням запропоновано спосіб нормалізації мікроклімату та регулювання його параметрів. Він дозволяє підтримувати температуру повітря в камерах, швидкість його руху та відносну вологість відповідно до вимог санітарно-гігієнічних норм

Ключові слова: провітрювання, мікроклімат, математична модель теплообміну, турбулентний струмінь, вихровий ефект, охолодження, стиснене повітря

Неэффективное проветривание и тепло от работы оборудования создают в подземных камерах шахт неблагоприятные микроклиматические условия. С целью улучшения условий труда в подземных камерах с работающим оборудованием предложен способ нормализации микроклимата и регулирования его параметров. Он позволяет поддерживать температуру воздуха в камерах, скорость его движения и относительную влажность в соответствии с требованиями санитарно-гигиенических норм

Ключевые слова: проветривание, микроклимат, математическая модель теплообмена, турбулентная струя, вихревой эффект, охлаждение, сжатый воздух

УДК 622.418:622.8

DOI: 10.15587/1729-4061.2016.65087

РОЗРОБЛЕННЯ ЕНЕРГО-ЗБЕРІГАЮЧОГО ТА ЕКОЛОГІЧНОГО ЗАСОБУ НОРМАЛІЗАЦІЇ МІКРОКЛІМАТУ В КАМЕРАХ ШАХТ З ДЖЕРЕЛАМИ ТЕПЛА

Д. О. Лапшина

Аспірант

Кафедра рудникової аерології

та охорони праці

Криворізький національний університет
вул. Пушкіна, 37, м. Кривий Ріг, Україна, 50002

E-mail: lapshina.darya@mail.ru

1. Вступ

Видобування багаті залізної руди підземним способом потребує здійснення розробки родовищ на великих глибинах [1]. За сучасними проектами, відпрацювання покладів шахтами Кривбасу ведеться на глибинах 1300–1500 м в умовах ускладнення вентиляції гірничих виробок, зокрема підземних камер з джерелами надходжень тепла. Найбільш несприятливі мікрокліматичні умови спостерігаються в камерах водовідливів, де за одночасної роботи двох-трьох насосних установок температура повітря сягає 36–38 °С, а швидкість його руху через неефективне провітрювання знаходиться в межах 0,2–0,3 м/с, що не відповідає нормативним вимогам [2]. Відпрацьоване тепле повітря, яке видається з горизонтів глибоких шахт, негативно впливає і на стан навколишнього середовища, створюючи зону підвищеної забрудненості й температури повітря навколо промислових об'єктів.

Камери водовідливу розташуються на шести-семи горизонтах глибоких шахт у приствольному комплексі виробок. Відкачування шахтної води здійснюється безперервно в об'ємі 350–400 м³/год. Зазвичай у камерах водовідливу розташовується 5–6 насосних установок, які є джерелами надходжень тепла – у кількості 160 кВт від роботи однієї одиниці обладнання. Видалення теплого повітря з камери водовідливу ускладнюється через відсутність спеціальних вентиляційних

виробок і перепаду тисків на вході і виході з камери. Несприятливі мікрокліматичні умови в камерах водовідливу негативно позначаються на продуктивності та здоров'ї шахтарів [3–5].

2. Аналіз літературних даних і постановка проблеми

Аналіз існуючих способів кондиціювання рудникового повітря в глибоких шахтах дозволяє виділити основні підходи до розв'язання питання нормалізації мікроклімату в гірничих виробках, серед яких способи покращення мікроклімату в шахтах без застосування холодильних машин та з їх використанням [6–15]. До способів зниження температури рудникового повітря, реалізація яких не потребує застосування холодильного обладнання, належать: охолодження повітря льодом і холодною розпиленою за допомогою форсунок водою.

Практичний досвід Канади доводить, що спосіб охолодження повітря льодом можливо реалізувати шляхом заморожування льоду в спеціальних камерах, крізь які надходить повітря в шахту. Такий спосіб є економічним і простим та разом із цим його застосування є найбільш доцільним для охолодження невеликих об'ємів повітря та в кліматичних районах, де низькі температури спостерігаються протягом тривалого часу, що дає можливість заготівлі великої кількості льоду. Ефективність способу охолодження

повітря водою залежить здебільшого від різниці температур води і охолодженого повітря. Так, за умов наявності достатньої кількості води температурою на 8–10 °C нижчою за температуру повітря, то цей спосіб є дешевим та ефективним. Однак, у більшості випадків, температура води на робочих місцях є близькою до температури рудникового повітря, тому її використання потребує здійснення попереднього охолодження [16–19]. Крім того, наявність в камерах електрообладнання унеможливує застосування в них цього способу.

Застосування способів поліпшення теплових умов за допомогою холодильних машин в підземних камерах шахт стримується їх складною конструкцією, великими габаритами, високою вартістю та необхідністю спеціального обслуговування. Разом із цим холодильні установи працюють з використанням токсичних хладагентів R-12 та R-22 заборонених відповідно до Монреальської угоди [20]. Для ефективного охолодження повітря вихровими кондиціонерами необхідно забезпечувати утилізацію гарячого потоку повітря і шуму, що утворюється вихровими трубами [21].

Таким чином, питання нормалізації мікроклімату підземних камер шахт із працюючим обладнанням залишається невирішеним і потребує пошуку нових ефективних підходів до його розв'язання. Враховуючи складність і нестаціонарність теплообмінних процесів, що мають місце у підземних камерах з джерелами тепла, доцільним є здійснення математичного моделювання, з метою уникнення небажаних помилок в проектуванні способів і засобів нормалізації мікрокліматичних умов у цих камерах.

3. Мета і завдання дослідження

Метою дослідження є підвищення ефективності нормалізації мікроклімату і поліпшення умов праці в підземних камерах шахт з працюючим обладнанням на підставі науково обґрунтованих засобів охолодження з використанням математичного моделювання.

Для досягнення поставленої мети розв'язано такі завдання:

- обґрунтувати можливість комплексного застосування стисненого повітря в процесі гірничого виробництва, зокрема у розробленні нових енергозберігаючих засобів кондиціонування рудникового повітря;
- розробити конструкцію пневматично-вихрового пристрою для нормалізації мікроклімату в підземних камерах з джерелами тепла і дослідити його робочі параметри під час експериментальних випробувань;
- виконати математичне моделювання процесу охолодження повітря в підземних камерах шахт з працюючим обладнанням і розробити програму регулювання параметрів мікроклімату підземних камер шахт з працюючим обладнанням спираючись на сучасні комп'ютерні технології.

4. Аналіз напрямків застосування пневматичної енергії у технологічному циклі гірничого виробництва

В процесі гірничого виробництва в глибоких шахтах широко застосовується енергія стисненого повітря,

що обумовлюється високим рівнем надійності, безпеки в роботі та економічної доцільності [22]. Великий темп зростання потужності компресорних станцій на шахтах пояснюється тим, що більшість технологічних процесів: буріння шпурів та свердловин, їх заряджання; навантаження гірської маси у вагони; допоміжні роботи з кріплення, ремонту обладнання та ін. здійснюються з використанням енергії стисненого повітря. Разом із цим, спостерігається тенденція до застосування гірничого обладнання з гідравлічним приводом, що зумовить в майбутньому вивільнення частини пневматичної енергії з технологічного циклу процесів підземної розробки.

Доцільність застосування пневматичної енергії в умовах глибоких шахт підтверджується ще й тим, що окрім вищезазначених переваг з'являється можливість її комплексного використання. Це стосується теплової енергії підвищеного (при виробництві) і пониженого (при споживанні) температурного потенціалу. Таким чином пневматична енергія може ефективно застосовуватися не лише для приводу машин і механізмів, але й для кондиціонування повітря в гірничих виробках, зокрема в підземних камерах різного призначення.

В основу розроблення енергозберігаючого способу охолодження рудникового повітря покладено використання ефекту охолодження, що має місце під час розширення стисненого повітря. Використання вихрових труб дозволяє підсилити цей ефект, що було виявлено вперше французьким інженером Ж. Ж. Ранком у 1931 році [23] і досліджується багатьма вченими й до сьогодні [24–26]. Охолодження рудникового повітря з використанням енергії адіабатичного розширення стисненого повітря може ефективно застосовуватися для поліпшення теплових умов у камерах, коли температура повітря сягає 30 °C і вище.

5. Експериментальні дослідження пневматично-вихрового пристрою

Для реалізації запропонованого способу розроблено конструкцію пневматично-вихрового пристрою (ПВП), схему якої наведено на рис. 1. Дослідження полягали у визначенні кількості та температури холодного і гарячого повітря, що утворюється установкою. Температура атмосферного повітря під час здійснення випробувань становила 35 °C, а температура стисненого повітря сягала 32 °C. Тиск стисненого повітря змінювали від 0 до 5 кгс/см². В ході досліджень було підтверджено факт розділення стисненого повітря у вихровій трубі на дві складових: холодну і гарячу. Випробування здійснювалися у два етапи: без підведення холодної води в установку та з застосуванням водяної охолодної рубашки. На рис. 1 наведено схему експериментальної моделі пневматично-вихрового пристрою.

Пристрій працює наступним чином. Стиснене повітря Q_c надходить трубопроводом 14 від загальношахтної магістралі до корпусу 1 вихрової труби, зокрема до равлика 4, де відбувається його розподіл згідно ефекту Ранка на дві частини: холодну Q_x та гарчу Q_r . Виходячи під тиском із холодного кінця труби 10, стиснене повітря адіабатично розширюється, чим пояснюється суттєве зниження температури повітряного потоку.

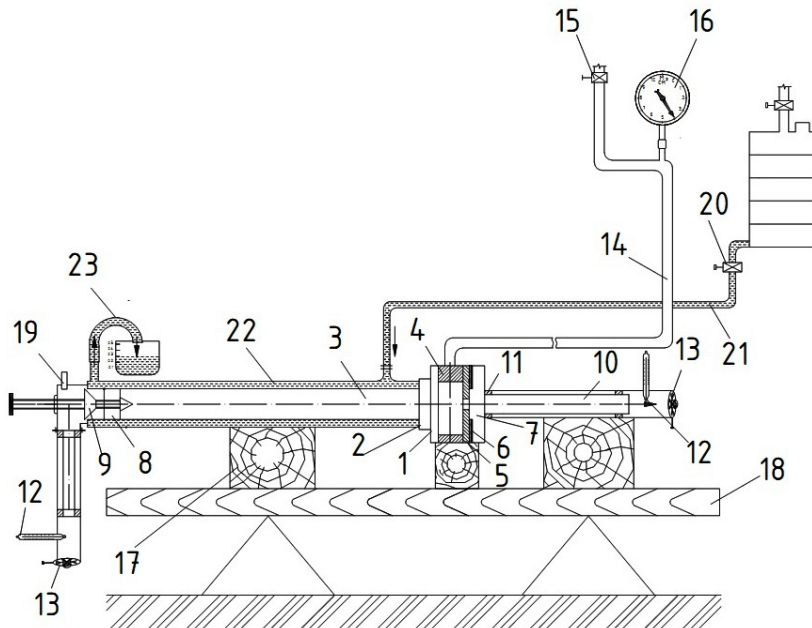


Рис. 1. Експериментальна модель пневматично-вихрового пристрою:

- 1 – корпус; 2 – гайка гарячого кінця труби; 3 – гарячий кінець труби;
- 4 – равлик; 5 – діафрагма; 6 – прокладка герметизації; 7 – гайка холодного кінця труби; 8 – чотирьохлопатева хрестовина; 9 – дросель; 10 – холодний кінець труби; 11 – дерев’яне опорне кільце; 12 – ртутний термометр;
- 13 – анемометр; 14 – трубопровід стисненого повітря; 15 – вентиль;
- 16 – манометр; 17 – дерев’яні опори; 18 – стележ; 19 – датчик температури;
- 20 – електричний клапан; 21 – гідравлічна система

Витрата стисненого повітря Q_c регулюється вентилем 15, а тиск контролюється манометром 16, розташованими на підвідному трубопроводі 14. Кількість гарячого повітря і його температура регулюється дроселем 9, так щоб підтримувалася умова $Q_x \rightarrow \max$; $Q_r \rightarrow \min$.

Для зменшення температури гарячого повітря запропоновано обладнати гарячий кінець вихрової труби охолодною водяною рубашкою 12. Застосування водяної охолодної рубашки дозволяє підтримувати температуру повітря в середині гарячого кінця на рівні $t_r \leq t_{в}$. Виконання цієї умови контролюється датчиком температури повітря 13, з’єднаним електрично з електроклапаном 15, який встановлено на гідравлічній системі 14. Після повного заповнення ємкості охолодної рубашки проточною водою, вона відводиться крізь зливний патрубок 16, обладнаний на кінці верхньої частини рубашки 12. У випадку, коли умова $t_r \leq t_{в}$ не підтримується, тобто температура гарячого повітря є вищою від температури вентиляційного повітря, спрацьовує датчик 13. Сигнал датчика 13 про перевищення тем-

ператури повітря в гарячому кінці труби 3 сприймається електричним клапаном 15, за допомогою якого збільшується кількість надходження проточної води в гідравлічну систему 14 водяної рубашки 12.

Результати експериментальних випробувань ПВП апроксимовані за лінійним та експоненціальним законом представлені на рис. 2 а, б.

Результати випробувань (рис. 2, а) свідчать про зниження температури холодного потоку повітря зі збільшенням тиску стисненого повітря. Так, за різних діаметрів отвору діафрагми: $d_d=5$ мм; 10 мм; 15 мм значення температури знаходилися в межах відповідно: $t_x=18,0-3,7$ °С; $t_x=26,0-3,0$ °С; $t_x=28,2-12,4$ °С. Оптимальним діаметром очевидно є $d_d=10$ мм – з його використанням одержується холодний потік найнижчої температури $t_x=3,0$ °С. При цьому температура гарячого повітря сягала 90 °С. Отримані лінійні залежності за результатами випробувань мають високі коефіцієнти кореляції $R^2=0,91-0,97$, що свідчить про достовірність результатів і адекватність їх апроксимації.

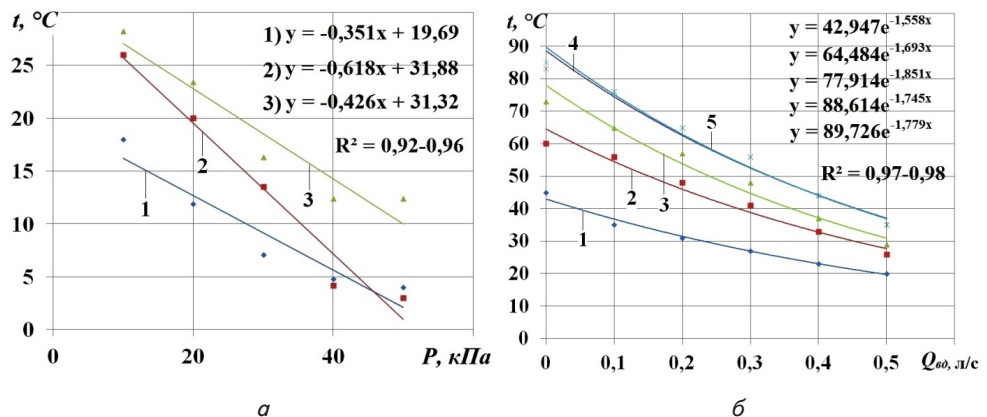


Рис. 2. Результати експериментальних випробувань ПВП: а – графік залежності температури холодного повітря від тиску стисненого повітря у магістралі і діаметру отвору діафрагми d_d : 1) $d_d=5$ мм; 2) $d_d=10$ мм; 3) $d_d=15$ мм; б – графіки залежності температури гарячого повітря від тиску стисненого повітря у магістралі та кількості проточної води, що подавалася в охолодну рубашку:

- 1) P=10 кПа; 2) P=20 кПа; 3) P=30 кПа; 4) P=40 кПа; 5) P=50 кПа

Другий етап досліджень здійснювався із застосуванням водяної охолодної сорочки за діаметру діафрагми 10 мм і полягав у визначенні необхідної кількості води на охолодження гарячої складової повітря. Для цього у водяну охолодну рубашку випускного патрубку гарячого повітря від загальної магістралі підводилася проточна вода з температурою 10–12 °С у кількості $Q_{вд}=0,1-0,5$ л/с. Результати цих випробувань, наведені на рис. 2, б, довели можливість зниження температури гарячого повітря утвореного у ПВП з 90 до 20 °С, що дозволяє утилізу-

вати гарячу складову в процесі охолодження. Таким чином, обидві частини стисненого повітря після його розділення у вихровій трубі можуть бути використані для охолодження вентиляційного повітря та нормалізації мікроклімату в камері водовідливу. Це дозволить уникнути втрат стисненого повітря у гарячому кінці труби і підвищити економічність функціонування ПВП.

6. Математичне моделювання процесу охолодження повітря у підземних камерах з джерелами тепла з використанням ПВП

Трудомісткість здійснення таких експериментальних досліджень, а також отримання результатів у вузькому інформаційному діапазоні, вказують на необхідність застосування сучасних способів розв'язання цієї задачі, зокрема математичного моделювання. Організація на основі отриманих математичних моделей обчислювальних експериментів із застосуванням комп'ютерів дозволить знайти такі параметри установки, що забезпечать оптимальні режими охолодження підземної камери. На першому етапі моделювання необхідно обрати структуру математичної моделі, яка описує теплообмінні процеси, що відбуваються під час охолодження рудникового повітря з допомогою установки.

Конструкцією ПВП передбачається надходження стисненого повітря від шахтної мережі до основного її конструктивного елемента – пневматичного вихрового пристрою. Далі, стиснене повітря змішується з повітрям у вентиляційній трубі і подається у вигляді вісесиметричного струменя в підземну камеру для охолодження.

Оскільки струмінь, що подається, надходить у простір підземної камери, то він може бути віднесений до затоплених струменів. Внаслідок турбулентності струмінь частково змішується з оточуючим повітрям за рахунок ежекції, при цьому знижується його швидкість та змінюється температура. Турбулентне перемішування струменя з навколишнім нерухомим середовищем є особливістю вільного затопленого струменя за умови турбулентного режиму. По мірі просування вперед, струмінь захоплює все більшу масу нерухомого середовища, що гальмує течію на границі струменя. В результаті цього пригальмовані частинки струменя разом із захопленими ними частинками оточуючого середовища (приєднаною масою) утворюють турбулентний граничний шар, товщина якого безперервно зростає з віддаленням від початкового перерізу. При цьому відбувається безперервне звуження центрального ядра постійних швидкостей струменя до повного його зникнення, а граничний шар розповсюджується на весь переріз струменя.

Змінення температури струменя залежить від температури оточуючого повітря у камері. Для знаходження структури функції, що визначає змінення теплофізичних властивостей струменя, доцільно скористатися циліндричними координатами з розміщенням початку координат у центрі кола вихідного отвору, горизонтальну вісь Ox спрямувати вздовж струменя, а радіус r – перпендикулярно до неї.

В роботі [27] присвяченій дослідженню теплофізичних властивостей струменів, доводиться, що структура математичної моделі, яка описує надлишкову температуру повітря, по відношенню до оточуючого середовища, в довільній точці охолодженого компактного струменя, що витікає з круглого отвору, може бути представлена у вигляді

$$\Delta T(r, x) = \Delta T_n \cdot a \cdot \left(\frac{r_0}{x}\right)^b \cdot e^{c\left(\frac{r}{x}\right)^2}, \tag{1}$$

де $\Delta T(r, x) = T(r, x) - T_0$, $\Delta T_n = T_n - T_0$, $T(r, x)$ – абсолютна температура у точці струменя з координатами (r, x) , °K; T_0 – абсолютна температура оточуючого середовища; T_n – середня абсолютна температура струменя на виході з установки, °K; r_0 – радіус вихідного отвору установки, м; a , b , c – числові параметри.

Для знаходження значень числових параметрів, що входять у формулу (1), скористаємося результатами досліджень параметрів охолодженого струменя в умовах підземної камери водовідливу шахти ім. Артема ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг», які наведено у табл. 1.

Таблиця 1

Значення надлишкової температури під час витoku струменя з пневматично-вихрового пристрою

x, м	5	10	15	20	25
r, м	1,5	2,0	2,5	2,0	1,5
ΔT , К	-13	-12,2	-11,6	-11	-8,8
ΔT_p , К	-13,007	-12,82	-10,86	-10,51	-9,56

На підставі вимірювань здійснених під час експериментальних досліджень, у подальших розрахунках було прийнято $T_0=305$ К, $T_n=285,4$ К, $r_0=0,15$ м.

Для зручності знаходження числових параметрів і спрощення форми запису відповідно до даних, наведених у табл. 1, доцільно перетворити формулу (1) шляхом логарифмування і опустити функціональну залежність ΔT від координат r та x

$$\eta = \alpha + b \cdot \xi_1 + c \cdot \xi_2, \tag{2}$$

де

$$\eta = \ln\left(\frac{\Delta T}{\Delta T_n}\right); \alpha = \ln a, \xi_1 = \ln\left(\frac{r_0}{x}\right); \xi_2 = \left(\frac{r}{x}\right)^2.$$

Для знаходження числових параметрів, які входять лінійно у формулу (2), було застосовано метод найменших квадратів, реалізований функцією, що входить до складу «Майстер функцій» Microsoft Excel.

За результатами проведених розрахунків було отримано такі значення $a=2,779$, $b=0,6771$, $c=-9,053$. При цьому коефіцієнт множинної кореляції дорівнював $R=0,9926$, що вказує на тісну кореляційну залежність. З урахуванням отриманих значень формула (1) набуде виду

$$\Delta T(r, x) = 16,103 \cdot \Delta T_n \cdot \left(\frac{r_0}{x}\right)^{0,6771} \cdot e^{-9,053\left(\frac{r}{x}\right)^2} \quad (2 \leq x \leq 12). \tag{3}$$

Розрахунок за формулою (3), що наведений в останньому рядку табл. 1, демонструє практичний збіг даних експериментів і результатів розрахунків.

Формула (3) дозволяє дослідити температурне поле струменя. Якщо прийняти, що є певні значення надлишкової температури ΔT_{\min} , $\Delta T_{\text{сер}}$, ΔT_{\max} , які доцільно розглядати у якості граничних, то теплова далекобійність струменя – відстань, на якій закінчується відчутний струмінь, визначається за формулами

$$x_{\max} = 29,75 \cdot r_0 \cdot \left(\frac{\Delta T_{\text{н}}}{\Delta T_{\min}} \right)^2, \tag{4}$$

$$x_{\text{сер}} = 29,75 \cdot r_0 \cdot \left(\frac{\Delta T_{\text{н}}}{\Delta T_{\text{сер}}} \right)^2, \tag{5}$$

$$x_{\text{кр}} = 29,75 \cdot r_0 \cdot \left(\frac{\Delta T_{\text{н}}}{\Delta T_{\max}} \right)^2. \tag{6}$$

Мінімальна величина надлишкової температури визначає лінію ізотерми, що відповідає зовнішньому контурові струменя. Цю ізотерму можна визначити як граничну шляхом підстановки ΔT_{\min} у формулу (4). Критична відстань за віссю струменя, на якому він матиме найбільшу товщину, визначиться для граничної ізотерми умовою [28] з урахуванням ΔT_{\max}

$$\frac{dr}{dx} = 0. \tag{7}$$

При цьому максимальна середня та мінімальна товщини струменя визначаються за такими формулами:

$$r_{\max} = 5,35 \cdot r_0 \cdot \left(\frac{\Delta T_{\text{н}}}{\Delta T_{\min}} \right)^2, \tag{8}$$

$$r_{\text{сер}} = 5,35 \cdot r_0 \cdot \left(\frac{\Delta T_{\text{н}}}{\Delta T_{\text{сер}}} \right)^2, \tag{9}$$

$$r_{\text{кр}} = 5,35 \cdot r_0 \cdot \left(\frac{\Delta T_{\text{н}}}{\Delta T_{\max}} \right)^2. \tag{10}$$

На рис. 3 наведено ізотерми струменя, розраховані за формулами (8)–(10) для величин ΔT_{\min} , $\Delta T_{\text{сер}}$, ΔT_{\max} .

Аналіз ізотерм, наведених на рис. 3, свідчить про те, що охолоджувальна далекобійність струменя зменшується зі збільшенням надлишкової температури. Так, за мінімальної надлишкової температури, яка дорівнює $\Delta T_{\min}=7$ К, охолоджувальна далекобійність струменя та його ширина є максимальними: $x_{\max}=34,9$ м, $2r_{\max}=12,58$ м. Критичні їх значення $x_{\text{кр}}=14,16$ м, $2r_{\text{кр}}=5,096$ досягаються за максимальних значень $\Delta T_{\max}=11$ К.

Разом із цим, опрацювання результатів експериментальних досліджень передбачало визначення

масових витрат вентиляційного $M_{\text{в}}$ і холодного $M_{\text{х}}$ повітря. Частка вентиляційного повітря в охолодній повітряній суміші на виході з установки «Клімат» становила 15 % і збільшувалася поступово до 93 % по мірі просування охолодженого струменя по довжині камери.

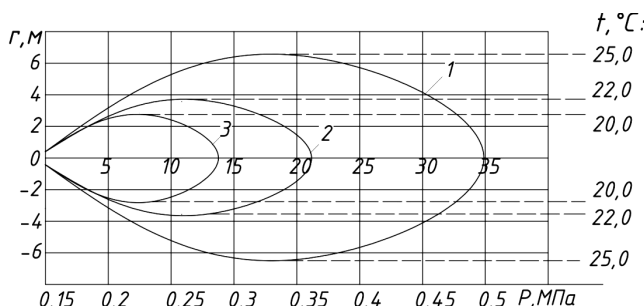


Рис. 3. Ізотерми охолоджувального струменя: 1– $\Delta T_{\min}=7$ К, $\Delta T_{\text{сер}}=9$ К, $\Delta T_{\max}=11$ К

Разом із цим, досліджувалося збільшення площі поперечного перерізу струменя зі збільшенням довжини його розповсюдження. Так, площа поперечного перерізу випускного отвору трубопроводу, яким охолодний струмінь подавався у камеру від установки становила $S=0,0176$ м². Площа поперечного перерізу охолодженого струменя на відстані $L=5-25$ м змінювалася у межах $S=4,33-19,32$ м².

Внаслідок розширення охолодженого струменя і його теплообміну з оточуючим повітрям у камері, змінювалася температура охолодної повітряної суміші: від 0 °С (на виході з трубопроводу) до 12–24,8 °С (по довжині камери). Температура повітря у камері протягом випробувань змінювалася у межах $T_{\text{к}}=36-21,2$ °С, а відносна вологість – у межах $\phi=62-65$ %.

За результатами експериментальних досліджень отримано емпіричну залежність для визначення коефіцієнта ефективності охолодження $\eta_{\text{т}}$ підземній камері водовідливу:

$$\eta_{\text{т}} = \frac{LV^{-0.5} \Delta T_{\text{к}} M_{\text{в}} C_{\text{в}} n}{T_{\text{х}} M_{\text{х}} C C_{\text{х}}} k, \tag{11}$$

де $L=5-34,9$ м – довжина розповсюдження охолодженого струменя; $V=0,34-2,52$ м/с – швидкість руху повітря у струмені, має тенденцію до затухання зі збільшенням довжини розповсюдження; $\Delta T_{\text{к}}=11-14,8$ °С – величина змінення температури повітря у камері протягом випробувань; $T_{\text{х}}=0-11,8$ °С – температура охолодженого повітря на виході з установки; $M_{\text{в}}=7,4-12,14$ кг/с – масові витрати вентиляційного повітря з урахуванням ежекції оточуючого повітря в камері; $M_{\text{х}}=0,11-0,345$ кг/с – масові витрати холодного повітря; $C_{\text{в}}=C_{\text{х}}=1,005$ кДж/кгК – теплоємність холодного і вентиляційного повітря (постійна для температур $T=0-40$ °С); $n=0,2-0,6$ с⁻¹ – кратність повітрообміну; $k=0,015-0,01$ – коефіцієнт захарачення камери обладнанням установки «Клімат»

Результати розрахунків, здійснених за формулою (11), представлено на рис. 4.

Залежності, що представлені на рис. 3, описуються такими рівняннями:

$$y=8E-05x^3-0,0054x^2+0,0986x-0,02;$$

$$R^2=0,9564;$$

$$y=9E-05x^3-0,006x^2+0,1104x-0,1133;$$

$$R^2=0,9786.$$

Отримані коефіцієнти R^2 вказують на високу достовірність апроксимації.

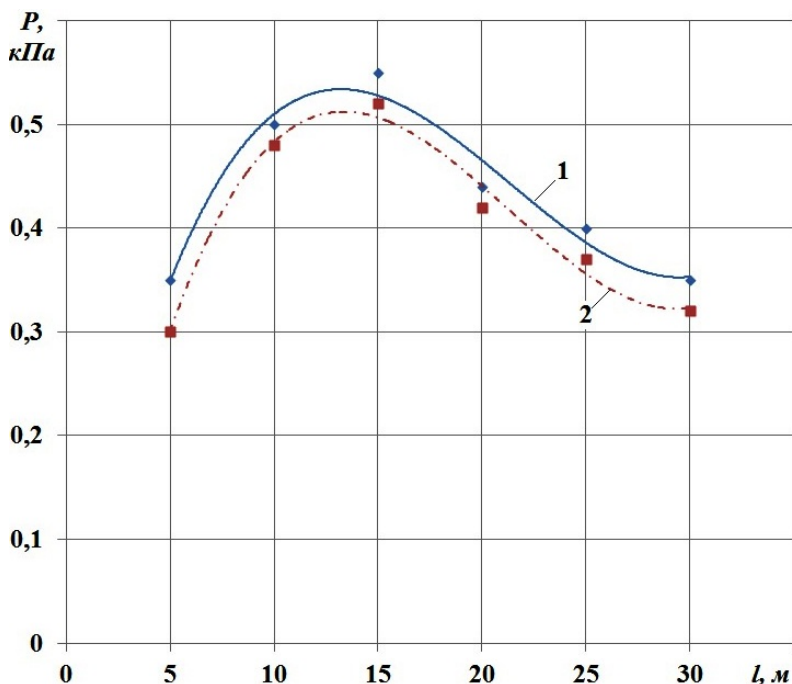


Рис. 4. Ефективність охолодження η_t в підземній камері водовідливу в залежності від тиску P стисненого повітря і дальності l охолодного струменя: 1 – за експериментальними значення; 2 – за розрахунковими значеннями

За результатами досліджень розроблено програму для управління мікрокліматом в підземних камерах з застосуванням пневматично-вихрового пристрою і відцентрового вентилятора. Вона написана мовою програмування Visual Basic for Applications в Excel та має нескладний інтерфейс.

Робота з програмою здійснюється у два кроки, першим з яких є задання параметрів для моделювання, а саме: початкової температури повітря в камері t_0 , кількості вентиляційного повітря Q_v , необхідної для ефективного провітрювання, або тиску стисненого повітря, що підводиться до ПВП для нормалізації теплових умов у підземній камері. Користувач задає параметри для моделювання шляхом їх вибору серед можливих варіантів передбачених під час розроблення програми (рис. 5).

Так для режиму «Провітрювання», який ефективно застосовувати, якщо t_0 не перевищує 30°C , розраховано оптимальні значення $Q_v, \text{ м}^3/\text{с}$: 0,075; 0,11; 0,146; 0,162; 0,197; 0,235. Для режиму «Охолодження», який доцільно застосовувати, якщо t_0 перевищує 30°C , оптимальними значеннями $P, \text{ кПа}$ є такі: 10; 20; 30; 40; 50; 60.

Другим кроком є отримання результату моделювання – кінцевої температури в камері t_k в графічному і аналітичному вигляді відповідно до рівняння $t_k=a \cdot e^{-bx}$, при чому значенню «x» відповідають оптимальні значення Q_v , або P відповідно до обраного режиму програми. Розрахунок здійснюється автоматично після задання вихідних параметрів і натискання користувачем кнопки «Моделювання» (рис. 6, а, б).

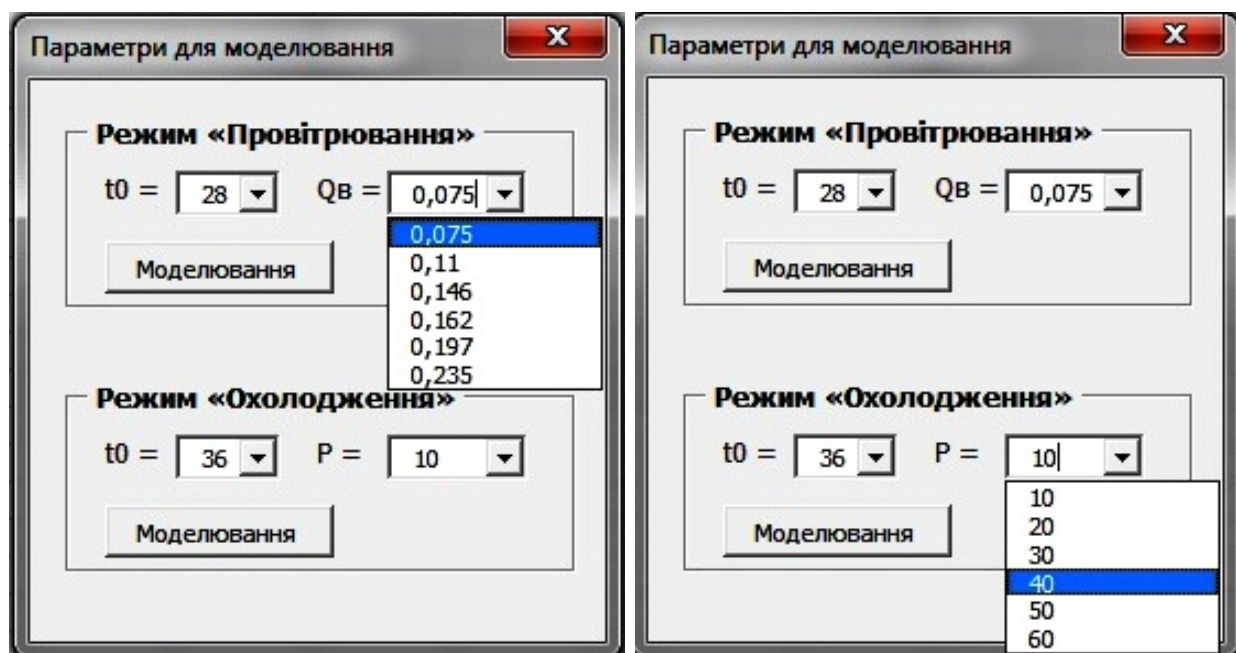


Рис. 5. Крок 1: Задання параметрів для моделювання

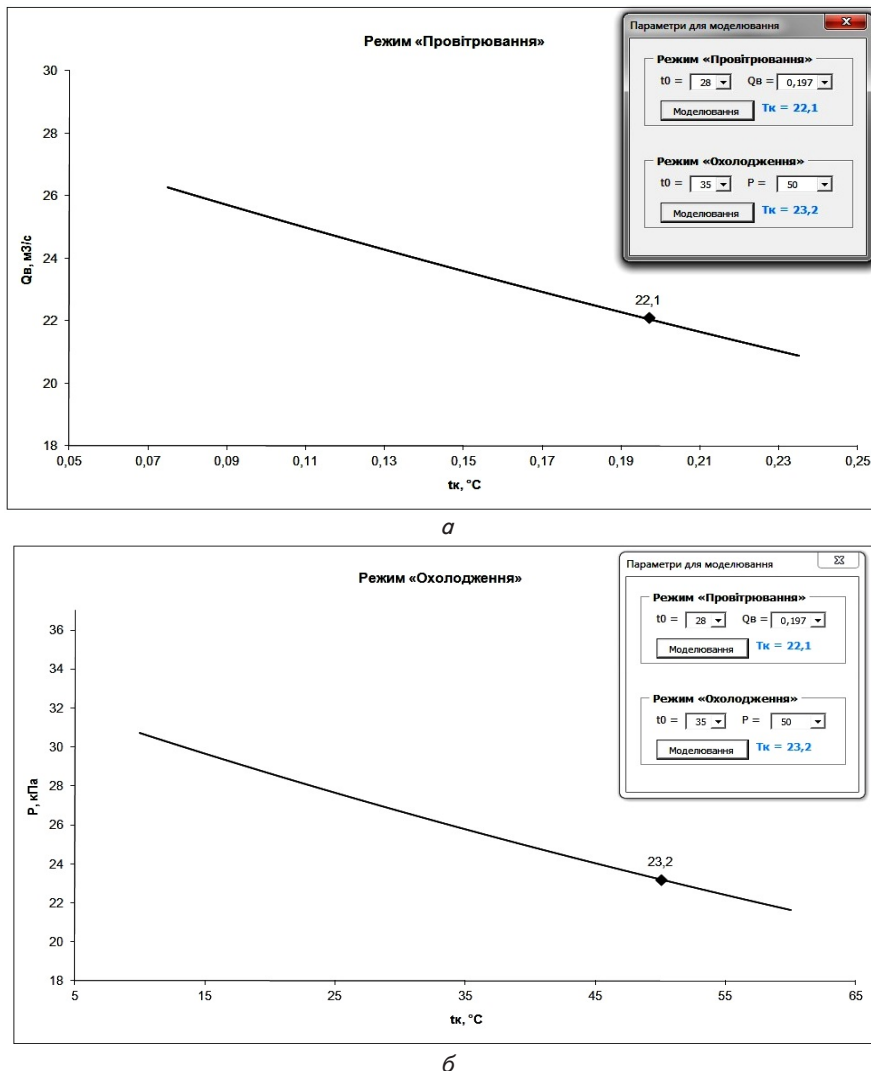


Рис. 6. Крок 2: Результат моделювання – визначення t_k :
 а – режим провітрювання; б – режим охолодження

Застосування цієї програми дозволяє користувачеві регулювати параметри мікроклімату в підземній камері з оптимальним використанням ресурсу стисненого та вентиляційного повітря.

6. Апробація результатів досліджень

Отримані результати математичного моделювання процесу охолодження повітря в підземних камерах з джерелами тепла лягли в основу розроблення комплексної технології нормалізації мікроклімату в підземних камерах. Ця технологія передбачає поліпшення мікроклімату з використанням пневматично-вихрового пристрою і регулювання його параметрів. Вона пройшла промислові випробування і була впроваджена в умовах камери шахтного водовідливу, горизонт 475 м

3. Запропоновано спосіб охолодження рудникового повітря з використанням енергії адіабатичного розширення стисненого повітря, для реалізації якого розроблено конструкцію пневматично-вихрового пристрою.

4. За результатами математичного моделювання процесу охолодження повітря в підземних камерах визначено параметри охолоджувального струменя, утворюваного ПВП, серед яких: максимальна далькoбійність $x_{max}=34,9$ м та ширина $2r_{max}=12,58$ м. Доведено можливість здійснення охолодження повітря за повним об'ємом камери з коефіцієнтом ефективності $\eta=0,3-0,5$.

5. Розроблена охолоджуюча установка ПВП і програма регулювання параметрів мікроклімату в підземних камерах дозволяє забезпечувати поліпшення умов праці персоналу і підтримувати температуру повітря відповідно до вимог санітарно-гігієнічних норм.

ПАТ «Арселор-Міттал Кривий Ріг» і горизонт 527 м шахти ім. Леніна ПАТ «Кривбасзалізрудком» (Україна) з такими результатами:

- можливість зниження температури повітря в камері з 36 °С до 22 °С;
- підтримання швидкості руху повітря в камері в межах 0,5–1,5 м/с;
- підтримання відносної вологості в камері на рівні 62–65 %; що відповідає вимогам санітарно-гігієнічних норм.

7. Висновки

1. Дослідження фактичного стану мікроклімату в підземних камерах шахт показали, що найбільш несприятливими тепловими умовами відрізняються камери водовідливу, де за одночасної роботи трьох насосних установок, температура повітря в камері сягає 36–38 °С, а швидкість руху повітря внаслідок не ефективного провітрювання у більшості камер знаходиться в межах 0,2–0,3 м/с.

Література

1. Ступнік, М. І. Комбіновані способи подальшої розробки залізрудних родовищ Криворізького басейну. [Текст] / М. І. Ступнік, С. В. Письменний // Вісник Криворізького національного університету. – 2012. – Вип. 95 (1). – С. 3–7.
2. Единые правила безопасности при разработке рудных, нерудных и рассыпных месторождений подземным способом [Текст]. – М.: Недра, 1977. – 225 с.

3. Лапшин, О. Є. Теплообмін між водою шахтних водозбірників і повітрям [Текст] / О. Є. Лапшин, А. А. Немченко, В. А. Коновалюк, Д. О. Лапшина // Вісник криворізького національного університету. – 2012. - Вип. 33. – С. 94–96.
4. Лапшин, О. Є. Дослідження повітрообміну в камеро подібних виробках з великими теплопритоками [Текст] / О. Є. Лапшин, А. А. Немченко, В. А. Коновалюк, Д. О. Лапшина // Вісник криворізького національного університету. – 2013. – Вип. 34. – С. 235–238.
5. Johnson, O. S. Thermo- and psychrometric properties of intake air passing through fragmented strata [Text] / O. S. Johnson // 11-th U.S./North American Mine Ventilation Symposium, 2006. – P. 251–259. doi: 10.1201/9781439833391.ch36
6. Немченко, А. А. Нормализация микроклимата в подземных камерах шахт [Текст]: міжнар. конф. / А. А. Немченко, Д. А. Лапшина // Сталій розвиток промисловості та суспільства, 2012. – С. 252–253.
7. Бойко, В. А. К вопросу о выборе способа и средств нормализации тепловых условий в подготовительных горных выработках глубоких шахт Донбасса в период их проходки [Текст] / В. А. Бойко, А. В. Бойко // Науковий вісник НГУ. – 2009. – С. 23–26
8. Лапшин, А. А. Промышленные исследования микроклимата и состояния проветривания горных выработок в глубоких рудных шахтах [Текст] / А. А. Лапшин // Металлургическая и горнорудная промышленность. – 2014. – № 1. – С. 76–79.
9. Алексеенко, С. А. Классификация способов и средств регулирования теплового режима шахт [Текст] / С. А. Алексеенко, И. А. Шайхлисламова // Сталій розвиток і штучний холод, 2012. – С. 501–505.
10. Bluhm, S. Important basics of mine ventilation and cooling planning [Text] / S. Bluhm, F. von Glehn // Journal Mine Ventilation Society South Africa. – 2004. – Vol. 57, Issue 1. – P. 15–24.
11. Akande, J. M. Modelling of Okaba Underground Coal Mine Ventilation System [Text] / J. M. Akande, O. Moshood // International Journal of Engineering and Technology. – 2013. – Vol. 3, Issue 7. – P. 766-772.
12. Marx, W. Design of energy efficient mine ventilation and cooling systems [Text] / W. Marx, F. von Glehn, R. W. Wilson // 8th U.S./North American Mine ventilation Symposium, 2006. – P. 641-648. doi: 10.1201/9781439833391.ch39
13. Belle, B. K. Energy savings on mine ventilation fans using 'Quick-Win' Hermit Crab Technology-A perspective [Text] / B. K. Belle // 12th U.S./North American Mine ventilation Symposium, 2008. – P. 427-433.
14. Ratner, G. Underground auxiliary ventilation monitoring and diagnostic system [Text] / G. Ratner, S. Viviers // The Australian Mine Ventilation Conference, 2013. – P. 57–62.
15. Rawlins, C. Underground mine heat loads and associated reduction methodologies [Text] / C. Rawlins // Journal Mine Ventilation Society South Africa. – 2004. – Vol. 57, Issue 1. – P. 25–30.
16. Пат. на корисну модель 71727 Україна МПК F23D 11/12. Гідравлічна форсунка Лапшина [Текст] / Лапшин О. Є., Лапшин О. О., Галінський В. С. та ін. – заявник і патентовласник Криворізький національний університет. – № u201200123; заявл. 04.01.2012; опубл. 25.07.2012, Бюл. № 14.
17. Пат. на корисну модель 71139 Україна МПК B01F 5/00. Охолодний ежектор Лапшина [Текст] / Лапшин О. О., Деньгуб, Лапшина Д. О. та ін. – заявник і патентовласник Криворізький національний університет. – № u 20111391; заявл. 07.11.2011; опубл. 10.07.2012, Бюл. № 13.
18. Лапшин, А. А. Повышение эффективности охлаждения рудничного воздуха форсуночным орошением [Текст] / А. А. Лапшин, В. И. Ляшенко // Цветная металлургия. – 2014. – № 1. – С. 8–14.
19. Лапшин, А. А. Охлаждение рудничного воздуха с использованием шахтных вод [Текст] / А. А. Лапшин // Горный журнал. – 2014. – № 5. – С. 13–17.
20. Алабьев, В. Р. Анализ условий образования опасных концентраций хладагента в горных выработках при эксплуатации шахтной холодильной техники [Текст] / В. Р. Алабьев // Способы и средства создания безопасных и здоровых условий труда в угольных шахтах. – 2004. – № 1. – С. 184–190.
21. Тынына, С. В. О повышении эффективности систем местного кондиционирования тупиковых подготовительных выработок глубоких шахт [Текст]: межвед. сб. науч. тр. / С. В. Тынына // Геотехническая механика. – 2009. – Вып. 82. – С. 211–219.
22. Герасименко, Г. П. Комплексное использование пневматической энергии при отработке глубоких месторождений [Текст] / Г. П. Герасименко. – М.: Недра, 1971. – С. 7–16.
23. Ranque, G. J. Experiments on expansion in a vortex with simultaneous exhaust of hot air and cold air [Text] / G. J. Ranque // J Phys Radium (Paris). – 1933. – Vol. 4. – P. 112–114.
24. Перепелица, В. Г. К вопросу о возможности применения вихревых охладителей при создании систем кондиционирования тупиковых выработок глубоких шахт [Текст]: сб. науч. тр. / В. Г. Перепелица, С. В. Тынына // Геотехническая механика. – 2008. – № 77. – С. 154–159.
25. Chang, K. Experimental Investigation of Vortex Tube Refrigerator with a Divergent Hot tube [Text] / K. Chang, Q. Li, G. Zhou, Q. Li // International Journal of Refrigeration. – 2011. – Vol. 34, Issue 1. – P. 322–327. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2010.09.001
26. Nian, L. Experimental study of the Couple Characteristics of the Refrigerants and Vortex Tube [Text] / L. Nian, W. Zheng, H. Xiaohong, C. Guangming // International Refrigeration and Air Conditioning Conference, 2014. – P. 15–18.
27. Волков, К. Н. Турбулентные струи – статистические модели и моделирование крупных вихрей [Текст]: монография / К. Н. Волков, В. Н. Емельянов, В. А. Зазимко. – М.: Физматлит, 2013. – 360 с.
28. Абрамович, Г. Н. Теория турбулентных струй [Текст] / Г. Н. Абрамович. – М.: Физматгиз, 1960. – 652 с.