

УДК 622.481

В.І. Самуся, д-р техн. наук, Ю.І. Оксень, канд. техн. наук

(Україна, Дніпропетровськ, Державний ВНЗ «Національний гірничий університет»),

Ю.О. Мишанський

(Україна, Павлоград, ПАТ «ДТЕК Павлоградвугілля»)

**АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛА ВИХІДНОГО
ВЕНТИЛЯЦІЙНОГО СТРУМЕНЯ ДЛЯ ОБІГРІВУ
ПОВІТРОПОДАВАЛЬНИХ СТВОЛІВ**

Постановка проблеми. Щоб уникнути обмерзання повітроподавальних стволів, повітря, яке подається в них, згідно з Правилами безпеки має підігріватися як мінімум до $+2^{\circ}\text{C}$. Звичайно цю задачу виконують калориферні установки [1], які живляться паром або гарячою водою шахтних котелень. Калориферні установки для обігріву шахтних стволів є найпотужнішими споживачами тепла на шахтах. У зв'язку з цим ведеться пошук і пропонуються різні альтернативні енергозберігаючі технології з обігріву стволів, основані на використанні природного та викидного низькопотенційного тепла різних джерел, що мають на гірничих підприємствах: компресорних установок [2], шахтної води [3], вихідного вентиляційного струменя [4 – 7]. Використання тепла останнього виглядає вельми привабливо, оскільки витрата вихідного повітря відповідає витраті свіжого повітря, а його температура взимку складає $20 - 30^{\circ}\text{C}$, в залежності від глибини шахт. Запропоновані у зазначеній літературі технічні рішення мають певні недоліки. Так, у роботах [4 – 6] для відбору і передачі тепла від теплого до холодного повітря передбачається використовувати теплообмінники поверхневого типу, які характеризуються великими термічним та аеродинамічним опорами. У роботі [7] передбачається застосування контактних апаратів насадкового типу, які хоча і забезпечують інтенсивний теплообмін, але мають значний аеродинамічний опір.

Метою досліджень є подальше вдосконалення технічних рішень з використання тепла вихідного вентиляційного струменя для обігріву повітроподавальних стволів та визначення їх ефективності.

Щоб забезпечити високу інтенсивність теплообміну при малому аеродинамічному опорі за апарати передачі тепла від теплого до холодного повітря приймаємо форсункові камери, а за основні схемні рішення розглядатимемо схеми одно- та двоступеневого нагріву свіжого повітря, що поступає в шахту.

На рис. 1 зображено стовли 1 і 2 з потоками вихідного та свіжого повітря, вентилятор 3 та елементи теплоутилізаційної установки: форсункові камери 4 та 5, встановлені на вихідному та свіжому струменях, насоси 6 циркуляції проміжного теплоносія (води) та очищувач води від забруднень 7. З рисунка видно, що теплий вихідний струмінь, проходячи через форсункові камери, охолоджується водою, і надходить в атмосферу. Нагріта вода подається в форсункові камери, встановлені на свіжому повітрі, і віддає повітрю одержане тепло. Після контакту з повітрям вода стікає в піддони камер, звідкиля всмоктується і подається до форсунок насосами.

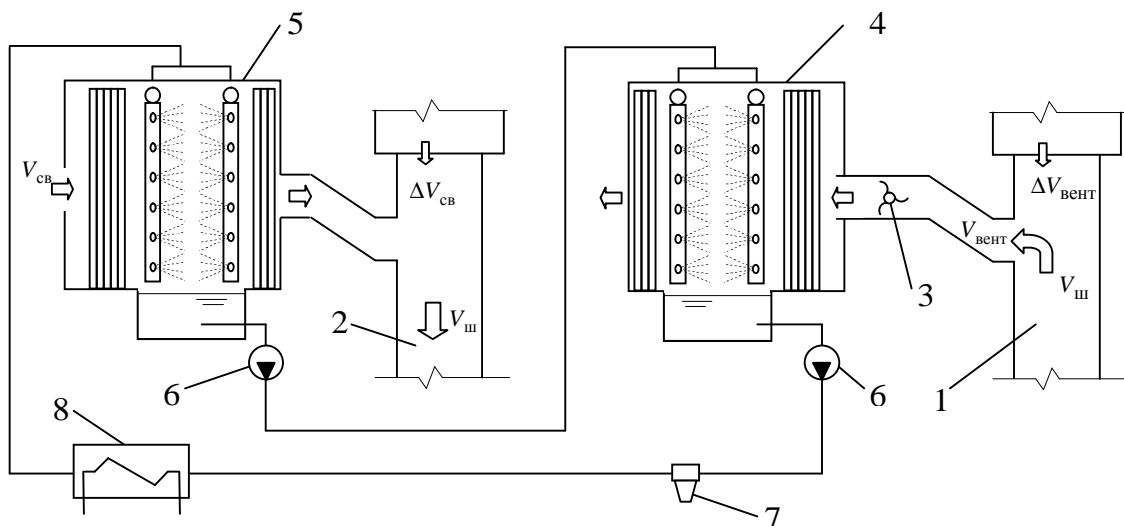


Рис. 1. Схема одноступеневої утилізації викидного тепла вихідного вентиляційного струменя для нагріву свіжого повітря

При двоступеневій утилізації викидного тепла вихідного вентиляційного струменя (рис. 2) установка має два контури циркуляції води – теплий (між системами форсунок камер, встановленими першими по ходу руху вихідного повітря і другими за рухом свіжого повітря), і холодний (між системами форсунок камер, встановленими другими по ходу руху вихідного повітря і першими за рухом свіжого повітря).

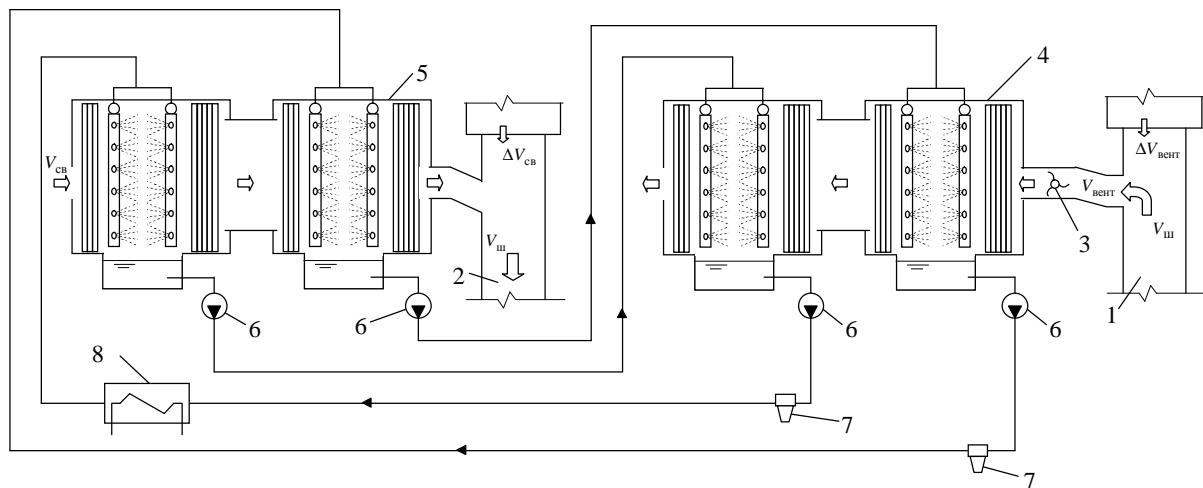


Рис. 2. Схема двоступеневої утилізації викидного тепла вихідного вентиляційного струменя для нагріву свіжого повітря

При недостатній тепловій потужності вихідного струменя для нагріву свіжого повітря з високими мінусовими температурами можливо застосування інших джерел низькопотенційного тепла, а також, як резерву – тепла калориферних установок. Тепло додаткових джерел може бути передане циркуляційній воді в теплообмінниках 8.

Розрахунок процесів у форсунок камер виконуємо за методом, наведеним у роботі [8]. Метод ґрунтується на використанні аналогії протікання в контактних апаратах процесів тепло- і масообміну (аналогії зміни рушійних сил цих процесів), що математично відображається рівністю коефіцієнтів відносної інтенсивності теплообміну Δ_t і масообміну Δ_d :

Ці коефіцієнти визначаються як відношення середніх за процес рушійних сил до максимальних. При цьому процес теплообміну розглядається щодо пограничного шару насиченого, а масообміну – до шару ненасиченого газу.

За рушійні сили переносу тепла і маси прийняті середньоарифметичні температурний $\Delta t_{ТМ}$ і концентраційний Δd_T напори, визначувані за формулами:

$$\Delta t_{ТМ} = \frac{t_{1М} + t_{2М}}{2} - \frac{t_{ЖН} + t_{ЖК}}{2}; \quad (2)$$

$$\Delta d_T = \frac{d_{1М} + d_{2М}}{2} - \frac{d_1 + d_2}{2}, \quad (3)$$

де $t_{1М}$ і $t_{2М}$ – початкова і кінцева температури газу за змоченим термометром; $t_{ЖН}$ і $t_{ЖК}$ – початкова і кінцева температури рідини; $d_{1М}$ і $d_{2М}$ – вологовміст насиченого газу при температурах $t_{1М}$ і $t_{2М}$; d_1 і d_2 – початковий і кінцевий вологовміст газу.

Значення максимальних рушійних сил визначаються за формулами

$$\Delta t_{0М} = t_{ЖН} - t_{1М}; \quad (4)$$

$$\Delta d_0 = d_{1М} - d_1. \quad (5)$$

Таким чином, коефіцієнти відносної інтенсивності теплообміну і масообміну відповідно

$$\Delta_t = \frac{\Delta t_{ТМ}}{\Delta t_{0М}}; \quad (6)$$

$$\Delta_d = \frac{\Delta d_T}{\Delta d_0}. \quad (7)$$

Іншим важливим положенням методу є критеріальне рівняння, що встановлює зв'язок між коефіцієнтом інтенсивності тепломасообміну K_m (визначуваним критерієм) з основними визначальними критеріями, за які прийняті число Рейнольдса Re і критерій подібності теплових еквівалентів рідини і газу Bm_1 . Для форсуноквих камер це рівняння має вигляд

$$K_m = 8,85 Re^{-0,29} Bm_1^{-0,77}. \quad (8)$$

Коефіцієнт інтенсивності тепломасообміну являє собою відношення

$$K_m = \frac{t_{жн} - t_{2M}}{t_{жн} - t_{1M}}. \quad (9)$$

Розрахувавши за критеріальним рівнянням (9) значення K_m , можна за відомими початковими параметрами взаємодіючих середовищ визначити кінцеву температуру газу за мокрим термометром, а саме

$$t_{2M} = t_{жн} - (t_{жн} - t_{1M}) K_m. \quad (10)$$

При визначенні числа Рейнольдса за характерний розмір прийнятий діаметр форсунки d_ϕ , а за характерну швидкість – швидкість витікання рідини з форсунки w_ϕ . Оскільки на відносну швидкість руху краплі в реактивному просторі камери в'язкість рідини практично не впливає, то за в'язкість у формулі для визначення числа Re використовується в'язкість газу $\nu_{г1}$ при його початковій температурі $t_{г1}$. Таким чином,

$$Re = \frac{w_\phi d_\phi}{\nu_{г1}} = \frac{4G_\phi}{\pi \rho_{ж} \nu_{г1} d_\phi}, \quad (11)$$

де G_ϕ – масова витрата рідини через форсунку; $\rho_{ж}$ – густина рідини.

За фізичним значенням число Bm_1 є відношенням теплового еквівалента системи "газ – рідина" до теплового еквівалента одного з агентів (газу), тобто

$$Bm_1 = \frac{G_{ж} c_{pж} + G_{г} c_{pг}}{G_{г} c_{pг}} = B \frac{c_{pж}}{c_{pг}} + 1, \quad (12)$$

де $G_{ж}$ і $G_{г}$ – масові витрати рідини і газу в апараті; $c_{pж}$ і $c_{pг}$ – теплоємність рідини і газу; B – коефіцієнт зрошування, визначуваний як

$$B = \frac{G_{ж}}{G_{г}}. \quad (13)$$

Середня теплоємність вологого газу в інтервалі температур від t_{1M} до t_{2M}

$$c_{pг} = \frac{I_{2M} - I_{1M}}{t_{2M} - t_{1M}} = c_{pсг} + \frac{c_{pп}(d_{2M} t_{2M} - d_{1M} t_{1M})}{t_{2M} - t_{1M}} + r_0 \frac{d_{2M} - d_{1M}}{t_{2M} - t_{1M}}, \quad (14)$$

де I_{1M} і I_{2M} – ентальпія вологого газу при температурах t_{1M} і t_{2M} ; $c_{pсг}$ – ізобарна теплоємність сухого газу; $c_{pп}$ – ізобарна теплоємність водяної пари; $c_{pвг}$ – теплоємність вологого насиченого газу при температурі без урахування прихованої складової; r_0 – питома прихована теплота пароутворення;

Якщо знехтувати зміною температури води в трубопроводах між системами камер, то для кожної із систем можна записати функціональну залежність кінцевої температури води від початкової

$$t_{ж2} = f_1(t_{ж1}, A_{исх}); \quad (15)$$

$$t_{ж1} = f_2(t_{ж2}, A_{св}), \quad (16)$$

де $t_{ж1}$ і $t_{ж2}$ – температура води на вході і виході з камер, встановлених на вихідному струмені; $A_{исх}$ і $A_{св}$ – вектори параметрів, що визначають умови проходження процесів тепломасообміну в камерах, встановлених на вихідному і свіжому струменях.

У результаті сумісного розв'язування рівнянь (15) і (16) визначаються температури $t_{ж1}$, $t_{ж2}$ та інші параметри, що характеризують режим роботи системи форсункових камер: кінцеві температура і вологість повітря, що гріє, та повітря, що нагрівається, а також теплова потужність теплоутилізаційної установки.

При розрахунку гідравлічного режиму установки втрати напору на форсунках, м, визначаються за формулою [9]

$$H_{\phi} = 10 \left(\frac{G_{\phi}}{147,6 d_{\phi}^{1,38}} \right)^{1/0,48}. \quad (17)$$

Форсункові камери даного типорозміру призначаються для обробки певної кількості повітря, витрата якого обмежується фактором винесення крапель води. Тому число камер приймається згідно з потрібною кількістю оброблюваного повітря. Регулювання теплової потужності камер можна здійснити за рахунок зміни витрати води, а при проектуванні камер – за рахунок вибору діаметра форсунок.

У зв'язку з цим метою математичного моделювання було встановлення впливу витрати води, циркулюючої в системі, і діаметра форсунок на теплову потужність установки і кінцеву температуру повітря, що нагрівається, при різних його початкових температурах.

Розрахунки здійснювалися для наступних умов, характерних для вугільних шахт Донбасу: температура та відносна вологість повітря у вентиляційному стволі $t_1 = 22,0^{\circ}\text{C}$ $\phi_1 = 0,9$, об'ємна зведена до нормальних умов витрата повітря в цьому перерізі ствола $V_{ш} = 265 \text{ м}^3/\text{с}$; підсоси через надшахтну будівлю на вентиляційному стволі $\Delta V_{вент} = 35 \text{ м}^3/\text{с}$; на стволі зі свіжим повітрям $\Delta V_{св} = 5 \text{ м}^3/\text{с}$, атмосферний тиск $p_0 = 10000 \text{ Па}$, відносна вологість атмосферного повітря $\phi_0 = 0,9$; депресія вентилятора $\Delta p_{вент} = 3240 \text{ Па}$, ККД вентилятора $\eta_{вент} = 0,82$.

За форсункові камери приймали камери типу ОКФ-2-250, які виготовляються ЗАТ "Інтеркондиціонер". Камери мають наступні технічні характеристики [9]: номінальна витрата повітря – $69,4 \text{ м}^3/\text{с}$; розміри прохідного перерізу по повітрю – $5,0 \times 5,0 \text{ м}$; число форсунок – 624; діаметр форсунок – від 3,5 до 5,5 мм.

Відповідно до цих даних було прийнято 9 форсункових камер – 5 на вихідному і 4 на свіжому струменях повітря.

Розрахунки режимів роботи теплоутилізаційної установки виконано при різних початкових температурах атмосферного повітря та витратах води, що циркулює між системами камер. Витрата води варіювалася в діапазоні, який відповідає діапазону застосовності математичної моделі процесів у форсункових камерах за значеннями коефіцієнта зрошення ($0,5 < B < 2,0$) [9].

За результатами розрахунків на рис. 3 і 4 побудовано графіки залежностей температури повітря $t_{ш}$, що надходить у шахту, і утилізованої теплової потужності $Q_{ут}$ від температури атмосферного повітря t_0 . Лінії 1, 2, і 3 відповідають витраті води в циркуляційному контурі 240, 480 та 680 кг/с.

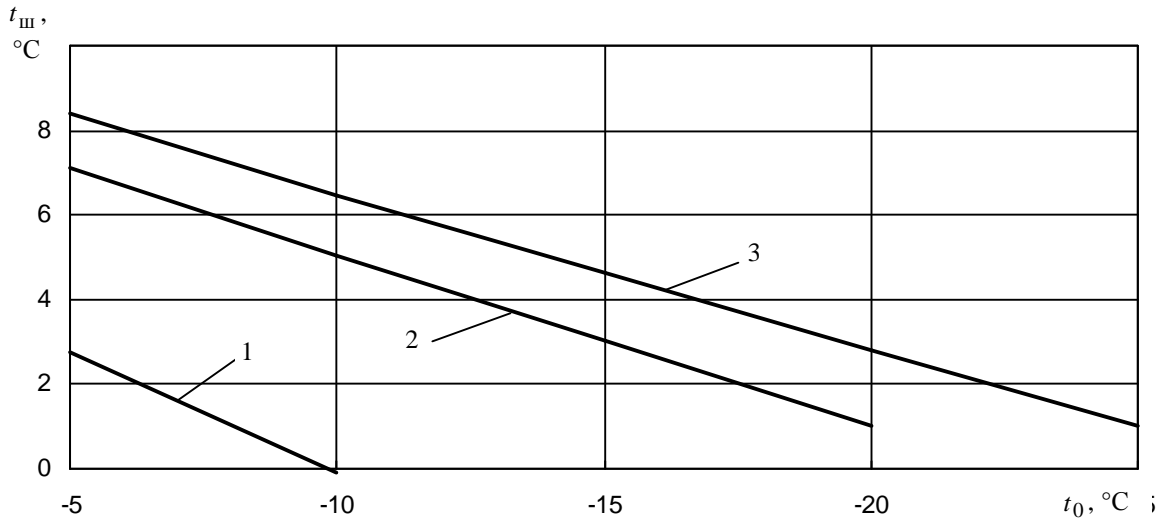


Рис. 3. Залежність температури повітря, що поступає в шахту, від температури атмосферного повітря (діаметр форсунок 5,5 мм)

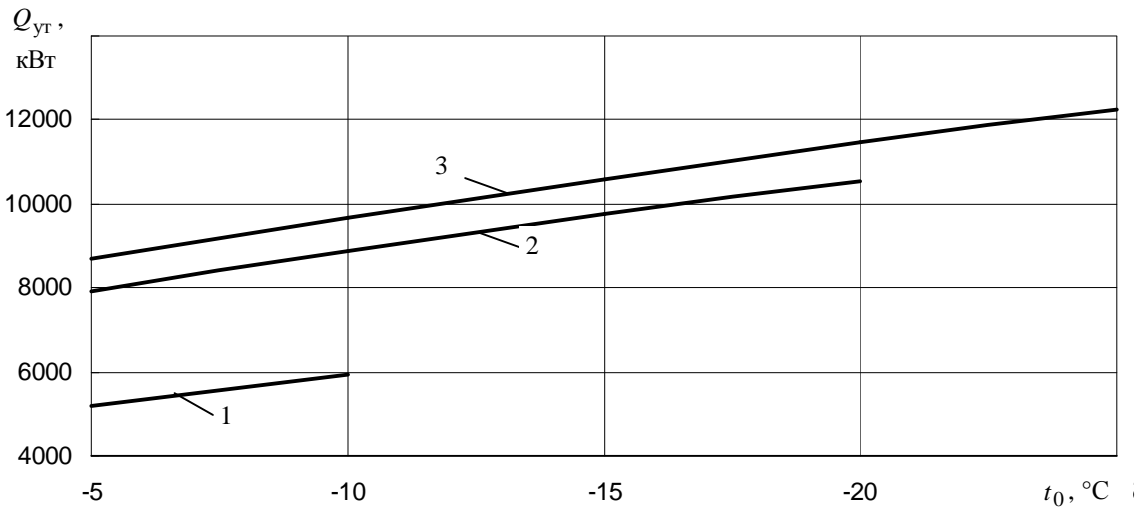


Рис. 4. Залежність утилізованої теплової потужності від температури атмосферного повітря (діаметр форсунок 5,5 мм)

Результати розрахунків показують, що теплова потужність установки зростає при збільшенні витрати циркулюючої води і зменшенні діаметра форсунок.

З рис. 3 та 4 видно, що при збільшенні витрати води до 680 кг/с необхідний температурний режим ствола забезпечується установкою при температурі атмосферного повітря мінус 22°C, а утилізована теплова потужність складає 11500 кВт. Однак при такій витраті води втрата тиску на форсунках перевищує рекомендований максимум, який дорівнює 2,5 бар [9]. З урахуванням цього обмеження витрату води в циркуляційному контурі слід приймати не більш як 450 – 480 кг/с. При такій витраті тиск перед форсунками діаметром 5,5 мм складатиме до 1,9 бар в камерах на вихідному повітрі, та до 3,0 бар в камерах на свіжому повітрі, а установка забезпечить потрібний нагрів атмосферного повітря до +2°C від його початкової температури мінус 17 – 18°C. При витраті повітря в шахтних стволах 265 м³/с у цьому режимі буде утилізовано близько 10500 кВт теплової потужності. Споживана потужність водяних насосів складе 190 кВт, тобто 1,8% від утилізованої теплової потужності.

Більш повна утилізація тепла вихідного струменя повітря досягається у двохступеневій теплоутилізаційній установці (див. рис. 2). Моделювання показує, що у даному випадку потрібний нагрів свіжого повітря без порушень обмежень досягається при зниженні температури атмосферного повітря до мінус 21 – 22°C, а при підведенні 4000 кВт теплової потужності від додаткового джерела через теплообмінник 8 (див. рис. 2) – до мінус 30°C.

Враховуючи, що установка з двохступеневою утилізацією вдвічі дорожча, ніж з одноступеневою, а тривалість періоду вельми низьких температур (менше за мінус 15°C) в умовах України невелика, доці-

льним буде орієнтуватися на більш просту одноступеневу схему із застосуванням додаткових джерел тепла в піковий холодний період.

При контакті з водою вихідне повітря очищується від пилу, що сприяє поліпшенню екології навколишнього середовища на промислових майданчиках шахт.

Очікуваний річний економічний ефект від упровадження розглянутої технології складає близько 3900 тис. грн, а строк окупності капітальних витрат – 1,2 роки.

Висновки

Розроблено технічні рішення з обігріву повітроподавальних стволів шахт за рахунок тепла вихідного вентиляційного струменя, в якому для відбору і передачі тепла застосовані форсункові камери – контактні апарати, що забезпечують високу інтенсивність теплообміну при малому опорі потоку повітря.

На основі математичного моделювання режимів теплоутилізаційної установки встановлено, що установка за одноступеневою схемою забезпечить потрібний нагрів атмосферного повітря до +2°C від його початкової температури мінус 17 – 18°C. При цьому буде утилізовано близько 10500 кВт теплової потужності. Споживана потужність водяних насосів складе 190 кВт.

Впровадження технології забезпечить отримання екологічного, а також значного економічного ефекту – близько 3900 тис. грн на рік, що вказує на її перспективність.

Список літератури

1. Шемаханов, М.М. Отопление шахтных стволов [Текст] / М.М. Шемаханов. – М. : Госгортехиздат, 1960. – 204 с.
2. Скрыпников, В.Б. Энергосберегающая технология системы микроклимата промышленного объекта [Текст] / В.Б. Скрыпников. – Д.: РИО ПГАСА, 2004. – 205 с
3. Шувалов, Ю.В. Предварительная термовлажностная обработка воздуха перед подачей его в рудник [Текст] / Ю.В. Шувалов, Ю.М. Смирнов, Л.Д. Дьяконов // Новая техника и технология для рудников цветной металлургии: Сб. науч. тр. – Л. : Гипроникель, 1990. – С. 123–129.
4. А.с. 1432245 СССР, МКИ Е 21 F 3/00. Устройство для подогрева шахтного воздуха [Текст] / В.Г. Франк, Ю.И. Левиант, Г.В. Ляхович, Т.И. Пирич (СССР). – № 4080806/22-03 ; заявл. 12.07.86 ; опубл. 23.10.88, Бюл. №39.
5. Зимин, Л.Б. Низкопотенциальный теплообмен в системах шахтной вентиляции с термосифонами [Текст] / Л.Б. Зимин // Промышленная теплотехника. – 1995. – Т. 17, № 5. – С. 41–46.
6. Зимин, Л.Б. Теплонасосная утилизация энергии исходящих вентиляционных потоков угольных шахт [Текст] / Л.Б. Зимин // Промышленная теплотехника. – 2004. – Т. 26, № 3. – С. 68–76.
7. Пашков, В.Ф. Определение параметров теплообменной системы, утилизирующей тепло исходящей струи шахты для подогрева поступающего в шахту воздуха [Текст] / В.Ф. Пашков // Изв. вузов. Горн. журн. – 1979. – № 11. – С. 83–85.
8. Андреев, Е.И. Расчет тепло- и массообмена в контактных аппаратах [Текст] / Е.И. Андреев. – Л. : Энергоатомиздат. Ленингр. отд-ние, 1985. – 192 с.
9. Кокорин, О.Я. Установки кондиционирования воздуха [Текст] / О.Я. Кокорин. – М. : Машиностроение, 1978. – 265 с.

Рекомендовано до друку проф. Випанасенко С.І.