

УДК 621.5.004.18

Ю.К. Росковшенко, *к.т.н., професор*,

М.В. Степанов, *к.т.н., доцент*,

А.С. Кім, *асистент*,

А.М. Радченко, *аспірант*.

Київський національний університет будівництва і архітектури

ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ В ТЕПЛИЦЯХ ЗА РАХУНОК ВИКОРИСТАННЯ НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНИХ ТЕРМАЛЬНИХ ВОД

Перспективними споживачами низькопотенційної теплоти природних геотермальних вод та теплових відходів промисловості, зокрема стічних технологічних термальних вод [4,5], є культиваційні споруди захищеного ґрунту. Специфічні функціональні особливості цих споруд визначають значну витрату теплоти, потрібної для їх опалення. Достатньо сказати, що втрати теплоти зимових овочевих теплиць, віднесені до 1 м^2 корисної площі, досягають 600 Вт та більше.

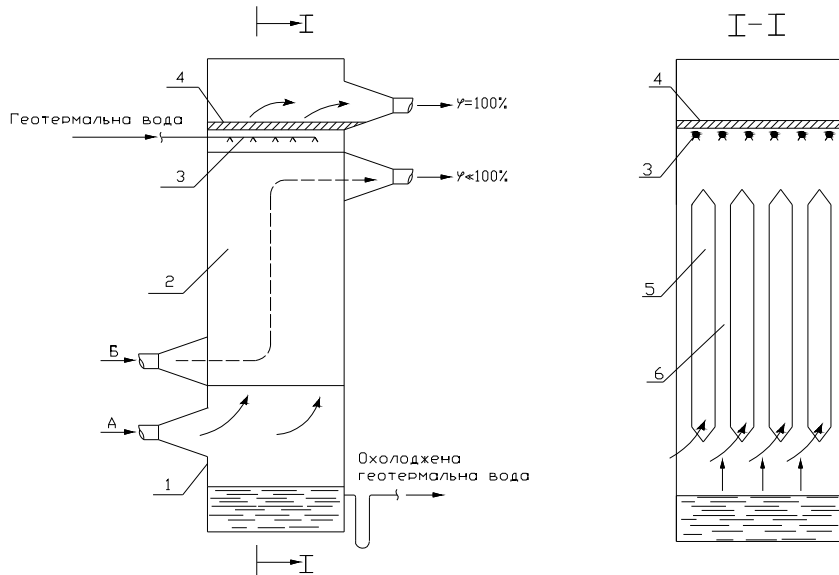
Розвиток овочівництва захищеного ґрунту зумовлює необхідність зниження витрати різних видів органічного палива, яке використовується для культивації тепличної продукції.

Поряд з цим висуваються нові вимоги до теплотехнічного устаткування, яке використовується для систем обігріву культиваційних споруд, зокрема до повітрянагрівальних установок в системах повітряного опалення. Найважливішою з вимог є створення необхідних параметрів повітря що нагрівається – температури та відносної вологості, факторів, які значною мірою підвищують врожайність тепличних культур.

Специфічні особливості геотермальних вод та стічних промислових термальних вод (високий солеміст, підвищена корозійна активність, низький тепловий потенціал) унеможливають їх застосування безпосередньо в якості теплоносіїв систем тепlopостачання. Для практичного використання низькопотенційної теплоти термальних вод був розроблений ряд теплообмінних пристроїв, які дозволяють ефективно нагрівати проміжні теплоносії, які в подальшому використовується для тепlopостачання.

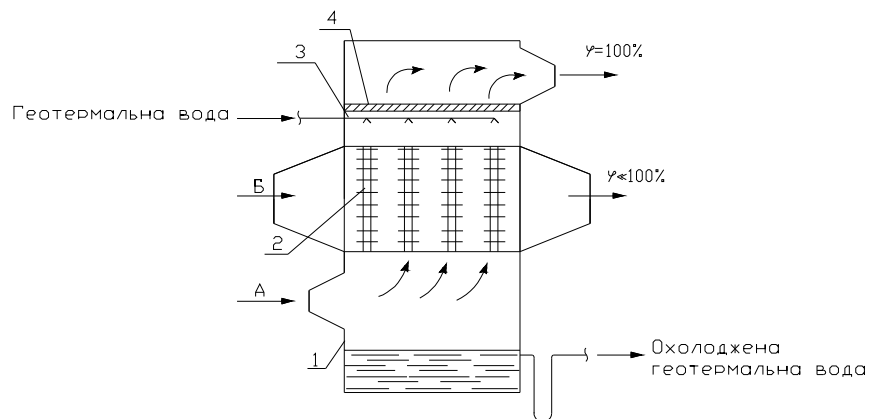
Розглянемо та порівняємо розроблені та досліджені контактнопверхневі повітрянагрівачі двох модифікацій – пластинчасті та трубчасті (мал. 1, 2). В пластинчастому апараті повітря, яке нагрівається, рухається двома потоками, один з яких нагрівається із зволоженням до повного насичення, а другий – без зміни вологовмісту. Роздільне нагрівання потоків повітря відбувається в ізольованих один від одного каналах робочого елемента повітрянагрівача. Цей елемент являє собою

пакет плоско- паралельних пластин з водо- та термостійкого матеріалу (наприклад гетинаксу або металу з відповідним антикорозійним покриттям). Пластини утворюють зрошувані та незрошувані канали, які межуються між собою. Незрошувані поверхні нагріваються внаслідок теплопровідності матеріалу пластин.



Мал. 1 Принципова схема пластинчастого контактнo-поверхневого повітронадiгрiвача.

1-корпус, який виробляється з неметалевих матеріалів, або, з металів, які мають захисне антикорозійне покриття, 2-зрошуваний елемент, 3-водорозподiлювач, 4-Каплевiдбiйник (сепаратор), 5-незрошувані канали, 6-Зрошувані канали



Мал. 2 Принципова схема трубчастого контактнo-поверхневого повітронадiгрiвача.

1-корпус, який виробляється з неметалевих матеріалів, або металів, які мають захисне антикорозійне покриття, 2-зрошуваний елемент, 3-водорозподiлювач, 4-Каплевiдбiйник (сепаратор), 5-незрошувані канали, 6-зрошувані канали

Потік повітря, направлений в зрошувані канали, взаємодіє з плівкою води на поверхні пластин, в результаті чого нагрівається та зволожується. Потік повітря, який рухається в незрошуваних каналах нагрівається без зміни вологовмісту і на виході з повітронагрівача змішується з насиченим повітрям, яке нагрівається в зрошуваних каналах. В результаті суміш набуває необхідної температури та відносної вологості і через повітроводи надходить до приміщення, яке опалюється.

Трубчастий теплообмінник [2] розроблено на базі серійних калориферів. Конструктивна особливість пристрою полягає в наявності верхньої та нижньої камер більшого у порівнянні з серійними калориферами розміру, що забезпечує можливість організації руху повітря, що нагрівається двома потоками, один з яких направляється в міжтрубний простір, де нагрівається без зміни вологовмісту при контакті з поверхнями оребрених трубок, а другий – в трубки калориферу, де нагрівається та зволожується до повного насичення при контакті з водою, яка стікає у вигляді плівки по внутрішнім поверхням трубок. Оброблені таким чином потоки повітря змішуються, в результаті чого суміш також набуває необхідної температури та відносної вологості і направляється в систему повітряного опалення теплиць.

Дані для інженерного розрахунку контактної-поверхневих повітронагрівачів отримані в результаті теоретичного і експериментального дослідження, головною ціллю якого є якісна та кількісна оцінка залежності коефіцієнта теплообміну, який відображує інтенсивність передачі теплоти від теплоносія до потоків повітря, що рухаються окремо, від основних управляючих параметрів при різних режимах роботи теплообмінників.

Для практичних розрахунків пристроїв, які розглядаються, немає необхідності в окремому визначенні потоків явного та прихованого тепла. Достатньо користуватися поняттям повної кількості теплоти, яка передається від теплоносія до повітря, що зволожується.

Потік повної теплоти визначається [1] за формулою

$$Q_1 = \sigma F_1 \Delta i, \quad (1)$$

де Q_1 – повна кількість теплоти, яка передається зволожуваному повітрю, Вт;

σ – коефіцієнт повного теплообміну, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$;

F_1 – поверхня контакту теплоносія з повітрям яке зволожується, м^2 ;

Δi – середньологарифмічний ентальпійний напір, Дж/кг.

В якості поверхні контакту середовищ, які обмінюються теплотою прийнята геометрична поверхня конструкції, по якій стікає плівка води. Дійсну поверхню контакту виміряти в досліді практично неможливо, через те, що вона постійно змінюється внаслідок хвилеподібного характеру руху плівки води, а також тому, що в каналах та трубках, в верхній та нижній камерах присутня велика кількість краплин води різної дисперсності.

Потік явної теплоти від теплоносія до незволоженого в процесі обробки повітря визначається за формулою

$$Q_2 = kF_2\Delta t, \quad (2)$$

де Q_2 – потік явної теплоти, Вт;

k – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·°С);

F_2 – поверхня нагрівання з боку незволоженого повітря, м²;

Δt – середньологарифмічний температурний напір, °С.

Рівняння теплового балансу контактної-поверхневих повітрянагрівачів має вигляд

$$G_w c_w (t_{w1} - t_{w2}) = G_1 K (i_2 - i_1) + G_2 (i'_2 - i_1), \quad (3)$$

де G_w – витрата теплоносія, кг/с;

c_w – теплоємність води, $c_w = 4,19 \cdot 10^3$ Дж/(кг·К);

t_{w1}, t_{w2} – початкова та кінцева температура теплоносія, К;

G_1, G_2 – витрата зволоженого та незволоженого повітря, кг/с;

i_1, i_2, i'_2 – відповідно ентальпія повітря на початку обробки, кінцева зволоженого, кінцева незволоженого повітря, Дж/кг;

K – поправочний коефіцієнт, який враховує випаровування води при обробці повітря що нагрівається.

$$K = 1 \dots 1,14$$

На основі даних О.Я. Кокоріна [2], який досліджував роботу теплообмінників непрямого випарного охолодження, котрі за гідравлічними режимами руху середовищ, які обмінюються теплотою, аналогічні тим контактної-поверхневим повітрянагрівачам які розглядаються, встановлено допустимі значення масової швидкості зволоженого повітря, виходячи з можливості виникнення режиму «захливання»:

для пластинчастого повітрянагрівача

$$v\rho = 13,5 - 98,75 \cdot V \quad (5)$$

для трубчастого повітрянагрівача

$$v\rho = 12,8 - 90 \cdot V \quad (6)$$

де $v\rho$ – масова швидкість зволоженого повітря, кг/(м²·с);

V – щільність зрошення, віднесена до змоченого периметру, кг/(м·с).

Доцільний діапазон вимірів щільності зрошення визначався на основі попередніх випробовувань повітрянагрівачів. Було встановлено, що збільшення щільності зрошення понад 0,08 кг/(м·с) практично не призводить до підвищення температури повітря в кінці обробки, однак викликає суттєве збільшення температури охолодженої води, що є негативним фактором.

При щільності зрошення менше 0,03 кг/(м·с) різниця кінцевої та початкової температур незволоженого повітря не перевищувала 7÷8 К. Таким чином діапазон змін щільності зрошення в експериментах був прийнятий: $V = 0,03 \div 0,08$ кг/(м·с).

Максимальне значення масової швидкості зволоженого повітря 5,6 кг/(м²·с) було визначене на основі виразів (5) та (6). Являє цікавість визначення інтенсивності теплообміну між теплоносієм та

незволожуваним повітрям при відсутності руху потоку зволоженого повітря. В зв'язку з цим масова швидкість зволоженого повітря змінювалася при експериментальному дослідженні від 0 до 5,6 кг/(м²·с). Діапазон змін масової швидкості незволоженого повітря за аналогією з випробовуванням калориферів звичайної конструкції був прийнятий від 2,0 до 12кг/(м²·с).

При обробці даних встановлено, що коефіцієнт повного теплообміну практично не залежить від швидкості потоку незволоженого повітря, що пояснюється головним чином ламінарним характером руху плівки теплоносія, який, як було встановлено при теоретичному аналізі, зберігається у всіх режимах роботи повітронагрівачів.

Виявлена в експериментах залежність коефіцієнта повного теплообміну від масової швидкості зволоженого повітря і щільності зрошення описується емпіричними формулами:

для пластинчастого повітронагрівача

$$\sigma = 6,7 \cdot 10^{-2} (v\rho)^{0,9} B^{0,8}; \quad (7)$$

для трубчастого повітронагрівача

$$\sigma = 7,1 \cdot 10^{-2} (v\rho)^{0,9} B^{0,8}. \quad (8)$$

Коефіцієнт теплопередачі від теплоносія до незволоженого повітря в значній мірі залежить від масової швидкості повітря, яке нагрівається при безпосередньому контакті з водою:

для пластинчастого повітронагрівача

$$k = 69,7(v\rho)^{0,87} B^{0,9} e^{-0,08(v\rho)}; \quad (9)$$

для трубчастого повітронагрівача

$$k = 268,7(v\rho)^{0,43} B^{0,25} e^{-0,08(v\rho)}. \quad (10).$$

В результаті експериментального дослідження встановлено, що різниця початкової температури теплоносія та кінцевої температури зволоженого повітря θ залежить тільки від масової швидкості повітря та щільності зрошення:

для пластинчастого повітронагрівача

$$\theta = 0,26(v\rho)^{0,4} \cdot B^{-1}; \quad (11)$$

для трубчастого повітронагрівача

$$\theta = 0,8(v\rho)^{0,4} \cdot B^{-0,62}. \quad (12)$$

Емпіричні залежності втрат тиску H_I , Па, в повітронагрівачі із сторони потоку зволоженого повітря мають вигляд:

для пластинчастого повітронагрівача

$$H_I = 129,6(v\rho)^{2,9} \cdot B^{1,34}; \quad (13)$$

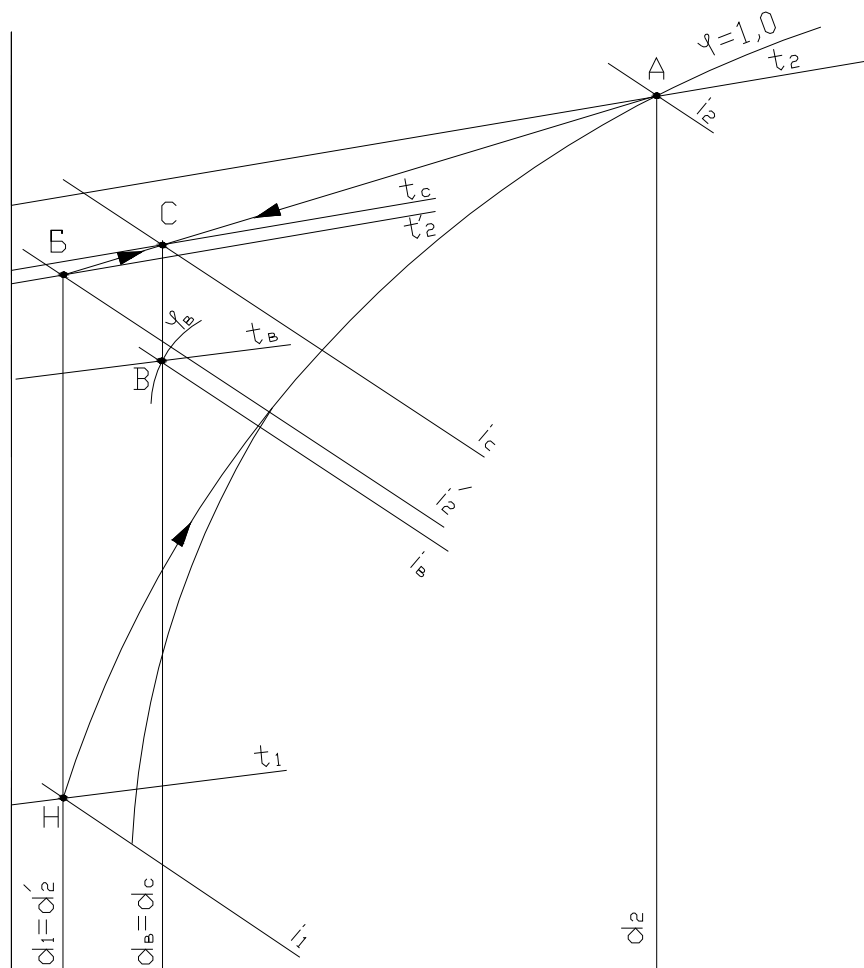
для трубчастого повітронагрівача

$$H_I = 336,4(v\rho)^{1,4} \cdot B^{0,82}; \quad (14)$$

Залежність втрат тиску в пластинчастому повітрянагрівачі H_2 Па, з боку потоку повітря, що нагрівається без зволоження, виражена емпіричною залежністю

$$H_2 = 9,94(\nu\rho)^{1,925}. \quad (15)$$

На основі аналізу побудови обробки повітря в I, d – діаграмі [3,6] отримані формули для визначення витрат зволоженого та незволоженого повітря, дотримання яких забезпечить потрібні параметри суміші, яка надходить до системи повітряного опалення теплиць. На діаграмі наведено характерні точки процесу обробки: Н – визначає стан зовнішнього повітря перед обробкою в повітрянагрівачі; А – відповідає стану потоку повітря, яке нагріте без зволоження; Б – характеризує стан повітря, яке оброблено при безпосередньому контакті з теплоносієм; С – відповідає параметрам суміші повітря на виході з апарату; В – визначає параметри внутрішнього повітря в опалювальному приміщенні. Промінь процесу обробки в приміщенні умовно співпадає з лінією постійного вологовмісту.



Мал. 3 Побудова на i, d - діаграмі процесу обробки повітря в контактньо-поверхневому повітрянагрівачі

На основі побудови можна записати

$$\frac{G_1}{G_2} = \frac{d_c - d_1}{d_2 - d_c} \quad (16)$$

З іншого боку, загальну кількість повітря, яке надходить до приміщення, можна визначити за виразом

$$G_1 + G_2 = \frac{Q}{i_c - i_B}, \quad (17)$$

де i_c, i_B – відповідно ентальпія повітря, яке надходить до приміщення, та внутрішнього повітря, Дж/кг;

$Q=Q_1+Q_2$ – теплова потужність, яка потрібна для повітряного опалення, Вт.

Вирішивши вирази (16) та (17), отримаємо

$$G_1 = \frac{Q(d_c - d_1)}{(i_c - i_B)(d_2 - d_1)}; \quad (18)$$

$$G_2 = \frac{Q(d_2 - d_c)}{(i_c - i_B)(d_2 - d_1)}. \quad (19)$$

Данні, отримані в результаті теоретичних та експериментальних досліджень, дозволяють виконувати інженерний розрахунок розроблених повітрянагрівачів для систем повітряного опалення теплиць. Застосування таких пристроїв не тільки дозволяє забезпечити значний економічний ефект, а також буде сприяти охороні повітряного басейну від забруднень, які мають місце при спалюванні органічного палива.

Список літератури:

1. Нестеренко А.В. Основы термодинамических расчётов вентиляции и кондиционирования воздуха. М., 1965.
2. О.Я. Кокорин. Установки кондиционирования воздуха. – М.:Машиностроение, 1978.
3. В.Н. Богословский, О.Я. Кокорин, Л.В. Петров. Кондиционирование воздуха и холодоснабжение (учебник). – М.: Стройиздат, 1985.
4. Системы вентиляции и кондиционирования. Теория и практика. М. Евроклимат. 2000.
5. Сотников А.Г. Системы кондиционирования воздуха и вентиляции. В 2-х томах. ООО «АТ». Санкт-Петербург. 2005.
6. Росковшенко Ю.К. Центральні системи кондиціонування повітря Навчальний посібник. Київ. ІВНВП «Укреліотех». 2008.