

Пересьолков О.Р., к.техн.н., доцент, Круглякова О.В., к.техн.н., доцент

МЕТОДИЧНІ АСПЕКТИ ТЕОРЕТИЧНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ СИСТЕМИ ОБОРОТНОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ З ВЕНТИЛЯТОРНОЮ ГРАДИРНЕЮ В УМОВАХ ПІДВИЩЕНОЇ ТЕМПЕРАТУРИ ЗОВНІШНЬОГО ПОВІТРЯ

Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", Харків

Ключові слова: охолоджувальний вузол, оборотне водопостачання, вентиляторна градирня, інтенсифікація роботи, підвищена температура зовнішнього повітря, температура охолодженої води

Системи оборотного водопостачання з вентиляторними градирнями широко використовуються для охолодження теплотехнологічного обладнання різних підприємств. Стабільність їх роботи визначає ефективність роботи усього технологічного циклу підприємства. В останній час з'явилася певна кількість робіт, що присвячена теоретичному й експериментальному визначенню ефективності вентиляторних градирень та деяким питанням їх модернізації [1–7]. Але важливим представляється отримання інформації про ефективність охолодження існуючих градирень, які працюють при параметрах зовнішнього повітря, що відрізняються від розрахункових. Особливо це стосується підвищених кліматичних умов.

З потеплінням клімату температура зовнішнього повітря в літні місяці вдень піднімається до 35 °С і вище. Це ускладнює роботу водоохолоджувачів і призводить до недоохолодження оборотної води в градирні. В результаті можливе порушення технологічного процесу роботи основного устаткування (холодильних установок, компресорних станцій, конденсаторів, плавильних індукційних печей і т.і.). Екстремальні природні умови особливо позначаються на параметрах роботи градирень з великим терміном експлуатації. Свого часу такі градирні проектувалися для кліматичних умов, рекомендованих будівельними нормами [8, 9].

Розглянемо порядок дослідження параметрів роботи охолоджувального вузла діючої системи оборотного водопостачання (СОВ), що складається з теплообмінного апарату, на який подається охолоджуюча вода, вентиляторної градирні, резервуарів теплої й охолодженої води й насосів.

Етап 1. Визначення максимальної температури охолоджувальної води $t'_в$, при якій можлива експлуатація теплообмінного апарату й, відповідно, всього технологічного комплексу.

Середній температурний напір в теплообмінному апараті Δt_{cp} визначається з рівняння передачі в ньому теплоти [10]

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta t_{cp}, \quad (1)$$

де Q – теплове навантаження; k – коефіцієнт передачі теплоти; F – площа теплопередавальної поверхні стандартного теплообмінника.

З іншої сторони,

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_M}}, \quad (2)$$

де $\Delta t_{\delta} = t''_T - t'_B$, $\Delta t_M = t'_T - t''_B$; t'_T и t'_B – температури гарячого теплоносія й охолоджуючої води на вході в теплообмінний апарат; t''_T и t''_B – температури теплоносіїв на виході з апарату.

Кінцева температура охолоджуючої води на виході з теплообмінника

$$t''_B = t'_B + \Delta t_T,$$

де Δt_T – нагрів охолоджуючої води в теплообміннику, який може бути знайдений як

$$\Delta t_T = \frac{Q}{G_B \cdot c_B}.$$

Тут G_B – масова витрата охолоджуючої води, c_B – питома теплоємність води.

Спільне рішення рівнянь (1) і (2) щодо Δt_{cp} дозволяє знайти значення t'_B . Задаючись значеннями температури t'_B , послідовними наближеннями необхідно домогтися збігу значень Δt_{cp} , знайденого з рівняння (1) і (2) з точністю до 0,5 %. Знайдене таким чином значення t'_B , а отже, $t''_B = t'_B + \Delta t_T$, є вихідними для розрахунку охолоджуючої здатності градирні при різних параметрах зовнішнього повітря.

Подібні міркування корисні при проектуванні нових теплообмінників. Якщо площа обраного стандартного теплообмінного апарату є дещо завищеною, то відповідно до рівняння (1), його експлуатація можлива при меншому температурному напорі Δt_{cp} , а, відповідно, при більш високій максимально допустимій температурі охолоджуючої води. Це сприяє переходу на більш високий температурний рівень циклу системи оборотного водопостачання. При цьому активізується як конвективний теплообмін між водою і повітрям, так й інтенсивність випарного охолодження, тобто задане теплове навантаження можливо передати в атмосферу при дещо меншому об'ємі (висоті) зрошувача. Це положення розрахунковим шляхом з'ясовано авторами цієї роботи і відповідає також висновкам роботи [11].

У розглянутому в цій роботі прикладі розрахункове значення максимальної температури охолоджувальної води, яка подається на теплообмінний апарат, $t'_B = 24,5$ °C; $\Delta t_T = 9,5$ °C, відповідно, $t''_B = 34$ °C.

Етап 2. Розрахунок охолоджувальні здатності вентиляторної градирні.

СОВ обладнана протиточною вентиляторною градирнею, що складається з трьох секцій площею в плані $F'_{op} = 4 \times 4 = 16$ м² кожна. Градирня встановлена на рівні землі. Зрошувач градирні двох'ярусний, виконаний з хвилястих азбестоцементних листів з горизонтальними гофрами, крок між $S = 24,8$ мм, висота зрошувача $h = 2,44$ м. Параметри зрошення $A = 0,72$; $m = 0,61$ [8].

В даний час подібні градирні знаходяться в експлуатації на багатьох підприємствах, тому аналіз роботи градирень такого типу для екстремальних температурних умов клімату є досить актуальним.

При розрахунку градирні визначається об'єм і висота зрошувача відповідно до

методики [12]. Градирня буде забезпечувати необхідне охолодження заданої витрати води G_v при відповідних метеорологічних умовах, якщо розрахункова висота її зрошувача h_{op} не перевищує висоти зрошувача h стандартної градирні, що розглядається.

Методика розрахунку [12] представлена наступними рівняннями.

Рівняння передачі теплоти від води до повітря в зрошувачі градирні

$$Q = \beta_{xv} \cdot V_{op} \cdot k \cdot \Delta I_{cp}, \quad (2)$$

де β_{xv} – об'ємний коефіцієнт масовіддачі, середній за об'ємом зрошувача, що відноситься до різниці вологовмісту, $\text{кг}/(\text{м}^3 \cdot \text{с} \cdot \text{кг}/\text{кг} \text{ сух. повітря})$; V_{op} – об'єм зрошувача, м^3 ; k – поправочний коефіцієнт, який враховує зменшення витрати води через її випаровування, $k = \frac{1 - c_{pж} t_{ж2}}{r}$; r – теплота пароутворення, $\text{кДж}/\text{кг}$, ΔI_{cp} – середня різниця значень питомих ентальпій вологого повітря, тобто різниця значень питомих ентальпій насиченого повітря в пограничному шарі у поверхні плівки води, що стікає зрошувачем I'' , й ентальпії повітря в ядрі потоку між пластинами зрошувача I , $\text{кДж}/\text{кг} \text{ сух. повітря}$.

Об'ємний коефіцієнт масовіддачі визначається як

$$\beta_{xv} = A \cdot \lambda^m \cdot g_{ж}, \quad (3)$$

де $g_{ж}$ – густина зрошування, $(\text{кг}/\text{с} \cdot \text{м}^2)$; $\lambda = G_v/G_{ж}$ – відношення масової витрати повітря до масової витрати води; коефіцієнти A і m є постійними для обраної конструкції зрошувача.

Середня різниця ентальпій представлена як

$$\Delta I_{cp} = \frac{(I_1'' - I_2) - (I_2'' - I_1)}{\ln \frac{(I_1'' - I_2)}{(I_2'' - I_1)}}. \quad (4)$$

Розрахункова висота зрошувача h_{op} , що необхідна для забезпечення заданого теплов'язу й охолодження води,

$$h_{op} = V_{op} / F_{op},$$

де F_{op} – площа зрошувача в плані, м^2 .

У розрахунках були розглянуті чотири режими при наступних параметрах зовнішнього повітря:

Режим 1: температура зовнішнього повітря $\theta_1 = 25$ °С, відносна вологість $\varphi = 52$ %, температура за мокрим термометром $\tau = 18,6$ °С.

Режим 2: $\theta_1 = 30$ °С; $\varphi = 35$ %; $\tau = 19$ °С.

Режим 3: $\theta_1 = 33$ °С; $\varphi = 33$ %; $\tau = 21,2$ °С.

Режим 4: $\theta_1 = 35$ °С; $\varphi = 30$ %; $\tau = 22,5$ °С.

На рис. 1 показані розрахункові значення необхідної висоти зрошувача h_{op} для забезпечення охолодження води в градирні до розрахункової максимально допустимої

температури охолодженої води (в розглянутому прикладі ця температура дорівнює 24,5 °С). Номери точок відповідають режимам, що розглядаються.

Як видно з рис. 1, вже при температурі зовнішнього повітря більш 31 °С необхідна глибина охолодження забезпечена не буде.

Доцільно отримані результати стосовно охолоджувальної здатності градирні представити у вигляді залежності температури охолодженої води t_2 при відповідних розрахункових параметрах зовнішнього повітря. Для отримання такої залежності була розроблена методика, описана в етапі 3.

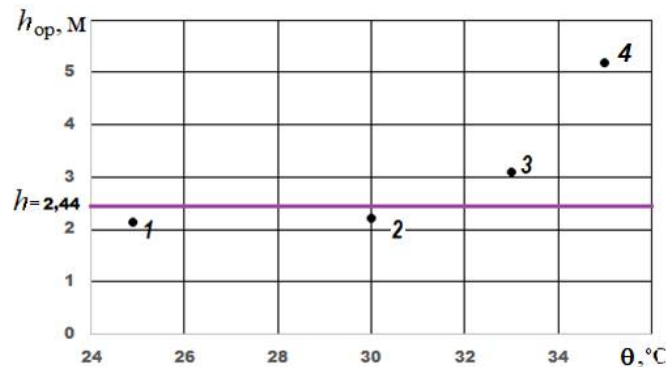


Рисунок 1 – Залежність необхідної висоти зрошувача від параметрів зовнішнього повітря (режими 1-4)

Етап 3. Аналіз роботи пристрою води при різних параметрах зовнішнього повітря.

Приймаємо в якості припущення лінійну залежність ентальпії насиченого повітря біля поверхні плівки води I'' за висотою зрошувача h_{op} , як показано на рис. 2.

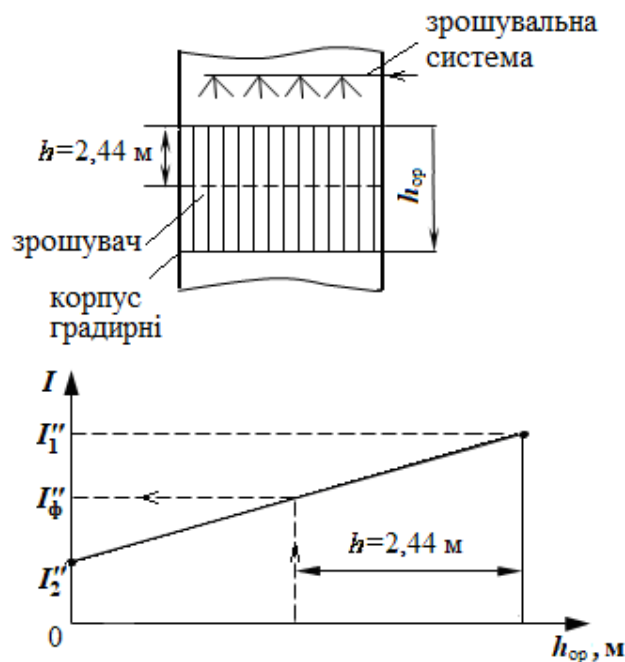


Рисунок 2 – До розрахунку фактичної температури охолоджуючої води на виході з градирні

При проходженні плівки води вниз по зрошувачу відстань, що дорівнює висоті зрошувача стандартної градирні (в нашому прикладі $h = 2,44$ м) за графіком $I'' = f(h_{\text{оп}})$ (рис. 2), отримуємо фактичне значення ентальпії $I''_{\text{ф}}$. Параметри повітря в прикордонному шарі у плівки води, що стікає по зрошувачу $\theta''_{\text{ф}} = t_{2\text{ф}}$ і $\varphi'' = 100\%$, отже за $I-d$ діаграмою можна знайти фактичне значення температури недоохолодженої води $t_{2\text{ф}}$, яка виходить із зрошувача стандартної градирні. На рис. 3 показано значення температури $t_{2\text{ф}}$, яка визначена відповідно до викладеної методики.

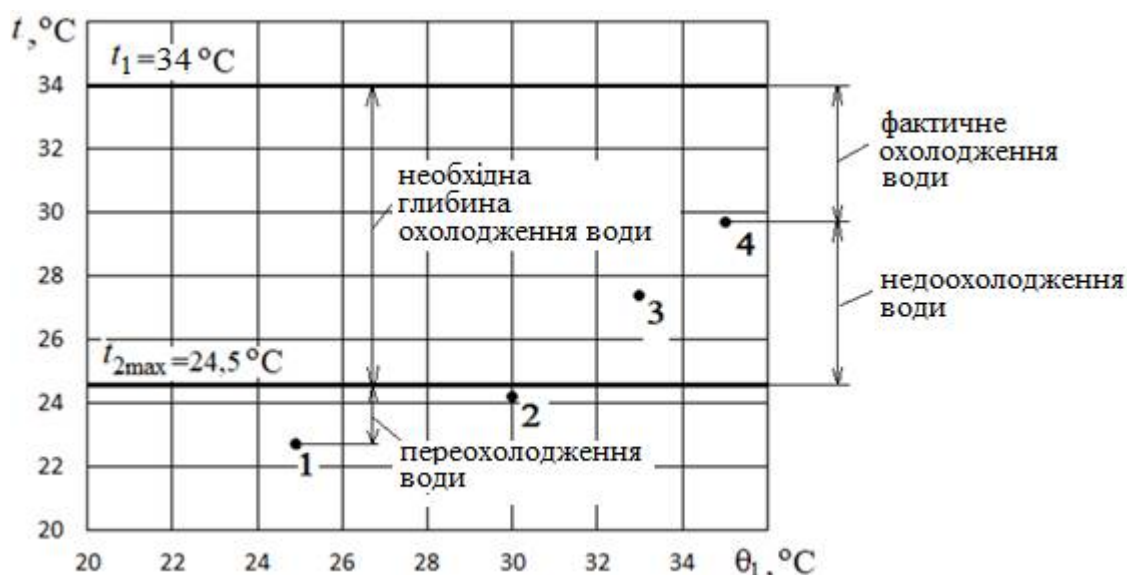


Рисунок 3 – Розрахункові значення температури охолоджуючої води для обраних режимних параметрів зовнішнього повітря

Етап 4. Аналіз можливості інтенсифікації роботи градирні при екстремальних параметрах зовнішнього повітря.

Розглянемо рівняння (3) для розрахунку об'ємного коефіцієнта масовіддачі $\beta_{\text{хв}}$. Так, збільшення витрати повітря і, відповідно, коефіцієнта λ^m призводить до зростання $\beta_{\text{хв}}$ й інтенсивності охолодження. При цьому необхідно також враховувати зростання аеродинамічного опору елементів градирні.

Вентилятори типу ВГ мають кілька позицій кута установки лопаток (наприклад, 10, 15 і 20 градусів), більший кут повороту відповідає більшій витраті повітря, аеродинамічний опір градирні також зростає. При цьому забезпечується можливість експлуатації охолоджувального вузла при підвищенні температури повітря до 31–33 °С.

На рис. 4 показано вплив кута установки лопаток вентилятора α на температуру охолодженої води.

Ефективність роботи градирні, у відповідність з рівнянням (3), також збільшується зі зростанням густини зрошення $g_{\text{ж}}$. При цьому потрібно враховувати кілька факторів. По-перше, збільшення густини зрошення не повинно призводити до «захлинання» зрошувача. «Захлинання» цілком можливо при використанні пластмасових зрошувачів з відносно невеликим проміжком між листами, але для зрошувачів з азбестоцементних листів при кроці їх установки 25–55 мм воно набагато менш небезпечно.

По-друге, збільшення витрати води не повинно призводити до збільшення нерівномірності локальної густини зрошення, особливо під повнофакельними форсунками, що мають орієнтацію на подачу води вниз. Таке локальне збільшення витрати води в

окремих точках поперечного перерізу зрошувача при збільшенні середнього значення густини зрошення не сприяє збільшенню ефективності охолодження води, що також було відзначено в роботі [10].

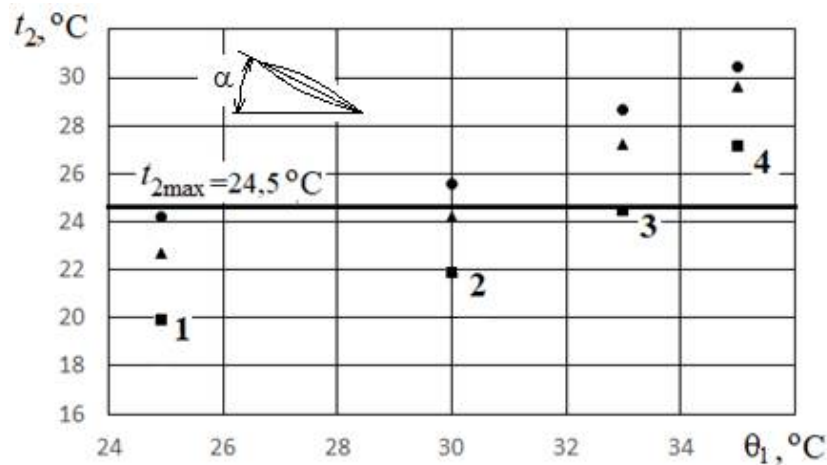


Рисунок 4 – Значення температури охолодженої води t_2 при різних кутах α установки лопатів осьового вентилятора градирні та розглянутих режимах зовнішнього повітря:
 • – $\alpha=10^\circ$; ▲ – $\alpha=15^\circ$; ■ – $\alpha=20^\circ$

По-третє, при збільшенні витрати води через градирню витрата води через теплообмінний апарат не повинна збільшуватися. Це можна реалізувати, зокрема, відводом надлишку охолодженої води в резервуар теплої води, тим самим розбавляючи її та знижуючи її температуру, що, в свою чергу, повинно дещо поліпшити умови роботи градирні. Аналогічне рішення також можливе при установці в СОВ додаткової градирні.

На рис. 5 показано вплив густини зрошення $g_{ж}$ на охолоджувальну здатність градирні.

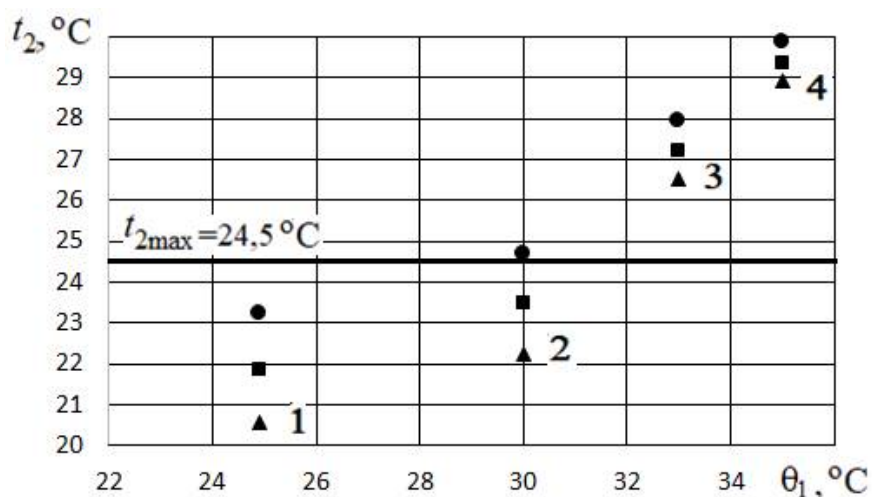


Рисунок 5 – Значення температури охолодженої води при різних густинах зрошення (режими 1-4):

• – $g_{ж} = 8 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$; ■ – $g_{ж} = 10 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$; ▲ – $g_{ж} = 12 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$

Як видно, завдяки такому рішенню можливо забезпечення нормальної роботи

охолоджувального вузла до температур зовнішнього повітря 31–32 °С.

Висновки. Розглянуто порядок дослідження параметрів роботи системи оборотного водопостачання. Запропоновано методику визначення максимальної температури охолоджувальної води, при якій можлива експлуатація теплообмінного апарату, тим самим визначаються вихідні параметри для розрахунку охолоджувальної здатності градирні.

Розроблено методику розрахунку градирні з визначення необхідного об'єму, а відповідно, й висоти зрошувача. Представлені результати розрахунку різних режимних параметрів роботи, в яких температура зовнішнього повітря змінювалася від 25 до 36 °С.

Розроблено методику та виконано розрахунки фактичної температури охолоджуючої води на виході з градирні для стандартної висоти зрошувача.

Виконано аналіз можливої інтенсифікації роботи градирні за рахунок збільшення витрати повітря при повороті лопатів вентилятора від 10 до 20 градусів.

Проаналізовано поліпшення охолодження води в градирні при збільшенні густини зрошення від 8 до 12 м³/(м² год). Показано, як реалізувати це рішення при наявності резервуарів теплої і холодної води.

Отримані результати дозволяють прогнозувати режим роботи градирні та основної технологічної установки при довільних розрахункових параметрах зовнішнього повітря.

Література

1. Лаптев А.Г., Ведьгаева И.А. Устройство и расчет промышленных градирен: Монография. Казань: КГЭУ, 2004. 180 с.
2. Колесник В.В., Орлик В.Н., Зеленцов В.В. Анализ работы градирен с распылительными форсунками // Химическая промышленность. 2001. №10. С. 12–16.
3. Крюков О.В. Повышение энергоэффективности водооборотных систем предприятий при оптимизации управления градирнями // Вестник ПНИПУ. Электротехника, информационные технологии, системы управления. 2016. № 19. С. 5-27.
4. Сосновский С.К., Кравченко В.П. Пути повышения эффективности работы вентиляторных и башенных градирен // Холодильна техніка і технологія. 2013. № 4 (144). С. 51–60.
5. Даутов Р.Г., Вилохин С.А. Повышение эффективности процесса охлаждения в градирнях // Вестник Казанского технического университета. 2013. №5. С. 190–192.
6. Галустов В.С. Оптимизация систем оборотного потребления охлаждающей воды // Сантехника. Отопление. Кондиционирование. 2005. №7. С. 42–45.
7. Кологривов М.М., Бузовский В.П. Эффективность работы промышленных контактных аппаратов // Холодильна техніка та технологія. 2014. № 2 (148). С. 60–63.
8. Гладков В.А., Арефьев Ю.И., Пономаренко В.С. Вентиляторные градирни. М.: Стройиздат. 1976. 216 с.
9. СНиП 2.01.01-82 Строительная климатология и геофизика / Госстрой СССР. М.: Стройиздат, 1983. 136 с.
10. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. М.: Энергия, 1975. 488 с.
11. Сосновский С.К., Кравченко В.П. Термодинамические циклы и правила регулирования систем оборотного водоснабжения с испарительными охладителями. Хо-

лодильна техніка та технологія. 2015. Т. 51. Вип. 6. С. 51–60.

12. Расчеты вентиляторных градирен: метод. указания для курсового и дипломного проектирования / А.Р. Переселков, О.В. Круглякова. Харьков: НТУ «ХПИ». 2016. 56 с.

Bibliography (transliterated)

1. Laptev A.G., Vedgaeva I.A. Ustroystvo i raschet promyshlennyh gradiren: Monografiya. Kazan': KGEU, 2004. 180 p.

2. Kolesnik V.V., Orlik V.N., Zelencov V.V. Analiz raboty gradiren s raspylitelnyimi forsunkami // Himicheskaya promyshlennost. 2001. №10. P. 12–16.

3. Kryukov O.V. Povyshenie energoeffektivnosti vodooborotnyh sistem predpriyatiy pri optimizacii upravleniya gradirnyami // Vestnik PNIPU. Elektrotehnika, informacionnye tehnologii, sistemy upravleniya. 2016. # 19. P. 5–27.

4. Sosnovskiy S.K., Kravchenko V.P. Puti povysheniya effektivnosti raboty ventilyatornyh i bashennyh gradiren // Holodilna tehnika i tehnologiya. 2013. № 4 (144). P. 51–60.

5. Dautov R.G., Vilohin S.A. Povyshenie effektivnosti processa ohlazhdeniya v gradirnyah // Vestnik Kazanskogo tehniceskogo universiteta. 2013. №5. P. 190–192.

6. Galustov V.S. Optimizaciya sistem oborotnogo potrebleniya ohlazhdayushey vody // Santehnika. Otoplenie. Kondicionirovanie. 2005. №7. P. 42–45.

7. Kologrivov M.M., Buzovskiy V.P. Effektivnost raboty promyshlennyh kontaktnykh apparatov // Holodilna tehnika ta tehnologiya. 2014. № 2 (148). P. 60–63.

8. Gladkov V. A., Arefev Yu. I., Ponomarenko V. S. Ventilyatornye gradirni. M.: Strojizdat. 1976. 216 p.

9. SNiP 2.01.01-82 Stroitel'naya klimatologiya i geofizika / Gosstroj SSSR. M.: Strojizdat, 1983. 136 p.

10. Isachenko V.P., Osipova V.A., Sukomel A.S. Teploperedacha. M.: Energiya, 1975. 488 p.

11. Sosnovskij S.K., Kravchenko V.P. Termodinamicheskie cikly i pravila regulirovaniya sistem oborotnogo vodosnabzheniya s isparitelnyimi ohladitelyami. Holodilna tehnika ta tehnologiya. 2015. Т. 51. Vip. 6. P. 51–60.

12. Raschet ventilyatornyh gradiren: metod. ukazaniya dlya kursovogo i diplomnogo proektirovaniya / A.R. Pereselkov, O.V. Kruglyakova. Kharkov: NTU «KhPI». 2016. 56 p.

УДК 66.045.53

Переселков О.Р., к.техн.н., доцент, Круглякова О.В., к.техн.н., доцент

МЕТОДИЧНІ АСПЕКТИ ТЕОРЕТИЧНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ СИСТЕМИ ОБОРОТНОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ З ВЕНТИЛЯТОРНОЮ ГРАДИРНЕЮ В УМОВАХ ПІДВИЩЕНОЇ ТЕМПЕРАТУРИ ЗОВНІШНЬОГО ПОВІТРЯ

Вентиляторні градирні є широко поширеними в системах оборотного водопостачання промислових підприємств різного призначення. Їх робота в істотній мірі визначається параметрами зовнішнього повітря. З потеплінням клімату робота градирень

ускладнюється, що призводить до недоохолодження оборотної води й порушення технологічного процесу роботи основного устаткування. Екстремальні природні умови особливо позначаються на умовах роботи градирень, що мають великий термін експлуатації.

Для охолоджувального вузла діючої системи оборотного водопостачання, який складається з охолоджуваного теплообмінного апарату, вентиляторної градирні та резервуарів теплої й охолодженої води пропонується методика теоретичного аналізу ефективності його охолодження.

На першому етапі визначається максимальна температура охолоджуючої води, при якій можлива експлуатація теплообмінного апарату і, відповідно, всього технологічного комплексу.

Далі для заданих параметрів зовнішнього повітря знаходиться охолоджуюча здатність градирні, яка в даній постановці задачі визначається необхідною висотою зрошувача заданого типу, на якій відбудеться охолодження води до заданого рівня. Для ефективної роботи градирні розрахована висота зрошувача не повинна перевищувати проектну. Також запропонована методика знаходження фактичної температури води на виході зі зрошувача градирні при підвищених параметрах зовнішнього клімату.

Як приклад представлені результати розрахунку режимних параметрів роботи трьохсекційної градирні в діапазоні температур зовнішнього повітря від 25 до 36 °С.

Аналіз системи розрахункових рівнянь дозволив запропонувати рекомендації щодо інтенсифікації роботи градирні. Отримані результати дозволяють прогнозувати режим роботи вентиляторних градирень та основної технологічної установки при довільних параметрах зовнішнього клімату.

Ключові слова: охолоджувальний вузол, оборотне водопостачання, вентиляторна градирня, інтенсифікація роботи, підвищена температура зовнішнього повітря, температура охолодженої води.

Переселков А.Р., к.техн.н., доцент, Круглякова О.В., к.техн.н., доцент

МЕТОДИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ ТЕОРЕТИЧЕСКОГО ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОТЫ СИСТЕМЫ ОБОРОТНОГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ С ВЕНТИЛЯТОРНОЙ ГРАДИРНЕЙ В УСЛОВИЯХ ПОВЫШЕННОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ НАРУЖНОГО ВОЗДУХА

Вентиляторные градирни широко распространены в системах оборотного водоснабжения промышленных предприятий различного назначения. Их работа в существенной мере определяется параметрами наружного воздуха. С потеплением климата работа градирен осложняется, что приводит к недоохлаждению оборотной воды и нарушению технологического процесса работы основного оборудования. Экстремальные природные условия особенно сказываются на условиях работы градирен, имеющих большой срок эксплуатации.

Для охладительного узла действующей системы оборотного водоснабжения, который состоит из охлаждаемого теплообменного аппарата, вентиляторной градирни и резервуаров теплой и охлажденной воды предлагается методика теоретического анализа эффективности его охлаждения.

На первом этапе определяется максимальная температура охлаждающей воды, при которой возможна эксплуатация теплообменного аппарата и, соответственно, всего технологического комплекса.

Далее для заданных параметров наружного воздуха находится охлаждающая

способность градирни, которая в данной постановки задачи определяется необходимой высотой оросителя заданного типа, на которой произойдет охлаждение воды до заданного уровня. Для эффективной работы градирни расчетная высота оросителя не должна превышать проектную. Также предложена методика нахождения фактической температуры воды на выходе из оросителя градирни при повышенных параметрах наружного климата.

В качестве примера представлены результаты расчета режимных параметров работы трехсекционной градирни в диапазоне температур наружного воздуха от 25 до 36 °С.

Анализ системы расчетных уравнений позволил предложить рекомендации по интенсификации работы градирни. Полученные результаты позволяют прогнозировать режим работы вентиляторных градирен и основной технологической установки при произвольных параметрах внешнего климата.

Ключевые слова: охлаждающий узел, обратное водоснабжение, вентиляторная градирня, интенсификация работы, повышенная температура наружного воздуха, температура охлажденной воды.

Pereselkov A.R., Kruglyakova O.V.

METHODICAL ASPECTS OF THE THEORETICAL RESEARCH OF THE RECYCLING WATER SUPPLY SYSTEM WITH A FAN COOLING TOWER UNDER THE INCREASED TEMPERATURE OF OUTDOOR AIR

Mechanical draught cooling towers are widespread in water recycling systems of various industrial enterprises. Their work is significantly determined by the outdoor air parameters. With climate warming, the operation of cooling towers becomes more complicated, and this leads to undercooling of the circulating water and disruption of the technological process of the main equipment. Extreme environmental conditions especially affect the operating conditions of cooling towers with a long service life.

For the cooling unit of the existing circulating water supply system, which consists of a cooled heat exchanger, a mechanical draught cooling tower and tanks of warm and chilled water, a methodology for theoretical analysis of the cooling efficiency is proposed.

At the first stage, the maximum temperature of the cooling water is determined at which the operation of the heat exchanger and, accordingly, the entire technological complex is possible.

Next, for the given parameters of the outdoor air, the tower cooling capacity is found. The task considered supposes that the cooling capacity is determined by the required height of the given type cooling tower fill, at which water is cooled to a necessary level. For effective operation of the cooling tower, the calculated height of the tower fill should not exceed the design one. A methodology is also proposed for finding the actual water temperature at the outlet of the cooling tower fill under increased parameters of the external climate.

As an example, the results of calculating the operational parameters of the three-section cooling tower in the range of outdoor temperatures from 25 to 36 °С are presented.

Analysis of the system of calculation equations makes it possible to offer recommendations for intensifying the cooling tower operation. The results obtained allows predicting the operation mode of the mechanical draught cooling towers and the main technological unit under external climate arbitrary parameters.

Key words: cooling unit, recycling water supply, mechanical draught cooling tower, operation intensifying, increased outdoor temperature, cooling water temperature.