

УДК 621:66.045.1:697.34

Е.Г. БРАТУТА, д-р техн. наук; проф. НТУ «ХП», м. Харків
А.М. ГАНЖА, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХП», м. Харків
Н.А. МАРЧЕНКО, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХП», м. Харків

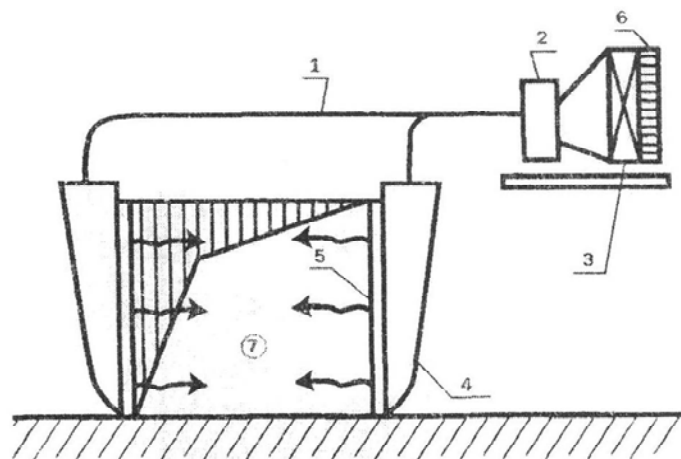
АНАЛІЗ РОБОТИ ПОВІТРЯНО-ТЕПЛОВИХ ЗАВІС З УРАХУВАННЯМ ЕФЕКТИВНОСТІ КАЛОРИФЕРНОЇ УСТАНОВКИ

Создана уточненная методика для расчета тепловой производительности калориферных установок. Методика учитывает число рядов, ходов в калориферах, последовательно соединенных секций и дискретное распределение коэффициентов теплопередачи и температурных напоров. Разработанные методы и средства позволяют рассчитать тепловую производительность системы отопления, вентиляции и кондиционирования на различных режимах с учетом условий эксплуатации.

The refined methodic for heat productivity calculation of heater plants is marking. The methodic take into account line number, series connection sections and discrete distribution of heat transfer parameters. The marking methods and means permit to calculation of heat productivity of heating system, ventilation and conditioning in different mode of operation taking into account service conditions.

Вступ. У останній час у зв'язку з масовим уведенням у експлуатацію великих торговельних, офісних центрів і складських приміщень широко поширення набуло використання повітряно-теплових завіс (див. рис. 1). Повітряно-теплові завіси використовуються для недопущення різкого проникнення повітря, що знаходиться ззовні приміщення, через відкриті прорізи (двері, ворота), а також – для захисту від перетікання повітря з одного приміщення у інше. Завіси також можуть використовуватися для додаткового опалення приміщень [1]. Одним з основних елементів у повітряно-тепловій завісі є повітропідігрівник (калориферна установка), який може бути електричним чи водяним. На етапі розробки систем опалення, вентиляції і кондиціонування виникає задача вибору калориферів із існуючих модифікацій, у тому числі й стандартних. У процесі обстеження й енергетичного аудиту опалювально-вентиляційних систем, систем кондиціонування повітря виникає задача у визначенні теплової ефективності калориферів з урахуванням особливостей їх експлуатації. Від дійсної теплової продуктивності та стану поверхні калориферів залежить ефективність роботи всієї системи опалення, вентиляції та кондиціонування повітря. Під час модернізації існуючих систем та виробленні рекомендацій з підвищення їх ефективності також необхідно знати теплову продуктивність калориферів при різних режимах і умовах роботи.

Постановка задачі. У даній роботі поставлена задача: розробити уточнені залежності для визначення теплової продуктивності, що повинні враховувати особливості конструкції, компонування водяних калориферів в установці, умови їх експлуатації у системі повітряно-теплових завіс. В залежності від температури зовнішнього повітря та заданого закону регулювання витрати мережної води у системі теплопостачання по результуючій тепловій продуктивності калориферної установки визначається фактична температура повітря, що підігрівається, та зворотної мережної води. Створена методика повинна мати можливість підбору закону регулювання витрати мережної води, щоб виконувалися проектні значення температури повітря завіси.



1 – повітропровід; 2 – вентилятор; 3 – калорифер;
4 – повітропровід рівномірного розподілу;
5 – щілинна насадка; 6 – фільтр; 7 – проріз

Рис. 1. Схема повітряно-теплової завіси

Вирішення. По своїй конструкції калорифери бувають одноходові та багатоходові. Багатоходові калорифери встановлюються, як правило, з горизонтальним розташуванням трубок. Калориферні установки komponуються з декількох однотипних калориферів. По теплоносію калорифери з'єднують між собою послідовно, чи паралельно за змішаною схемою, у якій є кілька груп послідовно з'єднаних калориферів. Конструктивно калорифери виконуються в основному трубчато-ребристими чи пластинчато-ребристими. У стандартних калориферах (КФС, КФБ, КЗПП, УЧПП, КФСО, КФБО, КМС, КМБ, КЗВП, КЧВП, STD, КВБ, КВМ, КВС), секціях підігріву Кд і базових теплообмінниках кондиціонерів Кт повітря поперечно омиває один, два, три чи більше ряди оребрених труб. Вода тече усередині труб, один ряд труб включає кілька ходів (до 8) і в одному ході знаходиться кілька рядів труб [2].

При розрахунку теплової продуктивності калориферного підігріву звичайно використовують таку залежність [2, 3]:

$$Q = \varepsilon \cdot W_m \cdot \nabla, \quad (1)$$

де Q – тепла продуктивність апарату, кВт; W_m – менше значення водяного еквіваленту середовищ, що обмінюються теплотою, кВт/°C; ∇ – максимальна різниця температур між середовищами (теплоносієм і повітрям на вході), °C; ε – безрозмірна питома тепла продуктивність апарату, що традиційно визначається по емпіричній формулі Є.Я. Соколова [3].

Для калориферів величина коефіцієнта теплопередачі k визначається по узагальненій формулі [2, 3]:

$$k = C \cdot (v_p)_n^{m_1} \cdot w_t^{m_2}, \quad (2)$$

де $(v_p)_n$ – масова швидкість повітря в живому перетині, кг/(м²·с); w_t – швидкість теплоносія (води) у трубах, м/с.

Для стандартных аппаратов площади теплопередачи F , C , m_1 , m_2 , живы перетини і прохідні площі для води приводяться в довідниках та каталогах [2] та ін.

Слід зазначити, що безрозмірна питома теплова продуктивність по емпіричній формулі Є.Я. Соколова не враховує фактори компоновки (число рядів труб, число ходів в одному калорифері, схему з'єднання калориферів, нерівномірність розподілу повітря і води, забруднення) та є наближеною.

Виходячи зі сказаного вище, розроблено уточнену математичну модель, методику та алгоритми для розрахунку безрозмірної питомої теплової продуктивності калориферів. Для апаратів повітряного охолодження (АПО), повітроохолоджувачів компресорів, калориферів систем вентиляції подібна розрахункова схема, математична модель і методика приведені в роботах [4] та ін. Створено узагальнену розрахункову схему для калориферної установки (див. рис. 2), що є більш складною, чим у АПО, повітроохолоджувачах компресорів. Відповідно до особливостей компонування калориферів та установки в цілому рух теплоносіїв – складний змішаний багатоходовий з загальним протитоком.

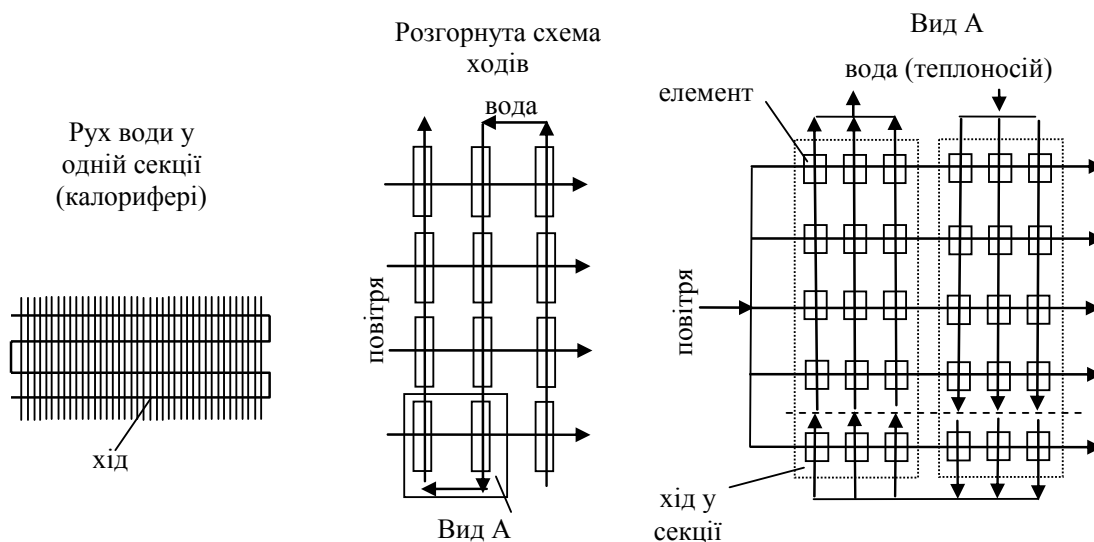


Рис. 2. Схема калориферної установки

Середовище, що рухається усередині труб (вода), перемішується в межах одного ряду труб, між ходами та калориферами. Зовнішнє середовище (повітря) перемішується при русі між ребрами (див. рис. 2). Таким чином, як повітря, так і вода рухаються окремими струменями, число яких кінцеве. Авторами запропоновано, що елементами, з яких скомпонований теплообмінник, є найпростіші схеми однократного перехресного плину з повним перемішуванням обох теплоносіїв по ходу. Слід зазначити, що більшість традиційних підходів до дискретного розрахунку теплообмінників передбачає розбивку поверхні на велике число елементів (кінцевих різностей), де, як правило, не враховуються особливості руху середовищ в елементах. У запропонованій авторами методиці ефективність кожного перехресноплинного елемента з рис. 2 та температури теплоносіїв на виході з елементів будуть виражатися таким чином [4, 5]:

$$P_e = \frac{1}{\frac{1}{1 - e^{-NTU_{2e}}} + \frac{R_e}{1 - e^{-R_e \cdot NTU_{2e}}} - \frac{1}{NTU_{2e}}}; \quad (3)$$

$$t_{n_{2e}} = t_{n_{1e}} + P_e(t_{t_{1e}} - t_{n_{1e}}) \quad \text{і} \quad t_{t_{2e}} = t_{t_{1e}} - P_e R_e(t_{t_{1e}} - t_{n_{1e}}), \quad (4)$$

де "е" – індекс, що позначає, що параметри визначаються в елементі; "1" – вхід середовища, "2" – вихід середовища; "п" – повітря, "т" – теплоносії (вода); R і NTU_2 – відношення водяних еквівалентів теплоносіїв і число одиниць переносу теплоти,

$$R = \frac{W_p}{W_t}, \quad NTU_2 = \frac{K \cdot F}{W_p}.$$

При складанні алгоритму рішення системи рівнянь (3)–(4), що записуються для кожного елемента з рис. 1, враховується схема взаємного з'єднання елементів і перемішування теплоносія між ходами та на виході з апарату. По ходу руху середовищ обчислюються втрати тисків від тертя та місцеві втрати. Ефективність кожного елемента визначається з урахуванням розходження властивостей середовищ і матеріалів стінок труб. При цьому враховуються початкові ділянки каналів та локальний розподіл коефіцієнтів тепловіддачі. Тому що схема руху протитокова, то для уточнення ефективності елементів використовується інтервально-ітераційний метод. На кожному наближенні властивості середовищ в елементах визначаються по їх усереднених температурах.

У підсумку безрозмірна питома теплова продуктивність усієї калориферної установки буде визначатися таким чином:

$$\varepsilon = \frac{\tau_{o_1} - \tau_{o_2}}{\nabla}, \quad \text{якщо } W_m = W_t \quad \text{і} \quad \varepsilon = \frac{\tau_{o_1} - \tau_{o_2}}{R \cdot \nabla}, \quad \text{якщо } W_m = W_p, \quad (5)$$

де τ_{o_1} – температура теплоносія на вході в калориферну установку, °С; τ_{o_2} – температура теплоносія на виході, °С; $\tau_{o_2} = \frac{1}{n_t} \sum_{i=1}^{n_t} t_{t_{2ei}}$; n_t – число рядів труб у калорифері; $t_{t_{2ei}}$ – температури води на виході з елементів останнього ходу останньої секції калориферної установки.

Зроблено аналіз роботи калориферної установки, що складає з двох дворядних шестиходових секцій Кд4017 [2]. Розрахункове теплове навантаження системи вентиляції 0,4 Гкал/год. Розрахункові температури прямої мережної води визначалися по формулах для температурного графіка системи опалення (150/70) з коефіцієнтом змішування у елеваторі 0,8; а зворотної – для системи вентиляції [1–3]. Розрахункова температура зовнішнього повітря приймалася для м. Харків по [6] $t_3'' = t_3' = -23$ °С. Регулювання витрати мережної води здійснюється при температурі $t_3 > t_3'''$, коли температура подачі τ_{o_1} досягне 70 °С ($t_3''' = 4,2$ °С). У діапазоні температур $t_3'' < t_3 < t_3'''$ витрата теплоносія залишається постійною (розрахунковою). Витрата вентиляційного повітря на всіх режимах залишається постійною. Теплова продуктивність, витрати середовищ при розрахунковій температурі зовнішнього повітря $t_3'' = -23$ °С

(розрахункова точка) визначалася по формулі (1), де безрозмірна питома тепла продуктивність апарата рахувалась по емпіричній формулі Є.Я. Соколова [2, 3].

Необхідна температура повітря завіси визначається рівнянням [1]:

$$t_{\text{зав}} = t_3 + \frac{t_{3\text{м}} - t_3}{q \cdot (1 - \bar{Q})}, \quad (6)$$

де $t_{3\text{м}}$ – температура повітря у відкритому прорізі (нормативна для різних видів функціонування приміщення; приймається рівною 14 °С);

\bar{q} – відношення витрати повітря завіси до витрати через відкритий проріз (для бокових завіс 0,6–0,7; нижніх – 1; приймається 0,7);

\bar{Q} – відношення кількості теплоти, що втрачається з повітрям, що виходить через відкритий проріз назовні, до теплової потужності калориферів завіси (визначається по номограмам [1]; приймається 0,12).

На рис. 3 представлені результати зробленого аналізу при заданому законі регулювання витрати теплоносія та скоректованому законі з умови, щоб температура повітря, що подається до завіси, була проектною у відповідності до температури зовнішнього повітря (залежність (6)).

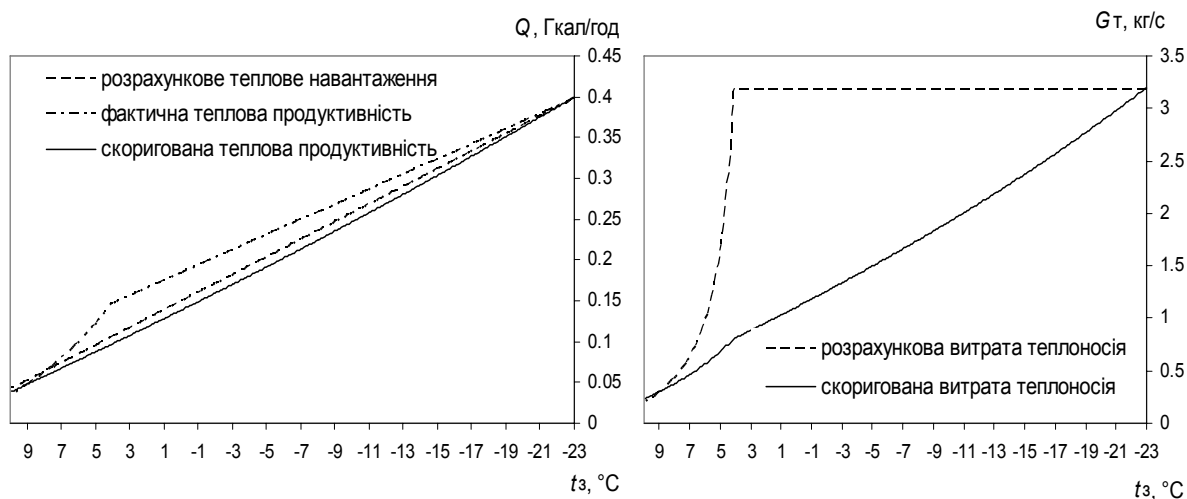


Рис. 3. Теплова продуктивність та витрата теплоносія у калориферній установці

На рис. 4 представлені розрахункові температури теплоносія і повітря калориферів, що подається до завіси, при заданому законі регулювання витрати води і фактичних температур повітря і зворотної мережної води при скоригованому законі регулювання, а також – при відсутності регулювання її витрати.

Висновки. Як видно з представленого на рис. 3 аналізу ефективності калориферної установки, практично у всьому діапазоні температур зовнішнього повітря існує перевищення фактичної витрати теплоти над розрахунковим. Для того, щоб температура повітря, що подається до завіси, була на рівні проектної, необхідно скорегувати закон регулювання витрати мережної води виходячи з ефективності калориферів (див. рис. 3, 4). При цьому витрата теплоти буде навіть трохи менше розрахункової, через те, що в розробленій методиці враховується зміна теплофізичних властивостей повітря та води. Отримані результати можуть бути основою для розробки

системи автоматичного регулювання опалювально-вентиляційної системи. При застосуванні розроблених методів та засобів зменшуються перевитрати паливно-енергетичних ресурсів і підвищується якість параметрів повітря у приміщеннях.

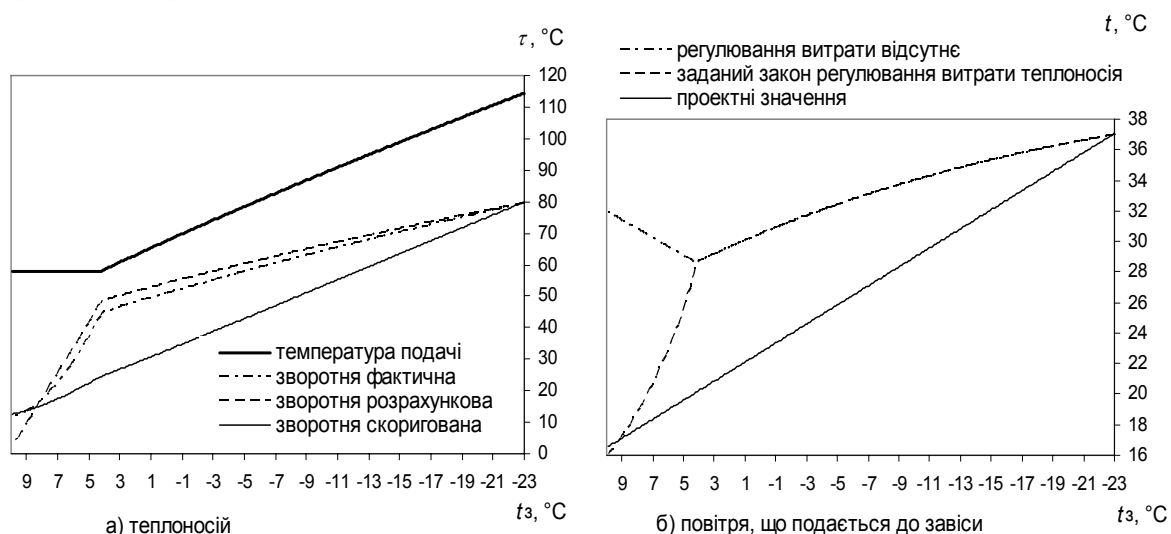


Рис. 4. Температури повітря та теплоносія у калориферній установці

Розроблені уточнені математичні моделі, методики та алгоритми дозволяють визначати теплову продуктивність калориферів з довільним числом рядів, ходів і секцій з урахуванням особливості компоновання калориферної установки. Створені методи дозволяють розрахувати теплову продуктивність опалювально-вентиляційної системи, системи кондиціонування на різних режимах роботи, у тому числі з урахуванням умов експлуатації. Методика дозволяє враховувати вплив забруднень та відкладень на поверхнях і місць їхнього скупчення на ефективність всієї опалювальної установки. Методика може використовуватися при розробці, модернізації, обстеженні й енергетичному аудиті систем опалення, вентиляції та кондиціонування повітря.

Список літератури: 1. Стомахина Г.И. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха: Справочное пособие – Г.И. Стомахина, И.И. Бобровицкий, Е.Г. Малявна и др. / Под общ. ред. Г.И. Стомахиной. – М.: Пантори, 2003. – 308 с. 2. Манюк В.И. Наладка и эксплуатация водяных тепловых сетей: Справочник / В.И. Манюк, Я.И. Каплинский, Э.Б. Хиж и др. – М.: Стройиздат, 1988. – 432 с. 3. Юренев В.Н. Теплотехнический справочник: В 2 т. / Под общей ред. В.Н. Юренева и П.Д. Лебедева. – М.: Энергия, 1975. – Т.1. – 744 с. 4. Братута Э.Г. Аналіз ефективності калориферного підігріву повітря у системах опалення, вентиляції та кондиціонування / Э.Г. Братута, А.Н. Ганжа, Н.А. Марченко // 36. наук. праць 5-ї Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми економії енергії». – Львів: НУ «Львівська політехніка», 23-24 жовтня, 2008. – С. 274-278. 5. Петухов Б.С. Справочник по теплообменникам: Пер. с англ.: В 2 т. / Под ред. Б.С. Петухова, В.К. Шикова. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – Т.1. – 560 с. 6. КТМ 204 України 244-94 «Норми та вказівки по нормуванню витрат палива та теплової енергії на опалення житлових та громадських споруд, а також на господарсько-побутові потреби в Україні». – К.: ВПОР, 2001. – 378 с.

© Братута Е.Г., Ганжа А.М., Марченко Н.А., 2010
Надійшла до редколегії 12.02.10