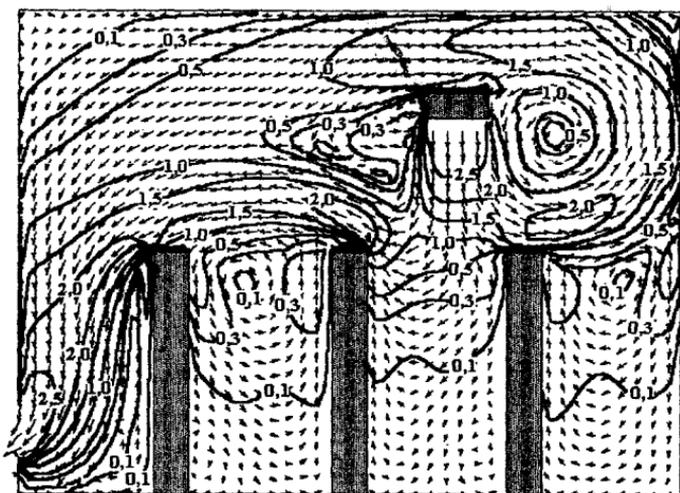


ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ

НАУКОВО-ТЕХНІЧНИЙ ЗБІРНИК

ВИПУСК 1



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ

ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ

Науково-технічний збірник

Випуск 1

Київ 2001

Відповідальний редактор *А.А.Худенко*

Заступник відповідального редактора *А.Я.Ткачук*

Відповідальний секретар *М.В.Степанов*

Редакційна колегія:

Борисенко С.І.

Григоровський Є.П.

Глінцерер Г.

Єнін П.М.

Куно Г.В.

Малкін Е.С.

Михайленко В.М.

Писарев В.Є.

Підгорний О.Л.

Прокоф'єв С.Ю.

Росковищенко Ю.К.

Строй А.Ф.

Трофімович В.В.

Швачко Н.А.

Рекомендовано до випуску вченою радою Київського національного університету будівництва і архітектури 23 березня 2001 року, протокол № 19.

Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: Науково-технічний збірник. Випуск 1. / Відповідальний редактор А.А.Худенко. – К.: КНУБА, 2001. – 128 с.

У збірник включено результати наукових досліджень в галузі опалення, вентиляції, теплопостачання та газопостачання.

Розрахований на працівників науково-дослідних і проектних організацій, викладачів, аспірантів та докторантів.

Свідоцтво про державну реєстрацію КВ № 5019 від 03.04.2001 р.

Адреса редакційної колегії: 03037, Київ-37, Повітрофлотський проспект, 31, КНУБА,
тел.: 249-72-56.

ВЕНТИЛЯЦІЯ ТА КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

УДК 631.22.628.8

Е.С. Малкін, доктор технічних наук, професор

Н.В.Чепурна, інженер

Київський національний університет будівництва і архітектури

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПОВІТРЯ В СИСТЕМІ ЛОКАЛЬНОГО МІКРОКЛІМАТУ В РОЗСАДНИХ ВІДДІЛЕННЯХ ТЕПЛИЦЬ

Наведено аналіз існуючих централізованих систем створення мікроклімату в розсадних відділеннях теплиць. Показано перспективність запропонованої децентралізованої системи створення локального мікроклімату в зоні росту розсади. Викладено методику експериментальних досліджень температури, вологості та швидкості повітря у блоці локальної системи. Наведено результати досліджень температурного поля.

Кризові явища, характерні для економіки нашої держави, в значній мірі торкнулись і галузі захищеного ґрунту. Це пояснюється високою енергоємністю технологічних процесів, низьким термічним опором огорожуючих конструкцій теплиць та високою ціною на енергоносії. Так, в собівартості овочів вітчизняного виробництва доля енергетичних витрат становить 70-75%, тобто на обігрів теплиці площею 1 га необхідно від 2.5 до 2.9 тисяч тонн умовного палива.

Для підтримання необхідних температурних умов у теплицях застосовується водяне, повітряне (для плівкових теплиць) та комбіноване (водяне та повітряне) опалення [1]. Останнім часом при проектуванні та будівництві теплиць у нашій країні широко застосовується система центрального водяного опалення з гладкотрубними приладами як більш енергоекономна [2]. Проте і ця система має ряд суттєвих недоліків, характерних для систем центрального водяного опалення теплиць:

- великі капітальні вкладення;
- велика металоємність;
- значна теплова інерція системи опалення;

- затінення теплиць (зниження проникнення світла досягає 20%);
- великі перевитрати теплоти викликані тим, що в усьому об'ємі теплиць підтримуються параметри повітря (підвищена температура та вологість), необхідні для росту розсади;
- зниження ультрафіолетового потоку за рахунок конденсації вологи на поверхні огороджуючих конструкцій.

Першим кроком на шляху до зменшення енерговитрат став перехід від традиційного способу вирощування розсади на ґрунті до стелажного з малооб'ємною гідропонікою [3]. Проте всі вищенаведені недоліки водяних систем центрального опалення залишились.

З метою забезпечення необхідного теплового режиму в зоні росту розсади запропонована система створення локального штучного мікроклімату безпосередньо в робочій зоні стелажного розсадного відділення теплиць з малооб'ємною гідропонікою. У цьому разі необхідний температурний вологісний режим створюється тільки в зоні росту розсади (3-13% від загального об'єму теплиці). Цей режим досягають шляхом організації систем штучних мікрозон з плівковим огородженням і рециркуляцією повітря. В усьому іншому об'ємі теплиці підтримується температура повітря +15°C (по мірі вивчення і накопичення досвіду роботи цих відділень та врахування самопочуття працівників не виключається можливість пониження температури в загальному об'ємі до +12°C). Таким чином, запропонована система створення децентралізованого мікроклімату в зоні росту рослин дасть змогу знизити витрати теплоти, позбутися надлишкової вологості у всьому об'ємі теплиці (зменшити витрати води) та виникнення конденсату на огороджуючих конструкціях. Відсутність конденсату на огороджуючих конструкціях стабілізує ультрафіолетове випромінювання, збільшує термін служби огороджуючих конструкцій, зменшує можливість захворювання рослин (від попадання конденсату на листки) і підвищує якість розсади [4]. Запропонована система дає змогу (залежно від тривалості росту розсади) регулювати і підтримувати необхідні параметри мікроклімату, тобто витримувати більш сприятливі для росту рослин на різних стадіях температуру і вологість повітря. В наслідок застосування такої системи можна перейти до конвеєрного вирощування

розсади різних сортів, культурозмін зелених культур в одному об'ємі теплиці).

З метою перевірки і дослідження параметрів повітря і теплообміну в мікрзоні запропонованої системи була розроблена експериментальна установка (рис.1). Експериментальна установка - це один блок з децентралізованим мікрокліматом у зоні росту розсади. Блок має розміри 1600x1200x600, що дає змогу при використанні касет модульного типу розміром 600x400 мм виростити 430 штук розсади (касета містить 54 модулі).

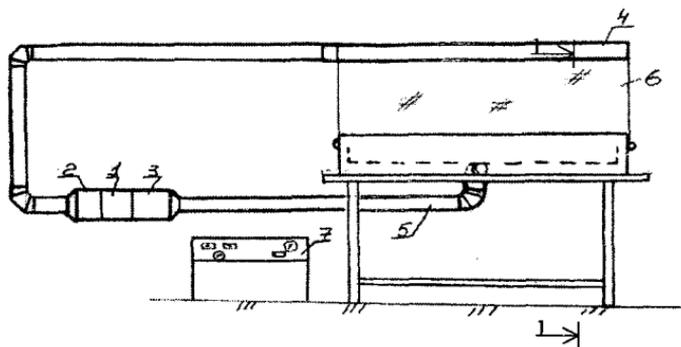


Рис.1 Схема експериментальної установки.

1. - тепловіддавальний елемент;
2. - вентилятор;
3. - система зволоження повітря;
4. - витяжний повітропровід;
5. - припливний повітропровід;
6. - огорожуюча конструкція;
7. - пульт управління

Як тепловіддавальний елемент використовувався теплоелектронагрівач (ТЕН-1) потужністю 1 кВт, підключений до електромережі з напругою 220 В через стабілізатор напруги та лабораторний автотрансформатор (ЛАТР). Під час експериментальних досліджень потужність нагрівача ТЕН-1 змінювалась від 1 кВт при $U=220$ В до 300 Вт при $U=67$ В. Виміри напруги і сили електричного струму, а також використаної потужності здійснювались за допомогою комплексу приладів, розташованих на пульті управління 7 (вольтметр, амперметр, ватметр).

Циркуляція повітря здійснювалась за допомогою побутового осьового вентилятора 2 продуктивністю до $300 \text{ м}^3/\text{год}$, потужність якого регулювалась

лабораторним автотрансформатором на пульті управління 7. Підтримування стаціонарного режиму мікроклімату здійснювалось автоматичною системою контролю.

Припливні та витяжні повітропроводи системи виготовлені з листової сталі згідно з ГОСТом 19904-90 товщиною 0.65 мм. Як огорожуючі конструкції використана поліетиленова плівка товщиною 150 мкр.

Нагріте за допомогою нагрівача (ТЕН-1) повітря вентилятором 2 подавалось по припливній системі в робочий об'єм установки, який становить 1.34 м³.

Першим етапом експериментальних досліджень було вивчення температурного поля. Для визначення температури повітря в різних точках внутрішнього об'єму використовувались хромель-копелеві термомпари, які розміщувались в робочому об'ємі по всій площині (точки 1–20) і на різних висотах (рис.2). Всі термомпари приєднувались до багатоточкового перемикача, електрорушійна сила в яких вимірювалась за допомогою цифрового вольтметра Ф283. Отримавши величину напруження в кожній термомпарі, по спеціальних перехідних таблицях визначалась температура повітря кожної точки.

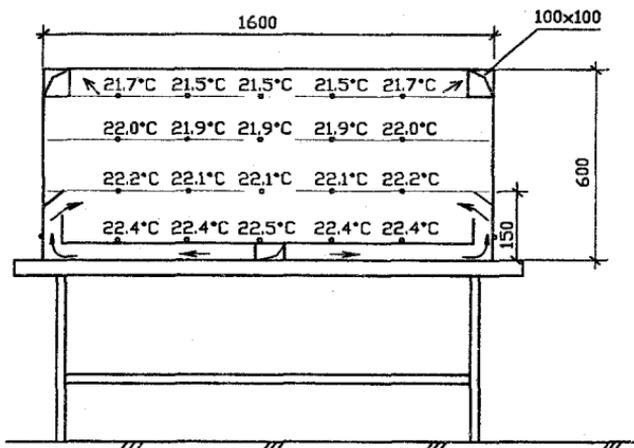


Рис.2. Експериментальна установка (переріз 1-1)

Проведені експериментальні дослідження підтвердили теоретичні розрахунки: поле температур в об'ємі росту розсади рівномірне і становить

$t_{\text{вн}}=+22^{\circ}\text{C}$ при $t_{\text{зовн}}=+15^{\circ}\text{C}$. Отже, отримані результати вказують на принципову можливість використання системи локального штучного мікроклімату для створення теплових режимів, необхідних при вирощуванні розсади. Тепловтрати запропонованої системи становлять 134 Вт, які використовуються для підтримання в усьому іншому об'ємі розсадних відділень температури $+15^{\circ}\text{C}$.

Експериментальні дослідження запропонованої децентралізованої системи створення локального мікроклімату в зоні росту розсади підтвердили принципову можливість використання цієї системи для створення теплових режимів, необхідних при вирощуванні розсади.

У подальшій роботі заплановано експериментальні дослідження поля швидкостей (термоанемометром) і вологості (спаю двох термопар мокрої і сухої). Результати дослідження і обробку отриманих даних буде викладено в наступних публікаціях.

Список літератури

1. ДБН В.2.2-2-95. Теплиці та парники. Державні будівельні норми України. - К.: Держком України у справах містобудування і архітектури, 1995.
2. Теплицы и тепличные хозяйства. Справочник /Под ред. Г.Г. Шишко. - К.: Урожай, 1993. - 424 с.
3. ОНТП-СХ. 10-85. Общесоюзные нормы технологического проектирования теплиц и тепличных комбинатов для выращивания овощей и рассады. - М.: Гипронисельпром, 1985.- 125 с.
4. Малкін Е.С., Чепурна Н.В. Ефективність системи локального мікроклімату у розсадних відділеннях теплиць /Будівельні матеріали, виробы та санітарна техніка. - 2000. - №15.

АНАЛІТИЧНІ РОЗВ'ЯЗУВАННЯ РІВНОМІРНОГО РОЗДАВАННЯ ВЕНТИЛЯЦІЙНОГО ПОВІТРЯ ПОВІТРОПРОВОДАМИ ПОСТІЙНОГО ПОПЕРЕЧНОГО ПЕРЕРІЗУ ЗІ ЗМІННОЮ ПО ВИСОТІ ЩІЛИНОЮ АБО ОТВОРАМИ ЗМІННОЇ ПЛОЩІ

Наведено аналітичний розрахунок висоти припливної щілини та площі отворів для виходу повітря в будь-якому незмінному за площею поперечному перерізі кінцевого повітропроводу рівномірного по довжині роздавання повітря припливної системи вентиляції з механічним збудженням.

В основу аналітичного розв'язання задачі рівномірності роздавання вентиляційного припливного повітря покладено рівняння Бернуллі.

Одними з розповсюджених елементів припливної механічної системи вентиляції є повітропровід рівномірного роздавання, який використовується в повітряно-теплових або повітряних завісах з метою підвищення ефективності місцевих відсмоктувачів на гальванічних ваннах для здування шкідливих речовин з поверхні випаровування у бік всмоктування [1]. Рівномірність роздачі повітря по довжині має на меті лінійну залежність втрати повітря в поперечному перерізі повітропроводу від його довжини.

Рівномірну роздачу повітря можна виконати різними технічними рішеннями. Найбільш часто використовують повітропроводи постійного поперечного перерізу зі змінними по висоті щілинами або рядом отворів зі змінною площею для виходу повітря. При цьому негативним є налипання припливної струмини на поверхню стінки повітропроводу, що призводить до створення у приміщенні нерівномірних повітряних потоків [2,3]. Для вирішення даної проблеми можливе встановлення на виході напрямних лопаток, які будуть спрямовувати припливну струмину в необхідному напрямку.

Розрахунок повітропроводів рівномірної по довжині роздачі зводиться до визначення висоти припливної щілини чи площі отвору для витікання повітря в будь-якому X -му перерізі.

В основу аналітичного розв'язання рівномірності роздачі вентиляційного повітря покладено рівняння Бернуллі. При цьому приймаються такі припущення: коефіцієнт втрати повітря по всій довжині щілини або для всіх отворів повітропроводу постійний; коефіцієнт опору тертя по всій довжині повітропроводу також постійний; поля швидкостей повітря в поперечних перерізах повітропроводу рівномірні.

Розрахункову схему кінцевого повітропроводу постійного поперечного перерізу зі щілиною змінної ширини для роздачі повітря наведено на рис.1.

Для аналітичного розв'язання поставленої задачі припустимо, що f – площа поперечного перерізу повітропроводу (залишається постійною); l – довжина повітропроводу, яка збігається з довжиною щілини змінної ширини; μ – коефіцієнт втрати повітря роздавальної щілини; λ – коефіцієнт гідравлічного опору; L_n – сумарна початкова втрата повітря на роздачу через повітропровід; V_n – початкова швидкість повітря в поперечному перерізі повітропроводу.

Рівномірне по довжині повітропроводу від'єднання (роздача) повітря від загальної кількості відбувається при забезпеченні відповідності розмірів роздавальної щілини надлишковому тиску в будь-якому його перерізі.

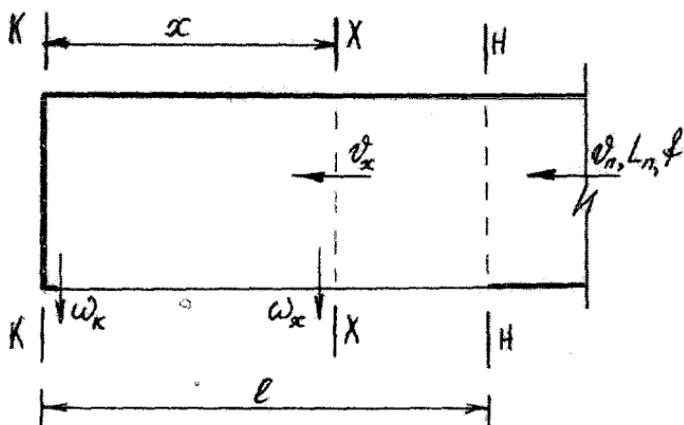


Рис.1. Схема кінцевого повітропроводу постійного поперечного перерізу зі щілиною змінної ширини для роздачі повітря

Для визначення надлишкового тиску в будь-якому перерізі на відстані X від глухого торця використовуємо рівняння Бернуллі і розглянемо об'єм,

обмежений перерізами $K - K$ і $X - X$, стінками повітропроводу і площиною роздавального отвору:

$$P_K + \Delta P_{K-X} = P_X + P_{gX}, \quad (1)$$

де $P_K = \frac{\rho \cdot \omega_x^2}{\mu^2 \cdot 2}$ - сила тиску повітря сухого торця повітропроводу в перерізі $K - K$;

$$\Delta P_{K-X} = \int_0^X \frac{\lambda}{d_e} \cdot \rho \cdot \frac{V_x^2}{2} \cdot dx = \frac{1}{3} \frac{\lambda \cdot x^3 \cdot \rho \cdot V_H^2}{d_e \cdot l^2 \cdot 2} - \text{втрата тиску на подолання}$$

опору тертя при проходженні повітря в межах перерізів $K - K$ і $X - X$;

$$P_X = \frac{\rho \cdot \omega_x^2}{\mu^2 \cdot 2} - \text{сила тиску в перерізі } X - X;$$

$P_{\partial x}$ - динамічний тиск повітряного потоку в перерізі $X - X$,

$$P_{\partial x} = \frac{\rho V_x^2}{2}.$$

Врахувавши, що швидкість повітря в перерізі $X - X$ як $V_x = \frac{V_H}{l} \cdot x = V_H \cdot \bar{x}$, а коефіцієнт втрати $\mu = \frac{1}{\sqrt{\zeta + 1}}$ або $\zeta + 1 = \frac{1}{\mu^2}$, швидкість

витікання повітря із щілини в перерізах $K - K$ і $X - X$, відповідно, ω_K і ω_X , рівняння (1) матиме такий вигляд:

$$\frac{\rho \cdot \omega_K^2}{\mu^2 \cdot 2} + \frac{1}{3} \frac{\lambda \cdot x^3}{d_e \cdot l^2} \cdot \frac{V_H^2}{2} = \frac{\rho \cdot \omega_X^2}{\mu^2 \cdot 2} + \frac{\rho V_H^2 \cdot \bar{x}^2}{2}. \quad (2)$$

Розв'язуючи рівняння (2), віднесемо швидкості витікання повітря ω_X із щілини на відстані X від торця повітропроводу. Тоді дістанемо

$$\omega_x = \sqrt{\omega_K^2 + \mu^2 \frac{\lambda}{3} \bar{x}^2 \cdot x_d \cdot V_H^2 - \mu^2 \cdot V_H^2 \cdot \bar{x}^2} \quad (3)$$

або

$$\bar{\omega}_x = \sqrt{\bar{\omega}_K^2 + \frac{\mu^2 \cdot \lambda \cdot \bar{x}^2 \cdot x_d}{3} - \mu^2 \cdot \bar{x}^2}, \quad (4)$$

$$\text{де } \bar{\omega}_x = \frac{\omega_x}{V_H}; \bar{\omega}_K = \frac{\omega_K}{V_H}; x_d = \frac{x}{d}.$$

Таким чином отримане рівняння (4) є базовим для розрахунку відносної швидкості роздачі повітря, використовуючи яку можна знайти ширину роздавальної щілини - δ_x у будь-якому X -му перерізі, тобто

$$\delta_x = \frac{L}{l \cdot \bar{\omega}_x} = \frac{f}{l \cdot \bar{\omega}_x}. \quad (5)$$

Коефіцієнт місцевого опору роздавального повітропроводу визначається по повному тиску в початковому перерізі $H-H$, віднесеному до динамічного тиску в цьому самому перерізі.

Повний тиск в перерізі $H-H$ (переріз приєднання) визначаємо залежністю

$$P_{\Pi H} = \frac{\rho \cdot \omega_H^2}{\mu^2 \cdot 2} + \frac{\rho \cdot V_H^2}{2}.$$

На основі вищевикладеного коефіцієнт місцевого опору повітропроводу

$$\zeta = \frac{P_H + P_{\partial P}}{P_{\partial H}} = \frac{\omega_H^2}{\mu^2} + 1. \quad (7)$$

Повний тиск в перерізі приєднання повітропроводу визначається так:

$$P_{\Pi H} = P_{K-K} + \Delta P_{K-H} = \frac{\omega_K^2 \cdot \rho}{\mu^2 \cdot 2} + \frac{\lambda}{3} \cdot \frac{l}{d} \cdot \rho \cdot \frac{V_H^2}{2}, \quad (8)$$

а коефіцієнт місцевого опору

$$\zeta = \frac{\omega_K^2}{\mu^2} - \frac{\lambda \cdot l}{3 \cdot d}. \quad (9)$$

Необхідно зазначити, що значення коефіцієнта місцевого опору повітропроводу рівномірної роздачі, визначені за формулами (7) і (9), ідентичні.

Аналіз формул (3) і (4) показує, що залежно від співвідношення складових під знаком радикала швидкостей витікання повітря має різні значення по довжині щілини з можливим екстремумом у проміжку між перерізами $K-K$ і $H-H$.

При певних умовах швидкість витікання може досягти надто малих значень, що спричинює до збільшення щілини до розміру більшого за висоту стінки повітропроводу, в якій вона встановлюється. Отже, необхідно знати загальний характер зміни розмірів щілини, тобто насамперед знати місця розташування екстремумів швидкості витікання повітря.

Дослідження функції $\bar{\omega}_x$ (4) виконано її диференціюванням

$$2\omega_x = \frac{d\bar{\omega}_x}{d\bar{x}} = \frac{\lambda \cdot \mu^2 \cdot l \cdot \bar{x}^2}{d} - 2\bar{x} \cdot \mu^2 \quad (10)$$

і прирівнюванням похідної $\frac{d\bar{\omega}_x}{d\bar{x}}$ до нуля.

Точками екстремумів є корені рівняння

$$\frac{\bar{x}^2 \cdot \lambda \cdot \mu^2 \cdot l}{d} - 2\bar{x} \cdot \mu^2 = 0, \quad (11)$$

тобто $\bar{x}_1 = 0$ і $\bar{x}_2 = \frac{2d}{\lambda \cdot l}$.

При цьому в точці \bar{x}_1 буде максимум, в точці \bar{x}_2 - мінімум значення швидкості витікання повітря. В нашому випадку значення $\bar{x}_2 > 0$ і може набувати значень більших за одиницю, хоча за умовою задачі \bar{x} може змінюватися тільки в межах від нуля до одиниці.

У більшості випадків при $\lambda < 0,05$ і $\frac{l}{d} < 40$ екстремальна точка \bar{x}_2 знаходиться за межами повітропроводу, так званого "короткого повітропроводу". Повітропровід, у якого $\bar{x}_2 < 1$, називається довгим.

Для виконання розрахунку без послідовних наближень необхідно задавати додаткові умови: мінімум опору повітропроводу; не перевищувати допустиму швидкість витікання; не перевищувати задане співвідношення швидкостей в екстремальних точках, тобто

$$\frac{\omega_{\bar{x}_1}}{\omega_{\bar{x}_2}} \leq m.$$

Мінімум коефіцієнта місцевого опору повітропроводу досягається при максимально можливому розкритті роздавальної щілини.

Якщо $\bar{x}_2 \geq 1$, то найбільше значення висоти щілини, що дорівнює висоті стінки повітропроводу b , буде мати місце при $\bar{x} = 1$.

З урахуванням (5) і (4) визначаємо швидкість витікання повітря зі щілини в перерізі $K - K$:

$$\bar{\omega}_K^2 = \left(\frac{f}{b \cdot l} \right)^2 - \frac{\lambda \cdot l}{3 \cdot d} \cdot \mu^2 + \mu^2. \quad (12)$$

Коефіцієнт місцевого опору повітропроводу

$$\zeta = \left(\frac{f}{b \cdot l \cdot \mu} \right)^2 + 1. \quad (13)$$

Якщо $\bar{x}_2 = \frac{2 \cdot d}{\lambda \cdot l} < 1$, то швидкість витікання повітря в перерізі $K - K$

буде визначатись залежністю

$$\bar{\omega}_K^2 = \left(\frac{f}{b \cdot l} \right)^2 + \frac{\lambda \cdot l}{3 \cdot d} \cdot \mu^2 \cdot \left(\frac{2 \cdot d}{\lambda \cdot l} \right)^3 + \mu^2 \cdot \left(\frac{2 \cdot d}{\lambda \cdot l} \right)^2. \quad (14)$$

З використанням залежності (9) коефіцієнт місцевого опору

$$\zeta = \left(\frac{f}{b \cdot l \cdot \mu} \right)^2 + \frac{4}{3} \left(\frac{d}{\lambda \cdot l} \right)^2. \quad (15)$$

Для кінцевих повітропроводів рівномірної роздачі повітря постійного поперечного перерізу (рис.2) з N отворами визначення їх площ на витоці повітря виконується аналогічно до попередньої задачі. Початкові дані аналітичного розв'язання прийнято відповідно до попередніх викладок. Відстань між центрами отворів – s , еквівалентний діаметр повітропроводу

$$d_l = \frac{2 \cdot a \cdot b}{a + b}.$$

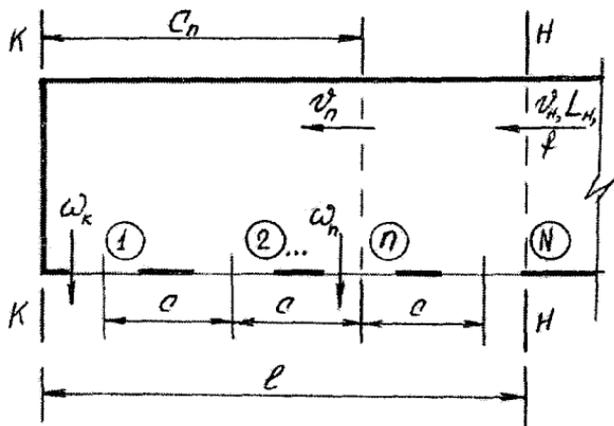


Рис.2. Схема кінцевого повітропроводу постійного поперечного перерізу з N отворами на витікання для рівномірної роздачі повітря

Вихідне рівняння для визначення надлишкового тиску в будь-якому перерізі на відстані c_n від глухого торця має вигляд

$$P_K + \Delta P_{K-n} = P_n + P_{\partial n}, \quad (16)$$

де P_K - за аналогією з (1); $P_n = \frac{\rho \cdot \omega_n^2}{2 \cdot \mu^2}$ - сила тиску в перерізі $n-n$;

$P_{\partial n} = \frac{\rho \cdot V_H^2}{2} \cdot \frac{n}{N} = \frac{\rho \cdot V_H^2}{2} \cdot \bar{n}$ - динамічний тиск повітряного потоку в перерізі $n-n$;

$\Delta P_{K-n} = \int_0^{c \cdot n} \frac{\lambda \cdot \rho}{2 \cdot d} \cdot V_n^2 \cdot d(c \cdot n) = \frac{\lambda \cdot c \cdot n}{3 \cdot d} \cdot \bar{n}^2 \cdot \rho \cdot \frac{V_H^2}{2}$ - втрата тиску на подолання опору тертя при проходженні повітря в межах перерізу $K-K$ і $n-n$.

Врахувавши, що швидкість витікання повітря з n -го отвору по відношенню до швидкості повітря в перерізі $H-H$ $\bar{\omega}_n = \frac{\omega_n}{V_H}$, розв'язуючи рівняння (16) відносно ω_n і $\bar{\omega}_n$ дістанемо:

$$\omega_n = \sqrt{\bar{\omega}_K^2 + \mu^2 \cdot \frac{\lambda \cdot c \cdot \bar{n}^2 \cdot n}{3 \cdot d} \cdot V_H^2 - \mu^2 \cdot V_H^2 \cdot \bar{n}^2} \quad (17)$$

або

$$\omega_n = \sqrt{\bar{\omega}_K^2 + \mu^2 \cdot \frac{\lambda \cdot c \cdot \bar{n}^2 \cdot n}{3 \cdot d} - \mu^2 \cdot \bar{n}^2}, \quad (18)$$

де $\bar{\omega}_K = \frac{\omega_K}{V_H}; \bar{n} = \frac{n}{N}$.

Використовуючи залежності (17) і (18) як базові можна розрахувати площу n -го отвору для витікання повітря з повітропроводу за такою залежністю:

$$f_n = \frac{L_H}{N \cdot \omega_n}, \quad (19)$$

або

$$f_n = \frac{f}{N \cdot \bar{\omega}_n}, \quad (20)$$

де f – площа поперечного перерізу повітропроводу.

Коефіцієнт місцевого опору повітропроводу рівномірної роздачі з N отворами визначається за залежностями (7) і (9) при $\bar{\omega}_H = \bar{\omega}_N$ і $\bar{\omega}_K = \bar{\omega}_1$.

Аналізуючи умови мінімуму опору для повітропроводу з отворами, коли найбільший з них має площу $b \cdot c$, при $\bar{n}_2 > 1$

$$\bar{\omega}_K^2 = \left(\frac{f}{N \cdot b \cdot c} \right)^2 - \frac{\lambda \cdot l \cdot \mu^2}{3 \cdot d} + \mu^2, \quad (21)$$

тоді

$$\zeta = \left(\frac{f}{b \cdot l \cdot \mu} \right)^2 + 1. \quad (22)$$

При $\bar{n}_2 = \frac{2 \cdot d}{\lambda \cdot l} < 1$,

$$\bar{\omega}_K^2 = \left(\frac{f}{N \cdot b \cdot c} \right)^2 + \frac{\lambda \cdot l}{3 \cdot d} \cdot \mu^2 \left(\frac{2 \cdot d}{\lambda \cdot l} \right)^3 + \mu^2 \left(\frac{2 \cdot d}{\lambda \cdot l} \right), \quad (23)$$

тоді

$$\zeta = \left(\frac{f}{N \cdot b \cdot c \cdot \mu} \right)^2 + \frac{4}{3} \left(\frac{d}{\lambda \cdot l} \right)^2. \quad (24)$$

Для уточнення площі останнього отвору її треба розрахувати за півсумою значень у підкореновому виразі залежності (18) для останнього і передостаннього отворів.

Список літератури

1. **Богословский В.Н.** и др. Отопление и вентиляция. Учебник для вузов.
- 4.2. Вентиляция. – М.: Стройиздат, 1976. - 439с.
2. **Талиев В.Н.** Аэродинамика вентиляции. – М.: Стройиздат, 1979. – 295 с.
3. **Лобаев Б.Н.** Расчет воздуховодов. – Киев: Гостройиздат, 1959. – 100 с.

УДК 536.24: 697.1

В.П.Корбут, кандидат технічних наук, доцент

Б.В.Давиденко, кандидат технічних наук, старший науковий співробітник
Київський національний університет будівництва і архітектури

ОСОБЛИВОСТІ ЧИСЛОВОГО МОДЕЛЮВАННЯ АЕРОДИНАМІКИ ТА ТЕМПЕРАТУРНОГО СТАНУ ПРИМІЩЕНЬ З ТЕПЛОАДХОДЖЕННЯМИ

Розроблено прямий метод розв'язання системи різницевих рівнянь для двовимірних задач руху повітря та конвективного теплообміну у приміщенні, що містить джерела теплонадходжень. Метод придатний для розв'язування задач в одно- та багатозв'язних областях за будь-яких граничних умов. ∞

Для забезпечення належних умов експлуатації приміщень з теплонадходженнями, які б відповідали санітарним або технологічним нормам, необхідно підтримувати в цих приміщеннях певні рівні температури та швидкості руху повітря. Такі умови можуть забезпечуватися системами повітрообміну. Їх проектування, тобто визначення необхідних витрат та температури повітря, схем його подачі та видалення, має здійснюватися на основі точних та надійних методів розрахунку повітряно-температурного

стану в приміщенні. Цей стан залежить як від параметрів роботи системи вентиляції, так і від геометричних та аеродинамічних характеристик приміщення, його теплонапруженості, порядку розташування джерел тепловиділення тощо.

Для визначення кількісних характеристик систем повітрообміну, тобто температури та витрати припливного повітря, розв'язуються рівняння повітряного та повітряно-теплого балансів виходячи з умови, що середня температура в приміщенні не повинна перевищувати певну величину. Такий підхід не дає можливості одержати якісний стан розподілу температури та швидкості повітря по об'єму і відповідні умови на робочих місцях та на ділянках, де розташоване технологічне обладнання. Для розв'язання цієї задачі використовуються методи фізичного моделювання, які передбачають виготовлення висококоштовних теплових моделей та проведення трудомістких досліджень, іноді зі значними похибками. Проте можна також проаналізувати аеродинаміку повітряного потоку та теплообмінні процеси, що протікають у приміщенні, використовуючи відповідні математичні моделі перенесення імпульсу та енергії.

Розглянемо безрозмірну систему рівнянь турбулентного перенесення імпульсу та енергії в нестисливому середовищі для випадку двовимірної задачі:

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0; \quad (1)$$

$$\frac{\partial U}{\partial F} + \frac{\partial(U^2)}{\partial X} + \frac{\partial(UV)}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{\partial}{\partial X} \left[N \left(\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial U}{\partial X} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial Y} \left[N \left(\frac{\partial U}{\partial Y} + \frac{\partial V}{\partial X} \right) \right]; \quad (2)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial V}{\partial F} + \frac{\partial(VU)}{\partial X} + \frac{\partial(V)}{\partial Y} = \\ & = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{\partial}{\partial X} \left[N \left(\frac{\partial V}{\partial X} + \frac{\partial U}{\partial Y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial Y} \left[N \left(\frac{\partial V}{\partial Y} + \frac{\partial V}{\partial Y} \right) \right] + H \left(1 - \frac{T_0}{T} \right); \end{aligned} \quad (3)$$

$$\frac{\partial T}{\partial F} + \frac{\partial(TU)}{\partial X} + \frac{\partial(TV)}{\partial Y} = \frac{\partial}{\partial X} \left[A \frac{\partial T}{\partial X} \right] + \frac{\partial}{\partial Y} \left[A \frac{\partial T}{\partial Y} \right], \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \text{де } X &= x / L; Y = y / L; U = u / u_0; V = v / u_0; Re = u_0 L / \nu; F = u_0 \tau / L; \\ H &= g L / u_0^2; \\ P &= (p - p_0 + \rho_0 g y) / (\rho_0 u_0^2); N = (1 + \nu_t / \nu) / Re; \\ A &= (1 / Pr + \nu_t / (\nu Pr_t)) / Re, Pr = \nu / a; \end{aligned}$$

$Pr_t = \nu / a_t$; x, y – прямокутні декартові координати (горизонтальна і вертикальна); τ - час; u, v – проекції вектора швидкості на координатні осі; p – тиск; T – температура; g – прискорення сили тяжіння; L - масштаб довжини; u_0 - масштаб швидкості; p_0 - значення атмосферного тиску при $y=0$; ρ_0 - густина середовища, що відповідає тиску p_0 та температурі повітря на нескінченності T_0 ; ν, ν_t - кінематичні коефіцієнти в'язкості (молекулярної та турбулентної); a, a_t – коефіцієнти теплопровідності (молекулярної та турбулентної).

Рівняння турбулентного перенесення імпульсу в проекціях на горизонтальну (2) та вертикальну (3) осі, а також рівняння енергії (4), записані в консервативній формі, яка забезпечує виконання законів збереження на будь-якій сітці в скінченій області при числовому розв'язку системи рівнянь. Ця система доповнюється рівнянням нерозривності (1). Крім того, для визначення коефіцієнтів турбулентного перенесення ν_t, a_t необхідно прийняти належну для даної задачі модель турбулентності з відповідною системою рівнянь.

Виходячи з характеру повітрообміну, для системи рівнянь (1) - (4) формулюються граничні умови. Повітря подається до приміщення та видаляється з нього через повітропроводи або через аераційні та вентиляційні прорізи в огорожах (відповідно природним або механічним шляхом). Для вентиляційних прорізів задається значення швидкості повітря, для аераційних - значення тиску в площині його перерізу. У прорізах для припливного повітря вважається відомою температура потоку, а в прорізах, через які повітря видаляється з приміщення, нормальний градієнт температури вважається рівним нулю. На поверхнях огорож та джерел теплонадходження задаються значення температури або густини теплового потоку, а швидкість руху повітря вважається рівною нулю.

Розглянемо скінченно різницький метод розв'язання системи рівнянь (1) - (4) застосовуючи рознесену розрахункову сітку для функцій $V(F, Y, X)$,

$U(F, Y, X)$ та $P(F, Y, X)$ [1]. В неявній формі система різницевих рівнянь, що відповідають диференціальним рівнянням (1) - (3), має вигляд:

$$(U_{i,j} - U_{i,j-1})/dX_j + (V_{i,j} - V_{i-1,j})/dY_i = 0; \quad (5)$$

$$\begin{aligned} (U_{i,j} - U_{i,j}^*)/dF + (U_{i,j+1/2}U_{i,j+1/2} - U_{i,j-1/2}U_{i,j-1/2})/dX_{j+1/2} + (V_{i,j+1/2}U_{i+1/2,j} - \\ - V_{i-1,j+1/2}U_{i-1/2,j})/dY_i = (P_{i,j} - P_{i,j+1})/dX_{j+1/2} + [2N_{i,j+1}(U_{i,j+1} - U_{i,j})/dX_{j+1} - \\ - 2N_{i,j}(U_{i,j} - U_{i,j-1})/dX_j]/dX_{j+1/2} + \{N_{i+1/2,j+1/2}[(U_{i+1,j} - U_{i,j})/dY_{i+1/2} + (V_{i,j+1} - \\ - V_{i,j})/dX_{j+1/2}] - N_{i-1/2,j+1/2}[(U_{i,j} - U_{i-1,j})/dY_{i-1/2} + (V_{i-1,j+1} - V_{i-1,j})/dX_{j+1/2}]\}/dY_i; \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} (V_{i,j} - V_{i,j}^*)/dF + (U_{i+1/2,j}V_{i,j+1/2} - U_{i+1/2,j-1}V_{i,j-1/2})/dX_j + (V_{i+1/2,j}V_{i+1/2,j} - \\ - V_{i-1/2,j}V_{i-1/2,j})/dY_{i+1/2} = (P_{i,j} - P_{i+1,j})/dY_{i+1/2} + \{N_{i+1/2,j+1/2}[(V_{i,j+1} - V_{i,j})/dX_{j+1/2} + \\ + (U_{i+1,j} - U_{i,j})/dY_{i+1/2}] - N_{i+1/2,j-1/2}[(V_{i,j} - V_{i,j-1})/dX_{j-1/2} + (U_{i+1,j-1} - \\ - U_{i,j-1})/dY_{i+1/2}]\}/dX_j + [2N_{i+1,j}(V_{i+1,j} - V_{i,j})/dY_{i+1} - 2N_{i,j}(V_{i,j} - U_{i-1,j})/dY_i]/ \\ /dY_{i+1/2} + H(1 - T_o/T_{i+1/2,j}); \end{aligned} \quad (7)$$

де U_{ij} , V_{ij} , P_{ij} , N_{ij} – сіткові функції безрозмірних складових швидкості, тиску та коефіцієнта турбулентного перенесення, що відповідають вузлам з номером i по вертикалі та номером j по горизонталі; du_i , dx_j – довжини кроків нерівномірної сітки по вертикалі та горизонталі, що мають відповідний номер; dF – крок за часом.

У випадку рознесеної сітки вузли з однаковими номерами для сіткових функцій U_{ij} , V_{ij} , P_{ij} не збігаються. Як це видно з рівняння (6) та (7), вони, крім невідомих U_{ij} та V_{ij} , містять ще й функцію P_{ij} . Для її визначення застосовується рівняння нерозривності (5). Отже, рівняння (5) записуються у вузлах для функцій P_{ij} , рівняння (6) - у вузлах для функцій U_{ij} , а рівняння (7) - у вузлах для функцій V_{ij} .

Згідно з прийнятою неявною схемою, величини, що входять до різницевих рівнянь, належать до поточному кроку за часом, за винятком величин, що мають позначку * і відповідають попередньому часовому кроку. Дробові значення індексу означають, що відповідна величина знаходиться в проміжку між вузловими точками сітки, в яких саме визначаються сіткові функції.

Таким чином, з системи диференціальних рівнянь (1) - (3), складено систему нелінійних алгебраїчних рівнянь (5) – (7) відносно сіткових функцій.

Область, в якій розглядається задача, в загальному випадку - багатозв'язна, через те що частину простору займають елементи обладнання. Для визначення вузлів сітки, що належать до цього простору, вводиться сіткова змінна $\gamma_{i,j}$, яка в цих вузлах дорівнює одиниці. У вузлах, віднесених до області повітряної течії, $\gamma_{i,j} = 0$. Очевидно, рівняння (5) – (7) визначені лише у вузлах, де $\gamma_{i,j} = 0$. В іншому випадку замість рівнянь (5) – (7) приймаються вирази

$$U_{i,j} = 0; \quad V_{i,j} = 0.$$

Рівняння нерозривності (5), так само як і функції $P_{i,j}$, при $\gamma_{i,j} = 1$ не мають сенсу. Проте, з метою узагальнення запису системи різницевих рівнянь, значення $P_{i,j}$ для таких випадків можна брати довільними, тому що їх значення в інших різницевих рівняннях не використовуються.

Для лінеаризації членів рівнянь виду $U \times V$ використовується формула Ньютона

$$U \times V \approx U^* \times V + U \times V^* - U^* \times V^*. \quad (8)$$

Апроксимація членів з дробовими індексами виконується за схемою TVD, яка, наприклад для виразу $V^*_{i,j+1/2} \times U_{i-1/2,j}$ (де значення $V^*_{i,j+1/2}$ вважається відомим з попереднього кроку за часом), має вигляд:

$$V^*_{i,j+1/2} U_{i+1/2,j} = V^*_{i,j+1/2} \{ (1-\beta) \cdot [U_{i+1,j} - \psi^-_{i+1/2,j} (U_{i+2,j} - U_{i+1,j})] + \beta \cdot [U_{i,j} + \psi^+_{i+1/2,j} (U_{i,j} - U_{i-1,j})] \}, \quad (9)$$

де $\beta = 0$ при $V^*_{i,j+1/2} \leq 0$; $\beta = 1$ при $V^*_{i,j+1/2} > 0$.

Обмежувачі ψ^+ та ψ^- , згідно з [2,3], розраховуються так:

$$\Psi^+ = 0 \quad \text{при} \quad \delta_0 \cdot \delta_1 \leq 0; \quad \Psi^+ = \frac{d_0}{2 \cdot d_{+1}} \delta_0 \frac{3 \cdot \delta_0 + \delta_{+1}}{(\delta_0 + \delta_{+1})^2} \quad \text{при} \quad \delta_0 \cdot \delta_1 > 0;$$

$$\Psi^- = 0 \quad \text{при} \quad \delta_0 \cdot \delta_{-1} \leq 0; \quad \Psi^- = \frac{d_0}{2 \cdot d_{-1}} \delta_0 \frac{3 \cdot \delta_0 + \delta_{-1}}{(\delta_0 + \delta_{-1})^2} \quad \text{при} \quad \delta_0 \cdot \delta_{-1} > 0,$$

де

$$\delta_{-1} = \frac{U^*_{i+2,j} - U^*_{i+1,j}}{d_{-1}}; \quad \delta_0 = \frac{U^*_{i+1,j} - U^*_{i,j}}{d_0}; \quad \delta_{+1} = \frac{U^*_{i,j} - U^*_{i-1,j}}{d_{+1}};$$

$$d_{-1} = x_{i+2} - x_{i+1}; \quad d_0 = x_{i+1} - x_i; \quad d_{+1} = x_i - x_{i-1}.$$

Схема (9) має більш високий порядок точності апроксимації порівняно з відомою схемою “проти потоку”

$$V^*_{i,j+1/2} U_{i+1/2,j} = V^*_{i,j+1/2} [(1-\beta) \cdot U_{i+1,j} + \beta \cdot U_{i,j}] \quad (10)$$

і при цьому зберігає позитивні властивості схеми (10) щодо стійкості обчислювальної процедури. Проте алгоритм розв’язання системи рівнянь, що складені за неявною схемою з використанням виразу (9), виявляється надто складним. Зважаючи на це, в [4] рекомендовано для визначення членів з дробовим індексом використовувати вираз вигляду

$$U_{i+1/2,j} = U^L_{i+1/2,j} + (U^{*H}_{i+1/2,j} - U^{*L}_{i+1/2,j}), \quad (11)$$

в якому члени з індексом (^L) розраховуються за формулою (10), а члени з індексом (^H) – за формулою (9). При цьому члени з індексом (^{*}) записуються за явною схемою, а без цього індексу – за неявною.

Після лінеаризації рівнянь (6), (7) (за схемою (8) з використанням виразів (9) – (11) та групування подібних членів) одержимо рівняння (6), (7) у вигляді:

$$a^U U_{i+1,j} + b_3^U U_{i,j+1} + b_2^U U_{i,j} + b_1^U U_{i,j-1} + c^U U_{i-1,j} + d_1^U P_{i,j-1} + d_2^U P_{i,j} + q_2^U V_{i,j+1} + q_1^U V_{i,j} + r_2^U V_{i-1,j+1} + r_1^U V_{i-1,j} = f^U \quad (12)$$

$(1 \leq i \leq M; 1 \leq j \leq N-1);$

$$a^V V_{i+1,j} + b_3^V V_{i,j+1} + b_2^V V_{i,j} + b_1^V V_{i,j-1} + c^V V_{i-1,j} + d_1^V P_{i,j} + d_2^V P_{i+1,j} + q_2^V U_{i+1,j} + q_1^V U_{i+1,j-1} + r_2^V U_{i,j} + r_1^V U_{i,j-1} = f^V \quad (13)$$

$(1 \leq i \leq M-1; 1 \leq j \leq N,$

де M, N – кількість кроків розрахункової сітки по вертикальній та горизонтальній координатах відповідно.

Для розв'язання системи рівнянь (5), (12), (13) найчастіше використовується метод ітерацій. Найбільш поширеним з них є метод SIMPLER [5]. Перевагою ітераційних методів вважається їх відносна простота для реалізації на ЕОМ. Проте у ряді випадків збіжність ітераційного процесу буває надто повільною. Тому не втрачає актуальності розробка та удосконалення прямих методів розв'язання системи різницевих рівнянь. Через те, що коефіцієнти рівнянь (12), (13) самі залежать від невідомих величин, їх потрібно уточнювати шляхом ітерацій. Тому навіть у випадку стаціонарної задачі вихідні рівняння доцільно розглядати як нестационарні. При цьому кожний крок за часом можна вважати наступною ітерацією.

Треба зазначити, що система рівнянь (5), (12), (13), складених для всіх вузлів, не є лінійно незалежною [5]. Це є наслідком того, що функції швидкості на границі мають бути заданими з урахуванням інтегральної умови збереження маси для всієї області. Тому одне з рівнянь нерозривності (5) виявляється зайвим. Щоб уникнути некоректності в постановці задачі, потрібно замість рівняння (5) в деякому вузлі для $P_{i,j}$ задати значення цієї функції. При застосуванні прямого методу розв'язання системи різницевих рівнянь доцільно це зробити для деякого j при $i=1$. Якщо зазначений вузол сітки знаходиться біля ділянки границі розрахункової області, що містить аераційний проріз, то значення $P_{1,j}$ в цьому вузлі (за умов задачі) дорівнює нулю. В інших випадках значення $P_{1,j}$ береться спочатку довільне. Далі в

процесі розв'язування воно уточнюється шляхом корекції так, щоб задовольнити відповідні умови на ділянках тих аераційних прорізів, що розташовані на інших границях.

Запишемо систему рівнянь (12), (13) у векторній формі:

$$A^U U_{i+1} + B^U U_i + C^U U_{i-1} + D^U P_i + Q^U V_i + R^U V_{i-1} = F^U; \quad (14)$$

$(1 \leq i \leq M);$

$$A^V V_{i+1} + B^V V_i + C^V V_{i-1} + D^V P_i - D^V P_{i+1} + Q^V U_{i+1} + R^V U_i = F^V; \quad (15)$$

$(1 \leq i \leq M-1),$

де $U_i [1:N-1]; V_i [1:N]; P_i [1:N]$ – вектори, складовими яких є відповідні сіткові функції U_{ij}

$(1 \leq j \leq N-1); V_{ij}$ та $P_{ij} (1 \leq j \leq N)$ на i -му кроці по вертикалі; A, B, C, D, Q, R – матриці, що містять коефіцієнти відповідних рівнянь з урахуванням значень сіткової змінної γ_{ij} ; F – вектори правих частин рівнянь (12), (13).

Векторна форма рівняння (5) матиме вигляд

$$K^U U_i + K^V V_i + L^V V_{i-1} = 0, \quad (16)$$

де K, L – матриці коефіцієнтів рівняння (5).

Система векторних рівнянь (14) - (16) розв'язується методом матричної прогонки. Для цього приймаються наступні рекурентні співвідношення для невідомих векторів:

$$U_{i-1} = X^U_{i-1} \cdot U_i + Y^U_{i-1} \cdot V_i + Z^U_{i-1}; \quad (17)$$

$$V_{i-1} = X^V_{i-1} \cdot V_i + Y^V_{i-1} \cdot U_i + Z^V_{i-1}; \quad (18)$$

$$P_i = P^{\prime}_i + P^{\prime\prime}_i; \quad (19)$$

$$P^{\prime\prime}_i = X^P_i \cdot U_i + Y^P_i \cdot V_i + Z^P_i,$$

де X, Y, Z – матриці та вектори, що підлягають визначенню.

Вектор P_i розглядається у вигляді суми двох векторів P'_i та P''_i , при цьому складові P'_{ij} дорівнюють нулю, якщо $\gamma_{i-1,j}=0$, та мають скінченні значення при $\gamma_{i-1,j}=1$. Складові вектора P''_i дорівнюють нулю при $\gamma_{i-1,j}=1$, а при $\gamma_{i-1,j}=0$ вони визначаються у вигляді лінійної залежності від U_j та V_j . Така форма співвідношення для P_i береться тому, що матриці X^P_i, Y^P_i та вектор Z^P_i зазвичай розраховуються на кроці $i-1$, а потім використовуються на кроці i . Якщо на кроці $i-1$ ряду вузлів сітки відповідають значення $\gamma_{i-1,j}=1$ (тобто вони належать до ділянок, що зайняті елементами обладнання), то в цих вузлах різниці рівняння у формі (5) - (7) не записуються і визначити з них співвідношення для P_{ij} неможливо. Тому деякі складові вектора P_i не можуть бути знайдені на кроці $i-1$ у формі лінійної залежності від U_i та V_i . Така залежність для них буде далі знайдена на наступному кроці.

На першому етапі матричної прогонки розраховуються невідомі матриці X, Y та вектори Z , що входять до виразів (17) - (19). Запишемо рівняння (15) з урахуванням співвідношень (18) - (19) та визначимо з нього вектор V_i . Отриманий вираз для V_i матиме вигляд:

$$V_i = S_1^V V_{i+1} + S_2^V U_{i+1} + S_3^V U_i + S_4^V P'_i + S_5^V P_{i+1} + \Phi^V, \quad (20)$$

де

$$S_1^V = -\Omega^V \cdot A^V; \quad S_2^V = -\Omega^V \cdot Q^V; \quad S_4^V = -\Omega^V \cdot D^V; \quad S_5^V = \Omega^V \cdot D^V;$$

$$S_3^V = -\Omega^V \cdot [R^V + C^V \cdot Y^V_{i-1} + D^V \cdot X^P_i];$$

$$\Phi^V = \Omega^V \cdot [F^V - C^V \cdot Z^V_{i-1} - D^V Z^P_i];$$

$$\Omega^V = [B^V + C^V \cdot X^V_{i-1} + D^V Y^P_i]^{-1}.$$

Підставимо співвідношення (17) - (19) у рівняння (14) та виконаємо відповідні перетворення з урахуванням виразу (20). З одержаного рівняння визначимо вектор U_i .

$$U_i = S_1^U U_{i+1} + S_2^U V_{i+1} + S_4^U P'_i + S_5^U P_{i+1} + \Phi^U, \quad (21)$$

де

$$S_1^U = -\Omega^U \cdot (A^U + S_3^U \cdot S_2^V); \quad S_2^U = -\Omega^U \cdot S_3^U \cdot S_1^V; \quad S_4^U = -\Omega^U \cdot (D^U + S_3^U \cdot S_4^V);$$

$$S_5^V = -\Omega^U \cdot S_3^U \cdot S_5^V; \quad S_3^U = Q^U + C^U \cdot Y_{i-1}^U + D^U \cdot Y_{i-1}^P + R^U \cdot X_{i-1}^V;$$

$$\Phi^U = \Omega^V \cdot [F^U - C^U \cdot Z_{i-1}^U - D^U \cdot Z_{i-1}^P - R^U \cdot Z_{i-1}^V - S_3^U \cdot \Phi^V];$$

$$\Omega^U = [B^U + C^U \cdot X_{i-1}^U + D^U \cdot X_{i-1}^P + R^U \cdot Y_{i-1}^V + S_3^U \cdot S_3^V]^{-1}.$$

Підставляючи вираз (21) у співвідношення (20), матимемо:

$$V_i = G_1^V V_{i+1} + G_2^V U_{i+1} + G_4^V P'_i + G_5^V P_{i+1} + \Pi^V, \quad (22)$$

де

$$G_1^V = S_1^V + S_3^V S_2^U; \quad G_2^V = S_2^V + S_3^V S_1^U; \quad G_4^V = S_4^V + S_3^V S_4^U; \quad G_5^V = S_5^V + S_3^V S_5^U;$$

$$\Pi^V = \Phi^V + S_3^V \Phi^U.$$

Наступним етапом розрахунку є вилучення з виразів (21) та (22) векторів P'_i та P_{i+1} . Як це впливає з виразу (19), вектор P'_i буде в (21) та (22) лише тоді, коли хоча б одна з сіткових змінних $\gamma_{i-1,j}$ дорівнюватиме одиниці, тобто, якщо горизонталь сітки з номером $i-1$ перетинає ділянку розрахункової області, що зайнята обладнанням, а наступний вузол сітки з номером i належить області потоку. Для вилучення P'_i необхідно скористатися рівнянням нерозривності (5). Зважаючи на те, що складові вектора P'_i за визначенням дорівнюють нулю при $\gamma_{i-1,j} = 0$, рівняння (5) розглядатиметься не для всіх j ($1 \leq j \leq N$), а для тих $j_1 \leq j \leq j_2$, для яких $\gamma_{i-1,j} = 1$. Виходячи з цього, запишемо векторне рівняння (16) у вигляді:

$$\Gamma_{i-1} (K^U_i U_i + K^V_i V_i + L^V_i V_{i-1}) = 0; \quad (23)$$

де Γ_{i-1} - діагональна матриця, що містить відповідні значення сіткової змінної $\gamma_{i-1,j}$.

У рівняння (23) замість векторів U_i та V_i підставляються вирази (21), (22). Для V_{i-1} можна було б скористатися виразом (18), але, зважаючи на те, що вузлові точки сітки для функцій $V_{i-1,j}$ у цьому випадку належать поверхням обладнання, стінки або прорізу, замість V_{i-1} у рівняння (23) доречно підставити вектор V_{i-1}^Γ , всі складові якого дорівнюють нулю, крім тих, що містять задані значення $V_{i-1,j}$ на відповідній поверхні. Таким чином, з рівняння (23) після перетворень матимемо:

$$G_4^P P'_i = G_1^P U_{i+1} + G_2^P V_{i+1} + G_5^P P_{i+1} + \Pi^P, \quad (24)$$

де

$$G_1^P = -\Gamma_{i-1} \cdot (K^U_i \cdot S_1^U + K^V_i \cdot G_2^V);$$

$$G_2^P = -\Gamma_{i-1} \cdot (K^U_i \cdot S_2^U + K^V_i \cdot G_1^V);$$

$$G_5^P = -\Gamma_{i-1} \cdot (K^U_i \cdot S_5^U + K^V_i \cdot G_5^V);$$

$$\Pi^P = -\Gamma_{i-1} \cdot (K^U_i \cdot \Phi^U + K^V_i \cdot \Pi^V + L^V_i \cdot V^\Gamma_{i-1});$$

$$G_4^P = \Gamma_{i-1} \cdot (K^U_i \cdot S_4^U + K^V_i \cdot G_4^V).$$

З останнього виразу необхідно визначити вектор P'_i . Проте ранг матриці G_4^P буде такий самий, як і матриці Γ_{i-1} (в загальному випадку менший за N). Визначити P'_i шляхом обертання матриці G_4^P неможливо, бо вона містить суцільно нульові елементи у рядках з номерами j' , що не входять до інтервалу $j_1 \leq j \leq j_2$. Таку саму форму мають і інші матриці G^P , що входять до виразу (24). З означення вектора P'_i випливає, що його складові з номерами j' повинні дорівнювати нулю, тому у виразі (24) матрицю G_4^P можна замінити на $G_0^P = G_4^P + E - \Gamma_{i-1}$, ранг якої буде дорівнювати N (E – одинична матриця розміром $N \times N$). Така матриця G_0^P на головній діагоналі у строках з номерами j' буде містити замість нулів одиниці. Це еквівалентно тому, що у вузлах з номерами j' задаються рівняння виду $P'_{i,j'} = 0$. Тоді з перетвореного виразу (24) можна визначити вектор P'_i :

$$\mathbf{P}'_i = \mathbf{S}_1^P \mathbf{U}_{i+1} + \mathbf{S}_2^P \mathbf{V}_{i+1} + \mathbf{S}_5^P \mathbf{P}_{i+1} + \mathbf{\Phi}^P, \quad (25)$$

де $\mathbf{S}_1^P = (\mathbf{G}_0^P)^{-1} \mathbf{G}_1^P$; $\mathbf{S}_2^P = (\mathbf{G}_0^P)^{-1} \mathbf{G}_2^P$; $\mathbf{S}_5^P = (\mathbf{G}_0^P)^{-1} \mathbf{G}_5^P$; $\mathbf{\Phi}^P = (\mathbf{G}_0^P)^{-1} \mathbf{\Pi}^P$.

Виконавши перетворення виразів (21) та (22) з урахуванням (25), матимемо:

$$\mathbf{U}_i = \mathbf{H}_1^U \mathbf{U}_{i+1} + \mathbf{H}_2^U \mathbf{V}_{i+1} + \mathbf{H}_5^U \mathbf{P}_{i+1} + \mathbf{\Theta}^U; \quad (26)$$

$$\mathbf{V}_i = \mathbf{H}_1^V \mathbf{V}_{i+1} + \mathbf{H}_2^V \mathbf{U}_{i+1} + \mathbf{H}_5^V \mathbf{P}_{i+1} + \mathbf{\Theta}^V, \quad (27)$$

де

$$\mathbf{H}_1^U = \mathbf{S}_1^U + \mathbf{S}_4^U \mathbf{S}_1^P; \quad \mathbf{H}_1^V = \mathbf{G}_1^V + \mathbf{G}_4^V \mathbf{S}_2^P;$$

$$\mathbf{H}_2^U = \mathbf{S}_2^U + \mathbf{S}_4^U \mathbf{S}_2^P; \quad \mathbf{H}_2^V = \mathbf{G}_2^V + \mathbf{G}_4^V \mathbf{S}_1^P;$$

$$\mathbf{H}_5^U = \mathbf{S}_5^U + \mathbf{S}_4^U \mathbf{S}_5^P; \quad \mathbf{H}_5^V = \mathbf{G}_5^V + \mathbf{G}_4^V \mathbf{S}_5^P;$$

$$\mathbf{\Theta}^U = \mathbf{\Phi}^U + \mathbf{S}_4^U \mathbf{\Phi}^P; \quad \mathbf{\Theta}^V = \mathbf{\Pi}^V + \mathbf{G}_4^V \mathbf{\Phi}^P.$$

Для вилучення з виразів (26), (27) вектора \mathbf{P}_{i+1} скористаємося рівнянням нерозривності (5), але таким, що складене для вузлів з номерами $i+1$. Виходячи з того, що для деяких номерів j сіткові змінні $\gamma_{i+1,j}$ можуть дорівнювати одиниці, векторне рівняння (16) запишемо у вигляді:

$$(\mathbf{E} - \mathbf{\Gamma}_{i+1}) (\mathbf{K}_{i+1}^U \mathbf{U}_{i+1} + \mathbf{K}_{i+1}^V \mathbf{V}_{i+1} + \mathbf{L}_{i+1}^V \mathbf{V}_i) = 0. \quad (28)$$

Підставляючи \mathbf{V}_i з виразу (27) у (28), одержимо рівняння для визначення \mathbf{P}_{i+1} у вигляді:

$$\mathbf{H}_5^P \mathbf{P}_{i+1} = \mathbf{H}_1^P \mathbf{U}_{i+1} + \mathbf{H}_2^P \mathbf{V}_{i+1} + \mathbf{\Theta}^P, \quad (29)$$

де $\mathbf{H}_1^P = -(\mathbf{E} - \mathbf{\Gamma}_{i+1}) \cdot (\mathbf{K}_{i+1}^U + \mathbf{L}_{i+1}^V \cdot \mathbf{H}_2^V)$;

$\mathbf{H}_2^P = -(\mathbf{E} - \mathbf{\Gamma}_{i+1}) \cdot (\mathbf{K}_{i+1}^V + \mathbf{L}_{i+1}^V \cdot \mathbf{H}_1^V)$;

$$\Theta^j = -(E - I_{i+1}) \cdot L_{i+1}^V \Theta^V;$$

$$H_5^P = (E - \Gamma_{i+1}) \cdot L_{i+1}^V \cdot H_5^V.$$

Як це впливає з останніх виразів, деякі рядки матриць H^P , а саме ті, що мають номери j , для яких $\gamma_{i+1,j}=1$, можуть складатися виключно з нульових елементів. В такому випадку ранг матриці H_5^P буде меншим за N . Зважаючи на те, що складових вектора P_{i+1} з такими номерами за визначенням не існує, їх можна формально взяти будь-якими, наприклад такими, що дорівнюють нулю. Це дає можливість у рівнянні (29) замість матриці H_5^P використати матрицю $H_0^P = H_5^P + \Gamma_{i+1}$, ранг якої вже буде дорівнювати N . Таким чином, з перетвореного рівняння (29) матимемо:

$$P_{i+1} = X_{i+1}^P \cdot U_{i+1} + Y_{i+1}^P \cdot V_{i+1} + Z_{i+1}^P, \quad (30)$$

де $X_{i+1}^P = (H_0^P)^{-1} H_1^P$; $Y_{i+1}^P = (H_0^P)^{-1} H_2^P$; $Z_{i+1}^P = (H_0^P)^{-1} \Theta^P$.

Підставляючи P_{i+1} з виразу (30) у співвідношення (26) та (27), отримаємо:

$$U_i = X_i^U \cdot U_{i+1} + Y_i^U \cdot V_{i+1} + Z_i^U; \quad (31)$$

$$V_i = X_i^V \cdot V_{i+1} + Y_i^V \cdot U_{i+1} + Z_i^V, \quad (32)$$

де

$$X_i^U = H_1^U + H_5^U X_{i+1}^P; \quad Y_i^U = H_2^U + H_5^U Y_{i+1}^P; \quad Z_i^U = \Theta^U + H_5^U Z_{i+1}^P;$$

$$X_i^V = H_1^V + H_5^V Y_{i+1}^P; \quad Y_i^V = H_2^V + H_5^V X_{i+1}^P; \quad Z_i^V = \Theta^V + H_5^V Z_{i+1}^P.$$

З порівняння виразів (30)–(32) та (17)–(19) впливає, що співвідношення між невідомими векторами на кроках i та $i+1$ подібні до аналогічних співвідношень на кроках $i-1$ та i . Тобто ці співвідношення можна використовувати як рекурентні для розрахунку невідомих матриць X , Y та векторів Z для кожного кроку $i > 1$. Для $i=1$ X , Y та Z визначаються з граничних умов.

На другому етапі матричної прогонки розраховуються невідомі вектори U_i , V_i та P_i . Для цього використовуються рекурентні співвідношення (17)–(19). Виходячи з того, що вектори U_{M+1} , V_M (або відповідні співвідношення для них) мають бути відомими з граничних умов для $i = M$, можна за їх значеннями обчислити вектори на кроці $i = M-1$, а потім послідовно на всіх інших кроках до $i = 1$. Таким чином визначаються поля швидкостей та тиску для поточного моменту часу.

Знайдені U_{ij} та V_{ij} використовуються для розв'язку рівняння енергії (4), яке у різницевій формі має вигляд:

$$\begin{aligned} (T_{i,j} - T_{i,j}^*) / dF + (U_{i,j} T_{i,j+1/2} - U_{i,j-1} T_{i,j-1/2}) / dX_j + (V_{i,j} T_{i+1/2,j} - V_{i-1,j} T_{i-1/2,j}) / dY_i = \\ = [A_{i,j+1/2} (T_{i,j+1} - T_{i,j}) / dX_{j+1/2} - A_{i,j-1/2} (T_{i,j} - T_{i,j-1}) / dX_{j-1/2}] / dX_j + \\ + [A_{i+1/2,j} (T_{i+1,j} - T_{i,j}) / dY_{i+1/2} - A_{i-1/2,j} (T_{i,j} - T_{i-1,j}) / dY_{i-1/2}] / dY_i. \end{aligned} \quad (33)$$

Для різницевої апроксимації рівняння (4) використовуються ті самі вузли, що й для різницевого рівняння нерозривності (5), для яких характерним є те, що відстані між найближчими до поверхонь обладнання або огорож вузлами та самими поверхнями дорівнюватимуть половинам кроків по відповідних координатах. Зважаючи на це, граничні умови на вертикальних поверхнях у різницевій формі запишемо у вигляді:

- умови першого роду

$$(T_{i,j} + T_{i,j+1}) / 2 = T_w; \quad (34)$$

- умови другого роду

$$(T_{i,j} - T_{i,j+1}) / dX_{j+1/2} = q_w / (C_p \rho u_0 A_{i,j+1/2}), \quad (35)$$

де j – номери найближчих до поверхні обладнання вузлів у просторі повітряного потоку, $j+1$ – номери наступних вузлів, що вже належать ділянці, зайнятій обладнанням, T_w – температура поверхні, q_w – густина теплового потоку, C_p – питома теплоємність повітря.

Аналогічно запишуться граничні умови на горизонтальних поверхнях. За допомогою виразів (34), (35) з рівняння (33) вилучаються сіткові функції температури для вузлів, що не належать до простору повітряного потоку. В

цих вузлах значення сіткові функції температури можуть бути будь-якими, наприклад нульовими, тому що на результати розрахунку вони вже не впливатимуть.

Використовуючи для апроксимації конвективних членів TVD метод з застосуванням виразів, аналогічних співвідношенням (9), (11) задачі руху, одержимо після перетворень рівняння (33) у такому вигляді

$$\text{для } \gamma_{ij} = 0: \quad a^T T_{i+1,j} + b_3^T T_{i,j+1} + b_2^T T_{i,j} + b_1^T T_{i,j-1} + c^T T_{i-1,j} = f^T; \quad (36)$$

$$\text{для } \gamma_i: \quad T_{i,j} = 0 \quad (1 \leq i \leq M; 1 \leq j \leq N).$$

У векторній формі ці рівняння матимуть вигляд:

$$A^T T_{i+1} + B^T T_i + C^T T_{i-1} = F^T \quad (37) \\ (1 \leq i \leq M).$$

де $T_i [1 : N]$ – вектори, складовими яких є сіткові функції T_{ij} ; A^T , B^T , C^T – матриці, що містять коефіцієнти рівнянь (37); F^T – вектор правих частин цих рівнянь.

Для розв'язку системи векторних рівнянь використовується матрична прогонка. Співвідношення між векторами T_i та T_{i-1} задаються у вигляді:

$$T_{i-1} = X^T_{i-1} \cdot T_i + Z^T_{i-1}; \quad (38)$$

При цьому вихідні значення X^T_0 та Z^T_0 можуть бути нульовими, тому що граничні умови для $i=1$ вже враховано у перетворених рівняннях (36). Виконавши підстановку виразу (38) у рівняння (37), одержимо вирази для розрахунку X^T_i та Z^T_i на будь-якому кроці i :

$$X^T_i = -\Omega^T A^T;$$

$$Z^T_i = \Omega^T (F^T - C^T Z^T_{i-1}),$$

де $\Omega^T = [B^T + C^T \cdot X^T_{i-1}]^{-1}$.

Після визначення матриць X^I_i та векторів Z^T_i за співвідношеннями (38) розраховуються вектори T_i . Таким чином визначається поле температур на поточному часовому кроці. На наступному часовому кроці, після коригування коефіцієнтів різницевих рівнянь, обчислювальна процедура повторюється.

Викладеним методом проведено числове моделювання повітряно-теплого режиму приміщення головного корпусу ТЕС. Результати моделювання наведено в статті В.П. Корбута “Формування теплових умов та повітряного режиму в теплонапружених відділеннях ТЕС та АЕС”, що опублікована в цьому збірнику. Задача розглядалася як стаціонарна. Її розв’язок виконувався на сітці з кількістю вузлів 111×72 . Для одержання кінцевого результату достатньо було здійснити 27 ітерацій. Ці результати задовільно узгоджуються з результатами фізичного моделювання.

Інший приклад розглянуто на рисунках 1, 2, де відображено поля швидкостей і температур в електротехнічному приміщенні, що має розміри вертикального перерізу $4,5 \times 6$ м. Джерелами теплонадходження є вертикальні стативи з електронним обладнанням. Охолодження приміщення проводиться шляхом подачі повітря, що має температуру 16°C , через повітропровід, який розміщено у верхній частині приміщення. Швидкість повітря на виході з повітропроводу становить $2,8$ м/с. Густина теплового потоку на поверхнях стативів $q = 150$ Вт/м². Надлишкове тепло з приміщення видаляється з повітряним потоком, що виходить через проріз в нижній частині лівої огорожі. Значення швидкостей повітряного потоку (м/с) в об’ємі приміщення відображені на відповідних ізотермах рисунка 1, а значення температури ($^\circ\text{C}$) – на відповідних ізотермах рисунка 2.

Задача розв’язується як двовимірною на сітці з кількістю вузлів 67×90 . Коефіцієнти турбулентного перенесення обчислюються із застосуванням k - ϵ моделі турбулентності [6]. В результаті розв’язання задачі визначено області, в яких температура і швидкість повітря мають максимальні і мінімальні значення. Знайдено також розподіл температури по поверхнях стативів. (В даному випадку температура поверхні не перевищує 29°C .) Виходячи з одержаних результатів, можна зробити висновок про відповідність параметрів повітряно – температурного режиму в приміщенні

нормативним показникам, а також про працездатність прийнятої системи організації повітрообміну.

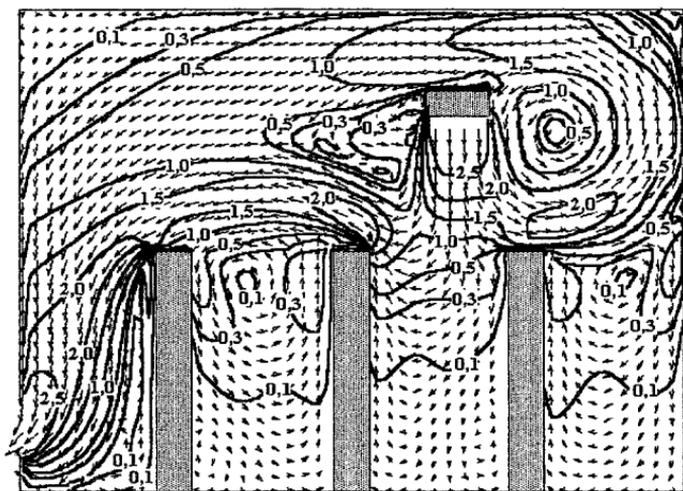


Рис. 1. Поле швидкостей повітряного потоку в електротехнічному приміщенні

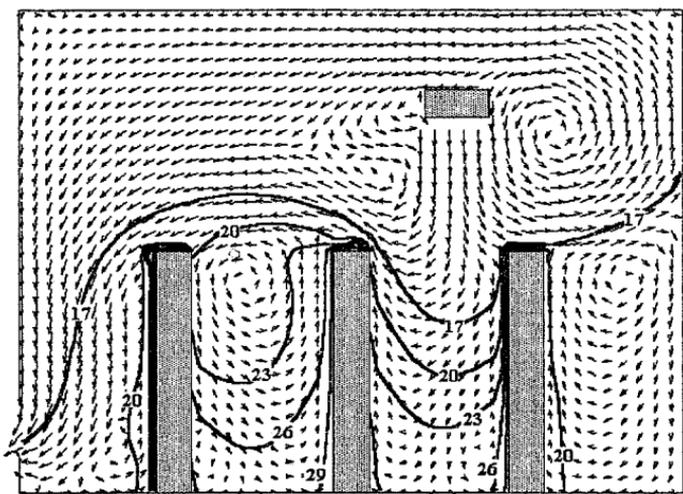


Рис. 2. Температурне поле повітряного потоку в електротехнічному приміщенні

ВИСНОВКИ

1. Для двовимірних задач течії повітря, що супроводжується конвективним теплообміном, розроблено прямий метод розв'язання відповідних скінченно-різницевих рівнянь. Метод придатний для одержання розв'язків задач в одно- та багатозв'язних областях за будь-яких граничних умов.
2. На відміну від багатьох відомих методів розв'язання різницевих рівнянь перенесення імпульсу, розроблений прямий метод дає змогу на кожному ітераційному кроці отримувати розв'язок всієї системи лінеаризованих рівнянь перенесення разом з рівнянням нерозривності. При цьому ітерації виконуються лише для уточнення значень коефіцієнтів лінеаризованих рівнянь. Застосування цього методу дає можливість одержувати розв'язання задачі з мінімальною кількістю ітерацій при гарантованій стійкості обчислювального процесу.
3. До недоліків прямого методу можна віднести відносну складність розрахункового алгоритму та потребу в значному об'ємі оперативної пам'яті ЕОМ при його реалізації.
4. Розроблений метод застосовується для дослідження повітряно-теплових режимів у приміщеннях, що містять джерела теплонадходження. Аналіз результатів числового розв'язку задачі дає можливість оцінити працездатність системи організації повітрообміну. В загальному випадку вибір найбільш придатної системи виконується на основі результатів варіантних розрахунків.

Список літератури

1. **Пейре Р., Тейлор Т. Д.** Вычислительные методы в задачах механики жидкости. – Л.: Гидрометеиздат, 1986.– 352 с.
2. **Zijlema M., Wesseling P.** Higher order flux-limiting methods for steady-state, multidimensional, convection-dominated flow / Delft University of Technology: Technical Report DUT-TWI-95- 131, 1995. – 28 p.
3. **Приходько А.А., Кудинов П.И.** Численное моделирование устойчивой и неустойчивой термогравитационной циркуляции в замкнутых объемах

произвольного поперечного сечения // Тепломассоперенос – 2000, Минск, АНК «ИТМО им. А.В. Лыкова» НАНБ, 2000.– т.1 С. 36–43.

4. **Khosla P. K., Rubin S. G.** A diagonally dominant second-order accurate implicit scheme. // Comput.Fluids.– 1974.– V.2.– P. 207–209.

5. **Патанкар С.** Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 152 с.

6. **Фрост У., Моуден Т.** (ред.) Турбулентность. Принципы и применения. – М.: Мир, 1980. – 536 с.

УДК 629.113.06:628.83

С.С. Жуковський, кандидат технічних наук, доцент

П.Л.Зінич, кандидат технічних наук, доцент

О.В.Черноус, інженер-магістр

О.Р. Кулиняк, інженер

НУ «Львівська політехніка»

ДОСЛІДЖЕННЯ ПОВІТРЯНИХ ПОТОКІВ МІСЦЕВИХ ВСМОКТУВАЧІВ

Виконано експериментальні дослідження розподілення швидкостей і статичних тисків повітряних потоків місцевих всмоктувачів різної поперечної форми. Виявлено, що зона дії статичних тисків є меншою за зону дії відносних швидкостей при їх взаємопов'язаності.

Зіставлення результатів досліджень ефективності роботи місцевих всмоктувачів показало найвищу ефективність еліптичних всмоктувачів.

Наведено аналітичні залежності для розрахунку основної швидкості і довжини зони дії місцевих всмоктувачів, що дає змогу оптимізувати їх як за кількістю всмоктуваного повітря, так і за конструктивною формою.

Локалізація шкідливостей у місці їх виділення і мінімізація забруднення внутрішнього повітря приміщень є завданням місцевих систем вентиляції (СВ). Одним з найважливіших елементів цих СВ є всмоктувачі. Їх конструкція, за ефективних аеродинамічних характеристик, повинна забезпечувати якомога більшу зону дії при мінімальній кількості всмоктуваного повітря. Відомі конструкції місцевих всмоктувачів не завжди відповідають цим вимогам.

У зв'язку з цим нами проведені дослідження розподілення швидкостей і статичних тисків всмоктувальних повітряних потоків місцевих всмоктувачів різної форми (рис.2-4, табл. 1,2) за ізотермічних умов.

Схему експериментального стенду зображено на рис.1. Об'єкт досліджень (місцевий всмоктувач) жорстко поєднувався зі стінкою 2 камери тиску 3. Середня за витратою швидкість у живому перерізі всмоктувального отвору об'єкта досліджень визначалась за витратою повітряного потоку, яка замірялась за допомогою тарованого витратовимірювального колектора 7 і диференціального мікроманометра 9.

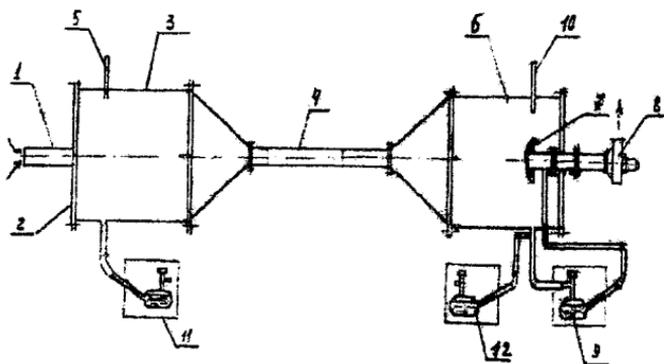


Рис.1. Схема експериментального стенду :

1 – об'єкт досліджень; 2 – знімна стінка; 3, 6 – камери статичного тиску; 4 – повітропровід; 5, 10 – термометри; 7 – витратомірний колектор; 8 – радіальний вентилятор постійного струму; 9, 11, 12 – диференціальні мікроманометри.

Спонування руху повітряного потоку відбувалось за допомогою радіального вентилятора постійного струму 8, а витрата повітряного потоку змінювалась внаслідок зміни числа обертів робочого колеса вентилятора. Швидкість у відповідних точках прилеглої до всмоктувача зони і в центрі всмоктувального отвору всмоктувача замірялась за допомогою термоелектроанемометра, місце положення п'єзоелемента якого фіксувалось у просторі за допомогою координатора.

Результати експериментальних досліджень зміни відносних швидкостей ($V_{ок}/V$, $V_{ок}/V_0$) та відносного статичного тиску ($P_{ст\ xy}/P_{ст\ од}$) під

час припливу повітря у всмоктувачі різної форми, за ізотермічних умов, схематично зображені на рис. 2–4. Визначено, що ефект всмоктування характеризується спектрами всмокування та проявляється на незначних відстанях від всмоктувальних отворів (рис. 2–4). При вільному всмоктуванні в торець труби круглого перерізу зона дії всмоктувача розповсюджується за межі площини всмоктування. Для інтенсифікації активної зони всмоктувача доцільно ліквідувати шкідливу область за рахунок плоскої стінки (напівобмежене стікання, рис. 2).

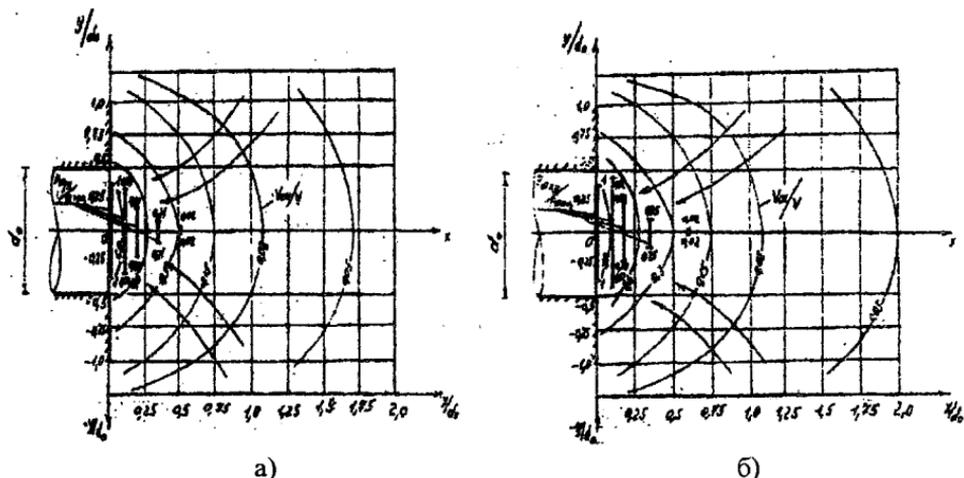


Рис. 2. Схеми розподілу відносних швидкостей

(V_{xy}/V) та відносних статичних тисків ($P_{ст\ xy}/P_{ст\ ос}$) під час припливу повітря у напівобмежений всмоктувач круглого перерізу діаметром d_0 :
 а – при витраті всмоктуваного повітря $L = 3,9 \times 10^{-2} \text{ м}^3/\text{с}$;
 б – при витраті всмоктуваного повітря $L = 5,2 \times 10^{-2} \text{ м}^3/\text{с}$.

На рис. 2 наведено наступні позначення: x, y – біжучі координати, м;
 V_{xy} – швидкість всмоктуваного повітря в точці з координатами x, y , м/с;
 V_{ox} – осьова швидкість на відстані x від всмоктувального отвору, м/с;
 V – середня за витратою швидкість у всмоктувальному отворі, м/с;
 L – витрата всмоктуваного повітря, $\text{м}^3/\text{с}$; d_0 – діаметр всмоктувального патрубку, м; $P_{ст\ xy}$ – статичний тиск в точці з координатами x, y , Па;
 $P_{ст\ ox}$ – осьовий статичний тиск на відстані x від всмоктувального отвору, Па;
 $P_{ст\ ос}$ – осьовий статичний тиск у центрі всмоктувального отвору, Па.

Виявлено, що зона дії статичних тисків є меншою за зону дії відносних швидкостей, однак вони взаємопов'язані і залежать від витрати відсмоктуваного повітря: при збільшенні витрати всмоктуваного повітря зона дії статичних тисків та зона дії відносних швидкостей також збільшуються (рис. 2). Схеми розподілення статичних тисків побудовані тільки для напівобмежених всмоктувачів, оскільки для вільних всмоктувачів значення статичних тисків є незначними за величиною і складним для точного визначення. Для дослідження вільних всмоктувачів потрібен вентилятор, який забезпечує більше розрідження. Подальше збільшення довжини активної зони всмоктувача можна досягнути за рахунок трансформації форми його торця з циліндричної у конічну (рис. 3). За рахунок конічного звуження відбувається відносно плавний приплив до полюса струменя та більше вирівнювання ліній течії.

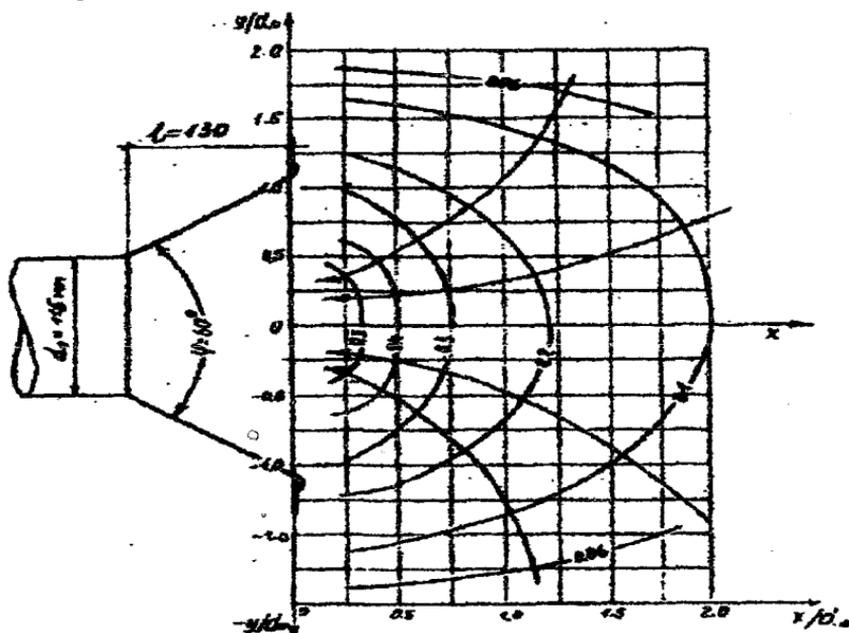


Рис. 3. Схема розподілу відносних швидкостей (V_{xy}/V) під час припливу повітря у конічний всмоктувач з профільованим повітрообмежником

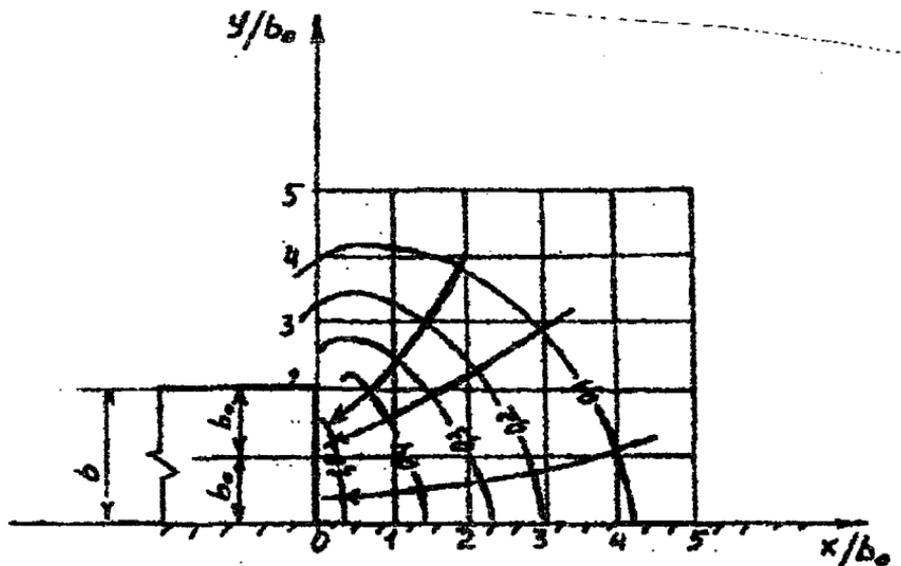


Рис. 4. Схема розподілу відносних швидкостей (V_{xy}/V_0) під час припливу повітря у прямокутний всмоктувач, що лежить на горизонтальній стінці

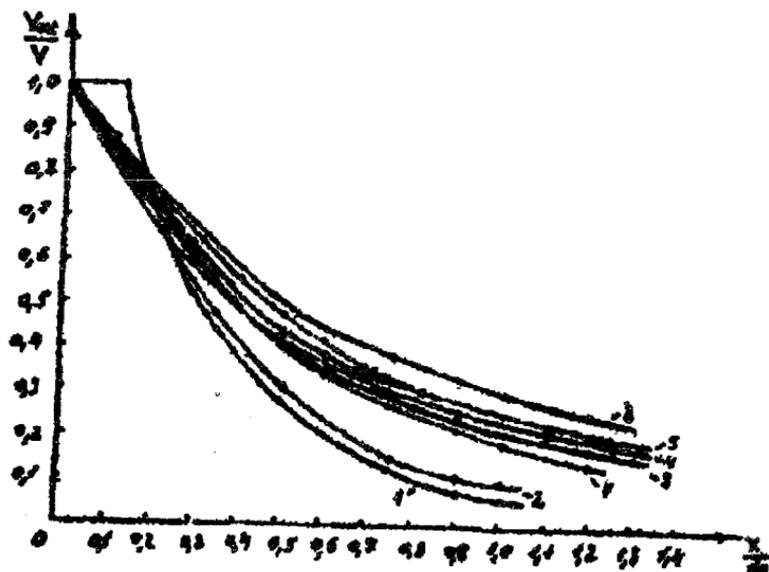


Рис. 5. Графік залежності зміни відносної осьової швидкості $\bar{V}_{ox}(V_{ox}/V)$ з відстанню $\bar{x}(x/d_0)$ під час припливу повітря у всмоктувачі круглого перерізу для сталої витрати відсмоктуваного повітря

На рис. 5 використано такі позначення: 1 – вільна кругла труба діаметром d_0 , м; 2 – напівобмежена кругла труба діаметром d_0 , м; 3 – вільний конічний з гострими краями ($\varphi=60^\circ$, $l/D=0,49$); 4 – конічний з профільованим повітрообмежником ($\varphi = 60^\circ$, $l/D = 0,49$); 5 – напівобмежений конічний ($\varphi=60^\circ$, $l/D=0,49$); 6 – вільний конічний з гострими краями ($\varphi=21^\circ$, $l/D=1,5$); 7 – вільний еліптичний ($d=2d_1$, м); 8 – вільний еліптичний ($d=10d_1$, м); d_0 – діаметр всмокувального патрубку, м; d_1 – мала вісь еліптичного всмоктувача, м; d – велика вісь еліптичного всмоктувача, м; D – діаметр великої основи конічного всмоктувача, м; l – довжина конічного всмоктувача, м; φ – кут розкриття конічного всмоктувача, град.

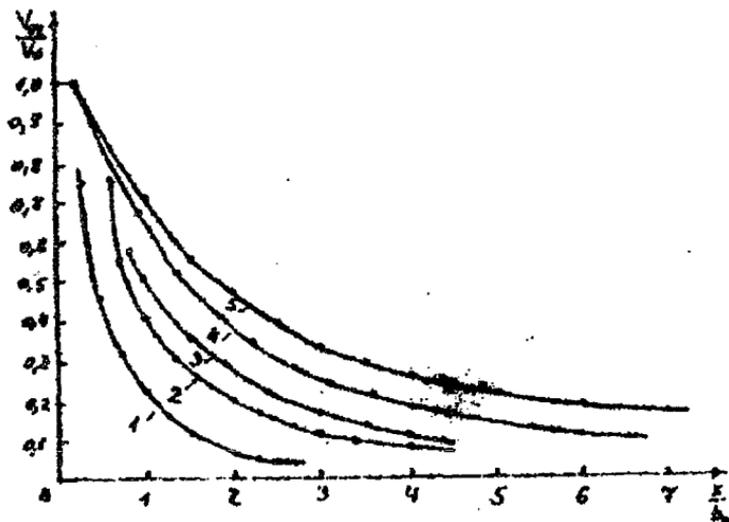


Рис. 6. Графік залежності зміни відносної осрової швидкості $\bar{V}_{ox}(V_{ox}/V_0)$ з відстанню $\bar{x}(x/b_0)$ під час припливу повітря у всмоктувачі прямокутного перерізу із співвідношенням сторін a/b

На рис. 6 використано такі позначення: 1 – вільний квадратний всмоктувач (1:1); 2 – вільний прямокутний всмоктувач (1:2); 3 – прямокутний всмоктувач, що лежить на горизонтальній стінці (1:2); 4 – вільний прямокутний всмоктувач (1:10); 5 – вільний щілинний всмоктувач (1:80); x – біжуча осрова координата, м; V_{ox} – осрова швидкість на відстані x від всмоктувального отвору, м/с; V_0 – осрова швидкість у центрі всмоктувального отвору, м/с; a – висота всмоктувального отвору, м;

b – ширина всмоктувального отвору, м; b_0 – півширина всмоктувального отвору, м.

Аналіз кривих (рис.5, 6) показав таке: найбільшу зону дії, при однаковій витраті відсмоктуваного повітря, мають еліптичні всмоктувачі; при приляганні прямокутного всмоктувача видовженою стороною до плоскої стінки підвищується його зона дії приблизно на 30%, у порівнянні із зоною дії вільного всмоктувача такої самої форми (рис. 6, табл. 2). Графічні залежності (рис.5, 6.) є придатні для визначення осьової швидкості і довжини зони дії всмоктувачів різної форми.

Математичний аналіз результатів дослідження, проведений на основі методу найменших квадратів [5,6], зведено в таблиці 1, 2 .

Таблиця 1.

Математичні залежності зміни відносної осьової швидкості $\bar{V}_{ox}(V_{ox}/V)$ повітряного потоку з відстанню $\bar{x}(x/d_0)$

Номер пор.	Тип місцевого всмоктувача	Графічна залежність	Номер кривої	Формули
1	Вільна кругла труба діаметром d_0	Рис.5	1	$V_{ox}/V = 1,25 - 2,72(x/d_0) + 1,57(x/d_0)^2$
2	Напівобмежена кругла труба діаметром d_0		2	$V_{ox}/V = 1,23 - 2,6(x/d_0) + 1,49(x/d_0)^2$
3	Вільний конічний з гострими краями ($\varphi = 60^\circ, l/D = 0,49$)		3	$V_{ox}/V = 0,99 - 1,43(x/d_0) + 0,66(x/d_0)^2$
4	Конічний з про- ³ фільо- ванним повіт- рообмеж- ником ($\varphi=60^\circ, l/D = 0,49$)		4	$V_{ox}/V = 0,9 - 1,01(x/d_0) + 0,32(x/d_0)^2$
5	Напівобмежений конічний ($\varphi=60^\circ, l/D = 0,49$)		5	$V_{ox}/V = 0,98 - 1,15(x/d_0) + 0,42(x/d_0)^2$
6	Вільний конічний з гострими краями ($\varphi = 21^\circ, l/D = 1,5$)		6	$V_{ox}/V = 1 - 1,31(x/d_0) + 0,55(x/d_0)^2$
7	Вільний еліптичний ($d = 2d_1$)		7	$V_{ox}/V = 0,99 - 1,54(x/d_0) + 0,73(x/d_0)^2$
8	Вільний еліптичний ($d = 10d_1$)		8	$V_{ox}/V = 1 - 1,27(x/d_0) + 0,57(x/d_0)^2$

Примітки :

1. x – біжуча осьова координата, м; V_{ox} – осьова швидкість на відстані x від всмоктувального отвору, м/с; V – середня за витратою швидкість у всмоктувальному отворі, м/с; d_o – діаметр всмокувального патрубку, м; d_1 – мала вісь еліптичного всмоктувача, м; d – велика вісь еліптичного всмоктувача, м; D – діаметр великої основи конічного всмоктувача, м; l – довжина конічного всмоктувача, м; ϕ – кут розкриття конічного всмоктувача, град.

2. Математичні залежності дійсні для кривих 1, 2 (рис.5) при $x/d_o < 1,1$ та для кривих 3–8 (рис. 5) при $x/d_o < 1,4$.

Таблиця 2.

Математичні залежності зміни відносної осьової швидкості $\bar{V}_{ox}(V_{ox}/V_o)$ з відстанню $\bar{x}(x/b_o)$ під час припливу повітря у всмоктувачі прямокутного перерізу при сталій витраті всмоктуваного повітря

Номер пор.	Тип всмоктувача при a/b	Графічна заленість	Номер кривої	Формули
1	Вільний квадратний (1:1)	Рис. 6	1	$V_{ox}/V_o = 0,87 - 0,82(x/b_o) + 0,2(x/b_o)^2$
2	Вільний прямокутний (1:2)		2	$V_{ox}/V_o = 0,89 - 0,54(x/b_o) + 0,09(x/b_o)^2$
3	Прямокутний, що лежить на горизонтальній стінці (1:2)		3	$V_{ox}/V_o = 1,08 - 0,56(x/b_o) + 0,08(x/b_o)^2$
4	Вільний прямокутний (1:10)		4	$V_{ox}/V_o = 0,93 - 0,31(x/b_o) + 0,03(x/b_o)^2$
5	Вільний щілинний (1:80)		5	$V_{ox}/V_o = 0,94 - 0,26(x/b_o) + 0,02(x/b_o)^2$

Примітки:

1. x – біжуча осьова координата, м; V_{ox} – осьова швидкість на відстані x від всмоктувального отвору, м/с; V_o – осьова швидкість в центрі всмоктувального отвору, м/с; b_o – півширина всмоктувального отвору, м.

2. Криві 1, 2, 4, 5 – побудовані за обробленими даними В.Н.Богословського [3], 3 – за власними експериментальними даними.

3. У таблиці в дужках наведені співвідношення висоти a і ширини b всмоктувального отвору.

4. Математичні залежності дійсні для кривих 1, 2, 3 (рис.6) при $x/b_o < 4$ та для кривих 4, 5 (рис.6) при $x/b_o < 7$.

Наведені у таблицях 1,2 аналітичні залежності є універсальними і придатними для розрахунку осьової швидкості і довжини зони дії місцевих всмоктувачів. Використання математичних залежностей дає змогу оптимізувати місцеві всмоктувачі як за конструктивним вирішенням (формою), так і за кількістю всмоктуваного повітря.

Найбільшу зону дії при однаковій витраті відсмоктуваного повітря мають еліптичні всмоктувачі.

При приляганні прямокутного всмоктувача видовженою стороною до плоскої стінки підвищується його зона дії приблизно на 30%, порівняно із зоною дії вільного всмоктувача такої самої форми.

Зона дії статичних тисків менша від зони дії відносних швидкостей, однак вони є взаємно пов'язані і залежать від витрати всмоктуваного повітря; при збільшенні витрати відповідно збільшуються зони дії статичних тисків та швидкостей.

Список літератури

1. **Талиев В.Н.** Аэродинамика вентиляции. – М.: Стройиздат, 1979. – 295 с.
2. **Шепелев И.А.** Аэродинамика воздушных потоков в помещении. – М.: Стройиздат, 1978.
3. **Богословский В.Н и др.** Отопление и вентиляция. Ч II: /Под. ред. В.Н.Богословского. – М.: Стройиздат, 1976. – 439 с.
4. **Czernous A., Żukowski S.** Wykorzystanie wywiewników miejscowych dla ochrony powietrza w pomieszczeniu. Politechnika Warszawska. XXI Sympozjum – AQUA 2000. Płock, 2000. – s. 324...329.
5. **Лебянов С.П.** Определение параметров нелинейной регрессии методом наименьших квадратов. Заводская лаборатория, 1967, № 1. – 14 ... 17 С.
6. **Львовский Е.Н.** Статистические методы построения эмпирических формул. – М.: Высшая школа, 1988. – 238 с.

ФОРМУВАННЯ ТА РОЗВИТОК КОНВЕКТИВНИХ ПОТОКІВ БІЛЯ ТЕПЛОВИХ ДЖЕРЕЛ ПРОМИСЛОВИХ ЦЕХІВ

Запропоновано для розрахунку повітрообміну та розробки систем вентиляції гарячих цехів застосовувати теплові моделі, які передбачають заміну частини джерел теплонадходжень еквівалентними тепловіддаючими поверхнями. При заміні фактичних теплових джерел еквівалентними джерелами необхідне виконання умови рівності загальної кількості теплоти фактичних теплових та еквівалентних джерел і співвідношення променистої та конвективної складової теплообміну.

Розглянуто вплив планування об'єму приміщень, розміщення робочих площадок та обладнання на формування, розвиток та параметри конвективних потоків від вертикальних циліндричних теплових джерел.

Для розрахунку повітрообміну та розробки систем вентиляції гарячих цехів використовують балансові рівняння, які описують теплові та масообмінні процеси, що відбуваються у приміщенні. В багатьох випадках, у зв'язку зі складністю аналітичного розв'язання, застосовують теплові моделі приймаючи ту чи іншу ступінь деталізації теплових джерел та об'ємно-планувальних рішень цеху. При значній кількості джерел теплонадходжень частину обладнання замінюють еквівалентними тепловіддаючими поверхнями.

Для того щоб не порушилась фізична картина теплообмінних процесів при зміні фактичних теплових джерел еквівалентними тепловими джерелами, необхідне виконання умови рівності загальної кількості теплоти фактичних теплових та еквівалентних джерел $Q_{об}=Q_{ек.п}$, і співвідношення променистої та конвективної складової теплообміну

$$\Psi_0=Q_k/Q_{об}=\text{idem.} \quad (1)$$

У зв'язку з тим, що температура T_n та коефіцієнти випромінювання є тепловіддаючих поверхонь приблизно однакові, то при аналізі теплових

потоків у приміщенні радіаційний теплообмін між тепловими джерелами не враховуємо [1].

Оскільки $Q_{об} = Q_{пр} + Q_{к}$, запишемо вираз для Ψ_0 у вигляді:

$$\Psi_0 = 1 / [1 + (Q_{пр}/Q_{к})], \quad (2)$$

де $Q_{пр}$, $Q_{к}$ – відповідно, промениста та конвективна складові теплообміну, Вт.

Значення променистого та конвективного теплових потоків з поверхні теплообміну розраховуються за залежностями

$$Q_{пр} = C_0 \varepsilon_{звед} [(T_n / 100)^4 - (T_{вн.п} / 100)^4] A_{пр} \varphi_{пр}, \quad (3)$$

$$Q_{к} = \alpha_{к} (T_n - T_{нав}) A_{к}, \quad (4)$$

де $\alpha_{к} = F_m (T_n - T_{нав})^{1/3}$ – коефіцієнт конвективного теплообміну, Вт/(м²К); $F_m = d_m \lambda_m (g\beta/va)^{1/3}$ – коефіцієнт, який враховує фізичні властивості повітря та орієнтацію тепловіддаючих поверхонь; d_m – коефіцієнт, який залежить від положення тепловіддаючої поверхні; g – прискорення вільного падіння м/с²; β – коефіцієнт температурного розширення повітря, 1/К; v – коефіцієнт кінематичної в'язкості, м²/с; a – коефіцієнт температуропровідності, м²/с; A – площа поверхні теплообміну, м²; $\varphi_{пр}$ – коефіцієнт опромінення; C_0 – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла, Вт/(м²К); $\varepsilon_{звед}$ – зведений коефіцієнт випромінювання між двома сірими поверхнями; λ_m – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(мК); T_n – температура поверхні, К.

Враховуючи, що температури внутрішнього повітря $T_{нав}$, будівельних конструкцій та тепловиділяючого обладнання $T_{вн.п}$ відрізняються між собою, можна записати, що $t_{вн.п} \approx t_{нав}$, звідки

$$[(T_n / 100)^4 - (T_{вн.п} / 100)^4] \approx b_{1-2} (t_n - t_{нав}), \quad (5)$$

де $b_{1-2} = 0,81 + 0,01t$; $t = 0,5(t_n + t_{нав})$.

Підставивши в (3) вираз (5), отримаємо

$$Q_{\text{пр}} = C_0 \varepsilon_{\text{звел}} b_{1-2} (t_{\text{п}} - t_{\text{нав}}) A_{\text{пр}} \varphi_{\text{пр}} \quad (6)$$

Позначимо відношення фактичної поверхні теплового джерела до еквівалентної так:

$$K_{\text{ек.п}} = A_{\text{об}} / A_{\text{ек.п}} \quad (7)$$

Підставивши залежності (4),(6),(7) у формулу (2), отримаємо

$$\Psi_0 = 1 / [1 + (\varepsilon_{\text{звел}} / K_{\text{ек.п}}) (C_0 b_{1-2} / F_{\text{м}} \Delta t_{\text{п}}^{1/3})] \quad (8)$$

Приймаємо, що надлишкова температура поверхні фактичних теплових та еквівалентних джерел однакова $\Delta t_{\text{п}}^{\text{об}} = \Delta t_{\text{п}}^{\text{ек.п}}$. Тоді для підтримання однакового співвідношення променистої та конвективної складової теплообміну визначаючою є величина

$$\varepsilon_{\text{звел}} / K_{\text{ек.п}} = (F_{\text{м}} \Delta t_{\text{п}}^{1/3} / C_0 b_{1-2}) [(1/\Psi_0) - 1] \quad (9)$$

По графіку (рис.1) при заданих значеннях $\Delta t_{\text{п}}$ та Ψ_0 , знаходимо величину $D = \varepsilon_{\text{звел}} / K_{\text{ек}}$, задаємо значення $\varepsilon_{\text{звел}}$ та визначаємо площу поверхні еквівалентного джерела теплоти $A_{\text{ек.п}} = D A_{\text{об}} / \varepsilon_{\text{звел}}$.

Взявши визначаючий розмір еквівалентного джерела теплоти той самий, як і для фактичного, наприклад висоту, розраховуємо інші розміри.

Промениста теплота, яка надходить у приміщення, попадає на огорожуючі конструкції, нагріває їх та утворює вторинні конвективні і радіаційні потоки. В умовах приміщення багатократним відбиттям можна знехтувати [2]. Таке припущення дає невелику похибку (близько 3%). Тому в інженерних розрахунках приймається, що промениста теплота від нагрітих поверхонь, яка надходить на будівельні конструкції $Q_{\text{пр.в}}$, повністю трансформується в теплоту вторинних конвективних потоків $Q_{\text{к.в}}$, тобто $Q_{\text{к.в}} = Q_{\text{пр.в}}$.

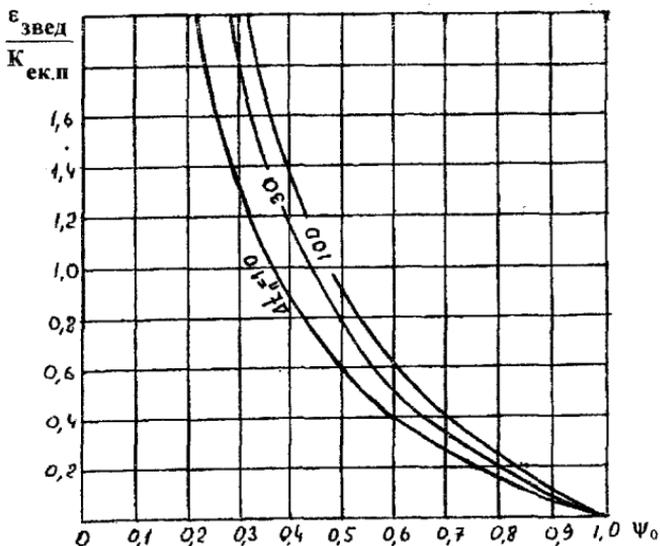


Рис.1. Залежність величини $\frac{\epsilon_{звезд}}{K_{ек.п}}$ від відношення конвективної тепловіддачі до загальної тепловіддачі та надлишкової температури

На розвиток конвективних потоків значно впливають планування об'єму приміщення, розміщення робочих площадок та обладнання.

Одним із характерних випадків розміщення тепловиділяючого обладнання є наявність у вертикального циліндричного теплового джерела площадки обслуговування, яка утворює в місці перетину з поверхнею циліндра кільцеву щілину. В районі кільцевої щілини відбувається поділ конвективного потоку на транзитний та рециркуляційний. Причому рециркуляційний потік, як правило, надходить у зону обслуговування.

Схему розвитку конвективного потоку можна зобразити так (рис.2): I – зона вільного розвитку, в якій характеристики потоку ідентичні з характеристиками вільного конвективного потоку; II – зона поділу потоку на транзитний (з параметрами G_T, Q_T) та рециркуляційний (з параметрами G_p, Q_p); III – зона вільного конвективного потоку з початковим імпульсом; IV – зона рециркуляційного потоку.

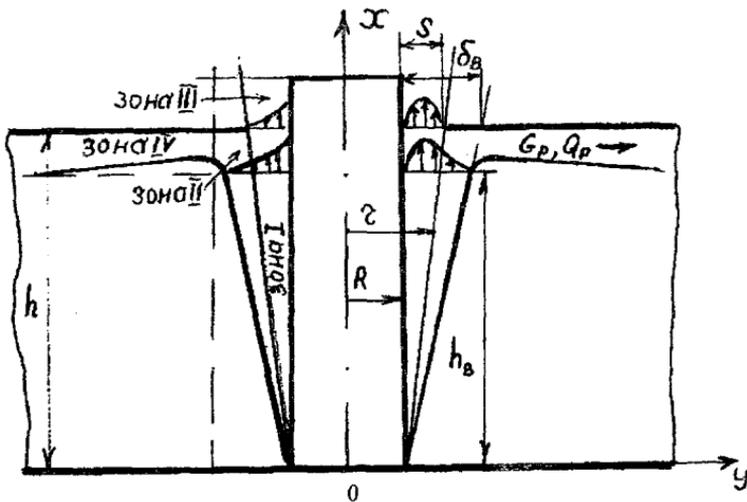


Рис.2. Схема розвитку конвективного потоку біля вертикального циліндра при наявності горизонтальних робочих площадок

Розвиток конвективного потоку в зонах III та IV визначається величиною початкового імпульсу відповідно транзитної та рециркуляційної частини теплової струмини. Для визначення характеристик транзитного та рециркуляційного потоків приймається припущення: тиск у зоні транзитного потоку і в зоні рециркуляційного потоку дорівнює атмосферному тиску; температура поверхні циліндра постійна; розподіл мас повітря та кількості теплоти в конвективних потоках адекватний розподілу швидкостей та надлишкових температур у місці їх поділу.

Відповідно до рівняння нерозривності витрати повітря та кількість теплоти у конвективному потоці на висоті h_B визначаються з умови:

$$G_s = G_r + G_p, \quad (10)$$

$$Q_s = Q_r + Q_p. \quad (11)$$

Висоту h_B у першому наближенні можна визначити за залежністю [3]

$$h_B = h - 1,5(\delta_B - S), \quad (12)$$

де δ_b - товщина примежового шару для вільного циліндра на рівні h , м; S - ширина зазору, м; h - висота розміщення площадки обслуговування, м.

Зміна поля швидкостей та температур у зоні поділу потоку та відповідна зміна параметрів транзитної та рециркуляційної частини теплової струмини враховується за допомогою експериментальних коефіцієнтів $C_{u,T}$ і $C_{t,T}$. З урахуванням прийнятих припущень середня швидкість транзитного потоку на рівні кільцевого зазору визначається з рівняння

$$\bar{u}_T = (C_{u,T} / A_T) \int_{A_T} u dA_T = (C_{u,T} / A_T) \int_R^{R+S} u r dr, \quad (13)$$

де A_T – площа прорізу, m^2 ; $C_{u,T}$ - поправка до середньої швидкості транзитної частини потоку.

Прийнявши, що профілі швидкості та температури у конвективному потоці описуються показниковою залежністю [4], а значення показників степенів у цих рівняннях відповідно до теоретичного аналізу [5], отримаємо розподіл швидкості та температури у примежовому шарі біля циліндричного теплового джерела

$$u = u_1 [(r-R)/\delta]^{1/7} [1 - (r-R)/\delta]^2, \quad (14)$$

$$\Delta T = \Delta T_n [1 - ((r-R)/\delta)^{1/7}], \quad (15)$$

де u_1 – характерна величина поздовжньої складової швидкості конвективного потоку, м/с; R – радіус циліндра, м; r – відстань від осі циліндра, м; δ – товщина примежового шару, м; ΔT_n – різниця температур поверхні і повітря, К.

Підставивши в (13) значення u з (14) та вважаючи, що величина δ_b характеризує товщину примежового шару для вільного циліндра на рівні h_b , після інтегрування отримаємо

$$\bar{u}_T = 0,875 C_{u,T} u_1 (S/\delta_b)^{1/7} (\eta + 0,533\eta_1), \quad (16)$$

де $\eta = 1 - 1,067(S/\delta_b) + 0,364 (S/\delta_b)^2$; $\eta_1 = 1 - 1,364(S/\delta_b) + 0,517 (S/\delta_b)^2$.

Середня надлишкова температура конвективного потоку, який перетікає крізь проріз, визначається з виразу

$$\Delta \bar{T}_T = (C_{u,T} / A_T) \int_{\Delta T} T dA_T = (C_{u,T} / A_T) \int_R^{R+S} T r dr, \quad (17)$$

де $C_{t,T}$ – поправка до середньої надлишкової температури транзитної частини потоку.

Підставляючи в (17) значення ΔT з (15) та інтегруючи, отримуємо

$$\Delta \bar{T} = C_{t,T} T_n [w_T + 0,5(S/R)w_{T,1}], \quad (18)$$

де $w_T = 1 - 0,875(S/\delta_b)^{1/7}$; $w_{T,1} = 1 + 0,933(S/\delta_b)^{1/7}$.

Кількість теплоти Q_T та кількість повітря G_T в транзитній частині конвективного потоку біля вертикального циліндра

$$G_T = 2\pi r c_p C_{u,T} \int_R^{R+S} u r dr = 1,75\pi r c_p C_{u,T} u_1 R S (S/\delta_b)^{1/7} [\eta + (0,533S/R)\eta_1]; \quad (19)$$

$$\begin{aligned} Q_T &= 2\pi r c_p C_{u,T} / A_T \int_R^{R+S} u \Delta T r dr = \\ &= 1,75\pi r c_p C_{u,T} C_{t,T} u_{1\Delta} T_n R S (S/\delta_b)^{1/7} [w_{T,2} + (0,533S/R)w_{T,3}] \end{aligned} \quad (20)$$

де $w_{T,2} = [1 - 0,889(S/\delta_b)^{1/7} - 1,067(S/\delta_b) - 0,348(S/\delta_b)^{15/7} + (S/\delta_b)^{8/7} + 0,364(S/\delta_b)^2]$;

$w_{T,3} = [1 - 0,938(S/\delta_b)^{1/7} - 1,364(S/\delta_b) - 0,5(S/\delta_b)^{15/7} + 1,304(S/\delta_b)^{8/7} + 0,517(S/\delta_b)^2]$.

Відносна кількість повітря у транзитній частині конвективного потоку

$$(G_T / G_b) = 1,094(S/\delta_b)^{8/7} C_{u,T} [\eta + 0,5333(S/R)\eta_1 / [0,26 + 0,0717(\delta_b/R)]]. \quad (21)$$

Відносна кількість теплоти у транзитній частині конвективного потоку

$$(Q_T / Q_b) = 1,052(S/\delta_b)^{8/7} C_{u,T} C_{t,T} [w_{T,2} + 0,5333(S/R)w_{T,3}] / [0,0527 + 0,0095(\delta_b/R)]. \quad (22)$$

Кількість повітря G_p та теплоти Q_p у рециркуляційній частині конвективного потоку знаходять із балансових рівнянь (10), (11).

Витрата повітря G_b та кількість теплоти Q_b у конвективному потоці біля вільної вертикальної циліндричної поверхні, згідно з [6], визначається так:

$$G_b = 1,6\pi R u_1 \delta_b [0,26 + 0,0717(\delta_b/R)]; \quad (23)$$

$$Q_b = 0,832\pi r c_p R u_1 \Delta T_n \delta_b [0,0527 + 0,0095(\delta_b/R)], \quad (24)$$

де u_1 – характерна швидкість, яка при “стандартних” умовах ($T_{\text{нав}}=293\text{K}$) дорівнює: $u_1 = 0,091 \Delta T_n^{1/2} x^{1/2} + 0,0041 \Delta T_n^{1/3} (x/R)$;

δ_b – товщина прилежого шару при стандартних умовах:

$$\delta_b = 0,272 \Delta T_n^{-1/6} x^{1/2} - 0,0175 \Delta T_n^{-1/3} (x/R).$$

Результати аналітичного розв’язання по визначенню параметрів транзитного та рециркуляційного потоків збігаються з експериментальними при значеннях поправкових коефіцієнтів $C_{u,T}=0,83$, $C_{L,T}=1$ у діапазоні $0,5 \leq (S/x) Gr^{1/6} \leq 1,3$ [7].

Середня надлишкова температура рециркуляційного потоку на початку зони IV

$$\Delta t_p = Q_p / c_p G_p. \quad (25)$$

Витрата повітря у рециркуляційному потоці на відстані y від початку зони IV

$$G_{p,y} = G_p (1 + g_{p,y} y), \quad (26)$$

де $g_{p,y}$ – відносна кількість повітря, яке приєднується до горизонтального рециркуляційного потоку при русі вздовж поверхні на відстані 1м ; на підставі дослідів [3] $g_{p,y} \approx 0,07\text{м}^{-1}$.

Якщо рециркуляційний потік повертає під кутом $\pi/2$ та рухається вздовж стінки вниз, то його витрата визначається за формулою

$$G_{p,x} = G_{p,y} (1 + g_{p,x} x), \quad (27)$$

де $g_{p,x}$ – відносна кількість повітря, яке приєднується до вертикального рециркуляційного потоку під час руху вздовж поверхні стінки на відстані 1 м ; $g_{p,x}=0,13\text{ м}^{-1}$ [3].

Якщо знехтувати теплообміном між рециркуляційним потоком та внутрішньою поверхнею будівельних конструкцій, тоді надлишкова температура рециркуляційного потоку при вході в робочу зону

$$\Delta t_{p,x} = \Delta t_p G_p / G_{p,x}. \quad (28)$$

Надлишкова температура у робочій зоні Δt_{wz} визначається з умови змішування рециркуляційного потоку $C_{p,x}$ із припливним повітрям C_{in} та асиміляцію променистої теплоти $Q_{к.в}=Q_{пр.в}=\alpha_{к\Delta} t_n A_n$ (при умові повної трансформації променистої теплоти в теплоту вторинних конвективних потоків), яка надходить на робочу площадку

$$\Delta t_{wz} = (c_{p\Delta} t_{p,x} G_{p,x} + \alpha_{к\Delta} t_n A_n) / c_p (G_{p,x} + G_{in}). \quad (29)$$

Із залежності (29) легко знайти кількість припливного повітря G_{in} , яке необхідно подати на площадку обслуговування для підтримання нормативних параметрів повітряного середовища у робочій зоні.

У багатьох випадках однотипне обладнання компонується групами та має близькі розміри. Відстань між тепловиділяючим обладнанням така, що приміжові шари зливаються та утворюють сумарні конвективні потоки. Практичний інтерес становить оцінка впливу відстані між циліндричними тепловими джерелами та їх кривизни на сумарний конвективний потік.

При вирішенні задачі прийнято, що зона, в якій відбувається взаємодія конвективних потоків, утворюється двома однаковими колами, що перетинаються, центри яких збігаються з центрами циліндрів (рис.3). Крім того, прийнято, що поза межами цієї зони взаємодії потоків не відбувається, а ефект тягнення відсутній. Вертикальні циліндри мають однакові діаметри та температуру стінок.

З урахуванням прийнятих припущень висоту початку взаємодії $h_{вз}$ визначаємо з умови $2a = \delta_1 + \delta_2$.

Середню швидкість у зоні взаємодіючих потоків, а також витрату повітря в сумарному конвективному потоці визначають використовуючи принцип додавання кінетичних енергій окремих елементарних струминок [8]:

$$u_{x,\Sigma}^3 = \sum_{i=1}^n u_{x,i} \quad (30)$$

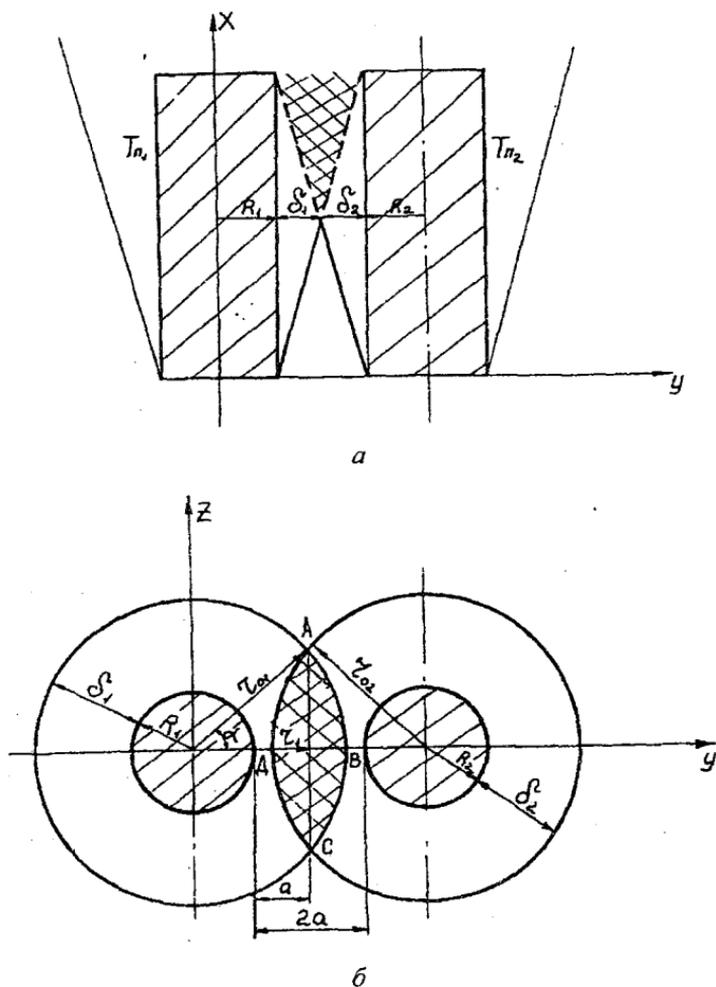


Рис.3. Схема взаємодії конвективних потоків від двох вертикальних циліндрів:
а – розріз; б – план

Вирішуючи спільно рівняння (14) та (30) і враховуючи, що вертикальні циліндри мають однакову температуру поверхні та геометричні розміри, отримуємо

$$u_x = \sqrt[3]{2 u_1 (y/\delta_1)^{1/7} (1-y/\delta_1)^2}. \quad (31)$$

Середню швидкість потоку в зоні взаємодії визначаємо за формулою

$$\bar{u}_{B3} = (1/A_{B3}) \int_{A_{B1}} u_x dA_{B3}, \quad (32)$$

де $A_{B3} = 2A_{ABC} = r_{01}^2 (2\alpha - \sin 2\alpha)$ – площа зони взаємодії.

Враховуючи симетрію задачі, інтегрування в формулі (32) можна проводити по частині двокутного каналу ABCD (рис.3), тоді при прийнятій системі координат

$$\bar{u}_{B3} = 4/A_{B3} \int_0^a \int_{r_1}^{\sqrt{r_{01}^2 z^2}} u_x d_y = 5,04 A_{B3} \int_0^a \int_{r_{01} \cos \alpha}^{\sqrt{r_{01}^2 z^2}} u_1 (y/r_{01})^{1/7} [1 - (y/r_{01})]^2 dy, \quad (33)$$

де $r_{01} = R_1 + \delta_1$; $r_1 = r_{01} \cos \alpha = R_1 + a$; $a = r_{01} \sin \alpha$;

a – половина відстані між циліндрами.

Проінтегрувавши та підставивши значення площі зони взаємодії A_{B3} , отримуємо

$$\bar{u}_{B3} = 4,41 u_1 \sin \alpha [0,297 - \cos^{8/7} \alpha (1 - 1,067 \cos \alpha + 0,3636 \cos^2 \alpha)] / [(2\pi\alpha/180) - \sin 2\alpha]. \quad (34)$$

Витрату повітря у сумарному конвективному потоці можна представити як витрату повітря в зоні взаємодії L_{B3} та витрату в зонах, де потік розвивається як вільний $L_{B,1}$ і $L_{B,2}$. Враховуючи, що параметри конвективних потоків в зонах, де вони розвиваються як вільні, – однакові у обох циліндрів, можна записати

$$L_2 = L_{B,1} + L_{B,2} + L_{B3} = 2\bar{u}_B (A_B - A_{B3}) (2\bar{u}_B - \bar{u}_{B3}), \quad (35)$$

де $A_B = \pi(r_{01}^2 - R_1^2)$ – площа вільного конвективного потоку на розрахунковому рівні.

Поділимо ліву і праву частини рівняння (35) на $2 u_b A_b$, отримаємо

$$L_{\Sigma} / 2 \bar{u}_b A_b = 1 - 0,5 (A_{b3} / A_b) [2 - (\bar{u}_{b3} / \bar{u}_b)]. \quad (36)$$

Середню температуру повітря у будь-якому перерізі сумарного потоку знаходимо при розв'язанні задачі теплової взаємодії двох конвективних потоків. Застосовуючи принцип надлишкового тепловмісту, рахуємо, що кількість теплоти, яка проходить через довільну елементарну площадку, дорівнює сумі кількості теплоти, що проводять через цю площадку теплові потоки:

$$dQ_{k,\Sigma} = \sum_{i=1}^n dQ_{k,i}. \quad (37)$$

Кількість конвективної теплоти, що проходить через довільну площадку,

$$dQ_k = c_p \rho u_{x\Delta} T dA. \quad (38)$$

На основі рівнянь (37), (38) можна записати

$$u_{x\Delta} T_{\Sigma} = u_{x,1\Delta} T_1 + u_{x,2\Delta} T_2, \quad (39)$$

де ΔT_{Σ} , ΔT_1 і ΔT_2 – плинна надлишкова температура в шарі відповідно для сумарного та одиночних потоків.

Розв'язуючи спільно рівняння (14), (15), (39) та враховуючи, що $u_{x,1} = u_{x,2}$; $\Delta T_1 = \Delta T_2$, отримаємо

$$\Delta T_{\Sigma} = 1,587 \Delta T_{n,1} [1 - (y/\delta)^{1/7}]. \quad (40)$$

Середня температура взаємодіючої частини сумарного конвективного потоку визначається за формулою

$$\bar{\Delta T}_{b3} = (1 / A_{b3}) \int_{A_{b3}} \Delta T_{\Sigma} dA_{b3}. \quad (41)$$

Після підстановки значень змінних у розглянутих межах інтегрування рівняння (41) має вигляд

$$\Delta \check{T}_{вз} = (4 / A_{вз}) \int_0^{\sqrt{r_{01}^2 z^2}} dz \int_{r_1}^{\Delta T_{\Sigma}} d_y = (6,348 / A_{вз}) \int_0^{\sqrt{r_{01}^2 z^2}} dz \int_{r_{01} \cos \alpha}^{\Delta T_{п,1}} [1 - (y / r_{01})]^{1/7} dy. \quad (42)$$

Інтегруючи та підставляючи значення $A_{вз}$ у формулу (42), отримаємо $\Delta \check{T}_{вз} = 6,348 \Delta T_{п,1} \sin \alpha [0,125 - \cos \alpha (1 - 0,875 \cos^{1/7} \alpha)] / [(2\pi \alpha / 180) - \sin 2\alpha]$. (43)

Кількість теплоти в сумарному конвективному потоці можна представити як кількість теплоти, що переміщує потік в зоні взаємодії $Q_{вз}$, та кількість теплоти в зонах, де потік розвивається як вільний, $Q_{в,1}$ і $Q_{в,2}$. Враховуючи, що $Q_{в,1} = Q_{в,2}$, запишемо

$$Q_{\Sigma} = Q_{в,1} + Q_{в,2} + Q_{вз} = 2c_p \rho \bar{u}_{в \Delta} \check{T}_{в} (A_{в,1} - A_{вз}) + c_p \rho \bar{u}_{вз \Delta} \check{T}_{в} A_{вз}. \quad (44)$$

Після зведення подібних членів та поділу лівої та правої частини рівняння на $2c_p \rho \bar{u}_{в \Delta} \check{T}_{в} A_{в}$ дістанемо:

$$Q_{\Sigma} / 2 Q_{в} = 1 - 0,5 (A_{вз} / A_{в}) [2 - (\bar{u}_{вз \Delta} \check{T}_{вз} / \bar{u}_{в \Delta} \check{T}_{в})]. \quad (45)$$

Обмеженням області застосування формул (34), (36), (43), (45) є умова, що $r_{01} \leq R + 2a$ або $\alpha < \pi/4$.

Оцінка впливу взаємодії теплових струмин від окремих циліндричних джерел на характеристики сумарного конвективного потоку показує, що при значенні симплекса $R / (R + \delta) = 0,1 \dots 0,5$ та відносній відстані між тепловими джерелами $(R + a) / (R + \delta) = 0,7 \dots 0,9$ витрата повітря та кількість теплоти в сумарному конвективному потоці в порівнянні з конвективними потоками, що утворилися біля двох окремо стоячих циліндрів, зменшується на 5...25%.

Таким чином, при розрахунку повітрообміну та розробці систем вентиляції гарячих цехів необхідно враховувати планування об'єму приміщення, розміщення технологічного обладнання, а також умови формування та розвитку теплових струмин. Це дає змогу розробити оптимальну схему організації повітрообміну та забезпечити нормативні параметри повітряного середовища на площадках обслуговування технологічного обладнання.

Список літератури

1. Керен. Перенос тепла излучением между близко расположенными металлическими поверхностями при низких температурах // Труды Американского общества инженеров-механиков, серия С. Теплопередача. – 1972. – т. 94, № 3. – С. 42-47.
2. Богословский В. Н. Строительная теплофизика (теплофизические основы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха // Учебник для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1982. – 415 с.
3. Реттер Э. И., Стриженов С. И. Аэродинамика зданий. – М.: Изд-во литературы по строительству, 1968. – 240 с.
4. Eckert E. R. G., Jackson T. W. Analysis of Turbulent Free-Convection Boundary Layer and Flat Plate. – NASA. – TN 2207. – 1950. – also.– TR 1015. – 1951.
5. Fudjii T. An Analysis of Turbulent Free Convection Heat Transfer from a Vertical Surface // Bulletin of the Japan Society of Mechanical Engineers, 1959. – vol.2(8). – p. 559–563.
6. Довгалоук В. Б. Закономерности естественного конвективного потока у вертикального цилиндрического источника теплоты. Деп. УкрНИИТИ 26.04.88. № 1014-УК-88. – 15 с.
7. Довгалоук В. Б. Зональная вентиляция турбинных отделений атомных электростанций: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – К., 1989. – 20 с.
8. Шепелев И. А. Аэродинамика воздушных потоков в помещении. – М.: Стройиздат, 1978.– 145 с.

ТЕПЛОМАСООБМІН, ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ, ГАЗОПОСТАЧАННЯ

УДК 536.34/532.526

А.А. Худенко, доктор технічних наук

М.А. Кириченко, асистент

Київський національний університет будівництва і архітектури

ТЕПЛОВІДДАЧА КЕРАМІЧНОГО ЦИЛІНДРА МАЛОГО ДІАМЕТРА ПРИ ПОПЕРЕЧНОМУ ОБТІКАННІ ЙОГО ПОТОКОМ ПОВІТРЯ

Розглянуто дослідження тепловіддачі керамічного циліндра малого діаметра в поперечному потоці повітря. Отримані в дослідгах високі коефіцієнти тепловіддачі керамічного циліндра малого діаметра підтверджують можливість інтенсифікації процесів теплообміну. Наведено критерійну залежність для розрахунку тепловіддачі керамічного циліндра (трубки) малого діаметра.

В роботі приведена критерійна залежність для розрахунку тепловіддачі керамічного циліндра (трубки) малого діаметра.

У сучасних електроопалювальних приладах (тепловентиляторах, електрокалориферах, електроконвекторах) використовують металокерамічні стержні і пластини, які нагріваються методом електроопору, а також керамічні циліндри малого діаметра з ніхромовими дротяними нагрівачами, розташованими в порожнині циліндра. З екологічної та протипожежної точки зору це більш прогресивне рішення у порівнянні з відкритими спіральними нагрівачами з високоомного матеріалу.

Метою експериментального дослідження було вивчення тепловіддачі окремого керамічного циліндра діаметром 5 мм, довжиною 100 мм, який нагрівався розміщеним у його порожнині ніхромовим дротом діаметром 0,8 мм в умовах вимушеної конвекції повітря.

Теорія гідродинаміки і тепловіддачі для окремих кругових циліндрів при поперечному обтіканні їх потоком нев'язкої (ідеальної) і в'язкої (реальної) рідини розроблена досить детально. Згідно з теоретичним

уявленням картина обтікання циліндра реальною рідиною така: лобова частина циліндра оточена динамічним і температурним приграничними шарами, товщина яких змінюється. Вона мінімальна в точці розгалуження потоку і зростає по ходу обтікання циліндра. В кормовій зоні примежовий шар відривається від циліндра, поступаючись місцем завихреній області. Така картина зберігається аж до дуже високих чисел Re , проте в районі $Re \approx 2 \cdot 10^5$ починається так звана криза течії. Динамічний граничний шар, який був раніше ламінарним, турбулізується, і точка відриву переміщується. Оскільки кут охоплення циліндра примежовим шаром зростає, завихрена область за кормовою поверхнею циліндра зменшується. Така зміна течії супроводжується падінням гідродинамічного опору, і це впливає на інтенсивність тепловіддачі. Коефіцієнт α має максимальне значення там, де граничний шар має найменшу товщину. Зменшення α спочатку відносно невелике у зв'язку з тим, що швидкість поза граничним шаром на початковій його ділянці швидко зростає до максимуму там, де найбільш інтенсивно підтікають вихрові утворення. При збільшенні чисел Re відносна роль кормової частини циліндра зростає. При $Re \approx 3 \cdot 10^4$ обидві половини циліндра беруть однакову участь у тепловіддачі (тепловіддача кормової та лобової поверхні циліндра майже рівнозначні).

Середній коефіцієнт тепловіддачі для випадку поперечного обтікання циліндра потоком повітря при малих і середніх числах Re визначають за формулою, отриманою за матеріалами багатьох досліджень [5]:

$$Nu = \varepsilon \cdot c Re^n, \quad (1)$$

де ε – поправка на кут атаки (при куті атаки 90° , $\varepsilon = 1$);

c і n – постійні коефіцієнти, які залежать від ряду факторів, основними серед яких є ступінь турбулізації потоку рідини, напрям руху потоку рідини, форма циліндра, температура поверхні циліндра, діапазон чисел Re .

Для отримання значень c і n були проведені експериментальні дослідження на установці, яка являє собою аеродинамічну трубу діаметром 100 мм з нагнітаючим вентилятором, який створює у трубі швидкості повітря від 5 до 10 м/с. Дослідний циліндр розміщувався у трубі так, щоб кут атаки

поток повітря щодо поверхні циліндра становив 90° . Основні параметри, які визначають процес теплообміну, вимірювались так: температура потоку повітря – лабораторними термометрами; швидкість повітря – чашковим анемометром; розсіювана циліндром потужність – точними амперметром і вольтметром; термоелектрорушійна сила хромель-копелевих термопар діаметром 0,2 мм – потенціометром. Параметри повітря для розрахунків чисел Re та Nu визначались за температурою приграничного шару, яка приймалась рівною середньому арифметичному температур стінки циліндра та температури загальмованого потоку.

Принципову схему експериментальної установки наведено на рис. 1.

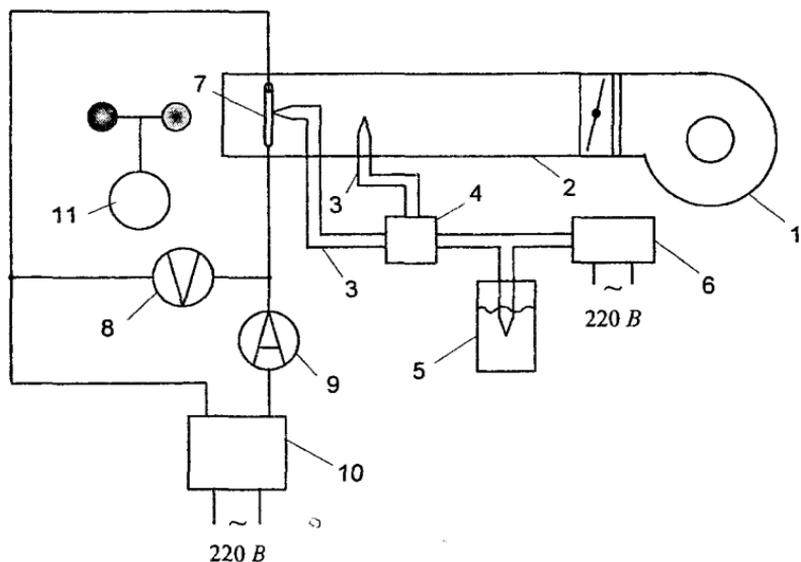


Рис. 1. Схема експериментальної установки:

- 1 – вентилятор; 2 – аеродинамічна труба; 3 – термопари;
- 4 – перемикач термопар; 5 льодовий термостат; 6 – потенціометр;
- 7 – керамічний циліндр; 8 – вольтметр; 9 – амперметр;
- 10 – трансформатор струму; 11 – чашковий анемометр.

На рис. 2 порівнюються експериментальні дані тепловіддачі дослідного циліндра з результатами досліджень інших авторів, які опубліковані у працях [4, 5].

Дані Гільперта, Л. Е. Ейгенсона, М. В. Кузнецова, М. А. Михеева отримані при дослідженні циліндрів, розміщених у поперечному потоці

повітря, при зміні параметрів: діаметра від 0,1 до 155 мм, довжини від 100 до 200 мм, швидкості потоку повітря від 2 до 30 м/с, температури стінки циліндра від 20 до 600°C, температури повітря від 20 до 300°C, чисел Рейнольдса від 5 до $5 \cdot 10^3$ і вище. Дослідження проводились в аеродинамічній трубі з вентилятором на всмоктуючому отворі.

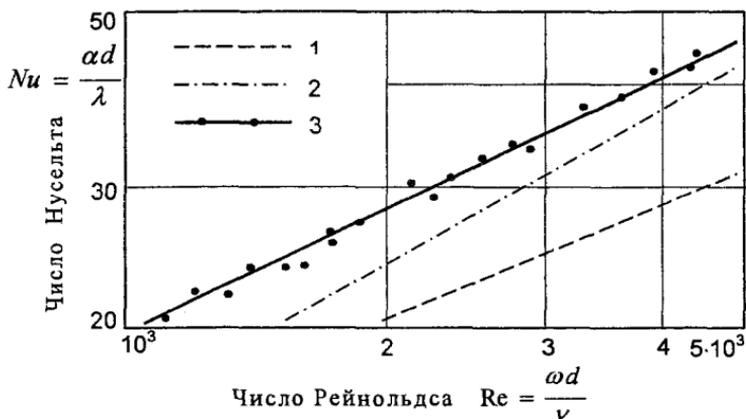


Рис. 2. Результати досліджень тепловіддачі циліндричних тіл у поперечному потоці повітря

- 1 – дані Гільперта, Л.С.Ейгенсона, М.В.Кузнецова, М.А.Михєєва [5];
- 2 – дані О. О. Кремньова, М. Т. Духненка [4];
- 3 – дані авторів.

Дані О.О.Кремньова і М.Т.Духненка отримані при дослідженні циліндрів діаметром від 0,1 до 150 мм, довжиною 200 мм, при температурі циліндрів $(22,8 \div 112,4)$ °С, швидкості потоку повітря $(4,8 \div 26,4)$ м/с, в діапазоні чисел Рейнольдса $0,1 \div 250 \cdot 10^3$. Дослідження проводились в аеродинамічній трубі з розміщенням вентилятора на всмоктуючому отворі.

З розташування кривих на рис. 2 видно, що наші дані розташовані вище даних, наведених у літературних джерелах. Ця обставина свідчить про підвищену турбулізацію, яка мала місце у наших дослідах у зв'язку з розташуванням вентилятора на нагнітаючому отворі аеродинамічної труби.

Критерійна залежність, яка характеризує тепловіддачу дослідного циліндра, має вигляд:

$$Nu = 0,6Re^{0,51}. \quad (2)$$

Залежність температури на поверхні циліндра від швидкості руху потоку повітря, який обтікає циліндр, наведено на рис. 3. Швидкість в аеродинамічній трубі змінювалась від 5 до 10 м/с, розсіювана циліндром потужність від 8,21 до 21,2 Вт. При розсіюваній циліндром потужності 8,21 Вт зростання швидкості потоку повітря від 5 до 10 м/с викликає падіння температури циліндра з 70 до 55°C, а при розсіюваній потужності 21,2 Вт відповідно з 128 до 108°C.

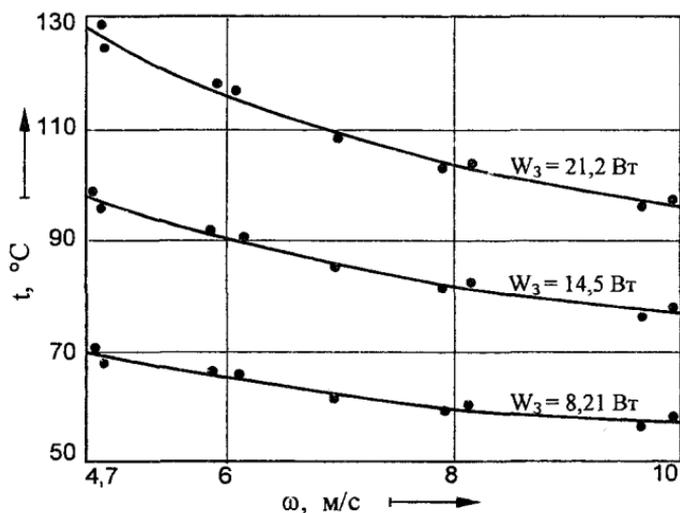


Рис.3. Залежність температури на поверхні циліндра від швидкості повітряного потоку

Результати дослідження залежності коефіцієнта тепловіддачі циліндра конвекцією α_k від швидкості потоку повітря наведено на рис. 4.

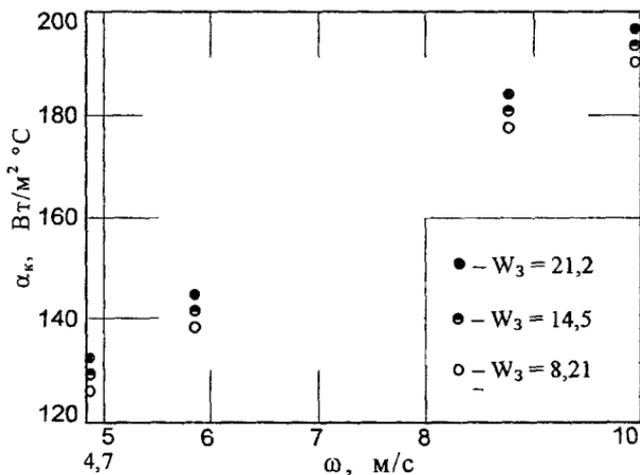


Рис. 4. Залежність коефіцієнта тепловіддачі циліндра конвекцією від швидкості повітряного потоку

Температура на лобовій та кормовій поверхнях циліндра змінюється залежно від розсіюваної циліндром потужності та швидкості руху повітря, яке обтікає циліндр: при розсіюванні потужності 8,21 Вт і швидкості потоку повітря 5 м/с температура на лобовій поверхні циліндра підтримується на рівні 73°C, а на кормовій – 64°C, при розсіюванні потужності 21,2 Вт відповідно 139°C та 115°C. При швидкості потоку повітря 10 м/с ($W = 8,21$ Вт) відповідно 59°C та 53°C, а при 21,2 Вт відповідно 105°C та 58°C.

Список літератури

1. Боровский В.Р., Шелиманов В.А. Теплообмен цилиндрических тел малых радиусов и их систем. – К.: Наукова думка, 1985. – 208 с.
2. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. – М: Энергия, 1981. – 416 с.
3. Кремнев О.А., Боровский В.Р., Долинский А.А. Скоростная сушка. – К.: Техника, 1963. – 381 с.

4. **Кремнев О.А., Духненко Н.Т.** Теплоотдача цилиндрических тел малых размеров в поперечном потоке воздуха. Докл. АН УССР, 1959, № 12, с. 1316 – 1321.
5. **Михеев М.А.** Основы теплопередачи. – М.: Госэнергоиздат, 1956. - 392 с.

УДК 697.2+536.25

Е.С. Малкін, доктор технічних наук, професор

А.В. Тимощенко, аспірант

Київський національний університет будівництва і архітектури

Інститут технічної теплофізики національної академії наук України

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ РУХУ І ТЕПЛООБМІНУ РІДИНИ І НАСИЧЕНОЇ ВОДЯНОЇ ПАРИ В КІЛЬЦЕВИХ МІКРОКАНАЛАХ

У статті запропоновано опис експериментального стенду і методики проведення експерименту для дослідження процесів руху і теплообміну рідини різного ступеня перегрівання та насиченої водяної пари у кільцевому мікроканалі.

У системах теплопостачання широко використовуються різноманітні пристрої, запірно-дросельні елементи яких виконані у вигляді пари клапан-сідло. Досвід багаторічної експлуатації пристроїв з подібними елементами вказує на недолік, пов'язаний із неможливістю плавного регулювання параметрів середовища. Частково це враховується конструкціями, у яких контакт пари клапан-сідло відбувається по конічній поверхні. У ряді праць, опублікованих російським журналом "Промышленная энергетика" [10]–[12], та у працях ІТТФ НАН України [13] запропоновано використовувати як запірно-дросельний елемент поршневу пару. Робочим простором такого елемента є кільцевий канал, утворений між поверхнями неуцільненої поршневої пари. Такі елементи дають змогу виконувати плавне регулювання параметрів середовища в широких діапазонах, забезпечуючи роботу поршневої пари в умовах гідродинамічної рівноваги.

Аналіз наявних літературних джерел свідчить про відсутність даних по режимах руху потоку, розподілу полів швидкостей і дотичних напруг у перетині, коефіцієнтів тепловіддачі в потоці теплоносія, який протікає у кільцевих мікроканалах шириною $0,05 \div 0,5$ мм. У різних галузях техніки [5], [8], [9] для опису режимів руху і теплообміну середовищ у кільцевих каналах використовуються методи і підходи, які застосовуються до аналізу характеристик потоку в трубах. Проте у кільцевих мікроканалах, де розміри каналу сумірні з розмірами прилежового шару, якість і властивості поверхонь починають грати основну роль у формуванні режиму течії і теплообміну в них, тому використання наявного досвіду в цьому разі не достатньо. Тому передбачається провести експериментальне дослідження, щоб одержати необхідні дані, які характеризують стан і поведінку середовища в каналі.

Експериментальне дослідження гідродинаміки і теплообміну в кільцевих мікроканалах

1. Завдання досліджень

Основним завданням експериментальних досліджень є одержання даних по гідравлічних опорах і теплообміну при русі в кільцевому мікроканалі перегрітої рідини і пари, виявленню можливих кризових явищ при русі перегрітої води в каналі, а також вивчення впливу незмочуваності поверхонь каналу на гідродинамічну і теплову характеристики потоку теплоносія.

Вирішення поставлених питань виконується на експериментальному стенді. У процесі проведення експерименту передбачається одержати наступні характеристики потоку: 1) динамічні – зміна статичного (повного) тиску потоку по довжині каналу; 2) теплові – зміна температури теплоносія по довжині каналу; 3) витратні – витрати теплоносія при відомих геометричних розмірах каналу.

2. Лабораторна установка і методика проведення експерименту

Дослідження гідродинамічних і теплових характеристик потоку в кільцевому мікроканалі здійснюються на експериментальній установці, структурну схему якої зображено на рис. 1.

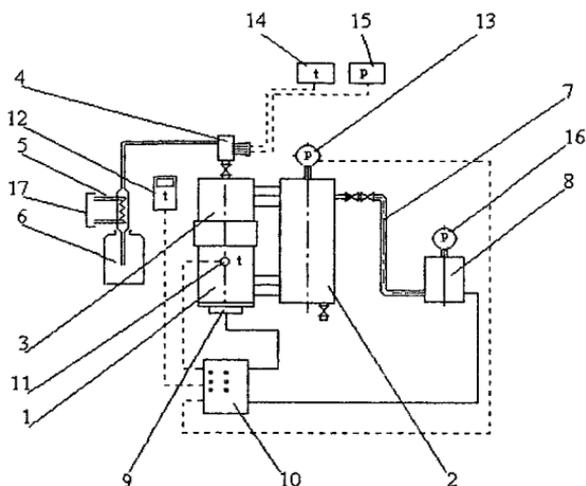


Рис.1. Структурна схема лабораторної установки для дослідження гідродинамічних і теплових характеристик потоку теплоносія в кільцевих мікроканалах:

- | | |
|---|---|
| 1 – теплогенератор; | 10 – пульт керування; |
| 2 – ресивер; | 11 – датчик температури (ТСМ),
гр. 21; |
| 3 – парозбірник; | 12 – регулюючий міст КСМ - 2; |
| 4 – робоча ділянка; | 13 – електроконтактний манометр
(ЭКМ); |
| 5 – конденсатор; | 14 – мілівольтметр Ц 7-40/8; |
| 6 – ємність збору конденсату; | 15 – комплекс вимірювання тиску
(надлишкового, перепаду по
довжині каналу); |
| 7 – магістраль стисненого повітря з
арматурою; | 16 – компресор з манометром (МТИ); |
| 8 – компресор з манометром (МТИ); | 17 – контур охолодження теплоносія; |
| 9 – трубчасті електронагрівачі; | |

Робоча ділянка (4) – це вертикальний кільцевий канал, утворений між поршнем, концентрично розташованим у патрубку, співвісне розташування поверхонь досягається шляхом конічної посадки. Зміна ширини, довжини, якості і властивості поверхні кільцевого каналу, що моделюють реальні

умови роботи, відбувається шляхом заміни поршня в патрубку. При визначенні характеристик потоку теплоносія між поверхнями, що змочуються, користуються поршнем, який виготовлено зі сталі (12X18H10T) або латуні (Л63). При розгляді руху потоку, обмеженого незмочуваними поверхнями, виконується: а) змінний поршень виготовляється з матеріалу, поверхня якого не змочується рідиною (фторопласт-4, фторопласт-40); б) на існуючі поверхні, що змочуються, наноситься шар, $\delta = 0,001$ мм, що забезпечує незмочуваність поверхні (шар одержують шляхом напилювання фторопласту-4 на поверхню металу). Розміри досліджуваних каналів визначаються аналітично, на основі дійсних розмірів елементів, що утворюють канал (зовнішній діаметр поршня D_1 , внутрішній діаметр патрубка D_2 , висота поршня L), концентричність розташування поршня в патрубку визначається візуально, а також за допомогою дротового щупа. Розміри елементів, визначені при температурі $t=20$ °С (гранична помилка вимірів $\Delta_r = 0,005$ мм), такі:

ширина каналу, δ , $0,05 \div 0,2$ мм, крок 0,05 мм;

довжина каналу, L , $5 \div 20$ мм, крок 5 мм;

більший діаметр каналу, D_2 , $15 \div 55$ мм, крок 10 мм.

Слід зазначити, що розміри каналів беруть більшими на величину температурного розширення матеріалу в робочому діапазоні температур. Шорсткість стінок каналу, Δ , приймається рівною табличному значенню відповідного класу механічної обробки поверхонь. Токарській обробці металевих поверхонь відповідає 6-й клас чистоти, $\Delta = \pm 0,005$ мм.

Зміна статичного тиску в каналі визначається через імпульсні отвори $\varnothing=1,5$ мм за допомогою диференціального манометра (15), відлік виконується через кожні 3 мм довжини каналу. Робочою рідиною в манометрі є чотирихлористий вуглець (CCl_4), відносна щільність $d_4^{20}=1,5954 \pm 0,01\%$, який підкрашений суданом. Пружинними зразковими манометрами визначається статичний тиск до і після кільцевого мікроканалу (15). Манометри зразкові підібрані так, щоб відлік припадав на третю чверть шкали приладу [1]. Гарячі спаї хромель-алюмелевих термопар розташовані через кожні 3 мм довжини каналу, до та після нього. Корольки термопар виготовлені діаметром $0,45 \pm 0,05$ мм. Термопари тарувались у діапазоні температур ($40 \div 92$ °С) з наступною екстраполяцією величини систематичної

помилки для робочого діапазону ($120 \div 165$ °C). Різниця термоелектрорушійної сили, що виникає в корольках термопар, фіксується цифровим мілівольтметром В7-40/5 (14), довірчий інтервал, відповідно до паспортних даних, становить 0,001 мВ. Після робочої ділянки теплоносії надходить у конденсатор (5), далі охолоджений теплоносієм подається в ємкість збору конденсату (6). Кількість теплоносія, що проходить через канал за період часу визначається ваговим (об'ємним) способом за допомогою мірної ємкості, точність відліку приймається рівною половині ціни ділення шкали ємкості (0,5 мл).

Як теплоносієм розглядається вода з різноманітним ступенем перегрівання та водяна насичена пара. При проведенні експериментальних досліджень їхні параметри змінюються в таких межах, включно: температура від 100 до 165 °C, надлишковий тиск від $1,0 \cdot 10^5$ до $6,0 \cdot 10^5$ Па [6].

У теплогенераторі (1) три секції по 3 кВт автоматично керуються мостом КСМ-2 (12), сигнал на який подається термометром опору (ТСМ) (11), гр. 21, що вимірює температуру води в теплогенераторі. На нагрівач подається стабілізований змінний струм від трансформатора (РНТ). Для створення і підтримки необхідного тиску в теплогенераторі до ресивера (2) підведена магістраль стисненого повітря (7). Тиск у магістралі визначається подачею компресора (8). Компресор працює в автономному режимі, автоматично підтримує необхідний тиск. Контроль тиску середовища в експериментальній установці здійснюється електроконтактним манометром (ЭКМ) (13). У випадку перевищення тиску в установці манометр (ЭКМ) подає сигнал на пульт керування (10), розмикає силові ланцюги, що живлять нагрівальні елементи (9) і електродвигун компресора.

Тарування усіх вимірювальних систем здійснюється до початку і після закінчення кожного експерименту за показниками еталонних приладів.

Експериментальні дослідження складаються із серій дослідів, які виконуються для потоку теплоносія між концентричними циліндричними поверхнями, з варіюванням відстані між ними, довжини, стану поверхонь. При підготовці методики проведення експерименту і створенні основних елементів стенда використовувалися дані, рекомендації, методики, які є в літературних джерелах [1] – [4], [7].

Після досягнення і стабілізації необхідних параметрів (p, t) у

теплогенераторі теплоносії надходить до робочої ділянки (4). Прямі багаторазові несинхронні виміри гідродинамічних і теплових характеристик потоку теплоносія, зміна статичного тиску і середньої температури потоку в точці виміру проводяться при його сталому русі, для чого після будь-якого порушення потоку дається час на його відновлення. Сконденсований і охолоджений теплоносії надходить у ємкість для збору конденсату, звідки через визначені проміжки часу відбирається мірною ємкістю. Максимальна тривалість досліду залежить від об'єму установки і потужності нагрівальних елементів і приймається рівною 2 годинам.

Методики планування й обробки результатів експериментальних досліджень, а також отримані величини гідродинамічних, теплових і витратних характеристик потоку будуть подані пізніше.

Список літератури

1. **Веденяпин Г.В.** Общая методика экспериментального исследования и обработки опытных данных. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: "Колос", 1973.
2. **Уорсинг А., Геффнер Дж.** Методы обработки экспериментальных данных /Пер. с англ. Л.А. Шохат, под ред. А.С. Моница. – М.: Изд-во иностр. лит., 1949. – 364 с.
3. **Джонсон Н., Лион Ф.** Статистика и планирование эксперимента в технике и науке: Методы обработки данных. – М.: Мир, 1980. – 610 с.
4. **Джонсон Н., Лион Ф.** Статистика и планирование эксперимента в технике и науке: Методы планирования эксперимента. – М.: Мир, 1981. – 516 с.
5. **Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник/** Л.А. Кондаков, А.И. Голубев, В.Б. Овандер и др. /Под общ. ред. А.И.Голубева, А.Л.Кондакова. – М.: Машиностроение, 1986. – 464 с.
6. **Ривкин С.Л., Александров А.А.** Термодинамические свойства воды и водяного пара: Справочник. Рек. Гос. службой стандартных справочных данных – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 80 с.
7. **Киселёв П.Г.** Справочник по гидравлическим расчётам. Изд. 3-е, перераб. и доп. /Под ред. В.Д. Журина. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1961. – 352 с.
8. **Кириллов П.Л., Юрьев Ю.С., Бобков В.П.** Справочник по теплогидравлическим расчетам (ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы)/ Под общ. ред. П.Л.Кириллова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 360 с.

9. **Липин А.В.** Газодинамический вакуумметр с неуплотнённой поршневой парой //Всероссийский научно-исследовательский институт межотраслевой информации. Научно-технические достижения, 1994. – № 6. – С. 36 – 41.
10. **Новожилов Ю.Н.** Регулирующий клапан для редуционно-охладительной установки (РОУ) //Промышленная энергетика, 1994. – № 8.
11. **Новожилов Ю.Н.** Регулирующий клапан с многоступенчатым дросселированием //Промышленная энергетика. 1997. – № 8.
12. **Новожилов Ю.Н.** Регулирующие клапаны для различных сред //Промышленная энергетика, 1999. – № 3.
13. Заявка № 99063083/7799 от 04.06.1999 г. на патент "Конденсатодвідвідник", разрешение на выдачу патента от 18.04.2000. Э.С.Малкин, И.Э.Фуртат, А.В.Тимощенко, Г.А.Турос.

УДК 697.326.93

С.В.Барановська, кандидат технічних наук

ПЕРЕВАГИ КОНТАКТНОЇ КАМЕРИ З РЕГУЛЯРНОЮ ГОФРОВАНОЮ НАСАДКОЮ

Наведено порівняння контактних камер з гофрованою регулярною насадкою і кільцями Рашига. За результатами експериментальних даних визначається ентальпійний коефіцієнт теплообміну залежно від масової швидкості повітря і густини зрошування контактної камери з регулярною гофрованою насадкою. Графічно дається залежність аеродинамічного опору контактної камери від заданих параметрів. Вказується швидкість, при якій починається винесення дисперсної вологи з контактної камери.

У багатьох галузях промисловості застосовуються контактні теплообмінні апарати. Визначальним фактором в роботі таких апаратів є поверхня контакту. Для збільшення поверхні тепло- і масообміну в одиниці об'єму контактної камери використовують гофровані пластини. Розташування гофрів у сусідніх пластинах під кутом 80°...100° один до одного дає змогу забезпечити високий рівень змочування їхніх поверхонь, можливість перетікання рідини з одної сусідньої пластини на іншу, а також значну турбулізацію газового потоку. Поверхнею теплообміну в таких апаратах є плівка рідини, що утворюється на поверхні насадки.

В системах припливної вентиляції промислових і громадських споруд, а також для підігрівання і зволоження дуттьового повітря котлоагрегатів використовуються протитечіні насадкові камери, в яких повітря безпосередньо контактує з водою.

За попередніми міркуваннями і літературними джерелами [1,2,3] однаковий аеродинамічний опір контактної камери з гофрованою насадкою і кільцями Рашига будуть мати при різних швидкостях повітря, що нагрівається. Швидкість руху повітря в камері гофрованою насадкою може бути збільшена в 2...2,5 рази порівняно з камерою з кільцями Рашига при аналогічних значеннях аеродинамічного опору. Отже, підвищення швидкості руху повітря в контактній камері може привести до винесення вологи з неї. Винесення вологи в повітропроводі з агрегату знижує ефективність нагрівання в ньому повітря, а також погіршує роботу вентилятора, за умови встановлення агрегату з боку всмоктування насоса. Тому потрібно експериментально встановити значення швидкостей повітря, при яких з'являється винесення дисперсної вологи з контактної камери з гофрованою насадкою.

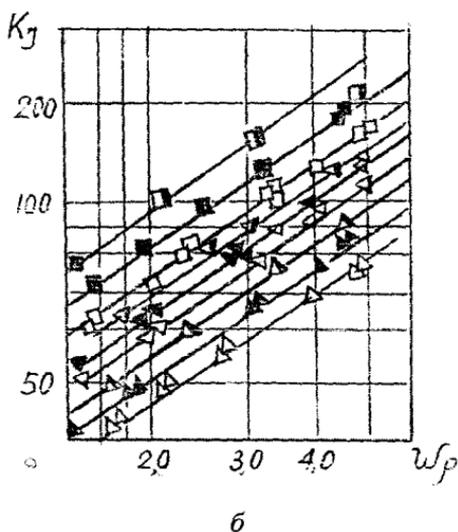
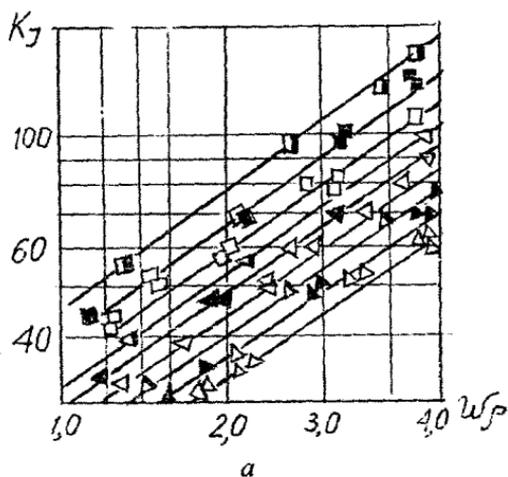
Ентальпійний коефіцієнт перенесення – це відношення кількості повної теплоти до поверхні теплообмінної насадки і середньоінтегральної різниці ентальпій визначався в серії дослідів, які проводилися в умовах, що відповідають режимам експлуатації промислових зразків утилізаційних опалювально-вентиляційних агрегатів.

У досліді температура води на вході в контактну камеру $t_{вп}$ змінювалася в межах від 20 до 43 °С, температура повітря $t_{п.п.}$ - від -10 до 0 °С, густина зрошування від $0,83 \cdot 10^{-3}$ до $4,4 \cdot 10^{-3}$ м³/(м²·с), початковий вологовміст повітря від 1 до 3 г/кг сухого повітря.

В результаті обробки дослідних даних визначався ентальпійний коефіцієнт перенесення за середньоінтегральною різницею ентальпій.

За поверхню контактного теплообміну приймалася поверхня теплообмінних пластин [4].

Отримані залежності наведено на рис.1, де коефіцієнт перенесення є функцією трьох параметрів: масової швидкості, густини зрошування контактної камери і початкової температури повітря.



$H_{wz} T/M^2 \cdot 4$	$t_{BH}=0^\circ C$	$t_{BH}=-5^\circ C$	$t_{BH}=-10^\circ C$
6-6,5	△	▲	▴
12-12,5	▽	▼	▾
15-16	□	■	▣

Рис. 1. Теплообмін в контактній камері: $a - t_{wn} = 20 \dots 28^\circ C$;
 $b - t_{wn} = 42 \dots 48^\circ C$

Аналогічно до всіх відомих даних з контактного тепло- і масообміну

зростання раніше наведених факторів приводить до зростання коефіцієнта теплообміну.

Цікавить оцінка і аналіз впливу початкової температури води, що нагрівається, і початкової температури повітря.

Зниження температури повітря на вході в контактну камеру веде до зростання ентальпійного коефіцієнта перенесення, що є наслідком зниження кінематичної в'язкості повітря, темп зниження якої більш інтенсивний, ніж зростання числа Прандтля. При зниженні температури повітря від 0 до -30°C кінематична в'язкість повітря знижується в середньому до 20%, число Прандтля збільшується на 15 %.

Аналогічно може бути оцінений вплив початкової температури нагрівної води на ентальпійний коефіцієнт перенесення, який підвищується з її зростанням. Це пояснюється, з одного боку, зниженням кінематичної в'язкості води, яка із зростанням температури від 30 до 50°C зменшується в 2 рази, а з другого, – зі зростанням парціального тиску водяної пари в плівці, котрий при збільшенні температури з 30 до 50°C зростає в 4 рази.

На підставі графіків (рис.1) отримано рівняння, що дає змогу аналітично визначити коефіцієнт теплообміну залежно від масової швидкості повітря і густини зрошування та температури води на вході в контактну камеру:

$$K_t = A(\omega\rho)^{0,8} (H_w)^{0,6} (t_{\text{вп}})^{0,65}, \quad (1)$$

Значення коефіцієнта залежить від початкової температури повітря: при $t_{\text{п.п.}} = -10^{\circ}\text{C}$ $A = 0,96$; при $t_{\text{п.п.}} = -6^{\circ}\text{C}$ $A = 0,86$ і при $t_{\text{п.п.}} = 0^{\circ}\text{C}$ $A = 0,76$.

Ефективний тепло- і масообмін в апаратах з насадкою можна досягти тільки при рівномірному і достатньому зрошуванні насадки, а також відповідних співвідношеннях між кількістю рідини, що стікає по насадці і швидкістю руху газу, який рухається в протилежному напрямку. Недостача зрошення не забезпечує повного змочування насадки, що зменшує поверхню контакту між рідиною та газом, надлишок рідини викликає часткове затоплення насадки, що також зменшує поверхню контакту. Збільшення швидкості газу веде до внесення дисперсної вологи.

Застосування регулярної гофрованої насадки дає змогу збільшити діапазон густини зрошування до $4,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ і швидкості газу від 1 м/с

до 3,5 м/с на відміну від рекомендованих для насадкових апаратів густини зрошування в межах $1,4 \cdot 10^{-3} \dots 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ і швидкості газу від 1 до 3 м/с [5]. На графіках залежності аеродинамічного опору контактної камери з регулярною насадкою від густини зрошування і швидкості руху повітря спостерігаються дві області з різними кутами нахилу ліній залежності $\Delta P = f(H_w)$.

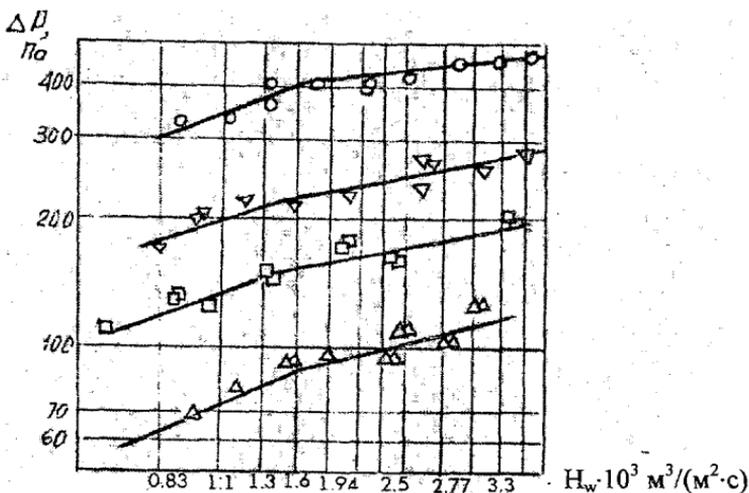


Рис 2. Аеродинамічний опір контактної камери:
 Δ – $\omega = 2,25 \text{ м/с}$; \square – $\omega = 2,7 \text{ м/с}$;
 ∇ – $\omega = 2,95 \text{ м/с}$; O – $\omega = 3,5 \text{ м/с}$; $h = 525 \text{ мм}$

Точка перелому кожної лінії відповідає значенню густини зрошування, при якій відбувається повна змочуваність насадки.

Аеродинамічний опір контактної камери при максимальних значеннях густини зрошування і швидкості руху повітря міститься в межах від 400 до 500 Па.

З порівняння аеродинамічного опору регулярної гофрованої насадки з неупорядкованими кільцями Рашига КК-50 [6] впливає, що при всіх однакових умовах аеродинамічний опір регулярної гофрованої насадки в 2...2,5 рази нижчий.

Встановлено, що інтенсивне винесення дисперсної вологи з контактної камери починається при швидкості руху повітря понад 3,5 м/с, що

потребує встановлення краплеуловлювачів при створенні апаратів, розрахованих на великі швидкості руху повітря.

Список літератури

1. Богословский В.Н., Поз М.Я. Теплофизика аппаратов утилизации тепла систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. – М.: Стройиздат, 1983. – 319 с.
2. Теплообменники для утилизации тепла уходящих газов //Сумитото дзикинай ико, Нснп.Ров 1985, 33, №99. – (яп).
3. Даракчиев Р.Д., Конев Н.Н. Пасхалев Г.П., Истаткова Е.П. Исследование возможности интенсификации контактных экономайзеров при помощи новых высокоэффективных насадок //Теплоэнергетика. – 1985. – № 3. – с. 71–73.
4. Берман Л.Д. Определение средней разности энтальпий воздуха и воды при расчете градирен и мокрых кондиционеров //Холодильная техника. – 1960. – №1. – с. 34–37.
5. Бакластов А.М., Горбенко В.А., Удыма П.Г. Проектирование, монтаж и эксплуатация тепломассообменных установок. – М.: Энергоиздат, 1981. – 330 с.
6. Утилизация низкопотенциальных тепловых ресурсов на химических предприятиях /В.Г.Григорьев, В.К.Нейман, С.Д.Чураков и др. – М.: Химия, 1987. – 240 с.

УДК 536.34

Е.С.Малкін, доктор технічних наук, професор

П.М.Гламаздін, доцент

Київський національний університет будівництва і архітектури

НОВІ ТЕНДЕНЦІЇ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ОПАЛЮВАЛЬНИХ ПРИЛАДІВ

Розглянуто аналіз процесів теплообміну сучасних опалювальних приладів. Для забезпечення можливості коректного порівняння приладів при близьких характеристиках запропоновано порівняти їх за здатністю забезпечувати мінімальне розрегулювання системи опалення на протяжії опалювального сезону та роботу системи при найбільш економічному графіку температур теплоносія.

Показано, що найбільш перспективними приладами є такі, що суміщують особливості радіаторів і конвекторів.

Аналіз різноманітних конструкцій опалювальних приладів різних фірм, які є на ринку України [1], показує, що з точки зору механізму теплообміну всі вони поділяються на три основних класи:

- радіатори;
- конвектори;
- прилади із змішаним типом теплообміну.

Останній тип з'явився у зв'язку з тим, що два перші класичні типи опалювальних приладів фактично вичерпали можливості подальшого вдосконалення. Пошуки шляхів інтенсифікації теплообміну йдуть у різних напрямках. По–перше, це використання нових матеріалів і їх комбінацій. Наприклад, використання в конвекторах ребер з алюмінію по мідній трубі фірми “Radiator” (Польща) або виготовлення секційних опалювальних приладів з алюмінію (цілий ряд італійських виробників) і біметалевих з алюмінію та внутрішньою вставкою зі сталі вітчизняного виробника ПК “Прес”. По–друге, це конструктивне поєднання основних ознак опалювальних приладів першого та другого класів. Наприклад, конвектори, заключені у корпус (фірма Radiator) або литі секційні радіатори “Calidor” із розвиненим оребренням фірми “Fondital”, дуже поширені на українському ринку. І нарешті, є третій шлях, коли організовується примусовий регульований рух повітря крізь оребрення конвекторів (фірми “Campmann”) або через сталеві панельні радіатори (фірми Rettig Heating), які стають вже фактично опалювально–вентиляційними агрегатами, але їх ми не будемо розглядати.

Теплотехнічні характеристики опалювальних пристроїв різних конструкцій третього класу досить близькі між собою і споживачеві складно вибрати потрібний йому прилад. Не вдаючись у кваліметричний аналіз особливостей опалювальних приладів різних фірм (який дає змогу порівнювати між собою технічні вироби за не пов'язаними між собою характеристиками, наприклад, дизайнерськими якостями, строком експлуатації, вартістю та іншим), можна провести суто теплотехнічний аналіз якості конструкцій опалювальних, порівнюючи їх за спроможністю

забезпечення мінімального розрегулювання системи опалення на протязі опалювального сезону та роботу системи при найбільш економічному графіку температур теплоносія. На необхідність аналізу саме цих характеристик опалювальних приладів звертали увагу ще в 60-ті роки [2]. Проте в той час такий аналіз був ще в деякій мірі передчасний, оскільки самі системи тепlopостачання не були досить гнучкими і їх було важко регулювати. Сьогодні техніка регулювання в системах тепlopостачання далеко пішла від рівня 60-х років за рахунок застосування погодних регуляторів та термостатованих вентилів, тому саме зараз підняте питання стає актуальним.

Оскільки піднята проблема широко не висвітлена у літературі, зупинимось на ній більш детально.

Коефіцієнт теплопередачі опалювального приладу можна знайти з відомої формули [3]:

$$K = A(t_{\text{ср.пр}} - t_{\text{пов}})^m, \quad (1)$$

де $t_{\text{ср.пр}}$ – середня температура води у приладі, °С;

$$t_{\text{ср}} = \frac{t_{\text{вх}} + t_{\text{вих}}}{2},$$

$t_{\text{вх}}$ – температура води на вході в прилад, °С;

$t_{\text{вих}}$ – температура води на виході з приладу, °С;

A та m – сталі.

Показнику степеня m у формулі (1) до сьогодні не приділяється достатньої уваги. Між іншим, цей показник є однією з найважливіших характеристик економічності та ефективності роботи як нагрівальних приладів, так і систем опалення в цілому.

Зазвичай розрахунок опалювальних приладів проводять на розрахункові параметри теплоносія при розрахунковій для системи опалення температурі зовнішнього повітря. Проте зі зміною параметрів теплоносія відповідно до зміни параметрів зовнішнього повітря при незмінній температурі повітря у приміщенні тепловіддача приладів з різним показником m змінюється по-різному. На рисунку 1 показано, що при температурах, нижчих за розрахункові, тепловіддача приладу з більшим показником степеня m падає

$$K_{\text{відн}} = \frac{K}{K_{\text{розр}}} \cdot 100\%$$

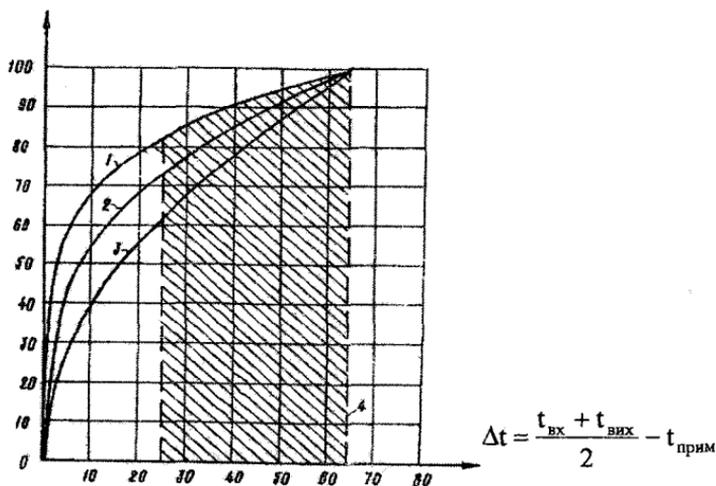


Рис. 1. Залежність коефіцієнта теплопередачі K від Δt для різних типів опалювальних приладів:

- 1 – панельні радіатори ($n = 0,2$);
- 2 – чавунні секційні радіатори ($n = 0,32$);
- 3 – підвіконні конвектори ($n = 0,5$);
- 4 – розрахункова різниця температур.

Штрихована зона – це діапазон Δt на протязі опалювального сезону

більш круто порівняно з приладом, що має менший степінь m . Таким чином, для забезпечення однакової тепловіддачі приладу з більшим m потрібна більш висока температура теплоносія, що призводить до перевитрат у системах тепlopостачання та опалення. Тобто прилади з найменшим показником m є найбільш ефективними з цієї точки зору.

Аналогічне положення із впливом показника m на величину розрегулювання однотрубних систем опалення на протязі опалювального сезону. При використанні однотрубних систем опалення, де температура наступних приладів залежить від тепловіддачі попередніх приладів для ліквідації розрегулювання системи по довжині стояка чи магістралі (для горизонтальних систем) при змінах температур зовнішнього повітря і теплоносія необхідний збіг значень показників степеня при різниці

температур, що характеризують процес теплопередачі крізь огорожуючі конструкції та опалювального приладу. З урахуванням (1) густину теплового потоку можна обчислити за такою формулою:

$$q = k \times \Delta t = A \times \Delta t^{1+m} \quad (2)$$

Таким чином, за цим показником також перевагу мають прилади з найменшим m .

В ідеальному випадку, якщо припустити, що коефіцієнт теплопередачі огорожуючих конструкцій будинків і споруд можна вважати сталим, то найкращим опалювальним приладом буде такий, що має $m=0$ (рис. 2).

$$Q_{\text{відн}} = \frac{Q}{Q_{\text{розр}}} \cdot 100\%$$

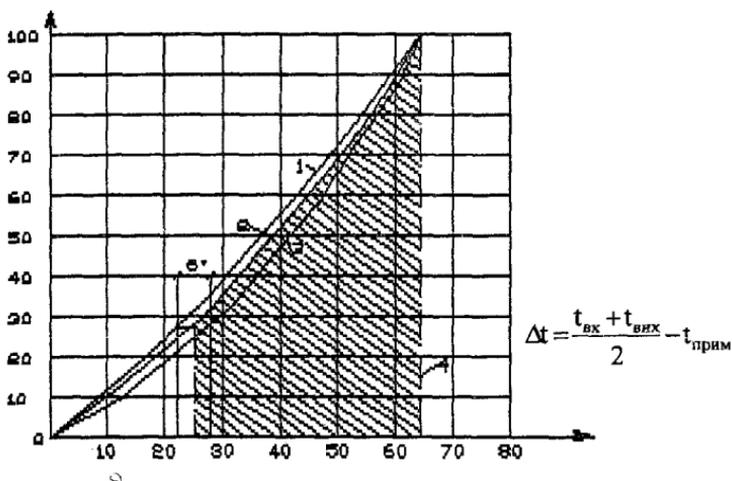


Рис. 2. Залежність тепловіддачі Q від Δt для різних типів опалювальних приладів:
 1 – панельні радіатори ($n = 0,2$);
 2 – чавунні секційні радіатори ($n = 0,32$);
 3 – підвіконні конвектори ($n = 0,5$);
 4 – розрахункова різниця температур.
 Штрихована зона - це діапазон Δt на протязі опалювального сезону для чавунних радіаторів.

Нижче наведено дані за показником степеня m для різних приладів.

Таблиця 1

Тип приладу	m
Конвектори плінтусні з невеликим оребрением	0,2
Сталеві панельні радіатори	0,2 – 0,25
Чавуні секційні радіатори	0,25 – 0,32
Конвектори з корпусами	0,35 – 0,5

Іншими показниками, що характеризують теплотехнічну якість опалювальних приладів, є питома тепловіддача на одиницю ваги кВт/кг, а також довжина приладу, що забезпечує передачу 1 кВт потужності м/кВт.

Чисельні показники цих величин для основних типів приладів наведено в таблиці 2.

Таблиця 2

Номер пор.	Тип приладу	Довжина приладу на 1 кВт потужності, м/кВт	Питома тепловіддача металу, кВт/кг
1	Плінтусні конвектори	0,6÷0,9	0,07÷0,085
2	Сталеві панельні радіатори	0,5÷0,98	0,083
3	Чавунні радіатори	0,645	0,041
4	Біметалеві радіатори "Прес"	0,7÷1,05	0,094

Все вищевикладене обґрунтовує тенденції розвитку вітчизняного та зарубіжного опалювального приладобудування; тобто поєднання переваг панельних радіаторів (високі санітарно-гігієнічні та естетичні показники, невеликі значення показника степеня m , мала глибина, технологічність виготовлення тощо) та конвекторів з корпусами (мала інерційність, висока питома тепловіддача металу, можливість досягнення великої тепловіддачі з одиниці довжини приладу, здатність витримувати великі тиски тощо) в одному приладі.

Прикладом такого підходу є алюмінієвий литий радіатор “Calidor” італійської фірми “Fondital”. Використання алюмінію як конструкційного матеріалу дало змогу розвинути поверхню тепловіддачі за рахунок вертикального оребрення і таким чином поєднати плюси секційних радіаторів з перевагами конвекторів. Таким самим шляхом пішли спеціалісти української фірми “Прес”, італійської “Jolly” та інших. Крім того, застосування алюмінію як конструкційного матеріалу дало змогу зробити форму колонок такою, що зовнішня поверхня радіатора стає майже суцільною площиною, що дає змогу підвищити площу випромінювання приладу. При використанні чавуну для виготовлення радіаторів добитись такого ефекту не вдається, хоч фірми виробники і прагнуть досягнути такої мети (фірми “Viadrus” з Чехії, “Plamen International” з Хорватії та інші). Подальший розвиток цього напрямку, що має полягати в збільшенні ступеня оребрення та зменшенні питомих показників кВт/кг або м/кВт, буде стримуватись можливостями не тільки конструкційних матеріалів, а вже особливостями самої технології їх виготовлення – литва. Отже, подальший шлях удосконалення конструкції – це пошук серед інших засобів нових технологій виготовлення опалювальних приладів.

Список літератури

1. Ральчук І., Рудницький А., Осьмак В. Опалювальні прилади в Україні. М – т, № 5, 2000.
2. **Временные технические условия на проектирование, монтаж и эксплуатацию систем центрального отопления со стальными штампованными сварными радиаторами панельного типа с тыльным подключением СН 258 – 63.** М. – 1964.
3. **Богословский В.Н., Сканави А.Н.** Отопление. – М.: Стройиздат, 1991. – 735 с.

ЦЕНТРАЛИЗОВАННАЯ СИСТЕМА ЛОКАЛЬНОГО ГАЗОСНАБЖЕНИЯ ПОТРЕБИТЕЛЕЙ СЖИЖЕННЫМ УГЛЕВОДОРОДНЫМ ГАЗОМ (СУГ) ОТ ГЕОТЕРМАЛЬНЫХ УСТАНОВОК (ГТУ)

В статье изложено новое направление газоснабжения потребителей сжиженным углеводородным газом (СУГ) за счет использования возобновляемого источника тепловой энергии – теплоты приповерхностных слоев Земли для целей регазификации СУГ.

Проведенные экспериментальные и натурные исследования показывают полное преимущество данного решения по сравнению с традиционными.

Применение геотермальных установок (ГТУ) для газоснабжения потребителей сжиженным углеводородным газом с повышенным содержанием бутана позволяет высвободить громадное количество активной тепловой энергии (около 0,1 ГДж на каждую тонну СУГ), которое использовалось для регазификации газа в подземных групповых резервуарных установках.

Результаты теоретических исследований полностью подтверждены в натуральных условиях в процессе опытного внедрения.

Термины:

- | | |
|--|---|
| гелиотермозона – | поверхностный слой Земли подверженный изменению теплового режима под влиянием Солнца и других внешних факторов; |
| гелиогеотермозона – | внешняя оболочка Земли, из пределов которой за геологическое время происходит отток тепла к поверхности, и в толще которой на термическом режиме грунта сказывается влияние Солнца в соответствующей степени и форме; |
| нейтральная зона грунта («нейтральный слой») – | зона постоянных положительных температур грунта, характеризующаяся практически отсутствием их зависимости от годовых колебаний температуры воздуха и соответствующих колебаний температуры гелиогеотермозоны; |

идеальное температурное поле –	температурное поле грунта, принимаемое как полубесконечное, не имеющее границ разделов, изотропное твердое тело, в котором тепловая энергия переносится теплопроводностью, а источники и стоки тепловой энергии отсутствуют;
расчетное температурное поле гелиогеотермозоны –	температурное поле грунта, полученное с учетом аномалий теплофизического, гидрологического и геологического характера, вносимых конвенцией грунтовых вод, локальными источниками и стоками, характерными для фактического температурного поля;
альbedo –	отношение количества отраженной поверхностью Земли лучистой энергии к количеству энергии, падающей на тело; характеризует отражательную способность поверхности Земли;
инсоляция –	непосредственное облучение солнечным светом верхнего слоя земной коры;
эффективное излучение –	разность между излучением поверхности Земли и противоизлучением атмосферы;
гипсометрический градиент –	градиент изменения температуры пород с изменением высоты над уровнем моря;
экспозиция склонов –	угол наклона поверхности Земли, °.

. Газификация объектов и населенных пунктов Украины, не имеющих сетевого природного газа, осуществляется сжиженным углеводородным газом (СУГ) от газобаллонных или резервуарных установок.

Как в первом, так и во втором случаях применение СУГ сопряжено с рядом острых экономических и технологических проблем. Газоснабжение потребителей от газобаллонных установок в массовом масштабе характеризуется высокими эксплуатационными расходами, что приводит к убыточности всего мероприятия.

Применение групповых резервуарных установок для газоснабжения потребителей газом с высоким содержанием бутана вызывает необходимость нерационального использования активной тепловой энергии регазификации

газа в связи с расположением резервуаров в зоне промерзания грунта и относительно высокой температуры кипения газа.

Взамен этого под руководством автора на Украине создана принципиально новая конструкция геотермальной установки (ГТУ) для централизованных систем локального газоснабжения на базе геотермальных регазификаторов сжиженного углеводородного газа (ГТР) скважинного типа, обеспечивающая испарение жидкой фазы газа за счет тепловой энергии глубинных слоев грунта.

Паровая фаза от ГТУ транспортируется по подземным газопроводам к каждому потребителю (жилой дом, котельная и т.п.).

Во избежание конденсации паровой фазы газа в подземных газопроводах устраивается автоматическая их тепловая защита или прокладка подземных газопроводов производится ниже глубины промерзания грунта.

Геотермальные регазификаторы специальной конструкции по мере опорожнения периодически заправляются жидкой фазой газа от специальных автомашин – газовозов (АЦЖГ).

Такая система позволяет снизить эксплуатационные расходы по сравнению с газобаллонным газоснабжением в 4 – 5 раз и отказаться от использования активной тепловой энергии для регазификации СУГ.

Главным преимуществом данной установки является использование для испарения газа возобновляемого источника тепловой энергии – геотермальной (энергии приповерхностной толщи Земли), уровень температуры которой для различных климатических зон Украины колеблется в пределах +12...+16°C.

Отсутствие влияния внешнего климатического фактора в различные периоды года не процесс регазификации газа в геотермальной установке характеризует ее как источник газоснабжения с высокими стабильными показателями надежности, бесперебойности и безопасности.

Кроме того, ГТУ характеризуется целым рядом других преимуществ (компактное расположение, обеспечивающее экономию земельной площади; использование газа различного качества; удобство эксплуатации и др.).

Практическое использование тепловой энергии гелиогеотермозоны открывает широкие перспективы для регазификации СУГ в геотермальных установках систем газоснабжения потребителей на базе ГТР.

Конструктивно ГТР представляет собой вертикальный, заглубленный на 50 метров в грунт герметичный цилиндр, заполненный СУГ на 90% его вместимости, соответствующей по глубине уровню залегания нейтрального слоя грунта (рабочая зона гелиогеотермозоны), а верхний участок цилиндра, расположенный в гелиотермозоне, заполнен паровой фазой СУГ. Наружная поверхность верхней части цилиндра покрыта тепловой изоляцией, предотвращающей процесс конденсатообразования паровой фазы в зимний период эксплуатации ГТР (рис. 1).

В процессе теплообмена изменяется во времени температурное поле грунта, которое классифицируется как нестационарное. Нестационарный тепловой процесс связан с изменением теплосодержания массива грунта и им обуславливается. Так как скорость изменения теплосодержания системы прямо пропорциональна коэффициенту теплопроводности грунта λ и обратно пропорциональна его аккумулирующей способности (объемной теплоемкости $c\rho$), то в целом скорость теплового процесса при нестационарном режиме определяется значением коэффициента температуропроводности $a = \lambda / c\rho$.

В геотермальном регазификаторе происходит отбор теплоты из окружающего массива грунта, который охлаждается. Этот процесс можно разделить на три режима. Первый из них охватывает начало процесса, когда происходит распространение температурных возмущений в грунтовом массиве и захват все новых слоев грунта. Скорость изменения температуры в отдельных точках при этом различна, и поле температур сильно зависит от начального состояния, которое может быть различным. Этот режим характеризует начальную стадию развития процесса. С течением времени влияние начальных условий сглаживается и относительная скорость изменения температуры во всех точках системы становится постоянной. Этот (второй) режим называется упорядоченным или регулярным. По истечении длительного времени наступает третий, установившийся режим, характерной особенностью которого является постоянство распределения температур во времени.

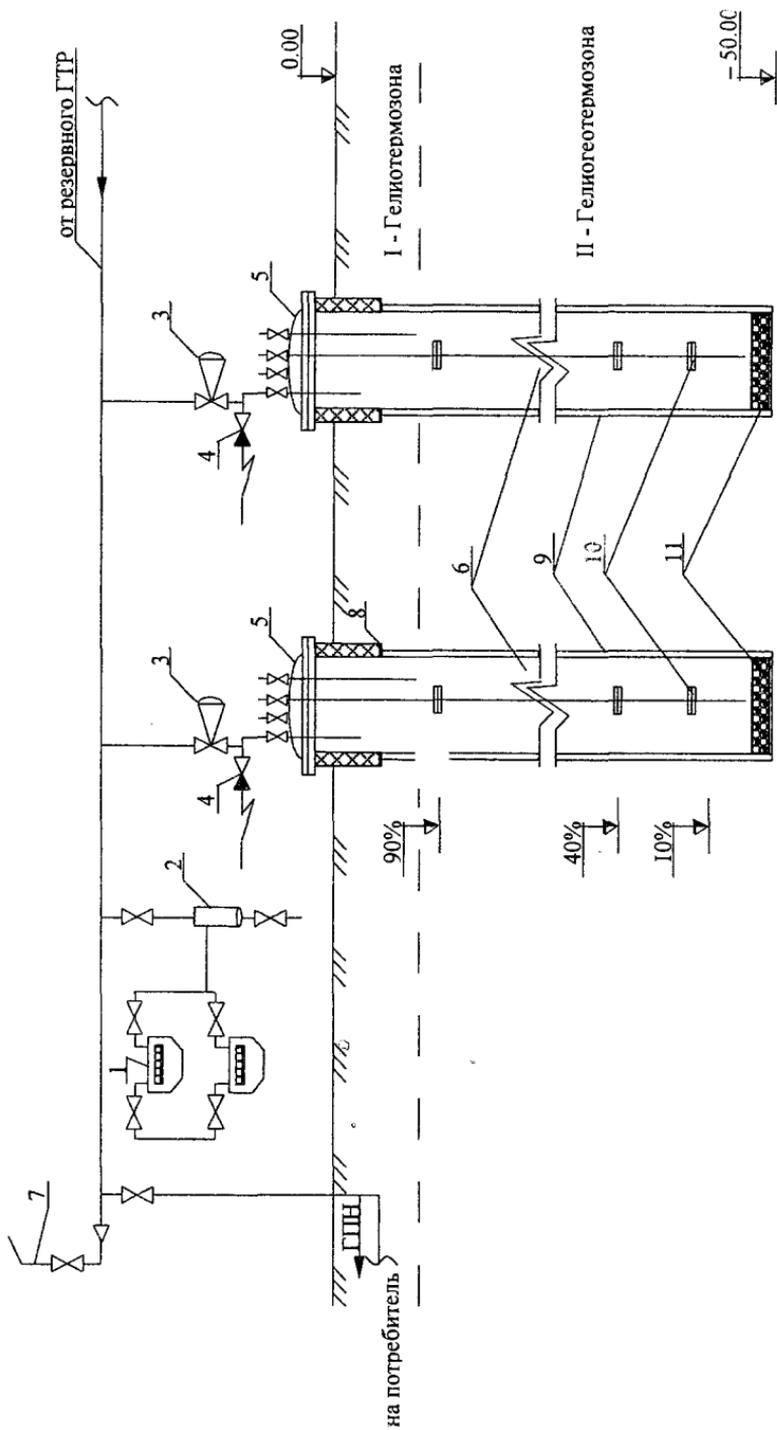


Рис. 1. Принципиальная схема геотермальной установки

1 – счетчик; 2 – конденсатор; 3 – регулятор давления паровой фазы; 4 – предохранительный сбросной клапан; 5 – головка редукционная; 6 – геотермальный регазификатор; 7 – продувочная свеча безопасности; ГНП – газопровод паровой фазы низкого давления; 8 – цементная рубашка; 9 – теплоизоляция; 10 – индикаторы уровня; 11 – тампонные бетонные пробки

При эксплуатации ГГУ имеет место циклический характер отбора паровой фазы газа, что обуславливает протекание процесса теплообмена, характерного для первого и второго режимов. При отсутствии газопотребления из ГТР, особенно в ночное время, происходит процесс восстановления температурного поля грунтового массива за счет постоянного теплового потока из глубинных слоев и аккумуляция тепловой энергии в ГТР.

При непрерывном отборе паровой фазы газа из ГТР, что может иметь место при газоснабжении отопительных котельных, технологических потребителей и т.п., может наступить тепловое состояние, характеризующееся третьим режимом установившегося теплообмена.

На практике геотермальные установки будут использоваться в большей части для газоснабжения жилых зданий, что обуславливает их работу в режиме циклического газопотребления в течение суток. Основная нагрузка на ГТР при максимальном режиме газопотребления бывает в утренние и вечерние часы суток, а также в некоторые выходные и праздничные дни. В этих условиях эксплуатация ГТР будет характеризоваться циклическим (прерывистым) режимом отбора паровой фазы потребителями и, следовательно, циклическим режимом отбора теплоты от массива грунта.

Такая постановка задачи сводится к решению балансового уравнения для нахождения суточной продолжительности работы ГТР и суточной продолжительности в нерабочем его состоянии, когда происходит процесс аккумуляции тепловой энергии.

Было установлено, что в первые 20 часов ГТР работает в области начального теплового режима, характеризующегося повышенными параметрами нестационарного теплообмена. Это свидетельствует о том, что при циклическом газоснабжении потребителей можно добиться относительно высокой производительности ГТР по сравнению с непрерывным газоснабжением, когда система переходит в регулярный, а по истечению длительного времени (100–150 часов) в установившийся режим.

При циклическом газоснабжении можно добиться такого состояния, при котором в течение нерабочего состояния (отсутствие отбора паровой фазы газа) температурное поле в системе «ГТР – массив грунта» успеет

восстановиться за счет притока тепловой энергии из глубинных слоев массива.

При этом внешнюю (за пределами ГТР) и внутреннюю (тепловые процессы в ГТР) задачи следует рассматривать совместно.

Внутренняя задача имеет специфику, связанную с отличием термодинамических процессов, протекающих при кипении газа в ГТР во время отбора паровой фазы газа и чисто конвективного теплообмена, когда прекращается газопотребление и температура жидкой фазы газа восстанавливается (повышается) за счет аккумуляции тепловой энергии из окружающего грунта.

Условные обозначения

- $t_{p,z}^{cp}$ — средняя температура грунта в рабочей зоне ГТР, °С;
- H — высота местности над уровнем моря, м;
- $t_{ср.в}$ — среднегодовая температура воздуха для данного климатического района, °С;
- Δt_R — прирост средней температуры грунта за счет поглощения солнечной радиации, °С;
- $\Delta t_{сн}$ — поправка на температуру грунта, учитывающая влияние снежного покрова на его температурный режим, °С;
- $H_{ГТР}$ — глубина расположения ГТР (высота), м;
- A — часть радиационного баланса земной поверхности, расходуемая на нагревание почвы и грунтовых вод, кДж/(см²·год);
- τ — время, с;
- c_{gp} — удельная теплоемкость грунта, Дж/(кг·К);
- ρ_{gp} — плотность грунта, кг/м³;
- $h_{н.з.}$ — глубина залегания нейтральной зоны грунта (принимается в зависимости от географической широты местности от 5 до 15 м);
- K_1 — коэффициент нестационарной теплопередачи в ГТР для условий кипения газа, Вт/(м²·К);
- F — площадь поверхности ГТР, м²;
- $t_{zp} = t_{p,z}^{cp}$ — начальная температура грунта, °С;
- t_x — температура кипения СУГ, °С;
- $\tau_ч$ — продолжительность работы ГТР в сутки, ч;

- K_2 – коэффициент нестационарной теплопередачи в ГТР для условий конвективного теплообмена при прекращении кипения (отбора паровой фазы СУГ), Вт/(м²·К);
- α_k – коэффициент теплоотдачи в ГТР при кипении газа, Вт/(м²·К);
- a_{sp} – коэффициент температуропроводности грунта, м/с²;
- h – толщина поверхностного слоя грунта (гелиотермозоны), подверженная резкому сезонному колебанию температуры; м;
- Z – период колебания температуры, с;
- $\beta_{ГТР}$ – фактор формы тепловоспринимающей поверхности ГТР (формфактор);
- λ_{sp} – коэффициент теплопроводности окружающего ГТР грунта, Вт/(м·К);
- $r_{ГТР}$ – радиус обсадной трубы ГТР, м;
- $\beta_{ж}$ – коэффициент объемного расширения жидкой фазы газа (принимается $\beta_{ж} = \frac{1}{273,2}$);
- g – ускорение силы земного притяжения, м/с²;
- $Pr_{ж}$ – критерий Прандтля для жидкой фазы газа;
- Pr_c – критерий Прандтля для стенки ГТР;
- $\lambda_{ж}$ – коэффициент теплопроводности жидкой фазы газа, Вт/(м·К);
- $\nu_{ж}$ – кинематическая вязкость жидкой фазы газа, м²/с;
- q – тепловой поток от грунта к поверхности ГТР, Вт/м²;
- Nu – критерий Нуссельта;
- $Gr_{ж}$ – Критерий Грасгофа для жидкой фазы газа;
- $\alpha_{кв}$ – коэффициент конвективного теплообмена, Вт/(м²·К);
- V_r – расход паровой фазы газа, м³/ч;
- q_r – удельная теплота парообразования газа, кДж/кг.

Методика расчета разработана на основании результатов теоретических и экспериментальных исследований ГТР, проверки тепловых процессов в системе ГТР – массив грунта в натуральных условиях.

Основной задачей расчета является определение геометрических размеров ГТР и их количества в зависимости от температуры и теплофизических характеристик массива в рабочей зоне ГТР по заданному расчетному расходу паровой фазы газа для циклического или непрерывного режимов газоснабжения.

Средняя температура грунта в рабочей зоне ГТР находится из выражения

$$t_{p,z}^{cp} = t_{cp,0} + \Delta t_R + \Delta t_{cn} + \frac{0,5H_{ГТР}}{30} \pm 0,006H, \quad (1)$$

где

$$\Delta t_R = \frac{A \cdot \tau}{c_{\varphi} \cdot \rho_{\varphi} \cdot h_{н,z}}. \quad (2)$$

Для условий термодинамических процессов, протекающих при кипении газа в ГТР во время отбора паровой фазы и чисто конвективного теплообмена, когда прекращается газопотребление и температура газа восстанавливается (повышается) за счет аккумуляции тепловой энергии из окружающего ГТР массива грунта, уравнение теплового баланса имеет следующий вид:

$$K_1 F (t_{zp} - t_x) \tau_y - K_2 F \left(t_{zp} - \frac{t_{zp} + t_x}{2} \right) (2A - \tau_y) = 0. \quad (3)$$

Решая данное уравнение относительно τ_y , получим

$$\tau_y = \frac{12K_2}{K_1 + 0,5K_2}. \quad (4)$$

Коэффициент нестационарной теплопередачи ГТР при условии кипения газа K_1 находится из выражения

$$K_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_x} + \frac{1,13\sqrt{a \cdot Z}}{\beta_{ГТР} \cdot \lambda_{zp}}}, \quad (5)$$

где

$$\beta_{ГТР} = 1 + 0,38 \frac{\sqrt{a_{\varphi} \cdot Z}}{r_{ГТР}}. \quad (6)$$

Коэффициент теплоотдачи в ГТР при кипении газа α_x определяется как для условий неразвитого кипения, которое возникает при малых плотностях теплового потока q . Интенсивность теплоотдачи при этом невелика. Для кипящего пропана и н-бутана, а также для их смесей неразвитое кипение протекает при $q < 3000 \div 4000$ Вт/м² [1, 2]. Для этих условий коэффициент теплоотдачи α_x определяется из выражения:

$$\alpha_x = 0,385 (\beta_x \cdot g \cdot Pr_x)^{0,25} \cdot \frac{\lambda_x^{0,75}}{\nu_x^{0,5}} q^{0,25}; \quad (7)$$

Коэффициент нестационарной теплопередачи в ГТР при отсутствии кипения определяется по формуле

$$K_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{кс}} + \frac{1,13\sqrt{a_{сп} \cdot Z}}{\beta_{ГТР} \cdot \lambda_{сп}}}. \quad (8)$$

Коэффициент конвективной теплоотдачи $\alpha_{кс}$ в ГТР для условий ламинарного режима движения (конвекции) жидкости в вертикальных трубах определяется из критериального выражения

$$Nu_{ж} = 0,76(Gr_{ж} \cdot Pr_{ж})^{0,25} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{с}} \right), \quad (9)$$

где

$$Nu_{ж} = \frac{\alpha_{кс} \cdot d_{ГТР}}{\lambda_{ж}}, \quad (10)$$

тогда

$$\alpha_{кс} = \frac{Nu_{ж} \cdot \lambda_{ж}}{d_{ГТР}}. \quad (11)$$

Режим цикличного газопотребления

Тепловой баланс ГТР при цикличном газопотреблении выражается формулами:

уравнение теплового баланса для режима кипения газа

$$3,61 \cdot K_1 \cdot F(t_{сп} - t_{к})\tau_{ч} = q_{Г} \cdot V_{Г} \cdot \rho_{Г} \cdot \tau_{ч} \quad (12)$$

уравнение теплового баланса для режима аккумуляирования тепловой энергии во время перерывов газоснабжения

$$3,61 \cdot K_2 \cdot F \left(\frac{t_{сп} - t_{к}}{2} \right) (24 - \tau_{ч}) = c_{ж} \cdot G_{ж} (t_{сп} - t_{к}) \quad (13)$$

$$3,61 \cdot 0,5 \cdot K_2 \cdot F(24 - \tau_{ч}) = 0,785 c_{ж} \cdot d_{ГТР}^2 \cdot H_{ГТР} \cdot \rho_{ж}. \quad (14)$$

Продолжительность суточного рабочего цикла ГТР $\tau_{ч}$ в часах находится из условия левых частей уравнений 13 и 14.

$$K_1 \cdot F \cdot \tau_{ч} (t_{сп} - t_{к}) = K_2 \cdot F \left(\frac{t_{сп} - t_{к}}{2} \right) (24 - \tau_{ч}). \quad (15)$$

После сокращений и преобразований, получим

$$\tau_{ч} = \frac{12K_2}{K_1 + 0,5K_2}, \quad (16)$$

где коэффициент теплопередачи для режимов кипения K_1 и аккумуляирования тепловой энергии K_2 определяются соответственно из выражений

$$K_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_k} + \frac{1,13\sqrt{a_{sp} \cdot 24}}{\lambda_{sp} \left(1 + 0,76 \frac{\sqrt{a_{sp} \cdot 24}}{d_{ГТР}}\right)}} \quad (17)$$

$$K_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{кс}} + \frac{1,13\sqrt{a_{sp} \cdot 24}}{\lambda_{sp} \left(1 + 0,76 \frac{\sqrt{a_{sp} \cdot 24}}{d_{ГТР}}\right)}} \quad (18)$$

Коэффициенты теплопередачи в ГТР при кипении α_k и конвективном теплообмене $\alpha_{кс}$ находится соответственно из критериальных уравнений:

$$\alpha_k = 0,385(\beta_{ж} \cdot g \cdot Pr_{ж})^{0,25} \cdot \frac{\lambda_{ж}^{0,75}}{v_{ж}^{0,5}} \cdot q^{0,25}, \quad (19)$$

$$\alpha_{кс} = \frac{0,76\lambda_{ж} (Gr_{ж} \cdot Pr_{ж})^{0,25} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c}\right)^{0,25}}{d_{ГТР}} \quad (20)$$

Диаметр трубной колонны ГТР выбирается по сортаменту труб для систем не менее 10 мм в соответствии с требованиями СНиП 2.04.08-87.

Рекомендуемые диаметры труб \div 351, 377, 426, 530, 630, 720, 820 мм.

Удельный тепловой поток от массива грунта к ГТР q определяется из условий относительной установившейся величины охлаждения грунта за пределами поверхности цилиндрической стенки ГТР из выражения

$$\frac{2\sqrt{a_{sp} \cdot \tau_y}}{d_{ГТР}}, \quad (21)$$

где τ_y представляет собой время в часах, в течение которого совершается цикл регазификации газа, который из условия уклада быта населения принимается в среднем 10 часов.

По найденному значению $\frac{2\sqrt{a_{sp} \cdot \tau_y}}{d_{ГТР}}$, из графика (рис. 2) определяем

величину

$$\frac{2\Delta t \cdot \lambda_{sp}}{qd_{ГТР}} = \frac{2\lambda_{sp}(t_{sp} - t_k)}{q \cdot d_{ГТР}}, \quad (22)$$

откуда находим q .

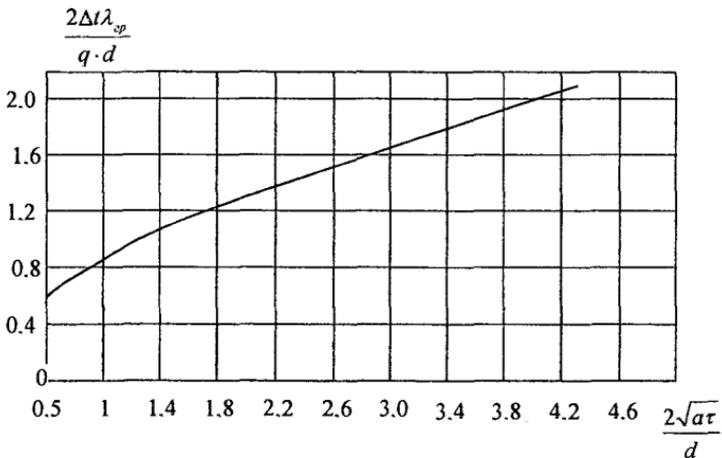


Рис. 2. Кривая изменения температуры на цилиндрической поверхности ГТР

Глубина заложения ГТР $H_{ГТР}$ определяется из условия

$$H_{ГТР} = \frac{h}{0,1} = \frac{5}{0,1} = 50 \text{ м}, \quad (23)$$

где h – величина поверхностного слоя грунта (гелиотермозоны), подверженного резкому сезонному колебанию температуры, м. Для центральной и северной климатической зон Украины принимается равной 5 м.

Из формулы 12 определяем часовую производительность одного ГТР

$$V_{Г} = \frac{3,61 \cdot K_1 \cdot \pi \cdot d_{ГТР} \cdot H_{ГТР} (t_{сп} - t_{к})}{q_{Г} \cdot \rho_{Г}}. \quad (24)$$

Количество ГТР находится из отношения:

$$n = \frac{1,5 \cdot V_{Г}^{общ}}{V_{Г}} \quad (25)$$

где коэффициент 1,5 принят в качестве резерва для компенсации уменьшения производительности ГТР за счет снижения уровня жидкой фазы газа.

Список литературы

1. **Клименко А.П., Козицкий В.И.** Расчет коэффициентов теплоотдачи при кипении углеводородов и их галоидопроизводных. – Химическая промышленность Украины, 1967, № 1, с. 18 – 23.
2. **Клименко А.П., Козицкий В.И.** Экспериментальное исследование теплообмена при кипении н-бутана. – Газовая промышленность, 1967, № 6, с. 46 – 49.

УДК 697

С.Г. Михин

О.В. Медведев

Представительство компании DE-VI A/S (Дания) в России

Представительство компании DE-VI A/S (Дания) в Украине

КАБЕЛЬНАЯ СИСТЕМА “ТЕПЛЫЙ ПОЛ” РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТОКОВ ТЕПЛА

Рассмотрены вопросы эффективности применения теплоизолятора для кабельных систем подогрева поверхности пола, систем «теплый пол» и уравнения распределения потоков тепла вверх-вниз от греющего кабеля. Приведены графики распределения потоков тепла для теплоизолятора различной толщины и разных наружных температур.

Задачу полного расчета тепловых полей в системе типа “теплый пол” можно разбить на ряд задач с упрощенной геометрией для получения в общем виде простых соотношений для численных оценок.

Задача №1. Распределение тепла вверх-вниз от греющего кабеля.

Принимаем, что кабель лежит близко к теплоизоляции.

Считаем, что источник тепла плоский, и расположен на глубине залегания кабеля, то есть решаем плоскую одномерную задачу. Греющий кабель расположен над плитой перекрытия и над слоем теплоизоляции (рис. 1).

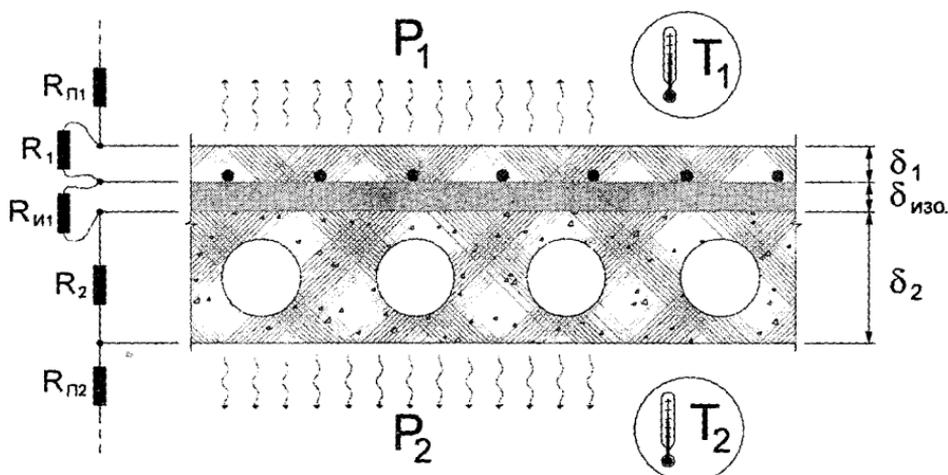


Рис. 1. Схема расположения греющего кабеля в перекрытии

Заметим сразу, что рассматриваемая задача незамкнутая по постановке и по сути. При монтаже вспомогательного отопления – системы «теплый пол» всегда предполагается наличие «внешних» источников тепла, определяющих температуру в помещении. При такой постановке мы можем считать температуры T_1 и T_2 независимыми параметрами. Следовательно, можно записать следующие очевидные соотношения:

$$\begin{cases} P_1 + P_2 = P; \\ \begin{cases} P_1 = \Lambda_1 \times (T_K - T_1); \\ P_2 = \Lambda_2 \times (T_K - T_2), \end{cases} \end{cases} \quad (1)$$

где: P – Вт/м² (полный тепловой поток, создаваемый кабелем);

T_1 – температура воздуха внутри помещения, °С ;

T_2 – температура воздуха под основанием (потолок соседа, подвала и т.п.), °С;

ТК – температура условного нагревателя (температура бетона в плоскости залегания кабеля), °С ;

$\delta_{нз}$ – толщина теплоизоляции, м;

δ_1 – толщина стяжки над кабелем, м;

δ_2 – толщина основания (бетонная плита перекрытия), м;

R – приведенный коэффициент теплового сопротивления слоев;

R_1 – плотность теплового потока вверх, Вт/м² ;

R_2 – плотность теплового потока вниз, Вт/м² ;

Λ_1 – коэффициент теплопроводности слоев, лежащих над кабелем (с учетом теплового сопротивления “поверхность пола - воздух” $R_{п1}$);

Λ_2 – коэффициент теплопроводности слоев, лежащих под кабелем (с учетом теплового сопротивления “поверхность перекрытия - воздух” $R_{п2}$).

Принимая во внимание эквивалентную схему тепловой цепи, можно записать:

$$\Lambda_B = \frac{\lambda_{Б1} \cdot x \cdot \alpha_B}{\delta_1 \cdot x \cdot \alpha_B + \lambda_{Б1}}, \quad (2)$$

$$\Lambda_2 = \left(\frac{\delta_2 \cdot x \cdot \alpha_B + \lambda_{Б2}}{\lambda_{Б2} \cdot x \cdot \alpha_B} + \frac{\delta_{нз}}{\lambda_{нз}} \right), \quad (3)$$

где

$$R_{п1} = R_{п2} = 1/\alpha_B,$$

α_B – коэффициент теплоотдачи от нагретой поверхности в воздух для внутренних помещений, °С

согласно СНиП $\alpha_B \cong 9$ Вт/м²°С ;

$\lambda_{Б1}$ – удельная теплопроводность цементно-песчаной стяжки над кабелем;

$\lambda_{Б2}$ – удельная теплопроводность плиты перекрытия;

$\lambda_{нз}$ – удельная теплопроводность теплоизолятора.

При отсутствии теплоизолятора ($\delta_{нз} = 0$) формула для Λ_2 принимает вид:

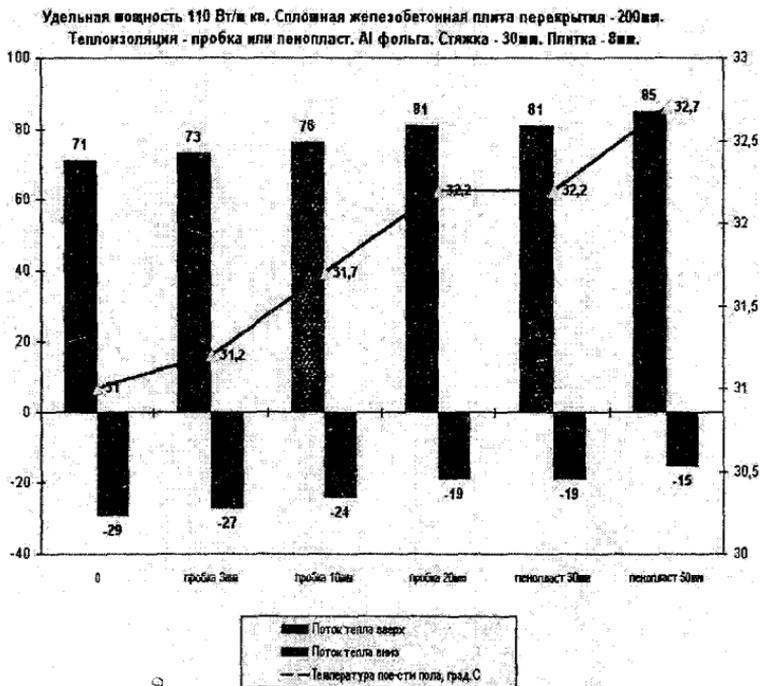
$$\Lambda_2 = \frac{\lambda_{Б2} \cdot x \cdot \alpha_B}{\delta_2 \cdot x \cdot \alpha_B + \lambda_{Б2}}. \quad (4)$$

Можно решить эту систему уравнений относительно тройки параметров, считая остальные параметры заданными. Например, можно

получить выражение для теплового потока P_1 , направленного вверх, тем самым оценив эффективность системы:

$$P_1 = \frac{P + (T_2 - T_1) \times \Lambda_2}{(1 + \Lambda_2 / \Lambda_1)} \quad (5)$$

Пример. Зададим следующие значения рассматриваемых величин:
 $P = 100 \text{ Вт/м}^2$; $T_1 = 25^\circ\text{C}$; $\delta_1 = 0,04 \text{ м}$; $\delta_2 = 0,25 \text{ м}$; $\lambda_{B1} = \lambda_{B2} \cong 1 \text{ Вт/м}^\circ\text{C}$; $\alpha_n \cong 9 \text{ Вт/м}^2\text{C}$.



Графики зависимости $P_1(T_2)$ для данного примера представлены на рис.2.

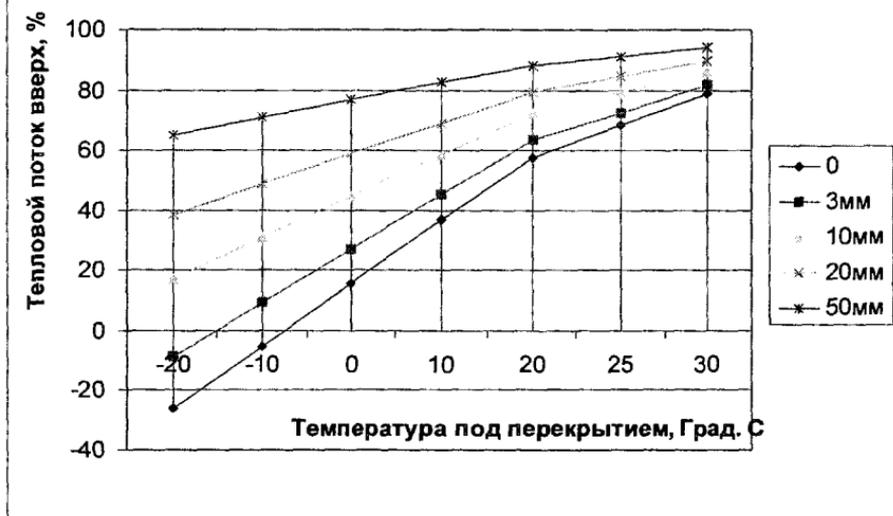
Рис. 2. Распределение тепловых потоков и температуры поверхности

Зависимость $P_1(\delta_{из})$ можно построить в явном виде, где как параметр будет выступать T_2 — температура воздуха под перекрытием. Принимаем $\lambda_{из} = 0,04 \text{ Вт/м}^\circ\text{C}$.

На рис.3 показана зависимость от толщины теплоизоляции величины теплового потока вверх от греющего кабеля.

Из этих графиков можно оценить эффективность применения теплоизоляции для разных условий эксплуатации системы «теплый пол».

Рис 3. Зависимость теплового потока вверх (%) от толщины изоляции под кабелем



Например, при наличии внизу теплого помещения (типичная картина для многоэтажных домов) и температуры под потолком в этом помещении близкой к 25°C, эффективность применяемых теплоизоляционных материалов низкая и необходимость ее применения далеко не очевидна.

С уменьшением температуры под основанием пола (холодный подвал, балкон, земля и т.п.) и увеличением толщины теплоизоляции эффективность системы «теплый пол» значительно возрастает. При установке системы на балконе и при отсутствии теплоизолятора вообще невозможно достичь желаемого эффекта!

ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ РЕСУРСІВ ПАРСИЛОВОГО ГОСПОДАРСТВА

Розглянуто методи ефективності використання енергетичних ресурсів на прикладі управління технологічними процесами в умовах паросилового господарства Київського комбінату будіндустрії. Подано резерви зниження використання палива в котельних установках. Розкрито деякі особливості, які потрібно враховувати при розробці приладів та систем автоматизованого контролю температури деяких середовищ при виконанні відповідних технологічних процесів паросилового господарства.

Для сучасних промислових виробництв (особливо будівельної галузі) характерні значні питомі витрати енергії на продукцію, що ними випускається. На величину загальних витрат енергії в технологічних системах будівельних виробництв суттєво впливає удосконаленість кожного енергетичного процесу в кожному окремому вузлі. Економія енергії в сучасних системах теплопостачання промислових процесів досягається раціональним вибором параметрів теплоносіїв, параметрів таких водонагрівачих котлів, характерною особливістю яких є досягнення конденсації пари з газів, для чого необхідно забезпечити температуру поверхні теплообмінних труб нижчу від температури точки роси, яка для продуктів згоряння природного газу становить 54 – 58⁰С.

Розглянемо деякі методи ефективності використання енергетичних ресурсів, наприклад управління технологічними процесами паросилового господарства в умовах Київського комбінату будіндустрії.

Зазначимо, що Київський комбінат будіндустрії – це велике, енергетично потужне підприємство з випуску будівельних матеріалів. Тут виробляють залізобетонні вироби, лінолеум, м'яку покрівлю, теплоізоляційні дерево-волокнисті плити типу ДВП, ізоляційні мінерало-ватні мати, клей КДП.

Технологічні потреби виробництва забезпечуються потужним енергетичним господарством паросилового цеху (ПСЦ), на озброєнні якого знаходяться дві потужні компресорні станції та котельня.

Об'єктом нашої уваги, в плані підвищення ефективності використання енергетичних ресурсів (природного газу), є приміщення з водонагрівальними котлами (котельня). Теплове навантаження користувачів покривається чотирма котлоагрегатами продуктивністю по 50 т пари за годину з параметрами пари $P_n=13$ атм., $t_n=320^{\circ}\text{C}$.

Модернізація технологічного та енергетичного обладнання, використання сучасних можливостей автоматичного управління технологічними процесами дає можливість підвищити коефіцієнт корисної дії і зменшити вихід вторинних теплових відходів. Утилізація теплоти газів, що відходять, є основним резервом зниження тепловикористання на будь-якому підприємстві.

Найбільшим резервом зниження використання палива в котельних установках є використання тепла вихідних продуктів згоряння в теплоутилізаторах (ТУ). Проектування і будівництво котлоагрегатів проводилось із розрахунку на використання в якості палива в основному твердого (вугілля) та рідкого (мазут).

Проте останнім часом використовується виключно природний газ. При згорянні цього палива утворювані димові гази мають шкідливі домішки, які при зниженні температури випадають у вигляді корозійно-активних розчинів.

Для експлуатації теплоенергетичного обладнання важливе значення набуває контроль за температурою газів, при якій має місце випадання таких розчинів. Наявність контролю температури (тим більш автоматичного або автоматизованого) дає змогу обслуговуючому персоналу прийняти своєчасні заходи по запобіганню корозії обладнання. Вимірювання температури точки роси димових газів це окреме питання, якому автори приділяють у своїх дослідженнях особливу увагу.

При розробці таких приладів і методів контролю треба враховувати особливості димових газів. У складі димових газів залежно від сорту палива є відповідні домішки (сірки, азоту, води тощо), які при зниженні температури можуть кондиціонуватись з утворенням розчинів сірчаної та азотної кислоти, потрійних систем $\text{H}_2\text{O}-\text{SO}_3-\text{NO}_2$, а при спалюванні деяких палив можливі по

дві пари НСІ з утворенням подвійних або потрійних систем у рідинній фазі. Є й інші особливості, які теж негативно впливають на роботу котлоагрегатів по виробництву пари і які також треба враховувати при розробці систем автоматичного контролю не тільки температури точки роси димових газів, а й при контролі температури інших параметрів.

Слід відмітити, що при роботі на природному газі можливе глибоке охолодження продуктів згоряння, нижче від температури точки роси, з утилізацією не тільки явного (фізичного), але й прихованого тепла конденсації наявної в димових газах водяної пари.

Для прийняття рішення про доцільність використання ТУ необхідно мати відомості про кількість тепла, що може бути отримано в даному ТУ при умові охолодження продуктів згоряння до заданої температури. Аналогічне завдання виникає при необхідності визначення теплової потужності експлуатованого ТУ у випадку відсутності витратомірів нагрітого цільового продукту (ЦП).

Визначення параметрів ТУ необхідне для включення його в автоматизовану систему управління технологічним процесом (АСУ ТП) виробництва пари у вигляді додаткової відгалуженої ланки. АСУ котлоагрегатом здійснює управління такими параметрами, як подачею газу, подачею живильної води, нагнітанням повітря, відсосом димових газів та підтриманням розрідження у топоці. Кількісні величини цих параметрів, а також їх співвідношення постійно змінюються залежно від використання пари споживачами.

Відповідно до нормативного методу для визначення розрахункової теплової потужності ТУ по зворотному тепловому балансу необхідно мати дані про елементарний склад природного газу, що ускладнює використання цього методу в практичних розрахунках. Крім того, метод дає змогу визначити приховану теплоту конденсації водяної пари у продуктах згоряння.

Другим резервом економії енергетичних ресурсів ПСЦ є раціональне використання електроенергії. Порушення технологічних режимів, неправильна експлуатація і незадовільний стан електричного господарства, несвоєчасна профілактика стають джерелом другого виду втрат – понад нормативних або нераціональних витрат електроенергії.

Для реалізації найбільш значних резервів економії електроенергії, основаних на впровадженні принципово нових енергозберігаючих технологій, необхідна розробка нових процедур і алгоритмів збору і обробки даних про електровикористання, постановки і вирішення задач, пов'язаних з використанням сучасних засобів механізації і автоматизації для отримання фактичних даних про електровикористання.

Великі можливості в економії електроенергії виявляються при реалізації нових енергозберігаючих принципів оптимізації структури і параметрів систем регулювання електроустановок. Використовуючи динамічні і статистичні параметри, нові принципи повинні також використовуватись при компенсації реактивної потужності, симетруванні і боротьбі з вищими гармонійними струмами і напругами.

Реалізація перерахованих заходів на підприємстві дасть змогу економити 15 – 20% енергетичних ресурсів, що безперечно приведе до зниження собівартості та зростання конкурентоспроможності продукції.

Список літератури

1. Семенюк Л.Г. Методика визначення теплової потужності теплоутилізатора. – М.: Промислова енергетика. – 1992. – №4.
2. Кабалдін Г.С. Рационалізація енерговикористання в процесі модернізації технологічного і енергетичного обладнання. – М.: Промислова енергетика. – 1992. – №10.
3. Тепловий розрахунок котельних агрегатів (нормативний метод). – М.: Енергія, 1873.
4. Мінесв Р.В. Комплекс заходів для визначення резервів економії електричної енергії в промисловості. – М.: Промислова енергетика. – 1992. – №11.

УДК 621.3.01

Е. П. Григоровский, доктор технических наук, профессор
Киевский национальный университет строительства и архитектуры

МИКРОПРОЦЕССОРЫ И УПРАВЛЕНИЕ ПОТОКАМИ ЖИДКОСТИ И ГАЗОВ

Проектирование, расчет и исследование сетевых систем теплогазоснабжения в настоящее время рационально выполнять с

привлечением современных средств вычислительной техники. В статье дается краткая характеристика и методика построения на базе современных полупроводниковых микропроцессорных устройств.

В системах управления потоками, как правило, при принятии решения производятся вычислительные работы, при этом должна обрабатываться большая по объему информация. В этой связи становится целесообразным включение ЭВМ в систему управления. Но ранее выпускавшиеся ЭВМ относительно громоздкие и дорогостоящие, пригодны лишь для ограниченного пользования. К таким ЭВМ часто не могут быть подключены локальные устройства управления технологическими и энергетическими установками, затруднительно их использование в системах со многими рассредоточенными объектами.

Не мыслилось включение ЭВМ обычного вида в портативные устройства управления и контроля.

Положение коренным образом изменилось в настоящее время с появлением микропроцессоров и микро-ЭВМ. Использование их является перспективным как для различных отраслей техники, так и для управления системами теплогазоснабжения и кондиционирования микроклимата.

Следует отметить, что расходомеры и счетчики расхода применяются во многих системах управления движением проточных сред. От них поступает первичная информация о расходе жидкости или газа, используемая при формировании управляющих сигналов. Проведенные исследования показали, что с помощью микропроцессоров может быть значительно повышена точность вычисления скорости течения среды за заданное время.

Микропроцессорные средства вычислительной техники и техники управления разрабатываются во всем мире исключительно интенсивно. Большие успехи достигнуты в этой области и в Украине.

Объем выпуска изделий с применением микроэлектронной техники – интегральных схем, микропроцессоров (МП) и микро-ЭВМ возрос на сегодняшний день более чем в 4 раза и еще в 1985 году превысил 2,5 млрд. рублей. На базе МП строятся сейчас и сложные вычислительные комплексы, применение которых в области управления тоже имеет большое практическое значение. Создание МП и микро-ЭВМ оказалось возможным благодаря успехам микроэлектронной техники: было освоено изготовление

больших интегральных схем (БИС), примененных в микропроцессорах и микро-ЭВМ, представляющих собой миниатюрную пластинку шириной и длиной всего в несколько миллиметров и толщиной в десятые доли миллиметра, где размещается большое количество микроскопических электронных элементов (транзисторов, диодов конденсаторов, резисторов). Применяются также интегральные схемы (ИС) с малой (МИС), средней (СИС) и сверхбольшой (СБИС) степенью интеграции элементов.

Микропроцессор (МП) – это БИС (или СБИС), предназначенная для программно-управляемой обработки данных, или, как ее по-другому называют, с программируемой логикой. Иногда МП строят на нескольких БИС, а также используют вместе с БИС схемы с меньшей степенью интеграции элементов.

Микро-ЭВМ включает в себя МП, устройства памяти и устройства связи с периферийными органами.

Для построения микро-ЭВМ чаще всего используется несколько кристаллов, но на базе СБИС в настоящее время выполняются и однокристалльные микро-ЭВМ.

На основе МП разработаны устройства вычисления мгновенного и суммарного расхода газа, что позволило применить в вычислительной системе программное запоминающее устройство (ПЗУ). Разработан и алгоритм расчета газа, реализуемый микропроцессорным устройством. Этим алгоритмом предусмотрено использование подпрограмм выполнения типовых операций. При этом основная программа вычисления расхода газа занимает менее 256 16-разрядных слов. На базе современной полупроводниковой техники созданы и микропроцессорные регуляторы. Одним из видов регуляторов-стабилизаторов параметров процесса в системах теплогазоснабжения и вентиляции являются ПИД-регуляторы.

В настоящее же время в регуляторах, построенных на базе отечественных микро-ЭВМ, предусмотрена возможность реализации шести различных законов регулирования. Поэтому выполняемые функции их значительно шире, чем в обычных ПИД-регуляторах.

По мере общего развития микропроцессорной техники становится возможным усовершенствование микропроцессорных ПИД-регуляторов, что важно и для применения последних при управлении потоками жидкостей и

газов. Уже первый из созданных микропроцессоров был использован для построения ПИД-регуляторов, предназначенных для регулирования расхода жидкости, для регулирования расхода газа и для применения в системе управления распределением целевых продуктов в инженерной сети. При разработке этого регулятора была предусмотрена возможность настройки регулятора по сигналам, поступающим от ЭВМ, более высокого уровня и от других регуляторов.

В рассматриваемой нами области техники могут применяться микропроцессорные регуляторы общепромышленного назначения. Вместе с тем все большее количество исследований и разработок направлено на создание специализированных микропроцессорных устройств и регуляторов, предназначенных для использования при управлении потоками газов и жидкостей.

Список литературы

1. **Беляев Г.Б., Кузицин В.Ф.** Технические средства автоматизации в теплоэнергетике. – М.: Энергоиздат, 1982.
2. **Вершинин О.Е.** Применение микропроцессоров для автоматизации технологических процессов. – Л.: Энергоиздат, 1986.

ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ, НЕТРАДИЦІЙНІ ДЖЕРЕЛА ЕНЕРГІЇ

УДК 621.036

М.В.Степанов, кандидат технічних наук

Ю.П.Александрук, магістр

Київський національний університет будівництва і архітектури

ЕКСЕРГЕТИЧНА ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ В СИСТЕМАХ ВИКОРИСТАННЯ ВТОРИННИХ ЕНЕРГОРЕСУРСІВ

Розглянуто метод ексергетичного аналізу систем енергоспоживання, який дає можливість оцінювати якість використовуваної енергії, її працездатність. Ексергетичний коефіцієнт корисної дії на відміну від термічного більш правильно характеризує ефективність теплотехнічних установок в системах тепловикористання та ступінь їх досконалості. Це стосується і систем з тепловими насосами для використання низькотемпературних джерел енергії.

Для підвищення ефективності будь-якої теплотехнічної системи необхідно або інтенсифікувати процеси окремих ланок цієї системи з метою зменшення відходів теплової енергії, або включати в систему додаткові ланки для використання ексергії низькотемпературних енергоресурсів. Одним з можливих варіантів використання низькотемпературної теплової енергії є застосування теплових насосів в системах витяжної вентиляції або в системах гарячого водопостачання за схемами, запропонованими КиївЗНДІЕП [1].

На рис.1 показана принципова схема використання теплоти витяжного повітря в багатоповерхових житлових будинках. В тепловому насосі нагрівається вода, яка в подальшому може бути направлена на опалення окремих приміщень, наприклад верхніх поверхів будинку, або на інші господарські чи побутові цілі. Автори запропонованої схеми передбачають теплопостачання надбудови житлового будинку взимку та охолодження приміщень влітку.

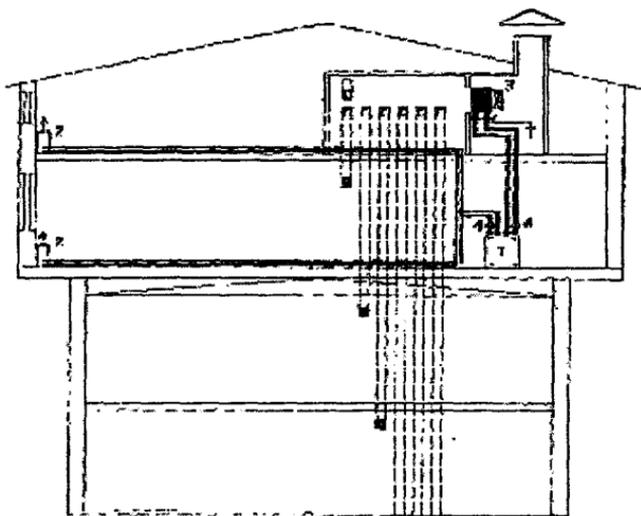


Рис. 1. Принципова схема
тепловикористання
втяжного повітря:
1—тепловий насос;
2—опалювальний прилад;
3—калорифер;
4—циркуляційні насоси

В схемі, зображеній на рис. 2, запропоновано застосування теплових насосів в теплових пунктах для забезпечення гарячого водопостачання в міжопалювальний період за рахунок теплоти води, яка циркулює в системі опалення. Охолоджена у випарнику теплового насоса вода системи опалення охолоджує приміщення житлового будинку.

Наведені схеми тепловикористання низькотемпературних джерел можуть бути застосовані не тільки в житлових, а і в громадських будинках.

Оцінку ефективності теплових процесів виконують частіше всього на основі енергетичного балансу теплотехнічних систем чи установок. Проте при цьому не враховується та обставина, що тепла енергія не завжди має однакову практичну придатність. І ця придатність тим нижча, чим ближча температура джерела теплоти до температури навколишнього середовища. Крім того, енергетичний баланс не завжди дає правильну оцінку ефективності тепловикористання джерела енергії. Наприклад, коефіцієнт ефективності опалення теплового насоса більший від одиниці навіть тоді, коли цей насос недосконалий. Тому для оцінки якості використання джерела теплової енергії необхідне застосування другого закону термодинаміки, а не закону збереження енергії. В цьому разі основним показником якості енергії буде максимальна працездатність системи або її ексергія [2].

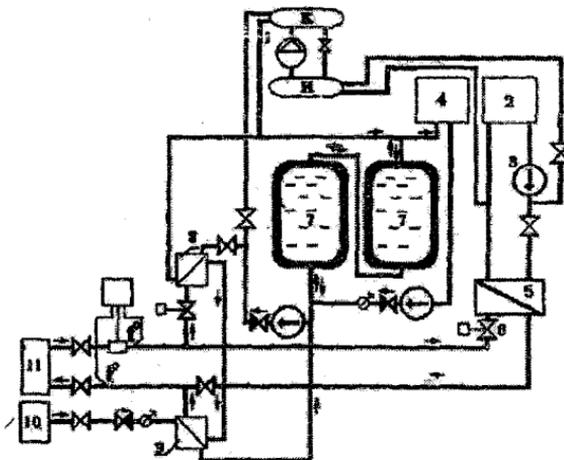


Рис.2. Схема теплового пункту з тепловим насосом:
 1–тепловий насос;
 2–система опалення;
 3–циркуляційний насос;
 4–система гарячого водопостачання;
 5–водопідігрівач системи опалення;
 6–регулюючий клапан;
 7–тепловий акумулятор;
 8–водопідігрівач гарячого водопостачання другого ступеня;
 9–водопідігрівач гарячого водопостачання першого ступеня;
 10–водопровід;
 11–теплова мережа

Математичний вираз першого закону термодинаміки в загальному вигляді для будь-якої термодинамічної системи записується рівнянням

$$\Delta U = \sum_k [L_k] + \sum_i [Q_i] + \sum_j [h_j m_j], \quad (1)$$

де ΔU – зміна загальної внутрішньої енергії системи ;

L_k – енергія-робота, підведена до системи;

Q_i – енергія-теплота , підведена до системи;

$h_j m_j$ - загальна ентальпія перенесеної маси рідини або газу.

В зв'язку зі збереженням балансу мас будь-яке переміщення маси dm через границю системи викликає зміну маси m самої системи , тобто

$$\sum_j [m_j] - \frac{dm}{dt} = 0.$$

Якщо система знаходиться в оточенні навколишнього середовища з атмосферним тиском p_a , то із зміною її об'єму V на величину dV системою

буде виконана робота $p_a \frac{dV}{dt}$, передана в атмосферу. Тобто можна записати

$$\sum_k [L_k] = \sum_k [L_{ek}] - p_a \frac{dv}{dt}, \quad (2)$$

де L_{ek} – ефективна робота , здійснена тілом з температурою T_k .

Після підстановки (2) в рівняння (1) одержимо рівняння енергетичного балансу будь-якої термодинамічної системи:

$$\sum_k [L_{ek}] + \sum_i [Q_i] + \sum_j [h_j m_j] - \frac{d(U + p_a V)}{dt} = 0, \quad (3)$$

Запишемо

$$\sum_i [Q_i] = \sum_i [\delta Q_i] + Q_a, \quad (4)$$

де δQ_i – енергія-теплота робочого тіла з температурою T_i ;

Q_a – енергія-теплота, передана від навколишнього середовища з температурою T_a .

Тоді, з урахуванням (4), рівняння (3) можна переписати в дещо в іншому вигляді

$$\sum_k [L_{ek}] + \sum_i [\delta Q_i] + Q_a + \sum_j [h_j m_j] - \frac{d(U + p_a V)}{dt} = 0. \quad (5)$$

Другий закон термодинаміки дає загальне рівняння балансу ентропій

$$\frac{ds}{dt} = \sum_i [s_j \frac{\delta Q_i}{T_i}] + \sum_j [s_j m_j] + \frac{\delta S_i}{dt} = 0, \quad (6)$$

де S – ентропія термодинамічної системи;

s_j – масова ентропія рідини в поперечному перерізі j потоку маси ;

S_i – ентропія, викликана внутрішніми незворотними процесами.

Після заміни δ на границі системи n у формулі (6) $\frac{dS}{dt}$ на

$\sum_n [\frac{dS}{dt}]_n$, $\sum_j [S_j m_j]$ на $\sum_n [S S_j m_j]_n$, а також після відокремлення джерела з

температурою навколишнього середовища T_a , тобто після ще однієї заміни

$\sum_i [s_j \frac{\delta Q_i}{T_i}]$ на $\sum_i [s_j \frac{\delta Q_i}{T_i}] + \frac{Q_a}{T_a}$ рівняння балансу ентропій набуває іншої

форми:

$$\sum_i \left[\int \frac{\delta Q_i}{T_i} \right] + \frac{Q_a}{T_a} + \sum_n \left[\sum_j s_j m_j - \frac{ds}{dt} \right]_n + \frac{\delta S_i}{dt} = 0. \quad (7)$$

Після множення всіх членів рівняння (7) на величину T_a

$$\sum_i \left[\int \frac{T_a}{T_i} \delta Q_i \right] + Q_a + \sum_n \left[\sum_j T_a s_j m_j - \frac{d}{dt} (T_a S) \right]_n + T_a \frac{\delta S_i}{dt} = 0. \quad (8)$$

Підстановка значення Q_a з рівняння (8) у рівняння (5) дає загальне рівняння ексергетичного балансу термодинамічної системи

$$\sum_k [L_{ek}] + \sum_i \left[\left(1 - \frac{T_a}{T_i} \right) \delta Q_i \right] + \sum_n \left[\sum_j (h_j - T_a s_j) m_j - \frac{d}{dt} (U_e - T_a S) \right]_n - T_a \frac{\delta S_i}{dt} = 0. \quad (9)$$

Рівняння (9) приводять автори [3], посилаючись на [4]. Вираз $T_a \delta S = \Delta E_x$ в рівнянні (9) носить назву рівняння Гюї-Стодоли і характеризує втрату максимальної працездатності /ексергії/ через незворотність термодинамічного процесу.

Формулу для визначення працездатності термодинамічної системи дає Грассман П. [5].

$$L_{\max} = \sum_k [L_k] + \sum_i \frac{T_i - T_a}{T_i} Q_i + \sum_j [(h_j - h_a) - T_a (S_j - S_a)]. \quad (10)$$

Аналогічні аналітичні залежності для визначення максимальної технічної роботоzдатності наводять А.І.Андрющенко [6], О.М.Алабовський, І.А.Недужий [7].

Ексергетична втрата як функція ентропії зумовлена втратою енергії через тертя рідини. У випадку, коли її температура T залишається незмінною,

$$\Delta E_x = \frac{T_a}{T} R, \quad (11)$$

де $R = T \delta S$ – дисипація, зумовлена тертям рідини .

Як видно з графіка на рис. 3 :

$$\Delta E_x < R, \text{ при } T > T_a, \frac{T_a}{T} < 1;$$

$$\Delta E_x = R, \text{ при } T = T_a, \frac{T_a}{T} = 1;$$

$$\Delta E_x > R, \text{ при } T < T_a, \frac{T_a}{T} > 1.$$

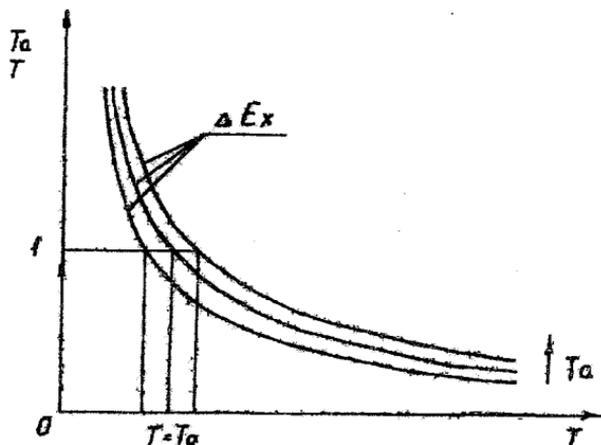


Рис. 3. Зміна відношення $\frac{T_a}{T}$ та ексергетична втрата ΔE_x в залежності від температури T з параметром T_a

Ексергетичні втрати тим більші, чим нижча температура, при якій відбуваються термодинамічні процеси.

Ексергетичний коефіцієнт корисної дії циклу теплового насоса визначається з рівняння

$$\eta_{ex} = \frac{E_{x_Q}}{E_{x_L}} = \frac{E_{x_L} - \Delta E_x}{E_{x_L}} = 1 - \frac{\Delta E_x}{E_{x_L}} \leq 1, \quad (12)$$

де E_{x_Q} – ексергія одержаної теплової енергії;

E_{x_L} – ексергія підведеної до теплового насоса електричної чи механічної роботи.

Аналіз формули (12) показує, що η_{ex} :

- завжди нижчий 1;

- дорівнює нулю при $T = T_a$;

- для даної температури T зменшується, якщо T_a збільшується.

Рис. 4 ілюструє зміну ексергетичного коефіцієнта корисної дії залежно від температури теплового джерела T при постійній температурі навколишнього середовища T_a .

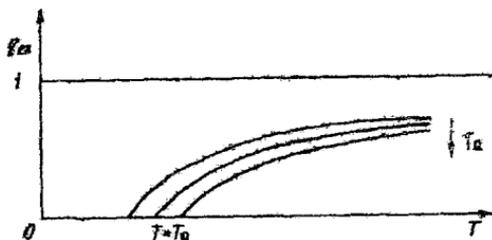


Рис.4. Ексергетичний к.к.д. η_{ex} в залежності від температури теплового джерела T з параметром T_a

Наприклад, для теплових насосів фірми CIAT [1], ексергетичний коефіцієнт корисної дії $\eta_{ex} = 0,52 \dots 0,54$, тоді коли їх коефіцієнт ефективності опалення досягає значення $\epsilon = 3,4 \dots 3,6$.

Список літератури

1. Энергосбережение в зданиях. Центр энергосбережения КиевЗНИИЭП, 1997, №2, 2000, 1.
2. Шаргут Я., Петела Р. Эксергия. М.: Энергия, 1968. – 280 с.
3. Lucien B. Thermodynamique et energetique. Presses polytechniques romandes. Lausanne, 1983. – 720 p.
4. Baehr H. D., Bergmann E., Bosnjakovic F., Grassmann P., Van Lier J.J.C., Rant Z., Rogener H., Schmidt K.R. – Energie und Exergie. VDI, Dusseldorf, 1965.
5. Грассман П.К. К обобщенному определению понятия коэффициента полезного действия. В кн. Вопросы термодинамического анализа / эксергетический метод / Под. ред. В. М. Бродянского. – М.: Мир, 1966. – 247 с.
6. Андрущенко А. И. Основы технической термодинамики реальных процессов. – М.: Высшая школа, 1967. – 267 с.

УДК 697.329.001.24

Н.А.Швачко, кандидат технічних наук, доцент

А.В.Приймак, кандидат технічних наук, доцент

Київський національний університет будівництва і архітектури

Луцький державний технічний університет

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВАКУУМОВАНОГО КОЛЕКТОРА СОНЯЧНОЇ ЕНЕРГІЇ ДЛЯ ГЕЛІОСИСТЕМ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

Значне підвищення цін на паливо та підвищення вимог до охорони навколишнього середовища змушують прогнозувати більш широке розповсюдження систем сонячного теплопостачання на території України.

Перспективними є плоскі колектори із селективним поглинаючим покриттям і скляні трубчасті колектори з вакуумною ізоляцією. Дослідження вакуумованого колектора сонячної енергії з різними типами концентраторів наведені на експериментальному стенді. Результати досліджень представлені в графічному вигляді у порівнянні з іншими вакуумованими колекторами.

Плоскі сонячні колектори, що випускаються в нашій країні [1], характеризуються невисокою ефективністю і тому придатні лише для систем сонячного гарячого водопостачання. Перспективними є плоскі колектори із селективним поглинаючим покриттям і скляні трубчасті колектори з вакуумною ізоляцією.

Ефективність колектора можна підвищити збільшенням його оптичного ККД і зменшенням коефіцієнта тепловтрат, що досягається застосуванням у конструкції колектора:

- вакуумної ізоляції променепоглинаючої поверхні абсорбера, що забезпечує зниження до мінімуму тепловтрат теплопровідністю і конвекцією;
- селективного покриття на променепоглинаючі поверхні з високою поглинаючою здатністю в діапазоні короткохвильового (до 2 мкм) сонячного випромінювання і низькою випромінюваністю в інфрачервоній області;

- концентратора сонячної радіації, що знижує тепловтрати випромінюванням внаслідок зменшення площі поверхні, що поглинає сонячне випромінювання;
- променепрозорих структур, що придушують конвекцію повітря в просторі між абсорбером і заскленням.

Показники теплової ефективності сонячних установок теплопостачання з колекторами різних типів: ККД сонячного колектора η_k ; питома теплопродуктивність колектора за розрахунковий період (доба, місяць, рік) q_k ; річний (місячний) ступінь заміщення теплового навантаження f ; загальний ККД сонячної установки η_p ; річна (місячна) економія теплоти від традиційного джерела $q_{\text{зв}}$ віднесена до 1 м^2 площі поверхні колектора сонячної енергії.

Один з найбільш раціональних способів одержання високих експлуатаційних характеристик геліоустановок — вакуумна ізоляція в колекторі. Оптимальний ступінь вакуумування скляної оболонки колектора, при якому можна практично знехтувати кондуктивно-конвективними тепловтратами, згідно з [2]

$$P = kT^2 / [\sqrt{2} \pi d_m^2 \{ (T+C) \}], \quad (1)$$

де P – абсолютний тиск повітря у вакуумованій оболонці, Па;

T – температура повітря, К;

k – постійна Больцмана;

l – довжина вільного пробігу молекули повітря, м;

d_m – діаметр молекули, м;

C – постійна Сазерленда (для повітря 112 К).

У колекторів (у вигляді судини Дьюара), де приплив молекул повітря від скла малий і можна максимально зменшити визначуваний розмір вакуумованого обсягу, ступінь вакуумування 1,5 Па.

Мета теплових випробувань сонячних колекторів – визначити миттєве значення ККД колектора η_k , постійну часу колектора τ_0 і коефіцієнт $K(i)$, що враховує вплив кута падіння сонячних променів i на оптичний ККД колектора η_0 [3—5].

Миттєвий ККД колектора без концентрації сонячного випромінювання

$$\eta_k = \frac{Q_k}{\dot{A}I_k} = \frac{mc_p}{\dot{A}I_k} (T_{TK} - T_{TH}) = F'(\tau\alpha)_e - F'K_k \frac{T_{cep} - T_B}{I_k} = F_R(\tau\alpha)_e - F_R K_k \frac{T_{TH} - T_B}{I_k}, \quad (2)$$

де Q_k — кількість корисної теплоти, вироблена сонячним колектором за 1 с, Вт;

A — площа поверхні колектора, m^2 ;

I_k — щільність потоку сонячного випромінювання на поверхню колектора, $Вт/м^2$;

m — масова витрата теплоносія в колекторі, $кг/с$;

c_p — питома ізобарна теплоємність теплоносія, $Дж/кг \cdot К$;

T_{TH} , T_{TK} , T_{cep} — початкова, кінцева і середня температури теплоносія в колекторі, $К$;

T_B — температура навколишнього середовища (повітря), $К$;

F' — коефіцієнт ефективності теплообміну між ребром променепоглинаючої поверхні і теплоносієм;

$(\tau\alpha)_e$ — ефективна поглинаюча здатність (оптичний ККД) колектора;

K_k — коефіцієнт тепловтрат колектора, $Вт/м^2 \cdot К$;

F_R — коефіцієнт відводу теплоти з колектора.

Коефіцієнт F_R зв'язаний з F' наступним співвідношенням:

$$F_R = \frac{mc_p}{AK_k} \left[1 - \exp\left(-\frac{AK_k F'}{mc_p}\right) \right]. \quad (3)$$

За умови сталості $F'(\tau\alpha)_e$ і $F'K_k$ характеристику колектора можна представити у вигляді лінійної залежності η_k від $(T_{cep} - T_B)/I_k$. На графіку нульова ордината дорівнює $F'(\tau\alpha)_e$ при нормальному падінні сонячних променів на поверхню колектора, а тангенс кута нахилу прямої — $F'K_k$. У дійсності $F'(\tau\alpha)_e$ змінюється зі зміною кута падіння сонячних променів, а $F'K_k$ залежить від температури колектора й умов навколишнього середовища. Замість T_{cep} часто використовується T_{TH} , і тоді за характеристикою колектора визначають $F_R(\tau\alpha)_e$ і $F_R K_k$.

Умови випробувань сонячних колекторів визначаються методикою [3–9]. Так, в експериментах з рідинними колекторами сонячної енергії, відповідно до [1,3], повинні виконуватися наступні умови.

1. Щільність потоку сумарного сонячного випромінювання на поверхню колектора не нижче 630 Вт/м^2 . Піранометр термопарного типу встановлений у площині колектора в місці, де виключається його затінення.

2. Азимут і орієнтація колектора вибираються так, щоб кут падіння сонячних променів на площину колектора під час зняття експериментальних даних не перевищував 30° .

3. Витрата рідкого теплоносія постійна і дорівнює $0,02 \text{ кг/с}$ на 1 м^2 площі поверхні апертури колектора.

4. Для розрахунку параметра $(T_{\text{сер}} - T_{\text{в}}) / I_{\text{к}}$ потрібно не менш чотирьох значень температури теплоносія, причому вони повинні перевищувати температуру навколишнього середовища на $0; 30; 50$ і 70°C (в оптимальному варіанті). Для кожного значення температури необхідно зняти покази чотирьох точок – по дві до і після полудня. Одержуваний при цьому ККД колектора – середньоінтегральна за 15-хвилинний інтервал величина при постійній щільності потоку сонячного випромінювання.

5. Зміна температури теплоносія в колекторі повинна обмірюватись з точністю $\pm 0,1^\circ\text{C}$ двома каліброваними термометрами опору або диференціальною термопарою, приєднаною до потенціометра. Похибки виміру інших величин — витрати теплоносія, температури навколишнього середовища і кута падіння сонячних променів повинні не перевищувати $\pm 1\%$.

Протягом усього періоду випробувань зміна температури повітря має бути не вищою за 30°C , швидкість вітру становити $4,4 \text{ м/с}$. Процедура випробувань однакова для колекторів різних типів. Відповідно до [1,3] виміри проводяться серіями тривалістю 15 хв (але не менше від постійної часу колектора).

Альтернативна методика випробувань колекторів сонячної енергії передбачає два окремі експерименти для визначення оптичного ККД η_0 і коефіцієнта тепловтрат $K_{\text{к}}$ колектора. Перший проводиться з температурою теплоносія в колекторі, що не відрізняється від $T_{\text{в}}$. У даних умовах тепловтрати колектора – нуль, і отже, $\eta_{\text{к}}$ дорівнює $F_{\text{R}} \eta_0$. Другий експеримент проводиться при відсутності надходження сонячного випромінювання на поверхню колектора, тобто при $I_{\text{к}}=0$, краще вночі. При цьому попередньо нагрітий теплоносій пропускається через колектор, де він проохолоджується,

отже, корисна енергія колектора дорівнює його тепловтратам і має знак мінус:

$$q_k = - F_R K_k (T_{T.H} - T_b). \quad (4)$$

Для визначення q_k вимірюють витрата теплоносія і різницю його температур у колекторі. Ефективний коефіцієнт тепловтрат $F_R K_k$ дорівнює тангенсу кута нахилу прямої, що зображує залежність q_k від $T_{T.H} - T_b$. Достойнство даної методики у тому, що величина K_k не залежить від I_k , а результати більш точні.

Постійна часу колектора

$$\tau_o = K \frac{C_k}{C_T}, \quad (5)$$

де K — коефіцієнт, який враховує відмінність температури окремих елементів колектора від температури теплоносія;

C_k, C_T — повні теплоємності, сумарна всього колектора і потоку теплоносія в колекторі, Дж/К, Вт/К.

Якщо $T_{T.H}$ дорівнює T_b і сонячна енергія на колектор не надходить, то відношення різниці температур теплоносія в колекторі в момент часу τ до цієї різниці в початковий момент, коли раптово затінюється колектор,

$$\frac{(T_{T.K} - T_{T.H})_\tau}{(T_{T.K} - T_{T.H})} = \exp\left(-\frac{\tau}{\tau_o}\right) \quad (6)$$

(τ_o — постійна часу колектора, с).

В експерименті з визначення постійної часу колектора $T_{T.H} = T_b + 1^\circ\text{C}$ підтримується в процесі випробування колектора при щільності потоку сонячного випромінювання I_k не нижче 790 Вт/м^2 . Після встановлення постійної $T_{T.K}$ на виході з колектора його швидко затінюють і безупинно записують зміну $T_{T.K}$ у часі. На цьому ж графіку реєструється $T_{T.H}$, потім по ньому визначають τ_o на основі (6).

Залежність η_o від кута падіння сонячних променів i враховується поправковим коефіцієнтом

$$\eta_o(i) = \eta_o(0) * K(i). \quad (7)$$

Для визначення $K(i)$ проводиться випробування колектора з $T_{г.н} = T_{в} \pm 1^\circ\text{C}$, $\eta_K = FR\eta_0$ при різних кутах падіння сонячних променів на поверхню колектора, $i = 0; 30; 45$ і 60°C . Доцільно використовувати стенд із регульованим кутом нахилу колектора до горизонту. У даному випадку всі випробування проводяться опівдні за короткий час.

Експериментальне дослідження проводилося нами з одиничним модулем вакуумованого сонячного колектора, тобто скляною судиною Дьюара, яка запаяна з одного боку (рис. 1а). У середині скляної оболонки розташований абсорбер у вигляді зачорненої мідної пластини, припаяної до U-подібної трубки для циркуляції теплоносія (води). Відповідно до прийнятої методики передбачені вимірювання температури води на вході і виході колектора двома хромель-копелевими термопарами і потенціометром, щільності потоку сумарного сонячного випромінювання, що надходить на поверхню колектора, піранометром П-8М разом з гальванометром ГСА, витрати води ваговим методом, температури навколишнього повітря термометром і швидкості вітру анемометром.

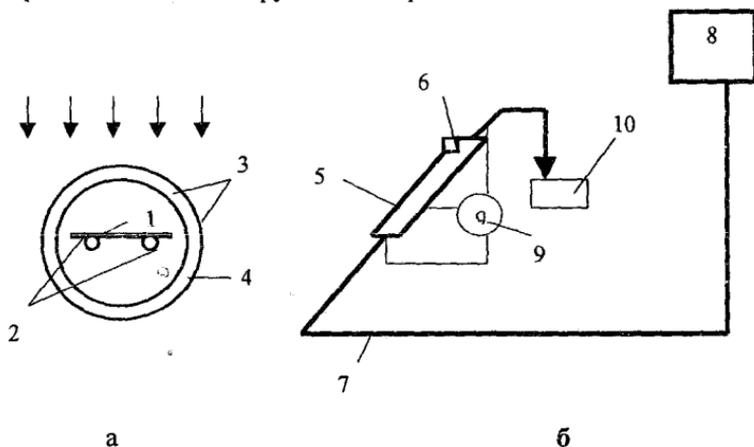


Рис.1. Поперечний розріз вакуумованого колектора сонячної енергії (а) і схема експериментальної установки для дослідження ефективності сонячного колектора (б):

- 1 – променепоглиняльний елемент – зачорнена мідна пластинка;
- 2 – U-подібна трубка для циркуляції теплоносія;
- 3 – прозора скляна оболонка типу судини Дьюара;
- 4 – вакуумований простір;
- 5 – модуль вакуумованого сонячного колектора;
- 6 – піранометр у площині колектора;
- 7 – сполучні трубопроводи;
- 8 – бак холодної води з постійним рівнем рідини;
- 9 – блок вимірювання температур;
- 10 – блок вимірювання витрати теплоносія

Схему установки для проведення вимірювань колектора зображено на рис. 1, б. Вакуумований колектор досліджено з використанням поверхні, розташованої під модулем колектора, двох типів: дифузно і дзеркально відбиває. У третьому варіанті на зовнішню поверхню вакуумованої оболонки колектора наносилось дзеркальне покриття, що було концентратором сонячного випромінювання.

Результати випробувань модуля вакуумованого колектора з поверхнею, яка дифузно відбиває, наведені в таблиці 1.

Таблиця 1

Результати випробувань вакуумованого колектора сонячної енергії

№ випробування	$T_{ТН}, ^\circ\text{C}$	$T_{ТК}, ^\circ\text{C}$	$I, \text{Вт/м}^2\text{К}$	$m, \text{кг/год}$	$T_{В}, ^\circ\text{C}$	$\eta_{к}, \%$	$(T_{сер}-T_{а})/I_{к}, \text{К м}^2/\text{Вт}$
1	29,84	29,0	566,3	4,74	26,4	46,8	0,0027
2	28,15	30,79	632,8	4,62	26,4	49,9	0,0049
3	32,26	37,26	855,0	3,0	26,4	45,1	0,0098
4	33,29	39,45	938,14	2,52	27,1	42,7	0,0098
5	33,74	39,88	944,4	2,88	27,1	48,5	0,0103
6	33,29	40,67	815,7	2,05	26,1	45,5	0,0133
7	34,18	40,89	908,8	2,1	26,1	39,2	0,0126
8	34,47	41,61	898,0	2,22	26,1	45,5	0,0133
9	32,26	36,82	898,2	3,36	26,2	44,1	0,0093
10	33,0	37,41	857,8	3,6	26,1	47,8	0,0106
11	33,40	38,09	810,2	3,18	26,1	47,6	0,0119
12	27,19	31,24	465,7	1,86	25,2	41,7	0,0072
13	35,50	43,94	731,3	1,44	27,7	43,0	0,0164
14	35,0	44,09	795,4	1,68	28,1	42,3	0,0144
15	35,74	44,09	821,7	1,56	29,7	41,0	0,0124
16	36,69	48,29	858,5	1,38	30,1	43,2	0,0144
17	34,32	40,75	792,1	2,40	32,2	50,3	0,068
18	35,50	41,76	765,5	2,40	31,1	50,8	0,0100

Характеристики випробуваного модуля вакуумованого колектора з дифузновідбивною (1) і дзеркальновідбивною (2) поверхнями, лінійним концентратором сонячного випромінювання (3), а також плоского колектора (5) Братського заводу опалювального устаткування і вакуумованого колектора (4) фірми «Філіпс» наведено на рис. 2.

По лінійних залежностях визначені ККД колектора $\eta_{к}$ від параметра $(T_{сер}-T_{в})/I_{к}$, методом найменших квадратів значення $F'(\tau_{а})_{е}$ і $F'K_{к}$. Порівняємо

оптико-теплові характеристики випробуваного нами вакуумованого колектора з іншими сонячними колекторами.

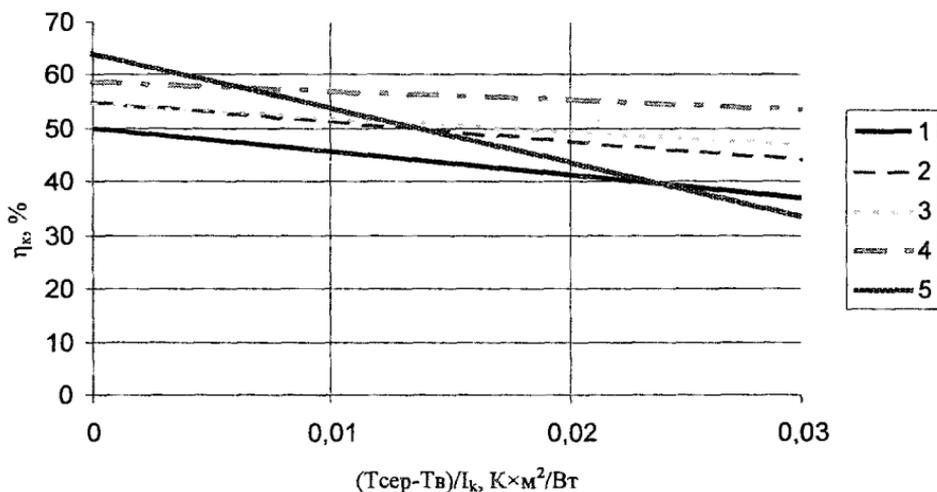


Рис.2

Тип сонячного колектора	$F'(\tau\alpha)_e$	$F' K_{k_s}$ Вт/м ² К
Модуль вакуумованого колектора:		
над дифузновідбивною поверхнею	0,5	4,3
дзеркальновідбивною поверхнею	0,55	3,68
з концентратором на скляній оболонці	0,545	2,55
Вакуумований колектор фірми „Філіпс“ [8]	0,59	1,8
Плоский колектор Братського заводу опалювального устаткування [2]	0,64	10,08

Найбільша ефективність вакуумованого скляного колектора фірми «Філіпс» з тепловою трубкою для передачі теплоти із зони поглинання сонячного випромінювання в зону відведення теплоти. Однак при значеннях $(T_{сер} - T_в) / I_k$ від 0 до 0,005 К·м²/Вт, що відповідають високій щільності потоку сонячного випромінювання і малій різниці температур теплоносія $T_{сер}$ і

зовнішнього повітря T_b , ККД плоского колектора вище ККД інших розглянутих колекторів. Зазначимо, що даний діапазон значень параметра $(T_{сер}-T_b)/I_K$ практично не реалізується, тому порівнювати характеристики колектора має сенс при більш високих величинах цього параметра.

Дзеркально відбивна поверхня, яка підстеляє, і концентратор, напилений на зовнішню поверхню скляної оболонки вакуумованого колектора, підвищують ККД і знижують коефіцієнт тепловтрат. Для систем опалення і технологічного теплопостачання параметр $(T_{сер}-T_b)/I_K$ перевищує $0,02 \text{ K м}^2/\text{Вт}$, при цьому ефективність випробуваних і розглянутих колекторів спадає в такому порядку: вакуумований колектор фірми «Філіпс», вакуумований з концентратором, із дзеркальною, що підстеляє, і дифузійною поверхнями, плоский. Значна перевага колектора фірми «Філіпс» полягає в застосуванні селективних покриттів на променепоглиняльній поверхні абсорбера і на поверхні скляної оболонки. В іншій модифікації вакуумованого колектора цієї фірми коефіцієнт тепловтрат $1 \text{ Вт}/\text{м}^2 \text{ K}$ [6].

Основна область застосування скляних вакуумованих трубчастих колекторів сонячної енергії – геліосистеми теплопостачання цивільних і промислових об'єктів у районах з холодним і помірним кліматом, а також у системах технологічного теплопостачання. Завдяки вакуумуванню скляної оболонки колектора істотно знижуються тепловтрати колектора, отже, зменшується граничне значення щільності потоку сонячної радіації, починаючи з якого колектор дає корисну теплоту. У результаті цього у вакуумованих колекторах можна нагріти теплоносії до $250 \text{ }^\circ\text{C}$, що значно розширює область застосування вакуумованих колекторів. Поки що їхня вартість вища від вартості плоских колекторів в 1,5–2 рази, а технологія виготовлення складніша. Однак відзначається тенденція до зниження вартості виготовлення вакуумованих колекторів, крім того, досягнути прогресу у виробництві високоефективних селективних плоских колекторів [10].

Список літератури

І. Ферт А.Р., Щекіна И.А. Конструкции и расчет солнечных водонагревателей // Водоснабжение и санитарная техника. – 1988. – № 4.

2. Колтун М.М., Матвеев В.Н., Гаврилова И.П. //Гелиотехника. – 1980. – № 5. С. 3–11.
3. ASHRAE Standard 93-77. Method of Itesting to determine thermal performance of solar collectors. N. Y.: ASHRAE Inc. 1977.
4. Фрид С.Е. Методы испытаний тепловых солнечных коллекторов.– М.: Препринт ИВТАН № 3-248. – 1988. – 56 с.
5. Hill J.E., Wood B.D., Reed K.A. Testing solar collectors. In: Advances in Solar Energy. An annual review of research and development/Eds. Boer K. W., Duffie J.A. New York etc.: Plenum Press, 1986. V. 2. P. 349–404.
6. Lazzarin R. M., Grinzato E., Schibuola .L.//INTERSOL'85. Proceedings of 9-th Biennial Congress. ISES. Montreal, 23–29 June, 1985. Oxford etc.: Pergamon Press. 1986. P. 1289–1293.
7. Proctor D.//Solar Energy. 1984. V. 32. P. 377–386.
8. Proctor D.//Solar Energy. 1984. V. 32. P. 387–394.
9. Proctor D.//Solar Energy. 1984. V. 32. P. '395—399.
10. Gilliaert D., Te bald i P. The development of a calculation procedure for the long-term performance prediction of solar domestic hot water systems. In: Advances in Solar Energy Technology. Proc. of the Biennial Congress of the LSES, Hamburg, 13–18 Sept. 1987/Eds. W.H. Bloss, F.Pfieterer. Oxford etc.: Pergamon press. 1988. V. 1. P. 737—741.

ЛОБАЄВ БОРИС МИКИТОВИЧ (1900-1976) –

доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри теплогазопостачання і вентиляції (1949-1976), заступник директора з навчальної роботи (1949-1956). Дійсний член Академії будівництва і архітектури УРСР (1950).



У 2000 році виповнилось 100 років від дня народження Бориса Микитовича Лобаєва, з ім'ям якого пов'язані розвиток в Україні техніки опалення та вентиляції, розробка енергозберігаючих технологій, підготовка та виховання багатьох генерацій висококваліфікованих інженерів та науковців.

Б.М.Лобаєв народився в селі Уланово Глухівського повіту на Сумщині в бідній малоземельній селянській родині. З дев'ятирічного віку пізнав важку працю землероба. У 1922 році вступив до Шосткінського хіміко-технологічного інституту, який закінчив у 1928 році і одержав кваліфікацію інженера (механіко-теплотехніка). В 1932 році закінчив екстерном Харківський механіко-технологічний інститут зі спеціальності котлобудування.

Інженерна діяльність Б.М.Лобаєва почалась у 1928 році. В передвоєнні роки він працював у Харкові в організаціях “Тепло і сила”, “Промвентиляція” та проектному інституті “Південшахтпроект”. Вже в ці роки почалася наукова та педагогічна діяльність Бориса Микитовича. Одночасно з роботою в проектних та виробничих організаціях він працював за сумісництвом у Харківському інженерно-будівельному інституті на

кафедрі опалення та вентиляції на посаді доцента та в Науково-дослідному інституті гігієни праці на посаді керівника сектора промвентиляції.

У 1941 році захистив кандидатську дисертацію.

З 1941 по 1944 рік працював у м. Новосибірськ в Харківському відділенні Державного всесоюзного спеціального проектного інституту №4, на заводах Наркомату боеприпасів, за що в 1945 році його було нагороджено медаллю “За доблестный труд в Великой Отечественной войне 1941-1945 гг.”

В 1944 році починається постійна активна діяльність Бориса Микитовича, пов’язана з вищою освітою. З 1944 по 1949 рік він – завідувач кафедри опалення та вентиляції, декан санітарно-технічного факультету, заступник директора з наукової та навчальної роботи Харківського інженерно-будівельного інституту.

З 1949 року Борис Микитович працює в Київському інженерно-будівельному інституті на посаді завідувача кафедри теплогазопостачання та вентиляції і одночасно – заступником директора КІБІ. У цьому ж році він захистив докторську дисертацію, за що Борису Микитовичу було надано вчений ступінь доктора технічних наук, а потім присвоєно вчене звання професора по кафедрі теплогазопостачання та вентиляції.

В 1950 році Бориса Микитовича було обрано академіком Академії архітектури УРСР; він був членом Президії, академіком-секретарем відділення будівельних наук. В 1956 році Постановою Ради Міністрів УРСР був затверджений дійсним членом Академії будівництва і архітектури УРСР.

В 1956 році Борис Микитович очолив створений за його ініціативою Науково-дослідний інститут санітарної техніки.

З 1962 року Б.М.Лобаєв працює в Київському інженерно-будівельному інституті і до 1976 року очолює кафедру теплогазопостачання та вентиляції.

Б.М.Лобаєв вміло поєднував навчально-методичну та науково-дослідну роботу з активною громадською діяльністю. Протягом багатьох років він був членом об’єднаної науково-технічної ради Мінвузу СРСР; головою секції науково-технічної ради Мінвузу УРСР; керівником Республіканської секції теплогазопостачання та вентиляції науково-технічного товариства Будіндустрії України; членом вчених рад: Київського інженерно-будівельного інституту, Науково-дослідного інституту санітарної

техніки, Всесоюзного науково-дослідного інституту гідротехнічних і санітарно-технічних робіт, а також Почесним членом науково-технічного товариства СРСР.

Діяльність професора Лобаєва Б.М. мала великий вплив на розвиток вітчизняної науки і техніки в галузі теплогазопостачання та вентиляції, енергозбереження, а також суміжних наукових галузей – теплоенергетики, гідравліки, аеродинаміки.

Значні зусилля доклав Б.М. Лобаєв до вирішення важливих теоретичних проблем, пов'язаних з удосконаленням методів гідравлічного та аеродинамічного розрахунку систем опалення, вентиляції, пневмотранспорту матеріалів. Він запропонував ряд оригінальних рішень систем опалення та вентиляції житлових будинків та промислових об'єктів, в тому числі малометальні системи центрального опалення з високотемпературним теплоносієм. Б.М.Лобаєв створив принципово нові оригінальні методи техніко-економічних розрахунків систем. Результати цих досліджень викладені у численних наукових статтях, монографіях, навчальних посібниках.

Разом з учнями Борис Микитович розробив нові технічні засоби, що дають змогу використовувати теплоту низькопотенційних корозійноактивних теплоносіїв з підвищеним вмістом розчинених солей таких, як промислові ВЕР, природні геотермальні води. Серед цих засобів – контактні двоступінчасті, контактні-поверхневі та вакуумні теплообмінники, опалювальні прилади і повітрянагрівачі з полімерних матеріалів. Сьогодні цей напрям є одним з найбільш пріоритетних у розвитку галузі теплогазопостачання та вентиляції, а на той час Б.М.Лобаєв був першим.

Борис Микитович щедро передавав свої знання та величезний виробничий, науковий та життєвий досвід своїм численним учням. Він підготував 40 кандидатів наук, тисячі кваліфікованих інженерів.

За видатні досягнення в науковій та навчальній роботі Б.М.Лобаєв був нагороджений “Орденем Леніна”, “Орденем Знак Пошани” та медалями.

Наукові школи, фундатором яких був Б.М.Лобаєв, атмосфера товариської вимогливості, доброзичливості та добросовісності, створена ним на кафедрі, якою багато років керував, - це найдорожча спадщина, яка підтримується і розвивається його учнями.

Світла пам'ять про нашого вчителя, порядну людину, талановитого педагога, видатного вченого вічно житиме в серцях нинішнього та прийдешніх поколінь його шанувальників.

Ткачук А.Я.

Росковшенко Ю.К.

З М І С Т

ВЕНТИЛЯЦІЯ ТА КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

Е.С.Малкін Н.В.Чепурна	ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПОВІТРЯ В СИСТЕМІ ЛОКАЛЬНОГО МІКРОКЛІМАТУ В РОЗСАДНИХ ВІДДІЛЕННЯХ ТЕПЛИЦЬ	3
П.Л. Зінич		
В.В. Трофімович	АНАЛІТИЧНІ РОЗВ'ЗУВАННЯ РІВНОМІРНОГО РОЗДАВАННЯ ВЕНТИЛЯЦІЙНОГО ПОВІТРЯ ПОВІТРОПРОВОДАМИ ПОСТІЙНОГО ПОПЕРЕЧНОГО ПЕРЕРІЗУ ЗІ ЗМІННОЮ ПО ВИСОТІ ЩІЛИНОЮ АБО ОТВОРАМИ ЗМІННОЇ ПЛОЩІ	8
В.П.Корбут		
Б.В. Давиденко	ОСОБЛИВОСТІ ЧИСЛОВОГО МОДЕЛЮВАННЯ АЕРОДИНАМІКИ ТА ТЕМПЕРАТУРНОГО СТАНУ ПРИМІЩЕНЬ З ТЕПЛОАДХОДЖЕННЯМИ	16
С.С. Жуковський		
П.Л.Зінич		
О.В.Черноус		
О.Р. Кулиняк	ДОСЛІДЖЕННЯ ПОВІТРЯНИХ ПОТОКІВ МІСЦЕВИХ ВСМОКТУВАЧІВ	34
В. Б. Довгалюк	ФОРМУВАННЯ ТА РОЗВИТОК КОНВЕКТИВНИХ ПОТОКІВ БІЛЯ ТЕПЛОВИХ ДЖЕРЕЛ ПРОМИСЛОВИХ ЦЕХІВ	43
ТЕПЛОМАСООБМІН, ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ, ГАЗОПОСТАЧАННЯ		
А.А. Худенко		
М.А. Кириченко	ТЕПЛОВІДДАЧА КЕРАМІЧНОГО ЦИЛІНДРА МАЛОГО ДІАМЕТРА ПРИ ПОПЕРЕЧНОМУ ОБТІКАННІ ЙОГО ПОТОКОМ ПОВІТРЯ.....	57
Е.С. Малкін		
А.В. Тимошенко	ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ РУХУ І ТЕПЛООБМІНУ РІДИНИ І НАСИЧЕНОЇ ВОДЯНОЇ ПАРИ В КІЛЬЦЕВИХ МІКРОКАНАЛАХ	63
С.В.Барановська	ПЕРЕВАГИ КОНТАКТНОЇ КАМЕРИ З РЕГУЛЯРНОЮ ГОФРОВАНОЮ НАСАДКОЮ	69

Е.С.Малкін	
П.М.Гламаздин	
НОВІ ТЕНДЕНЦІЇ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ОПАЛЮВАЛЬНИХ ПРИЛАДІВ.....	74
П.М.Енин	
ЦЕНТРАЛИЗОВАНА СИСТЕМА ЛОКАЛЬНОГО ГАЗОСНАБЖЕННЯ ПОТРЕБИТЕЛЕЙ СЖИЖЕНИМ УГЛЕВОДОРОДНИМ ГАЗОМ (СУГ) ОТ ГЕОТЕРМАЛЬНИХ УСТАНОВОК (ГТУ).....	81
С.Г. Михин.....	93
О.В.Медведев.....	93
КАБЕЛЬНАЯ СИСТЕМА “ТЕПЛЫЙ ПОЛ” РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТОКОВ ТЕПЛА.....	93
Є. П.Григоровський	
В.Я.Хоптій	
ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ РЕСУРСІВ ПАРОСИЛОВОГО ГОСПОДАРСТВА .	98
Е. П.Григоровский	
МИКРОПРОЦЕССОРЫ И УПРАВЛЕНИЕ ПОТОКАМИ ЖИДКОСТИ И ГАЗОВ	101

ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ, НЕТРАДИЦІЙНІ ДЖЕРЕЛА ЕНЕРГІЇ

М.В.Степанов	
Ю.П.Александрук	
ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ В СИСТЕМАХ ВИКОРИСТАННЯ ВТОРИННИХ ЕНЕРГОРЕСУРСІВ	105
Н.А.Швачко	
А.В.Приймак	
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВАКУУМОВАНОГО КОЛЕКТОРА СОНЯЧНОЇ ЕНЕРГІЇ ДЛЯ ГЕЛІОСИСТЕМ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ.....	112

ВИДАТНІ ВЧЕНІ УКРАЇНИ

ЛОБАЄВ БОРИС МИКИТОВИЧ.....	122
-----------------------------	-----

Наукове видання

**ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ
ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ**

Науково-технічний збірник

Випуск 1

Редагування та коректура О.С.Дзюби
Комп'ютерна верстка Т.І.Кукаревої

Підписано до друку 4.12.2001. Формат 60x84^{1/16}.
Папір офсетний. Гарнітура Таймс. Друк на різнографі..
Ум.-друк. арк. 7,44. Обл.-вид.арк. 8.0.
Ум. фарбовідб. 65. Тираж 150 прим. Вид. № 16/П. Замовлення № 257/1.

Редакційно-видавничий відділ КНУБА
03037, Київ-37, Повітрофлотський проспект, 31

Віддруковано в центрі інформаційних технологій Київського
національного університету будівництва і архітектури.

ТЕПЛЫЙ ПОЛ

DEVI®

(Д А Н И Я)

СИСТЕМЫ СНЕГОТАЯНИЯ

на крышах, дорогах, ступенях



- ▲ Настенные конвекторы для жилых и офисных помещений
- ▲ Полотенцесушители электрические
- ▲ Тепловентиляторы 3 ÷ 21 кВт
- ▲ Инфракрасные потолочные обогреватели
- ▲ Подогрев теплиц, газонов футбольных полей

ОФИЦИАЛЬНЫЕ ДИЛЕРЫ В УКРАИНЕ:

Киев	(044) 417-3779	Кировоград	(0522) 27-9472	Одесса	(0482) 29-3944
Киев	(044) 490-8976	Кировоград	(0522) 24-2709	Одесса	(0482) 34-5211
Киев	(044) 295-7776	Кременчуг	(05366) 3-1524	Одесса	(0482) 37-2718
Киев	(044) 266-8122	Кривой Рог	(0564) 29-4817	Полтава	(05322) 7-3776
Киев	(044) 517-6082	Луганск	(0642) 42-0844	Севастополь	(0592) 37-4514
Винница	(0432) 38-4579	Луцк	(03322) 78-478	Харьков	(0572) 17-6632
Днепропетровск	(0567) 78-2330	Львов	(0322) 97-0718	Харьков	(0572) 40-0543
Донецк	(062) 335-2768	Львов	(0322) 33-6255	Херсон	(0552) 24-8247
Донецк	(062) 335-1212	Мариуполь	(0629) 34-1000	Хмельницкий	(0382) 72-9302
Запорожье	(0612) 12-0201	Николаев	(0512) 35-2472	Черновцы	(0372) 58-5183
Запорожье	(0612) 57-1233	Николаев	(0512) 36-3303	Черкассы	(0472) 47-1194
				Ялта	(0654) 32-1820

www.de-vi.com

Представительство ДЕ-ВИ в Украине: Киев - (044) 559 30 54
Сервисный центр: Киев - (044) 417 62 43

DEVI®