

Міністерство освіти і науки України
Київський національний університет
будівництва і архітектури

ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ
ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ

Науково-технічний збірник

Випуск 8

Київ 2005

Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: Науково-технічний збірник. Випуск 8. Головний редактор А. А. Худенко. — К.: КНУБА, 2005. — 120 с.

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

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

Редакційна колегія: А. А. Худенко (головний редактор), Ю. К. Росковшенко (заст. головн. ред.), М. В. Степанов (відп. секретар), Е. С. Малкін, В. М. Михайленко, Є. П. Григоровський, О. Л. Підгорний, В. Є. Писарев, В. В. Трофимович, П. М. Єнін, Н. А. Швачко, А. Ф. Строй, В. П. Корбут, П. Л. Зінич, С. Ю. Прокоф'єв, Г. Глінцерер, С. І. Борисенко.

Адреса редакції: Повітрофлотський проспект, 31, КНУБА
03037, Київ, УКРАЇНА
Телефон 249-72-56

Рекомендовано до випуску Вченою радою КНУБА, протокол № 9 від 24.07. 2005.

Визнаний ВАК України як наукове фахове видання (постанова Президії ВАК України № 1-05/6 від 12.06.2002 р.).

Збірник "Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання" представлений на сайті Національної бібліотеки України ім. акад. В. І. Вернадського www.nbuv.gov.ua.

© Київський національний університет
будівництва і архітектури, 2005

УДК 629.113.06 : 628.83

О. Т. Возняк, канд. техн. наук, доцент
Національний університет
“Львівська політехніка”**ОСОБЛИВОСТІ ЗВОРОТНОГО ПОТОКУ ПРИ ПОДАЧІ
ПОВІТРЯ ПЛОСКИМИ НАСТИЛЬНИМИ СТРУМИНАМИ**

Як відомо, фізичний стан повітряного середовища в технологічних приміщеннях характеризується такими параметрами, як температура, вологовміст, швидкість руху повітря, шум, запиленість, запахи та ін. В робочій (обслуговуваній) зоні таких приміщень мають забезпечуватись нормовані параметри внутрішнього повітря, оскільки від того, наскільки санітарно-гігієнічні параметри мікроклімату технологічних приміщень відповідають фізіологічним потребам людини залежить, в значній мірі, її здоров'я і працездатність. Умови комфорту передовсім визначаються температурою повітря та його швидкістю руху. Ці величини підтримуються засобами вентиляційної техніки і залежать від прийнятої організації повітрообміну та схеми повітророзподілу. При цьому робоча зона знаходиться як у прямому, так і в зворотному потоці припливної струмини. Сукупність вказаних факторів визначає характер повітряних потоків та розвитку вентиляційних струмин у приміщенні [1–6].

Важливість врахування впливу збурення повітряних потоків, у зв'язку з наявністю технологічного обладнання та обслуговуючого персоналу в приміщенні на швидкісні поля повітряних потоків та їх особливості досліджено в [1–6]. У таких умовах необхідно забезпечувати достатньо велику далекобійність припливної струмини. Одним із засобів збільшення її далекобійності є застосування ефекту Коанда, тобто настилення струмини на внутрішні поверхні стін або стелі [1]. Крім збільшення далекобійності, явище настилення струмини на стелю впливає на поле течії, на розширення струмини, на процеси підмішування і погасання швидкості в струмині. Тому найраціональнішою схемою повітророзподілу у випадку з наявністю технологічного обладнання та обслуговуючого персоналу у вироб-

ничому приміщенні з малою висотою є застосування способу подачі повітря в робочу зону настильними струминами. При цьому доцільно запропонувати застосування повітророзподілювачів з великою інтенсивністю погасання швидкості і температури припливного повітря, тобто пристроїв, які забезпечують інтенсивне переміщення припливного повітря з навколишнім [1].

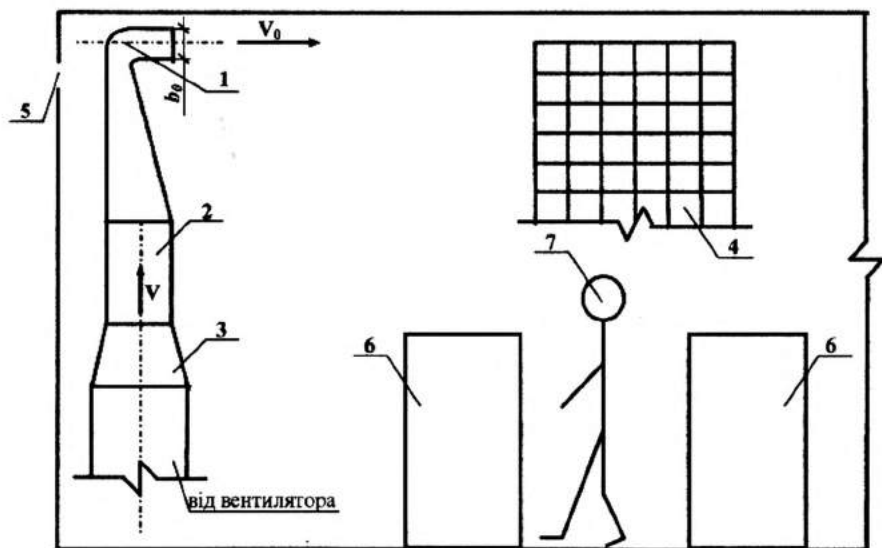


Рис. 1. Схема експериментального стенду:

- 1 – насадок з плоскою повітровипускною щілиною; 2 – повітропровід;
3 – конфузур; 4 – координатник; 5 – витяжний отвір; 6 – технологічне
обладнання; 7 – обслуговуючий персонал

Нині існує значна кількість різноманітних конструкцій повітророзподілювачів та схем роздачі припливного повітря як у верхню, так і в робочу зону приміщень [4; 5; 6], де використовується ефект настилання струмин на внутрішні поверхні стін або стелі, що є достатньо розповсюдженим явищем у вентиляційній техніці.

У цій статті розглядається зосереджений приплив настильними на внутрішню поверхню стелі плоскими охолодженими струминами. Повітророзподільником служить розміщений під стелею (рис. 1) пристрій з прямокутним щілинним отвором із співвідношенням сторін не меншим за 1:15 [1;2].

Характерною особливістю такої схеми повітророзподілу є певне обмеження простору для розвитку прямого та зворотного потоку повітряної струмини стінами, стелею та підлогою приміщення, а також технологічним обладнанням та обслуговуючим персоналом, що створює так зване “стиснення” припливної струмини. Повітряний потік, рухаючись в обмеженому просторі цього приміщення, тобто у “стиснених” умовах, формує плоску стиснену струмину і надходить в обслуговувану зону.

У цій статті розглядається плоска настільна струмина, що спрямовується вздовж виробничого приміщення малої висоти при наявності технологічного обладнання та обслуговуючого персоналу за тупиковою схемою, в якій витяжний отвір розміщений в тій же площині, що і припливний (див. рис. 1). При цьому обслуговувана зона, де знаходяться люди, омивається індукованою струминою зворотного потоку. У зв'язку з цим великого значення набуває питання виявлення закономірностей руху повітря у зворотному потоці. Основна увага тут приділена саме дослідженню закономірностей розвитку повітряної припливної струмини у зворотному потоці.

Мета роботи – дослідження характеру розповсюдження плоских настільних струмин в обмеженому просторі виробничого приміщення малої висоти з наявністю в ньому технологічного обладнання та обслуговуючого персоналу, виявлення закономірностей розвитку повітряної припливної струмини у зворотному потоці та обґрунтування методики розрахунку.

Оскільки сучасні дослідження базуються на виявленні емпіричних закономірностей струминних течій [1], то саме цей спосіб був застосований у цій статті.

Експериментальні дослідження проводились в натурних умовах на стенді, схема якого представлена на рис. 1, при таких умовах та спрощеннях:

- плоска струмина є ізотермічною;
- коефіцієнт погасання швидкості припливних насадок з плоскими повітровипускними щілинами становив $m = 2,5$;
- ширина щілинного отвору змінювалась і становила: $l_o = 300$ мм; $l_o = 450$ мм; $l_o = 600$ мм;
- висота щілини була змінною, а саме: $b_o = 20$ мм; $b_o = 30$ мм; $b_o = 40$ мм;
- витрата повітряного потоку L , змінювалась і становила: $L_1 = 900$ м³/год; $L_2 = 700$ м³/год; $L_3 = 500$ м³/год; $L_4 = 300$ м³/год;
- початкова швидкість повітря при витіканні з припливного насадка знаходилася в межах: $V_0 = 5-15$ м/с;

- швидкість повітря у зворотному потоці розглядалася на відмітці $h = 1,5$ м і була представлена у відносному вигляді $\bar{V} = V_{зв}/V_0$;
- величина \bar{V} залежить від двох відносних координат $\bar{x} = x/l$ і $\bar{y} = (y - y_{zp})/(B - y_{zp})$, де x і y – поздовжня і поперечна біжучі координати, м; l – довжина приміщення, м; B і y_{zp} – відповідно напівширина приміщення і струмини в прямому потоці, м;
- точки біля стіни, які не знаходяться у пограничному шарі, умовно вважалися з координатою $\bar{y} = 1$.

Швидкості і температури руху повітря вимірювались термоелектроанемометром ТА-9. Швидкості повітряного потоку, що перевищували 5 м/с, вимірювались мікроманометром з пневмометричною трубкою Піто-Прандтля. Заміри швидкостей руху повітря в розрахункових точках здійснювалися з використанням координатника із сіткою точок 5×5 см у п'яти поперечних перерізах. У ході експериментальних досліджень були визначені границі припливної струмини в зоні її прямого та зворотного потоку.

Базуючись на експериментальних дослідженнях роздачі повітря в приміщеннях, наведемо відносні швидкості руху повітря у зворотному потоці в табличній формі (табл. 1), а також у вигляді номограми – (рис. 2), тобто представимо двофакторну функціональну залежність $\bar{V} = f(\bar{x}; \bar{y})$, де $\bar{V} = V_{зв}/V_0$.

Таблиця 1

Відносні швидкості у зворотному потоці $\bar{V} (\times 10^{-3})$

$\bar{y} \backslash \bar{x}$	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
0	13	17	25	40	30	18
0,25	20	30	42	55	45	30
0,5	10	12	15	20	18	15
0,75	8	10	12	15	13	12
1,0	7	8	10	12	11	10

На рис. 2 представлена графічна залежність $\bar{V} = f(\bar{x}; \bar{y})$ за даними експериментальних натурних досліджень характеру зміни відносної швидкості у зворотному потоці при розвитку плоскої настільної стисненої струмини в технологічному приміщенні.

Графічну залежність (рис. 2) доцільно апроксимувати поліноміальною залежністю (1):

$$\bar{V} = \sum_{i=0}^m \sum_{j=0}^n a_{ij} \cdot \bar{y}^j \cdot \bar{x}^i, \quad (1)$$

що виражається таким чином:

$$\bar{V} = (10,22 + 21,45 \bar{y} - 35,28 \bar{y}^2 + (88,64 + 13,46 \bar{y} - 159,68 \bar{y}^2) \cdot \bar{x} - (76,41 + 5,62 \bar{y} - 133,92 \bar{y}^2) \cdot \bar{x}^2) \cdot 10^{-3}. \quad (2)$$

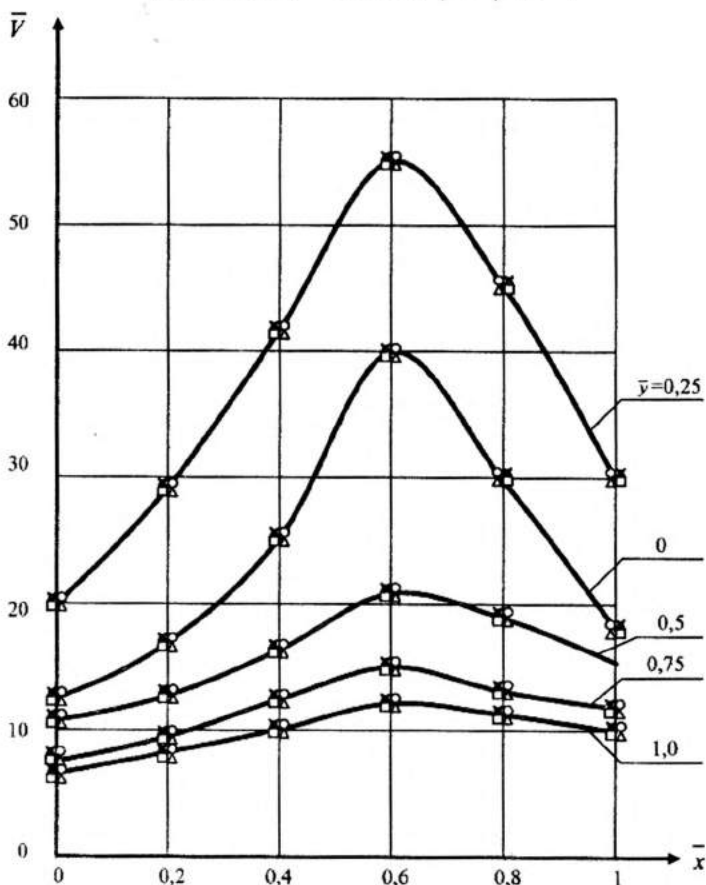


Рис. 2. Номограма для визначення відносних швидкостей у зворотному потоці

Слід відзначити, що для визначення початкової швидкості V_0 необхідно знати величину саме максимальної відносної швидкості у зворотному потоці \bar{V}_{\max} . Для цього, в свою чергу, потрібно дослідити \bar{V} – функцію на екстремум, необхідні умови якого такі: якщо функція $\bar{V} = f(\bar{x}, \bar{y})$ досягає екстремуму при $\bar{x} = \bar{x}_0$, $\bar{y} = \bar{y}_0$, то кожна часткова похідна першого порядку від \bar{V} перетворюється в нуль при цих значеннях аргументів [7; 8].

Диференціюємо в часткових похідних:

$$\frac{\partial \bar{V}}{\partial \bar{x}} = (88,64 + 13,46 \bar{y} - 159,68 \bar{y}^2 - 152,82 \bar{x} - 11,24 \bar{y} \bar{x} + 267,84 \bar{y}^2 \bar{x}) \cdot 10^{-3} \quad (3)$$

$$\frac{\partial \bar{V}}{\partial \bar{y}} = (21,45 + 13,46 \bar{x} - 5,62 \bar{x}^2 - 70,56 \bar{y} - 319,36 \bar{x} \bar{y} + 267,84 \bar{x}^2 \bar{y}) \cdot 10^{-3} \quad (4)$$

Отримуємо систему двох рівнянь з двома невідомими (5):

$$\begin{cases} \frac{\partial \bar{V}}{\partial \bar{x}} = 0 \\ \frac{\partial \bar{V}}{\partial \bar{y}} = 0. \end{cases} \quad (5)$$

Розв'язуючи систему рівнянь (5), знаходимо потрібне значення величин \bar{x}_0 , \bar{y}_0 на деякому відрізку цих аргументів відповідно $[\bar{x}_1; \bar{x}_2]$, $[\bar{y}_1; \bar{y}_2]$. Отже, в результаті обчислень отримуємо координати стаціонарної точки $M(\bar{x}_0, \bar{y}_0)$: $\bar{x}_0 = 0,585$ та $\bar{y}_0 = 0,165$.

Оскільки попередньої впевненості в існуванні максимуму \bar{V} – функції немає, тому потрібне додаткове дослідження, тобто потрібно встановити достатні умови екстремуму. Якщо \bar{V} – функція буде мати в деякому довір'їлі точки $M(\bar{x}_0, \bar{y}_0)$ неперервні другі часткові похідні і якщо в цій точці виконуються необхідні умови, то у випадку, коли другий диференціал.

$$\partial^2 \bar{V} = \sum_{i=1}^2 \cdot \sum_{j=1}^2 \cdot \frac{\partial^2 \bar{V}}{\partial x_i \partial y_j} \Big|_{(\bar{x}_0, \bar{y}_0)}^{\Delta x_i \Delta y_j} \quad (6)$$

є додатньо визначена квадратична форма, то функція $\bar{V}(\bar{x}, \bar{y})$ має в цій точці максимум [8]. У випадку виконання цих умов \bar{V} – функція матиме в точці $M(\bar{x}_0, \bar{y}_0)$ стаціонарне значення, а сама точка M – називатиметься стаціонарною.

Дослідимо на додатню визначеність квадратичної форми (7):

$$\begin{pmatrix} \frac{\partial^2 \bar{V}}{\partial \bar{x}^2} & \frac{\partial^2 \bar{V}}{\partial \bar{x} \partial \bar{y}} \\ \frac{\partial^2 \bar{V}}{\partial \bar{y} \partial \bar{x}} & \frac{\partial^2 \bar{V}}{\partial \bar{y}^2} \end{pmatrix}. \quad (7)$$

Доцільно ввести такі позначення:

$$\frac{\partial^2 \bar{V}}{\partial \bar{x}^2} = A; \quad \frac{\partial^2 \bar{V}}{\partial \bar{y}^2} = B; \quad \frac{\partial^2 \bar{V}}{\partial \bar{x} \partial \bar{y}} = C. \quad (8)$$

Із врахуванням властивості порядку диференціювання в часткових похідних [7]

$$\frac{\partial^2 z}{\partial x \partial y} = \frac{\partial^2 z}{\partial y \partial x}$$

диференціальний визначник Якобіан (J) набуде вигляду:

$$J = \begin{vmatrix} A & C \\ C & B \end{vmatrix}, \quad (10)$$

після розкриття якого отримаємо:

$$J = A \cdot B - C^2. \quad (11)$$

Знаходимо похідні другого порядку в стаціонарній точці $M(\bar{x}_0, \bar{y}_0)$ і визначасмо її характер:

$$A = \frac{\partial^2 \bar{V}}{\partial \bar{x}^2} = (-152,82 - 11,24 \bar{y}_0 + 267,84 \bar{y}_0^2) \cdot 10^{-3} = -0,147 ;$$

$$B = \frac{\partial^2 \bar{V}}{\partial \bar{y}^2} = (-70,56 - 319,36 \bar{x}_0 + 267,84 \bar{x}_0^2) \cdot 10^{-3} = -0,166 ;$$

$$C = \frac{\partial^2 \bar{V}}{\partial \bar{x} \partial \bar{y}} = \frac{\partial^2 \bar{V}}{\partial \bar{y} \partial \bar{x}} = (13,46 - 319,36 \bar{y}_0 - 11,24 \bar{x}_0 + 535,68 \bar{x}_0 \bar{y}_0) \cdot 10^{-3} = -0,006 .$$

При цьому Якобіан складає:

$$J = AB - C^2 = (-0,147 \cdot (-0,166)) - (-0,006)^2 > 0.$$

Враховуючи, що $J > 0$, а $A = -0,147 < 0$, констатуємо, що функція $\bar{V} = f(\bar{x}, \bar{y})$ має максимум: $V_{\max}(0,585; 0,165) = 0,057$. З цієї умови і визначаємо початкову швидкість $V_0 = V_{\text{зв}} / \sqrt{\bar{V}_{\max}}$, де в якості $V_{\text{зв}}$ приймається нормована для обслуговуваної зони швидкість V_n . Це означає, що визначена початкова швидкість V_0 є мінімальною, тобто ця величина є оптимізованою.

На основі отриманих результатів констатуємо:

- встановлено в кількісній формі характеристики та закономірності розвитку плоских настільних стиснених струмин у зворотному потоці;
- отримано розрахункові залежності для визначення параметрів плоских настільних стиснених струмин у зворотному потоці;
- обґрунтовано, що ефективність застосування плоских настільних струмин для подачі повітря в робочу зону технологічного приміщення є високою.

Отримані результати дають змогу розраховувати початкову швидкість припливної плоскої настільної стисненої струмини у виробничому приміщенні незначної висоти з наявністю технологічних струмин обладнання та обслуговуючого персоналу і визначати геометричні параметри повітророзподільного пристрою. Застосування повітророзподільвачів із використанням ефекту настилення плоских струмин дає змогу значно підвищити критерій ADPI (Air Distribution Performance Index) при подачі в технологічне приміщення значної кількості повітря і зменшити, внаслідок цього, матеріаломісткість припливної системи.

Використана література

1. *Гримитлин М. И.* Распределение воздуха в помещениях. – М.: Стройиздат, 1982. – 164 с.
2. *Талиев В. Н.* Аэродинамика вентиляции. – М.: Стройиздат, 1979. – 295 с.
3. *Банхиди Л.* Тепловой микроклимат помещений. – М.: Стройиздат, 1981. – 248 с.
4. *Vozniak O., Kovalchuk A.* Air distribution by opposite non-coaxial air jets // Zbornik prednasok: VII Vedecka Konferencia s medzinarodnou ucastou Kosicko – Lvovsko – Rzeszowska, 2002 р. – С. 173–178.
5. *Возняк О., Ковальчук А., Іванусь Є.* Взаємодія зустрічних неспіввісних струмин // Зб.: “Efektywnosc dystrybucji i wykorzystania ciepła”, Polytechnika Rzeszowska, Solina, 2001 р. – С. 397–403.
6. *Возняк О., Ковальчук А.* Повітророзподіл зустрічними неспіввісними круглими струминами // Наук.-техн. зб. КНУБА “Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання”, вип. 6, 2003 р. – С. 5 – 10.
7. *Пискунов Н. С.* Дифференциальное и интегральное исчисления. Ч.І. – М.: Наука, 1973. – 456 с.
8. *Зорич В. А.* Математический анализ. – М.: Наука, 1981. – 427 с.

ВЛИЯНИЕ ПРЕЦЕССИИ И НУТАЦИИ ВИХРЕВОГО ЯДРА НА УСТОЙЧИВОСТЬ ЗАКРУЧЕННОГО ПОТОКА ГАЗА

В теплоэнергетике область использования закрученных потоков охватывает значительную область, связанную с процессами выработки, транспортировки, передачи и использования тепловой энергии. При этом использование аэродинамики закрученных потоков позволяет интенсифицировать процессы тепло- и массообмена и оптимизировать конструктивные параметры оборудования.

Однако неустойчивость процессов, происходящих вследствие возникновения прецессии вихревого ядра, при степени крутки потока S более 0,6 не дают возможности использовать в полной мере аэродинамические свойства закрученных потоков.

Существующие в настоящее время модели прецессии вихревого ядра в закрученном потоке не учитывают его изменения и предполагают неизменность геометрической формы вихревого ядра в любом поперечном сечении закрученного потока [1].

Модель прецессии вихревого ядра разрабатывалась в предположении, что вихревое ядро находится под воздействием основного вращающегося потока, распределение скоростей в котором соответствует динамическому вращению. Вращение же вихревого ядра описывалось как статическое вращение.

Кроме того, полагая, что на вихревое ядро действует сила динамического давления, а в самом ядре давление определяется как [2]:

$$P = \rho(4\pi\Omega)^2 \ln r, \quad (1)$$

где: ρ – плотность, кг/м³;

Ω – угловая скорость, 1/с;

r – радиус вращения вихревого ядра вокруг оси закрученного потока, м.

На основании уравнений Навье–Стокса и неразрывности потока были получены уравнения для расчета скорости движения

вихревого ядра в плоскости, перпендикулярной поступательному движению закрученного потока (оси Z):

$$V_x = \Omega \sqrt{(x - x_c)^2 + y^2} \cos \alpha; \quad (2)$$

$$V_y = \Omega \sqrt{(x - x_c)^2 + y^2} \sin \alpha; \quad (3)$$

$$\alpha = \text{Arctg} \left(\frac{y \rho c^2 - 2(4\pi\Omega)^2 ((x - x_a)^2 + y^2)}{\rho c^2 (x - x_a) y} \right); \quad (4)$$

$$x_c = y \text{tg} \alpha - x; \quad (5)$$

$$x_a = \sqrt{1 - y^2} + x, \quad (6)$$

где V_x , V_y – скорости движения вихревого ядра в плоскости, перпендикулярной оси Z, м/с; x_c , x_a – расстояния от оси закрученного потока до оси вихревого ядра, м; c – константа.

Результаты расчетов представлены на рис. 1, где показано изменение скорости вихревого ядра в зависимости от удаления его от оси закрученного (основного) потока. Анализ полученного графика показал, что минимальная скорость движения вихревого ядра соответствует области основного потока между зоной обратных токов и внешней его границей (ось координат расположена в центре закрученного потока), что объясняется превалирующим воздействием центробежных сил на границе обратных токов, а на внешней границе – динамическим давлением основного потока на вихревое ядро. Кроме того, минимальная скорость движения вихревого ядра соответствует минимальному воздействию основного потока, то есть данная область является наиболее устойчивой.

Рассмотрение профиля радиальной скорости (рис. 2) показало, что скорость практически постоянна в области основного потока, возрастание ее при удалении от оси, что вызвано увеличением радиуса вращения вихревого ядра, и соответственно увеличением угловой скорости вращения.

Для качественного подтверждения полученных результатов выполнена фотосъемка процесса горения сжиженного газа в закрученном потоке (рис. 3).

На снимке при затемнении видно ярко выраженное вихревое ядро, располагающееся между зоной обратных токов и внешней границей горения, что подтверждает ранее сделанные выводы.

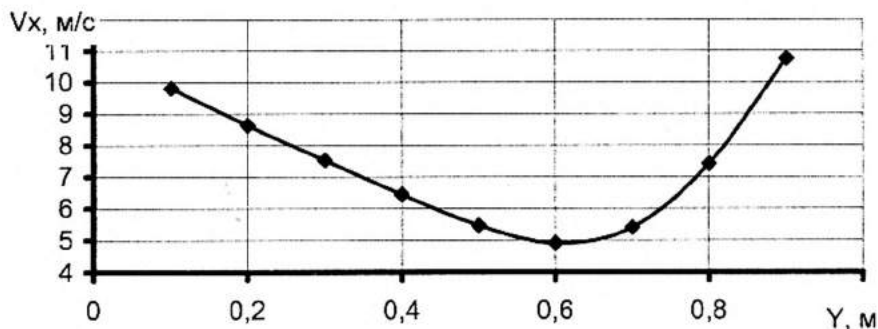


Рис. 1. Изменение аксиальной скорости движения вихревого ядра

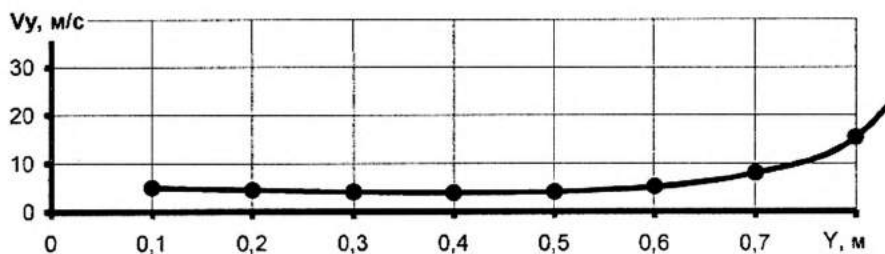


Рис. 2. Изменение радиальной скорости движения вихревого ядра

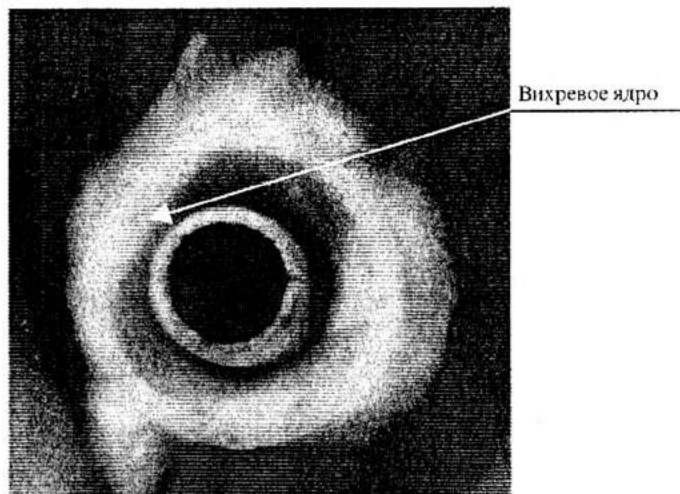


Рис. 3. Процесс горения в закрученном потоке

Таким образом, в результате теоретических исследований получены зависимости скорости движения прецессирующего вихревого ядра, позволившие выявить область устойчивого положения вихревого ядра – равновесия центробежных и центростремительных сил в закрученном потоке при наличии зоны обратных токов.

Использованная литература

1. Кньи Ю. А., Урывский А. Ф. Модель прецессии вихревого ядра закрученной струи / Изв. ВУЗов, Авиационная техника, 1984, № 3. – С. 41–44.
2. Гупта А., Лилли Д., Сайред Н. Закрученные потоки: Пер. с англ. – М.: Мир, 1987.

ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ ВСТРЕЧНО-СМЕЩЕННЫХ ЗАКРУЧЕННЫХ ГАЗОВЫХ СТРУЙ

Разработка новых энергосберегающих способов и конструктивных решений для снижения расходов топлива в децентрализованных системах теплоснабжения, локализации тепловых источников малой мощности и рассеивания вредных веществ в атмосферном воздухе наряду с теоретическими исследованиями требует получение экспериментальных данных по аэродинамике взаимодействующих закрученных потоков. Выполнение таких исследований также вызвано тем, что теоретические модели требуют задания величин, измерение которых в производственных условиях затруднено (например, кинематическая вязкость среды, частоты колебаний вихревого ядра и других данных), поэтому наличие экспериментальных данных в соответствующем диапазоне позволит разработать методологию определения условий устойчивости закрученного потока при взаимодействии с тепловым источником, инженерные методы расчета полей скорости при различных видах взаимодействия закрученных струй.

Таким образом, ставится задача по экспериментальному исследованию результирующих полей скорости и получение данных для регрессионных уравнений в инженерных расчетах скорости при встречном, смещенном в горизонтальной плоскости.

Для решения поставленной задачи был разработан и изготовлен экспериментальный стенд для аэродинамических исследований, в основу которого положены патрубки с тангенциальным подводом, соединенные гибкими воздуховодами с вентилятором.

Экспериментальная установка состоит из двух сопел, диаметром 100 мм, с тангенциальным подводом потока, гибких воздухопроводов, вентилятора высокого давления, задвижек для регулирования расхода воздуха.

Для выполнения измерений скорости установка снабжена термоэлектродатчиком, с шаровым зондом и координатной сеткой для определения направления скорости. Измерение расхода газа осуществлялось с помощью тарированной диафрагмы методом переменного перепада давления.

Перед началом измерений производилось подключение термоэлектроанемометра к сети, проверка прибора и установка сопел для исследуемого вида взаимодействия закрученных потоков. Далее выполнялась установка координатной сетки по срезу сопла, и определялось количество точек подлежащих замеру.

После включения вентилятора выполнялись замеры аксиальной, тангенциальной и радиальной скорости в данном сечении, далее координатная сетка переносилась на расстояние, соответствующее следующему сечению с последующими измерениями.

Экспериментальные данные взаимодействия встречных, смещенных в горизонтальной плоскости закрученных потоков, при расстоянии между подающими патрубками 4 калибра, по радиальной, тангенциальной и аксиальной составляющим скорости, после оценки их достоверности, представлены в виде графических зависимостей на рисунках 1–3.

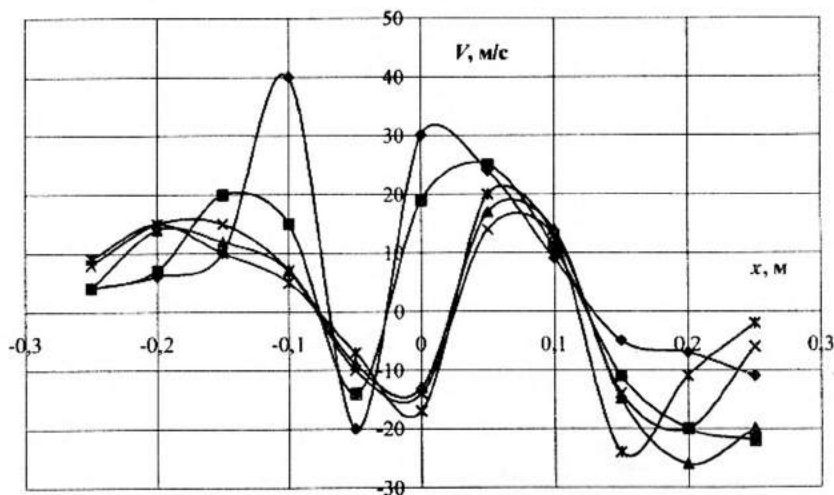


Рис. 1. Распределение радиальной скорости в поперечных сечениях (смещение 0,15 м):

◆ – на расстоянии 0,1 м от патрубка; ■ – на расстоянии 0,15 м от патрубка; ▲ – на расстоянии 0,2 м от патрубка; × – на расстоянии 0,25 м от патрубка; ж – на расстоянии 0,3 м от патрубка

Анализ полученных распределений составляющих скорости, образующегося при взаимодействии встречных, смещенных в горизонтальной плоскости закрученных струй показал, что смещение

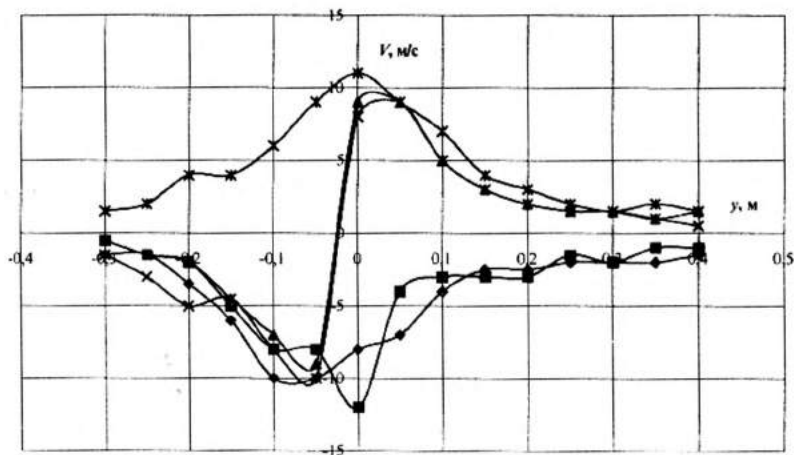


Рис. 2. Распределение тангенциальной скорости в поперечных сечениях (смещение 0,25 м):

♦ – на расстоянии 0,1 м от патрубка; ■ – на расстоянии 0,15 м от патрубка; ▲ – на расстоянии 0,2 м от патрубка; × – на расстоянии 0,25 м от патрубка; ж – на расстоянии 0,3 м от патрубка

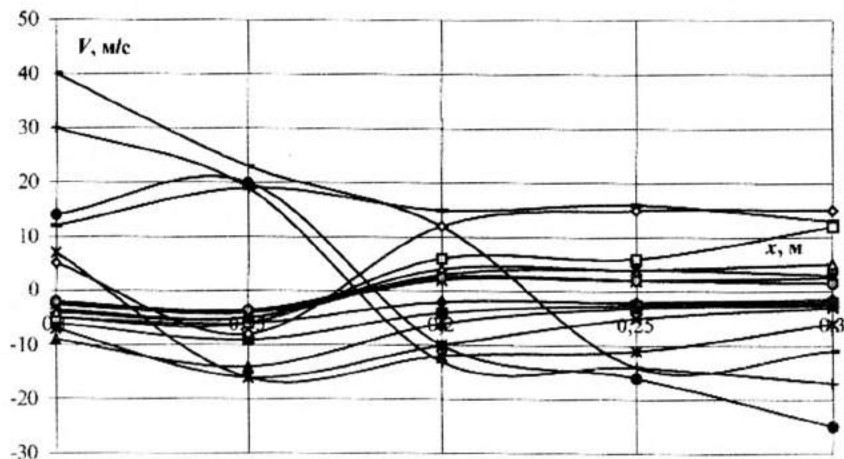


Рис. 3. Распределение аксиальной скорости (смещение 0,25 м):

♦ – на расстоянии $Z = -0,3$ м от оси струи; ■ – на расстоянии $Z = -0,25$ м от оси струи; ▲ – на расстоянии $Z = -0,2$ м от оси струи; × – на расстоянии $Z = -0,15$ м от оси струи; ж – на расстоянии $Z = -0,1$ м от оси струи; • – на расстоянии $Z = -0,05$ м от оси струи; + – на оси струи; – – на расстоянии $Z = 0,05$ м от оси струи; * – на расстоянии $Z = 0,1$ м от оси струи; ◊ – на расстоянии $Z = 0,15$ м от оси струи; ◑ – на расстоянии $Z = 0,2$ м от оси струи; Δ – на расстоянии $Z = 0,25$ м от оси струи; × – на расстоянии $Z = 0,3$ м от оси струи; ж – на расстоянии $Z = 0,35$ м от оси струи; ◊ – на расстоянии $Z = 0,4$ м от оси струи

осей струй увеличивает область взаимодействия радиальной составляющей скорости, а расположение максимумов и минимумов в различных сечениях выявило наличие перемежающихся областей взаимодействия и вытеснения струй друг другом, при этом наблюдается зеркальное отображение результирующего поля радиальной составляющей скорости при увеличении смещения осей (полу скоростей при смещении 0,25 м соответствует поле со смещением в 0,2 м, а смещению 0,3 м – 0,15 м). То есть при малых величинах смещения взаимодействие происходит между внешней границей одной струи и внутренней границей области обратных токов другого потока, а при увеличении расстояния во взаимодействие вступают внешние слои обеих закрученных струй. Распределение тангенциальной составляющей скорости показало, что сложение скоростей струй начинается со смещения в 1 диаметр, при этом полученное распределение качественно совпадает с распределением при взаимодействии встречных, одноименно закрученных потоков, что возможно при взаимодействии внутренних к зоне обратных токов слоев одной струи с внешними слоями другой. Распределение аксиальной составляющей скорости в области взаимодействия струй показало наличие изменения направления аксиальной скорости, причем максимум (минимум) кривой приходится на равноудаленную от патрубков зону, а само поле аксиальной составляющей скорости имеет четкое разграничение между внутренними слоями (внешние слои струй) и внешними слоями результирующего течения.

Сравнение исследуемого вида взаимодействия с другими типами (под углом, встречные, параллельные закрученные потоки) позволило сделать вывод, что в данном виде взаимодействия область, где происходит сложение скоростей закрученных струй, значительно превышает аналогичные области при любых других видах взаимодействия.

Использованная литература

1. Закрученные потоки: Пер. с англ. / А. Гупта, Д. Лилли, Н. Сайред. – М.: Мир, 1987. – 588 с.
2. Штихлинг Г. Теория пограничного слоя. – М.: Наука, 1974. – 711 с.
3. Зайцев О. Н. Управление аэродинамической обстановкой в рабочем объеме теплогенерирующих установок // Вісник ОДАБА № 7, 2002. – С. 60–64.

МЕТОДИКА РАСЧЕТА БАШЕННЫХ ТРУБ-ГРАДИРЕН И РЕЗУЛЬТАТЫ НАТУРНЫХ ИСПЫТАНИЙ МОДЕРНИЗИРОВАННЫХ ГРАДИРЕН В ПРОИЗВОДСТВЕ

Результаты значительного количества экспериментальных исследований [1–7] и натуральных испытаний доказана высокая эффективность подачи в башенную градирню выше уровня контакта охлаждающего воздуха с водой дымовых газов от паровых котлов и газотурбинных установок (ГТУ). В результате взаимодействия дымовых газов с паровоздушным потоком, выбрасываемым из градирни, происходит повышение температуры последнего, что приводит к увеличению высоты выбрасываемого факела. Это, в свою очередь, способствует интенсификации тепломассообменных процессов внутри градирни, увеличению дальности факела и усилению его раздробления окружающим воздухом до контакта с поверхностью земли. Исследованиями на физических моделях различных способов подачи дымовых газов в градирню, показано, что наиболее эффективной является предложенная автором подача дымовых газов, через установленную на горловине градирни кольцевую щель с тангенциальным вводом, обеспечивающим закрутку подаваемого потока газов. Такие конструктивные решения оголовка градирни рекомендованы для внедрения.

Ниже приводятся разработанная на основе результатов выполненных автором исследований процессов тепломассообмена и аэродинамики в башенных трубах-градирнях методика теплоаэродинамического расчета башенных градирен и результаты внедрения модернизированных градирен в производство.

1. Методика теплоаэродинамического расчета испарительной градирни башенного типа

1.1. Исходные данные должны быть:

- параметры наружного воздуха: t_n , i_n , d_n ;
- габаритные размеры градирни, а также площади входных отверстий (F_{np}), оросителей (F_{op}), выходного сечения (F_c), а также расстояние по вертикали между осью входных отверстий и горловиной градирни (H_0);

- плотность орошения (g , кг/(м²·с));
- приведенный к площади оросителей суммарный коэффициент местного сопротивления башни (ζ_{Σ});
- требуемая глубина охлаждения воды (δt_w), а также начальная (t_{wH}) и конечная (t_{wK}) ее температуры;
- массовый расход (G_r) и начальная температура газов (t_r), подаваемых от котлоагрегата или газотурбинной установки (ГТУ).

1.2. Определяем:

- расход циркуляционной воды

$$G_w = g \cdot F_{op}, \text{ кг/с;} \quad (1)$$

- количество испаряющейся воды в зависимости от температуры наружного воздуха

$$G_{исп_w} = K \cdot G_w \cdot \delta t_w, \text{ кг/с;} \quad (2)$$

- явные тепловыделения, как результат теплообмена воздуха с водой

$$Q_o = G_w \cdot c_w \cdot \delta t_w - G_{исп_w} \cdot i_{п}, \text{ Вт} \quad (3)$$

- при этом трансмиссионными теплотерями через ограждение градирни можно пренебречь:

- эквивалентную площадь градирни

$$F_3 = F_{op} / \sqrt{\zeta_{\Sigma}}, \text{ м}^2; \quad (4)$$

- линейную характеристику

$$K_l = (F_3 \cdot H_o^{1/2})^{2/5}, \text{ м.} \quad (5)$$

1.3. Вычисляем определяющие критерии

$$Gr_Q = 1,7 \cdot 10^{23} \cdot Q_o \cdot K_l^2 \cdot T_{н}^{-5,4}; \quad (6)$$

$$Ga = 3,29 \cdot 10^{19} \cdot K_l^3 \cdot T_{н}^{-3,6}. \quad (7)$$

- ### 1.4. Находим значения безразмерных массового расхода воздуха и избыточной температуры

$$Re_G = 1,175 \cdot Gr_Q^{1/3}; \quad (8)$$

$$Gu = 0,855 \cdot Gr_Q^{2/3} / Ga. \quad (9)$$

1.5. Определяем массовый расход и избыточную температуру воздуха на выходе из градирни

$$G_o = 1,93 \cdot 10^{-7} \cdot \text{Re}_G \cdot K_l \cdot T_n^{0,8}; \quad (10)$$

$$\Delta t_o = G_u \cdot T_n. \quad (11)$$

1.6. Строим процесс изменения состояния воздуха на I-d диаграмме и по конечному и начальному его влагосодержаниям уточняют количество испарившейся воды

$$G'_{\text{исп}_w} = G_o \cdot (d_k - d_n) \cdot 10^{-3}, \text{ кг/с}, \quad (12)$$

где: d_n, d_k – соответственно начальное и конечное влагосодержание воздуха, г/кг.

1.7. Если $G'_{\text{исп}_w}$ не совпадает с $G_{\text{исп}_w}$, то Q_o вычисляем снова, подставив в формулу $G'_{\text{исп}_w}$ и расчеты повторяем.

1.8. При подаче высокотемпературных газов ГТУ в башню-градирню определяем количество вносимой ими теплоты:

$$-t_0 = t_n + \Delta t_0, \text{ }^\circ\text{C}; \quad (13)$$

$$-t_{\text{см}} = \frac{G_o \cdot c_o \cdot t_0 + G_\Gamma \cdot c_\Gamma \cdot t_\Gamma}{(G_o + G_\Gamma) \cdot c_{\text{см}}}, \text{ }^\circ\text{C}; \quad (14)$$

$$-Q_\Gamma = G_\Gamma \cdot c_\Gamma \cdot (t_\Gamma - t_{\text{см}}), \text{ Вт}, \quad (15)$$

где: $c_o, c_\Gamma, c_{\text{см}}$ – удельные теплоемкости соответственно воздуха, газов и их смеси, Дж/(кг·К).

1.9. Представляем Q'_o как $Q_o + Q_\Gamma$ и расчеты выполняют снова.

1.10. Уравнение для определения высоты факела по оси

$$\Delta h = 2,8 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{Gr_Q \cdot K_l}{Ga} \right)^{1/3} \cdot T_H^{0,6} \cdot x^{2/3} / v_B^2. \quad (16)$$

Подставив в него (5), (6) и (7), получим

$$\Delta h = 5 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{Q_o^{1/3} \cdot x^{2/3}}{v_B^2}. \quad (17)$$

Максимальная высота подъема факела над устьем градирни

$$\Delta h_{\max} = 9,55 \cdot 10^{-10} \cdot \frac{Gr_Q^{1/3} \cdot K_l \cdot T_o \cdot T_u^{0,8}}{v_b \cdot R_o} \left(2,5 + 27,65 \frac{Gr_Q^{2/3} \cdot R_o}{Ga \cdot v_b^2} \right) \quad (18)$$

или

$$\Delta h_{\max} = 1,68 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{(Q_o \cdot F_o^2 \cdot H_o)^{1/3}}{v_b \cdot R_o} \cdot \frac{T_o}{T_u} \left(2,5 + 2,58 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{R_o}{v_b^2} \cdot \left(\frac{(Q_o')^2}{F_o^2 \cdot H_o} \right)^{1/3} \right) \quad (19)$$

2. Внедрение и натурные испытания модернизированных градирен

Разработанные конструктивные решения и методика теплоаэродинамического расчета испарительных градирен башенного типа приняты в практику проектирования ведущих институтов теплоэнергoproект Украины (Киевского, Харьковского, Донецкого и т. д.).

Пилотный образец модернизации градирни внедрен на Киевской ТЭЦ 6. С целью проверки принятой в работе методики исследований распространения выбросного факела из градирни были выполнены натурные испытания на градирне до ее модернизации и после осуществления подачи в нее дымовых газов через расположенную у горловины кольцевую щель с тангенциальным вводом, для закрутки потока. Некоторые результаты натурных испытаний приведены на рис. 1–4. Для удобства сравнения на этих же рисунках приведены результаты экспериментальных исследований методом физического моделирования в аэродинамической трубе. Приведенные результаты указывают на вполне удовлетворительное для таких сложных многофакторных процессов совпадение экспериментальных и натурных данных (разница до 15%), причем для модернизированной градирни наблюдается еще более высокая сходимость результатов, что по-нашему мнению, служит дополнительным подтверждением повышения устойчивости выбросного факела градирни к действию ветра при создании на его начальном участке закрученной “оболочки” из дымовых газов. Таким образом, данные натурных испытаний по производительности и характеристикам градирни, с точностью до 15% совпадают с результатами исследований. Увеличение теплового коэффициента полезного действия градирни составляет 13,3–15,6%. Максимальная концентрация NO_x в приземном слое не превышает ПДК.

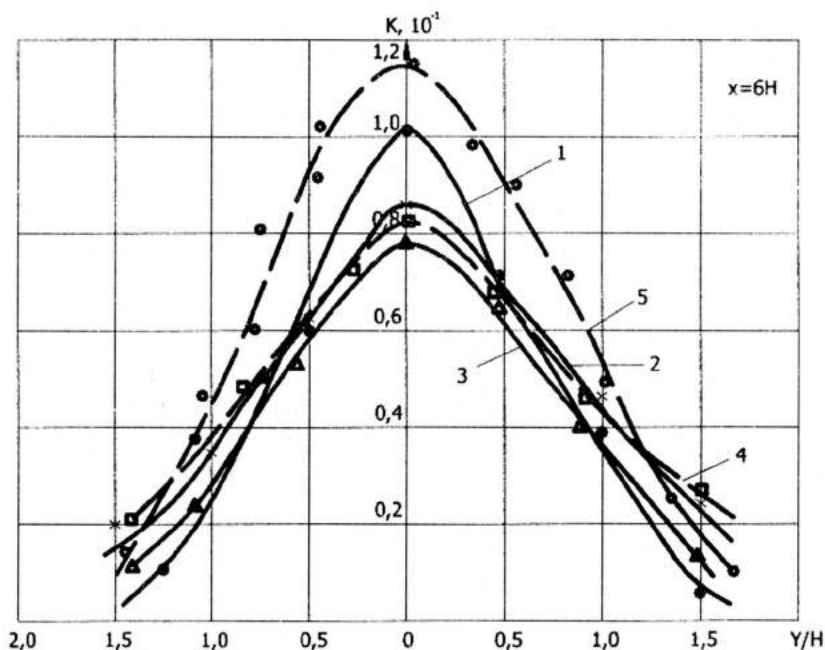


Рис. 1. Поперечные распределения безразмерных приземных величин K для выбросного факела градирни в сечении $X = 6H$. Скорость выбросного факела на выходе из градирни $w = 6$ м/с, скорость ветра $u = 6$ м/с

$$\left(\frac{w}{u} = 1 \right):$$

- 1 – без факельного выброса дымовых газов (эксперимент);
- 2 – скорость факельного выброса дымовых газов $w_0 = 15$ м/с (эксперимент);
- 3 – скорость закрученного факельного выброса из щели с тангенциальным вводом дымовых газов $w_0 = 20$ м/с (эксперимент);
- 4 – скорость закрученного факельного выброса из щели с тангенциальным вводом дымовых газов $w_0 = 20$ м/с (натурные испытания градирни после модернизации);
- 5 – без факельного выброса дымовых газов (натурные испытания до модернизации градирни)

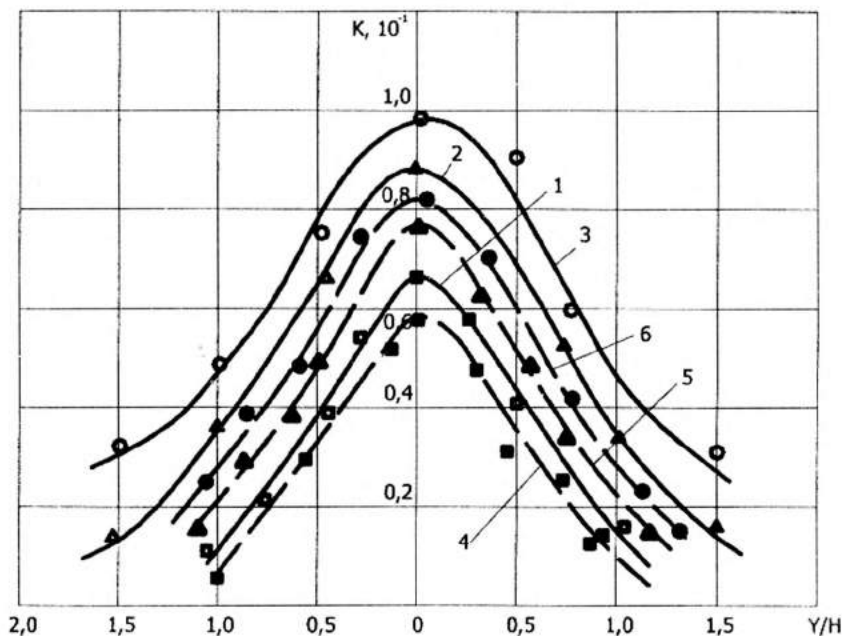


Рис. 2. Поперечные распределения безразмерных приземных величин K в различных сечениях потока выбросного факела из градирни при скорости выброса парогазовой смеси из градирни $w = 6$ м/с и скорости ветра $u = 6$ м/с $\left(\frac{w}{u} = 1\right)$. Скорость закрученного факельного выброса из щели с тангенциальным вводом дымовых газов $w_0 = 20$ м/с:

- 1 – в сечении $X = 4H$ (эксперимент);
- 2 – в сечении $X = 6H$ (эксперимент);
- 3 – в сечении $X = 9H$ (эксперимент);
- 4 – в сечении $X = 4H$ (натурные испытания после модернизации градирни);
- 5 – в сечении $X = 6H$ (натурные испытания после модернизации градирни);
- 6 – в сечении $X = 9H$ (натурные испытания после модернизации градирни).

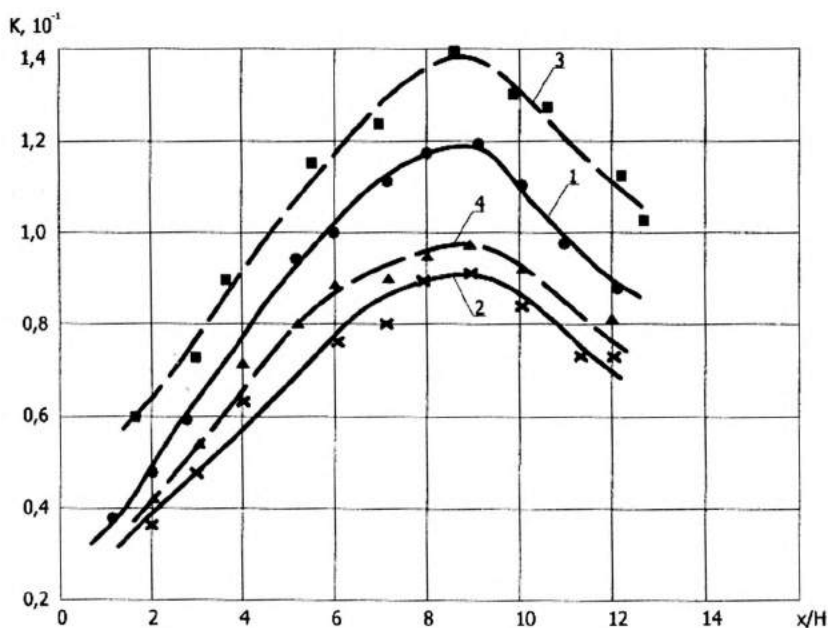


Рис. 3. Распределение безразмерных приземных величин K по потоку выбросного факела из градирни при скорости выброса паровоздушной смеси из градирни $w = 6 \text{ м/с}$ и скорости ветра $u = 6 \text{ м/с}$ $\left(\frac{w}{u} = 1\right)$:

- 1 – без факельного выброса дымовых газов в градирню (эксперимент);
- 2 – скорость закрученного факельного выброса из щели с тангенциальным вводом дымовых газов $w_0 = 20 \text{ м/с}$ (эксперимент);
- 3 – без факельного выброса дымовых газов в градирню (натурные исследования на градирне до модернизации);
- 4 – скорость закрученного факельного выброса из щели с тангенциальным вводом дымовых газов $w_0 = 20 \text{ м/с}$ (натурные исследования на градирне после модернизации)

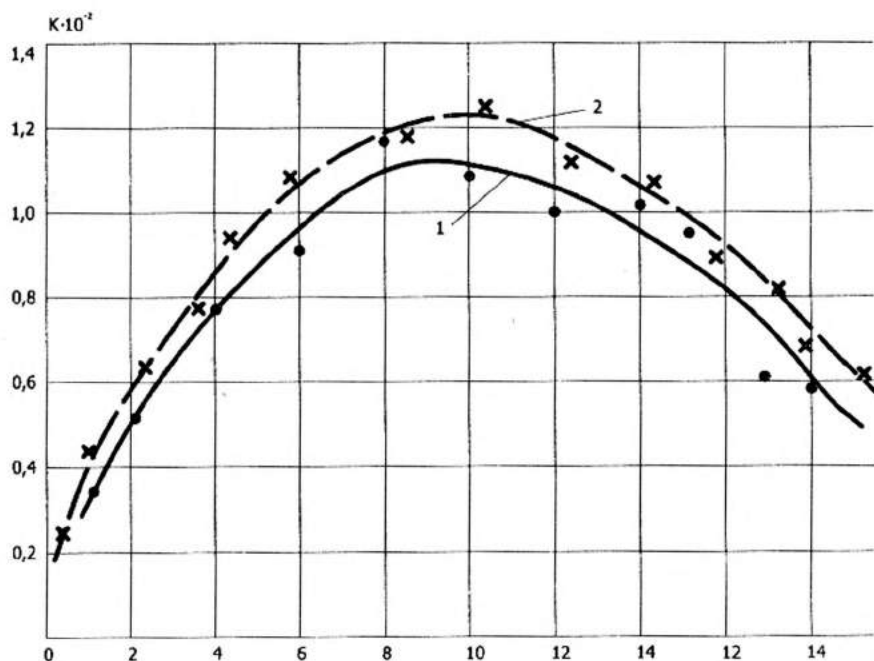


Рис. 4. Распределение безразмерных приземных величин K для NO_x по потоку для закрученного факельного выброса из щели с тангенциальным вводом дымовых газов $w_0 = 20$ м/с, скорость выброса паровоздушной смеси из градирни $w = 6$ м/с, скорость ветра $u = 6$ м/с, $\frac{w}{u} = 1$:

1 – эксперимент; 2 – натурные испытания градирни после модернизации

Выводы

1. На основании обработки данных экспериментальных исследований разработана приближенная методика теплоаэродинамического расчета испарительных башенных градирен, в том числе и с подачей в них отработанных газов от ГТУ (паровых котлов).

2. Полученные зависимости для определения расхода воздуха в градирне и избыточной его температуры на выходе из нее хорошо согласуются с результатами экспериментальных исследований во всем диапазоне их проведения, как при отсутствии подачи в градирню отработанных дымовых газов, так и при различных их количествах и способов подачи.

3. Разработанные конструктивные решения оголовка градирен и методика теплоаэродинамического расчета этих градирен приняты ведущими проектными институтами "Теплоэнергопроект" Украины.

4. Опытный образец модернизированной градирни внедрен на Киевской ТЭЦ-6.

5. Результаты натурных испытаний с точностью до 15% совпадают с данными экспериментальных исследований и подтверждают высокую техническую и экономическую эффективность предложенных методов и устройств организации воздухообмена для модернизации башенных градирен.

Использованная литература

1. Leidinger B., Natusck K., Sholl G. (Saarbergwerke A. G.) Rauchgasabfuhr über Kühltürme (Удаление дымовых газов через градирню) // *Bremst-Werme-Kraft*. – 1885. – 37. – № 10. – с. 373–379.

2. Angres Otried, Bush Sieter, Gabhard Georg, Orther Georg. Rauchgasableitung über Naturzugkühltürme (Отвод дымовых газов в атмосферу через башенные градирни) // *Energie*. 1988. – 40 – № 7. – с. 44–50.

3. Holter Heins, Igelbüscher Heurich, Gresch Heinrich, Dewert Heribert. Vorrichtung zur Einleitung Von gewaschenen Komchgasen in einen Kühltürme (Устройство для ввода очищенных газов в градирню). – Заявка № 3433707 от 14.04.84.

4. Holter Heins, Igelbüscher Heurich, Gresch Heinrich, Dewert Heribert. Einleitrohre in Kühltürmen (Трубы для подачи очищенных дымовых газов в градирни). Заявка ФРГ № 3437267 от 11.10.84.

5. Iorryk Sigurd, (Saarbergwerke A. G.) Anordnung zur Einleitung gereinigter vorzugeweise habgereinigter Rauchgase in den Kühlturmes. (Устройство для ввода дымовых газов в градирни (Заявка ФРГ № 3509542 от 16.03.85).

6. Дымовая труба-градирня. – А. С. 1451514, МКИ E04 H 12/28. Жидкович О. В., Зельцерман Е. А., Барышев А. И., Лашковский А. И. – опубликовано 1988; БИ № 4. – С. 113.

7. Дымовая труба-градирня. – А. С. 1451514, МКИ E04 H 12/28. Жидкович О. В., Зельцерман Е. А., Барышев А. И., Лашковский А. И. – опубликовано 1988; БИ № 47. – С. 143.

ВЫБОР СПОСОБА И СРЕДСТВ ГАЗООЧИСТКИ ЗАВОДОВ ПО ПРОИЗВОДСТВУ АСФАЛЬТОБЕТОНА

В атмосферу Одесской области выбрасывается более 0,5 млн. т. вредных веществ, из которых более 230 тыс. т. в черте областного центра. Экологическая обстановка в г. Одессе усугубляется наличием повторяющейся инверсии с бризовой циркуляцией, которая препятствует рассеиванию вредностей и способствует их накоплению в атмосфере.

Асфальтобетонное производство характеризуется сложным технологическим процессом, сопровождающимся интенсивным выделением различных пылей и токсичных газов. При этом, из-за несовершенства технологических линий и использования недостаточно эффективной пылегазоочистной техники, поступления вредностей от этих предприятий в атмосферу значительно превышают нормы предельно допустимых выбросов, что делает актуальным разработку нового и усовершенствование действующего пылегазоочистного оборудования. Важное влияние на интенсивности и суммарное количество вредностей, поступающих в атмосферу, имеет качество сырья и конечный продукт выпускаемый конкретным заводом. Горячий асфальт для дорожных покрытий классифицируют по количеству грубого, крупного, мелкозернистого наполнителя, минеральной пыли. В качестве наполнителей обычно используется рудная пыль из коллекторов и гравий, взятые в различных соотношениях, а также асфальт (3–12%), сырой нефтяной битум, или гудрон. При работе завода в циклическом режиме наполнитель с содержанием влаги 3–5% транспортируется в вагонетках или транспортером из отвалов в соответствующий бункер. Из бункера порциями наполнитель подается в сушильный барабан, работающий на газовом или нефтяном топливе. Сушильные барабаны оборудованы специальными насадками, которые способствуют равномерному перемешиванию и одновременно сушке наполнителя. Далее горячий наполнитель направляется к ряду вибрационных грохотов, где происходит его сортировка по размерам на четыре категории, после чего материал сбрасывается в соответствующий бункер. Далее отсортированный материал подается в мешалку, где перемешивается сначала в сухом виде, а затем вме-

сте с асфальтом, который подается в мешалку из баков-хранилищ. Средний размер порции 1816 кг при производительности завода 100–150 т/ч. Общее выделение газов составляет 200–600 м³ на 1 т изготовленной смеси. Содержание пыли в газах колеблется от 2 до 100 кг/т. Количество выбросов из сушильных барабанов зависит от размера гранул наполнителя и применяемого топлива и при отсутствии давления в среднем составляет около 20 кг/т наполнителя. Причем, около 50% твердых частиц в выбросе составляют частицы размером 20 мкм и более. Кроме рассмотренных выбросов, на асфальтобетонных предприятиях, происходят разовые выбросы аэрозолей и пыли: при хранении наполнителя в отвалах, при транспортировке компонентов наполнителя. Газообразные выбросы оксидов серы и азота значительно меньше, чем выбросы аэрозолей и составляют около 0,045 кг/т. Выбросы альдегидов из сушильных барабанов составляют около 0,01 кг/т. Выбросы из мешалок невелики.

При исследовании физико-химических свойств пыли использовались пробы, отобранные из пылегазового потока и бункеров пылеуловителей. Пыль, отобранная в различных точках газохода, методом внутренней и внешней фильтрации, смешивалась для получения усредненной пробы. Пыль из бункеров использовалась только для исследований требующих большой массы материала. Пробы из бункера отбирались пробоотборником, с соблюдением всех требований и условий, предъявляемых нормативными документами.

Исследования показали, что частицы пыли, образующиеся в перечисленном оборудовании, остроугольны, неправильной формы. Большая часть частиц размером более 5 мкм серого цвета с голубым отливом. Частицы размером менее 5 мкм коричневатокрасные с включением светло-серых частиц игольчатой формы. В общей массе цвет пыли светло-коричневый.

Физические свойства пыли представлены в таблицах 1 и 2.

Таблица 1

Дисперсный состав пыли

<i>d</i> , мкм	1,6	2,5	4,0	6,3	10	16	25
<i>q</i> , %	97,7	97	92,5	87,6	77	62	36
<i>V</i> , см/с	0,019	0,049	0,12	0,30	0,77	1,9	4,9

Механические свойства пыли

γ , кг/м ³	$\gamma^{су}$, кг/м ³	γ' , кг/м ³	$\alpha_{ст}$, град	α_a , град	ΔP , Па	Ка, м ² /кг
2800	990	1230	61,5	37	34	$0,3 \cdot 10^{10}$

Химический состав газа определялся газоанализатором типа ВГИ. Данные приведены в таблицах 3, 4, 5.

Таблица 3

Химические свойства пыли

Компаненты	ρH , водной вытяжки	SiO ₂	Al ₂ O ₃	Fe ₂ O ₃	CaO	MqO	SO ₃
Содержание % по массе	3,0	56	5,1	5,3	20,2	4,5	1,0

Таблица 4

Равновесная влажность φ_n

φ_n , %	0,14	0,2	0,34	0,33	0,65	1,94
Относит. влаж- ность воздуха φ_a	10	20	40	60	80	95

Таблица 5

Характеристика газа-носителя

Темпера- тура t , °C	Запылен- ность Z , г/м ³	Температура точки росы t_p , °C	Влагосодер- жание φ , г/м ³	CO ₂	Q ₂	CO
160-180	5,5-9,0	72 °C	368	7,0	8,35	0,05

Учитывая значительные валовые выбросы газов и твердых частиц в атмосферу при производстве асфальтобетона и их физико-химические свойства, для очистки удаляемых газов необходимо применять двухступенчатую схему. На большинстве обследованных предприятий используется циклонный коллектор с установленным после него мокрым скруббером. Реже применяются сепараторы со слоем гранул или рукавные фильтры. В отечественной и зарубежной практике широкое применение нашли мокрые способы очист-

ки, которые в ряде случаев наиболее приемлемы. Проведенные исследования были направлены на разработку пылеуловителя с высокой эффективностью очистки. Большое значение имеют энергозатраты на очистку.

Сравнительный эксперимент производился между наиболее перспективными аппаратами: барботажного типа, ударно-инерционного типа и газопромывателями. Основные результаты приведены в таблице 6.

Таблица 6

Показатели работы мокрых пылеуловителей

Тип мокрого пылеуловителя	Размер частиц, улавливаемых на 50%, мкм	Дисперсия	Удельные затраты энергии, кВт.ч на 1000 м ³ газа
ПДР	0,07–0,3	6–12	0,9–1,2
Ротоклон	0,8–1,3	1,75–2,5	2–4
Дезинтегратор	0,3–0,4	2–2,5	5–6
СИОТ	0,3–0,6	5,19	6–7
ЦВП	0,1–1,5	6,88	4–5,5

На основании проведенных исследований был разработан мокрый пылеуловитель ротоклонного типа [1, 2], предназначенный для улавливания мелкодисперсной пыли. Для уменьшения затрат на оборотное водоснабжение, пылеуловитель целесообразно использовать как вторую ступень очистки. Эффективность очистки газа пылеуловителем ротоклонного типа в среднем достигает, в зависимости от дисперсного состава и начальной концентрации пыли в газе, а также условий эксплуатации 98–99%, что вполне удовлетворяет санитарным требованиям на предприятиях стройиндустрии.

Использованная литература

1. Семенов С. В., Рябов А. В. Оптимизация эксплуатационных режимов мокрого пылеуловителя. Сборник научных трудов. – Пермь: Пермский региональный центр Министерства науки, вузов и технической политики РФ. Пермский государственный технический университет, 1993 – 78 с.
2. Семенов С. В. Пылеуловитель ротоклонного типа. Промышленность строительных материалов, Серия 2, Выпуск 7 – М.: Министерство промышленности строительных материалов, 1997 – 21 с.

ДОСЛІДЖЕННЯ ВТРАТ ТИСКУ В ПОВІТРОРОЗПОДІЛЬНИКАХ З ТАНГЕНЦІАЛЬНИМИ ВИПУСКАМИ ПОВІТРЯ

Енергетичні підприємства є потужними джерелами теплового забруднення атмосфери. Один із факторів, що зумовлює зниження ефективності виробництва енергії, є непродуктивні тепловтрати гарячого обладнання. Для асиміляції викидів теплоти обладнаннями системи вентиляції подають у приміщення великі об'єми повітря. Непродуктивні тепловтрати суттєво зростають при обдуві обладнання припливними вентиляційними струминами. Результати натурних досліджень турбінного відділення енергоблоків №№ 1, 2 Рівненської АЕС [1] показали наявність обдуву гарячого обладнання та підвищення температури повітря у зоні обслуговування. У роботах [1, 2, 3] показано необхідність застосування повітророзподільників з інтенсивним затуханням припливних струмин.

Для подачі великих об'ємів повітря струминами з інтенсивним затуханням застосовуються повітророзподільники ВПЭП. Однак повітророзподільники ВПЭП мають великі габарити і значний коефіцієнт місцевого опору $\xi=17$ [4], віднесений до швидкості виходу повітря. Тому актуальною є задача розробки повітророзподільників з інтенсивним затуханням струмин з меншим місцевим опором.

Кафедрою теплогазопостачання і вентиляції Київського національного університету будівництва і архітектури розроблено конструкції повітророзподільників із тангенціальними випусками повітря на опуклу поверхню [5, 6, 7]. Випущені струмини за рахунок ефекту Коанда інтенсивно затухають, а взаємодія струмин інтенсифікує затухання.

Було проведено експериментальне дослідження коефіцієнта місцевого опору. Коефіцієнт місцевого опору визначено за загальновідомою залежністю:

$$\xi = \Delta p / p_0, \quad (1)$$

де Δp – втрати тиску, а p_0 – динамічний тиск у вхідному патрубку.

Для дослідження втрат тиску використана методика [8], пристосована до повітророзподільників.

Для дослідження використана дослідна установка (рис. 1). Використано мікроманометр МКВ-2500 і термогігрометр Testo 608 – Н1. З урахуванням точності мікроманометра (за “Свідоцтвом №39-1-0001 про повірку робочого еталона” в діапазоні до 1 кПа похибка не перевищує 0,2 Па) методика дослідження була відкоригована.

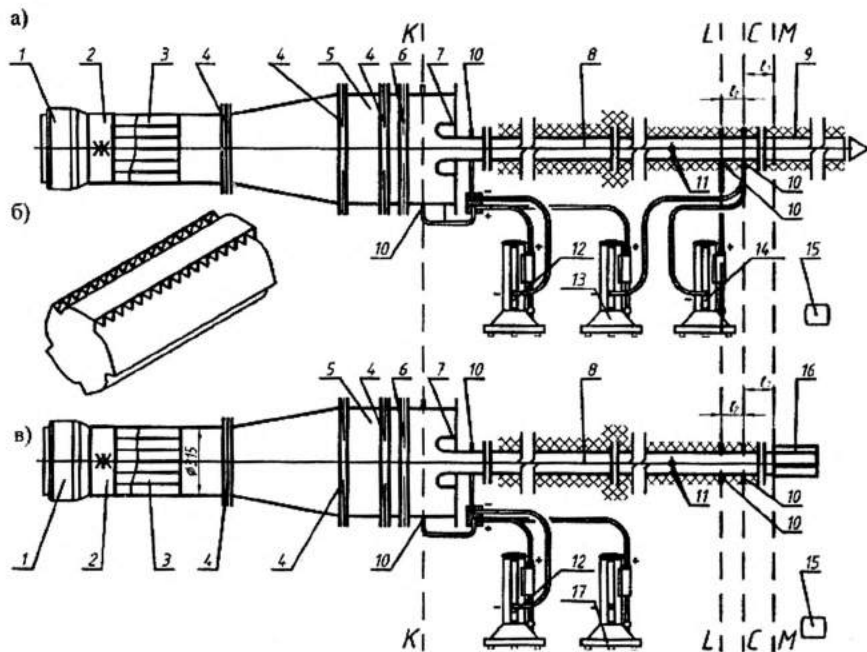


Рис. 1. Схема експериментального стенду для дослідження місцевого опору:

а – схема калібрування стенда, б – модель повітророзподільника, в – схема дослідження моделей:

1 – вентилятор; 2 – гнучка вставка; 3 – спрямлювальний апарат; 4 – сітка; 5 – камера тиску; 6 – мікросітка; 7 – колектор; 8 – ділянка стабілізації; 9 – вихідна ділянка; 10 – штуцер для відбору статичного тиску; 11 – отвір для пневмометричної трубки; 12 – мікроманометр у режимі вимірювання перепаду тиску колектора; 13 – те ж в режимі вимірювання втрат тиску частини стенда між перерізами К-К і С-С; 14 – те ж в режимі вимірювання втрат тиску між перерізами L-L і С-С; 15 – термогігрометр; 16 – дослідна модель; 17 – мікроманометр в режимі вимірювання втрат тиску частини стенда після перерізу К-К з урахуванням втрат тиску дослідної моделі 16

Дослідження розділені на два етапи.

На першому етапі досліджень виконано калібрування стенда (рис. 1 а) при різних витратах повітря, що встановлені зміною частоти обертання вентилятора. Задача калібрування – це побудова залежності втрат тиску стенда між перерізами $K-K$ і $M-M$ від перепаду тиску в колекторі, що виміряний мікроманометром 12. Переріз $K-K$ знаходиться на відборі статичного тиску 10 камери тиску 5, а переріз $M-M$ знаходиться на вході до моделі 16. Так як вимірювання тиску безпосередньо біля місцевого опору не допускаються, то під час калібрування замість моделі 16 встановлено пряму вихідну ділянку 9. Так як результати вимірювання тиску безпосередньо біля фланця є недостовірними, то втрати тиску між перерізами $K-K$ і $M-M$ замінено сумою втрат тиску між перерізами $K-K$ і $C-C$ та $L-L$ і $C-C$. Перерізи $L-L$ і $C-C$ вибрано на ділянці стабілізації 8 так, щоб відстань між ними ℓ_2 приблизно дорівнювала відстані ℓ_1 між перерізами $C-C$ і $M-M$ з незначною похибкою, зумовленою технологією встановлення відборів статичного тиску 10.

На другому етапі виконано дослідження моделей (рис. 1 б) за схемою, що наведена на (рис. 1 в). За даними дослідження струмини прийнято найбільш доцільну кількість щілин моделей – 5. За показами мікроманометра 12 встановлені ті ж витрати повітря, що і при калібруванні з певним незначним відхиленням, зумовленим незначними пульсаціями тиску.

Мікроманометром 17 виміряні втрати тиску від перерізу $K-K$ до перерізу $M-M$ плюс втрати тиску в повітророзподільнику. Різниця цих втрат тиску і втрат тиску, одержаних на першому етапі, дорівнює втратам тиску в повітророзподільнику.

Шляхом розв'язання рівнянь Бернуллі для перерізів $K-K$ і атмосферного повітря, $K-K$ і $M-M$, $K-K$ і $C-C$ та $L-L$ і $C-C$ (з нехтуванням різницею густин повітря в стенді) одержано формулу коефіцієнта місцевого опору:

$$\xi_n = \frac{\Delta p_p - \Delta p_{\text{кол}}}{p_0} \left(\frac{d_{\text{мод}}}{d_{\text{кол}}} \right)^4 + \alpha \left(\frac{d_{\text{мод}}}{d_{C-C}} \right)^4, \quad (2)$$

де α – коефіцієнт Кориоліса у перерізі $M-M$, (визначено шляхом інтегрування профілю швидкостей, виміряного пневмометричною трубкою Піто–Прандтля); Δp_p – перепад тиску між перерізом $K-K$ та атмосферою за показами мікроманометра 17; p_0 – динамічний тиск у стенді за показами мікроманометра 12, помноженими на коефіцієнт

колектора; $d_{\text{мод}}$, $d_{\text{кол}}$ та d_{C-C} – діаметри відповідно моделі, колектора та перерізу $C-C$; $\Delta p_{\text{кал}}$ – калібрувальний перепад тиску, що визначається на першому етапі дослідження (відрізняється від вищезазначених втрат тиску у стенді на величину динамічного тиску повітря у ньому):

$$\Delta p_{\text{кал}} = \Delta p_{c,K-C} + \Delta p_{c,L-C} \frac{\ell_1}{\ell_2}, \quad (3)$$

де $\Delta p_{c,K-C}$ і $\Delta p_{c,L-C}$ – перепади статичних тисків між перерізами відповідно $K-K$ і $C-C$ (за показами мікроманометра 13 на рис. 1 а) та $L-L$ і $C-C$ (за показами мікроманометра 14 на рис. 1 а). Розбіжність між витратами повітря при калібруванні стенду та при дослідженні моделей усувається шляхом інтерполяції результатів калібрування стенду.

Результати дослідження наведені на рис 2.

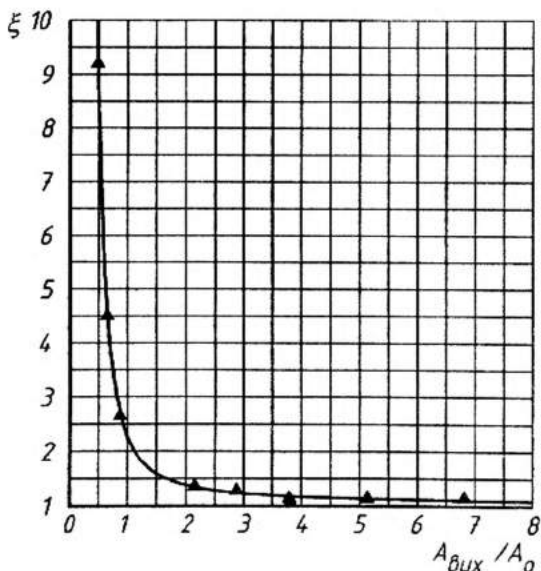


Рис. 2. Результати дослідження місцевого опору: ▲ – дослідні дані

Похибка визначення втрат тиску становить 3...4% в залежності від розмірів моделі.

Горизонтальна асимптота $\xi=1,051$ є сумою втрат тиску на вихід $\xi_{\text{вих}}=1$ та втрат тиску на переформування потоку до форми перерізу повітроподільника $\xi_{\text{пф}}=0,051$.

За рахунок розширення потоку при вході до повітророзподільника складної геометричної форми виникає відривна течія. На початку повітророзподільника утворюється зона переформування, у якій повітря не виходить з повітророзподільника. Відношення довжини зони переформування $\ell_{з.п}$ до ширини щілин δ прямо пропорційне відношенню довжини повітророзподільника ℓ до діаметра входу d_0 :

$$\frac{\ell_{з.п}}{\delta} = K_{з.п} \frac{\ell}{d_0}. \quad (4)$$

Коефіцієнт пропорційності $K_{з.п}$ за результатами досліджень дорівнює 0,9.

Довжина частини повітророзподільника, на якій роздається повітря або довжина виходу $\ell_{вих}$ становить:

$$\ell_{вих} = \ell - \ell_{з.п} = \ell - K_{з.п} \frac{\ell \delta}{d_0}. \quad (5)$$

Площа виходу повітря з повітророзподільника дорівнює:

$$A_{вих} = 5\ell_{вих} \delta = 5 \left(\ell - K_{з.п} \frac{\ell \delta}{d_0} \right) \delta. \quad (6)$$

Введені величини дозволяють визначати втрати тиску за апроксимаційною формулою:

$$\xi = \frac{0,44 + 0,759(A_{вих}/A_0)^{2,238}}{(A_{вих}/A_0)^{3,589}} + 1,051, \quad (7)$$

де A_0 – площа поперечного перерізу патрубку.

На енергетичних підприємствах з урахуванням стиснених умов прокладання повітроводів швидкості повітря в них приймаються від 8...10 м/с. Швидкості виходу повітря приймаються 4...5 м/с. Тому найбільш широко застосовуються повітророзподільники, у яких відношення площ $A_{вих}/A_0$ перевищує 2. Коефіцієнт місцевого опору таких повітророзподільників не перевищує $\xi_{max}=1,39$.

Оцінімо заощадження енергії при використанні повітророзподільників ПЕТ у порівнянні із застосуванням повітророзподільників ВПЭП. Витрата енергії на переміщення повітря в кількості L , м³/с, крізь повітророзподільник з втратами тиску Δp , Па, вентилятором з К.К.Д. η становить, Вт:

$$W = L\Delta p / \eta. \quad (8)$$

Якщо швидкість повітря на вході до повітророзподільника ПЕТ становить 12 м/с, а коефіцієнт місцевого опору $\xi_{max}=1,39$, то

втрати тиску $\Delta p_{\text{ПЕТ}} = 120$ Па. Повітророзподільники ВПЭП за [4] у промислових будівлях роздають 3...12 тис·м³/год на 1м² площі панелі. У стиснених умовах приймаємо витрату 10000 м³/год·м². Швидкість виходу повітря становить 6,3 м/с. Втрати тиску дорівнюють $\Delta p_{\text{ВПЭП}} = 407$ Па. Якщо витрата повітря в повітророзподільниках однакова, то заощадження енергії від використання повітророзподільників (віднесене до енергії на переміщення повітря через повітророзподільники ВПЭП) з урахуванням формули (8):

$$\epsilon_{W, \text{max}} = 100(W_{\text{ВПЭП}} - W_{\text{ПЕТ}}) / W_{\text{ВПЭП}} = 100(\Delta p_{\text{ВПЭП}} - \Delta p_{\text{ПЕТ}}) / \Delta p_{\text{ВПЭП}} \quad (9)$$

За вищенаведеними умовами заощадження електроенергії становить 71%.

Якщо швидкість повітря на вході до повітророзподільника ПЕТ становить 8 м/с (мінімальне значення швидкості у мережі повітроводів у стиснених умовах теплонапруженого приміщення), а коефіцієнт місцевого опору $\xi_{\text{min}} = 1,05$, то при максимальній витраті повітря повітророзподільників ВПЭП (12000 м³/год м²) заощадження становить 94%.

Використання повітророзподільників з тангенціальними випусками повітря дозволяє забезпечити низький опір систем вентиляції, а, отже, заощадження електроенергії на переміщення повітря в межах 71...94% при забезпеченні інтенсивного затухання струминних течій.

Повітророзподільники ежекційні тангенціальні (ПЕТ) розроблені кафедрою теплогазопостачання і вентиляції Київського національного університету будівництва і архітектури та впроваджуються ТОВ "Науково-виробничий комплекс "Клімат" [5, 6, 7].

Висновки

1. Дослідження місцевого опору повітророзподільників з тангенціальними випусками повітря показали, що коефіцієнт місцевого опору при найбільш доцільних відношеннях площі виходу повітря до площі вхідного патрубку (від 2 до 8) знаходиться в межах 1,05...1,39; похибка визначення коефіцієнта місцевого опору знаходиться в межах 3...4%;

2. Проведені дослідження показали доцільність використання повітророзподільників ПЕТ для подачі великих кількостей повітря струминами, що швидко затухають. Заощадження енергії на переміщення повітря через повітророзподільник ПЕТ становить від 71...94% у порівнянні з переміщенням повітря через повітророзподільник ВПЭП.

Використана література

1. Формування температурно-вологісного режиму в турбінному відділенні АЕС з реакторами ВВЭР-440. Містобудування та територіальне планування: Наук.-техн. Збірник / Відпов. редактор М. М. Осетін. – К., КНУБА, 2005. – вип. 21. С.76–81.

2. Довгалюк В. Б., Мілейковський В. О. Повітророзподілення у теплонапружених приміщеннях у стиснутих умовах. Zeszyty naukowe Politechniki Rzeszowskiej Nr 211. Budownictwo i inżynieria środowiska. Z. 37. IX Konferencja Naukowa Rzeszowska–Lwowsko–Koszycka “Aktualne problemy budownictwa i inżynierii środowiska Jakość – Niezawodność – Bezpieczeństwo” Rzeszów, 3–4 września 2004. Część 2 – Inżynieria środowiska. Rz.: Oficyna wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, 2004. С. 75–82.

3. Mathematical Modelling of Air Jets, that are Spread on Curve–Line Surface. State of Art, Trends of Development and Challenges in Civil Engineering. Book of Abstracts. 10th Scientific Conference Rzeszów-Lviv-Košice. Košice – Slovakia, 11th – 13th September 2005. Košice: Technical University of Košice, 2005. P. 53.

4. Внутренние санитарно-технические устройства. В 2-х ч. / Под ред. И. Г. Старовойтова. Изд. 3-е Ч. 2. Вентиляция и кондиционирование воздуха. – М., Стройиздат, 1978. – 509 с.

5. Патент України № 44971А. Повітророзподільник. Опублік. 15.03.2002. Бюл. № 3.

6. Патент України № 73805. Повітророзподільник. Опублік. 15.09.2005. Бюл. № 9.

7. Патент України № 73818. Повітророзподільник. Опублік. 15.09.2005. Бюл. № 9.

8. Талиев В. Н. Аэродинамика вентиляции: Учеб. пособие. для вузов. – М.: Стройиздат, 1979. – 295 с.

УДК 631.22.628.8

*Е. С. Малкін, докт. техн. наук, проф.,
І. Е. Фуртат, канд. техн. наук, доцент,
Н. В. Чепурна, асистент*
Київський національний університет
будівництва і архітектури

АНАЛІТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПОЛІВ ШВИДКОСТЕЙ І ТЕМПЕРАТУР ПОВІТРЯ В ТЕПЛИЦЯХ З ДЕЦЕНТРАЛІЗОВАНИМ МІКРОКЛІМАТОМ

Для розрахунку кліматичних умов теплиці за межами камер з децентралізованим кліматом (які в подальшому будемо називати робочими камерами) і для розрахунку системи опалення цієї теплиці необхідно знати розподілення температур та швидкості руху повітря в об'ємі теплиці. У разі використання технологій децентралізованого мікроклімату задача визначення цього розподілу зводиться до розгляду розвитку термогравітаційних повітряних фонтанів в приміщенні за межами робочих камер. Рішення задач розрахунку параметрів повітряного фонтану над джерелом теплоти вирішена в роботі [1]. Але в разі використання камер з децентралізованим мікрокліматом розташованих над приладами загального опалення вирішення такого завдання ускладнюється тим фактором, що після першої зони розвитку повітряного фонтану (над приладами системи опалення), яка відповідає рішенням [1], на другій частині струмини вона відчуває вплив джерела теплоти (робочої камери). Таке завдання не розглядалося. Метою даної роботи є вирішення цього завдання.

Розглянемо поперечний переріз повітряного термогравітаційного фонтану над трубами системи опалення та робочою камерою у приміщенні теплиці (рис. 1).

Вісь вертикального фонтану прямолінійна; гравітаційні сили проявляються в зміні швидкості температури й інших параметрів повітря струмені.

Енергетичним ресурсом фонтана (струмини нагрітого повітря, що піднімається) є кінетична та теплова енергія, що підводиться до нього.

При сильному підігріві та малій швидкості витікання повітряний фонтан набуває схожості з конвективним потоком, який піднімається над джерелом тепла.

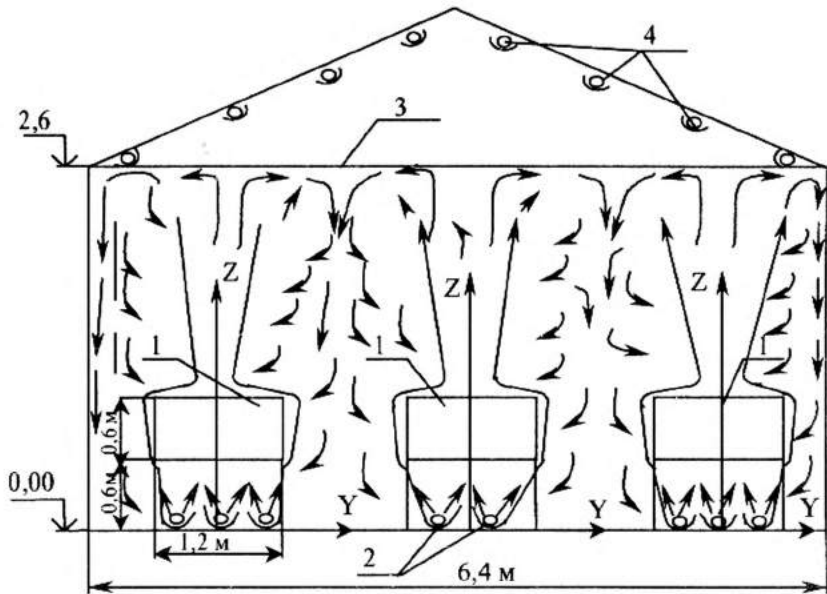


Рис. 1. Схема розповсюдження конвективного потоку:

- 1 – робочі камери з мікрокліматом; 2 – труби системи опалення теплиці;
3 – шторний екран; 4 – випромінювачі періодичної дії (для таяння снігу)

У граничному випадку при відсутності початкового імпульсу ($I_0 = 0$) розглядається природний конвективний потік над тепловим джерелом.

Позначимо теплопродуктивність джерела теплоти Q_0 .

Для аналітичного вираження профілів швидкостей і температур у перерізах конвективних потоків використаємо гіперболічні функції, справедливі для плоских потоків вільної і вимушеної конвекції [2].

$$w = w_z ch^{-2} \lambda;$$

$$\vartheta = \vartheta_z c h^{-1} \lambda,$$

де: w – швидкість в довільній точці фонтана з координатами y та z ; w_z – швидкість всередині поперечного перерізу на рівні z ($y=0$); ϑ – надлишкова температура в довільній точці фонтана з координатами y та z , $\vartheta = t - t_\infty$; ϑ_z – надлишкова температура у всередині поперечного перерізу на рівні z ($y=0$), $\vartheta_z = t_z - t_\infty$; λ – полярна координата, $\lambda = \frac{y}{c z}$; c – дослідна константа, яка згідно з [1] дорівнює 0,04.

В основу аналізу покладені наступні припущення:

1. Джерела теплоти (труби системи опалення та тепловіддаючі поверхні робочих камер) моделюються, як концентричні джерела теплоти.

2. Швидкість і температура повітряного потоку по осі x не змінюється.

3. В першій зоні (від труб системи опалення до робочої камери) тепловий потік дорівнює тепловіддачі труб системи опалення під робочою камерою, що розглядається:

$$Q_o = Q_{c.o},$$

а в другій зоні тепловий потік дорівнює сумі теплового потоку в першій зоні та тепловіддачі робочої камери:

$$Q_o = Q_{c.o} + Q_{p.k}.$$

4. Тепловий потік в поперечних перерізах фонтана в кожній зоні постійний та дорівнює тепловому потоку на початку витікання, тобто

$$Q_z = Q_o = const. \quad (1)$$

5. Приріст кількості руху маси переміщеного повітря, що переміщується між двома поперечними перерізами дорівнює діючій між цими перерізами під'ємної (архимедової) сили, тобто

$$dI_z = dP_z. \quad (2)$$

Визначимо значення окремих членів у рівняннях (1) та (2).

Тепловий потік (конвективний) у поперечному перерізі на висоті z :

$$Q_z = \int_0^{\infty} \rho w h d f,$$

де ρ – середня густина повітря; h – питома ентальпія, $h = C_p$; C_p – ізобарна теплоємність.

$$Q_z = \int_0^{\infty} \rho w C_p \vartheta d f; \quad d f = 2 l d y.$$

$$\begin{aligned} Q_z &= 2 \rho_{\infty} C_p l \vartheta_z w_z \int_0^{\infty} c h^{-3} \left(\frac{y}{c z} \right) d y = 2 \rho_{\infty} C_p l \vartheta_z w_z c z \int_0^{\infty} c h^{-3} \left(\frac{y}{c z} \right) d \left(\frac{y}{c z} \right) = \\ &= 2 \rho_{\infty} C_p l \vartheta_z w_z c z \left[\frac{1}{2} \frac{\operatorname{sh} \left(\frac{y}{c z} \right)}{c h^2 \left(\frac{y}{c z} \right)} \right]_0^{\infty} + \frac{1}{2} \operatorname{arctg} \left[\operatorname{sh} \left(\frac{y}{c z} \right) \right]_0^{\infty} \Bigg] = \\ &= \frac{\pi \rho_{\infty} C_p l \vartheta_z w_z c z}{2}, \end{aligned} \quad (3)$$

де l – довжина робочого блоку; ρ_{∞} – густина поза повітряної струмини.

Кількість руху масової витрати повітря, яке переміщується через z :

$$\begin{aligned} I_z &= m w = \rho V w = \rho_{\infty} \int_0^{\infty} w d f = \rho_{\infty} \int_0^{\infty} w^2 2 l d y = 2 \rho_{\infty} l w_z^2 \int_0^{\infty} c h^{-4} \left(\frac{y}{c z} \right) d y = \\ &= 2 \rho_{\infty} l w_z^2 c z \int_0^{\infty} c h^{-4} \left(\frac{y}{c z} \right) d \left(\frac{y}{c z} \right) = 2 \rho_{\infty} w_z^2 l c z \left[-\frac{1}{3} \operatorname{th}^3 \left(\frac{y}{c z} \right) \right]_0^{\infty} + \operatorname{th} \left(\frac{y}{c z} \right) \Bigg]_0^{\infty} = \\ &= \frac{4}{3} \rho_{\infty} w_z^2 l c z. \end{aligned} \quad (4)$$

Приріст кількості руху по висоті:

$$\begin{aligned}
 dl_z &= d\left(\frac{4}{3}\rho_\infty w_z^2 l c z\right) = \frac{4}{3}\rho_\infty l c d(w_z^2 z) = \frac{4}{3}\rho_\infty l c (2w_z dw_z z + w_z^2 dz) = \\
 &= \frac{4}{3}\rho_\infty l c w_z (2z dw_z + w_z dz).
 \end{aligned}
 \tag{5}$$

Під'ємна сила дорівнює:

$$dP_z = \left(\int_0^\infty (\rho_\infty - \rho) g df \right) dz.$$

Використовуючи коефіцієнт об'ємного розширення,

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p$$

або в кінцевих різницях:

$$\beta = -\frac{1}{\rho_\infty} \frac{\rho_\infty - \rho}{\vartheta},$$

маючи $\rho_\infty - \rho = \beta \rho_\infty \vartheta$.

Для газів β знаходимо з рівняння стану: $\frac{P}{\rho} = RT$, звідки

$$\rho = \frac{P}{RT}.$$

$$\left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p = \frac{P}{R} \left(-\frac{1}{T^2} \right),$$

$$\beta = -\frac{RT}{P} \cdot \frac{P}{R} \left(-\frac{1}{T^2} \right) = \frac{1}{T},$$

приймаємо $\beta = \frac{1}{T_\infty}$.

Тоді:

$$\begin{aligned}
 dP_z &= \left(\int_0^{\infty} \beta \rho_{\infty} \vartheta g df \right) dz = \left(\int_0^{\infty} \frac{\rho_{\infty} \vartheta_z ch^{-1} \left(\frac{y}{cz} \right) g 2l dy}{T_{\infty}} \right) dz = \\
 &= \left(\frac{2 \rho_{\infty} \vartheta_z g l c z}{T_{\infty}} \int_0^{\infty} ch^{-1} \left(\frac{y}{cz} \right) d \left(\frac{y}{cz} \right) \right) dz = \\
 &= \frac{2 \rho_{\infty} \vartheta_z g l c z}{T_{\infty}} \operatorname{arctg} \left(sh \frac{y}{cz} \right) \Bigg|_0^{\infty} dz = \frac{\pi \rho_{\infty} \vartheta_z g l c z}{T_{\infty}} dz \quad (6)
 \end{aligned}$$

Використовуючи вирази (1) – (6), отримуємо систему рівнянь для визначення w_z та ϑ_z :

$$\begin{cases} \frac{\pi c \rho_{\infty} C_p l \vartheta_z w_z z}{2} = Q_0, \\ \frac{4}{3} \rho_{\infty} l c w_z (2z dw_z + w_z dz) = \frac{\pi \rho_{\infty} g l \vartheta_z c z}{T_{\infty}} dz; \end{cases} \quad (7)$$

$$\begin{cases} \frac{\pi c \rho_{\infty} C_p l \vartheta_z w_z z}{2} = Q_0, \\ w_z (2z dw_z + w_z dz) = \frac{3 \pi g \vartheta_z z}{4 T_{\infty}} dz. \end{cases} \quad (8)$$

З першого рівняння системи (7) виразимо ϑ_z та підставимо в друге:

$$\begin{aligned}
 \vartheta_z &= \frac{2Q_0}{\pi c \rho_{\infty} C_p l w_z z}, \\
 w_z (2z dw_z + w_z dz) &= \frac{3 \pi g z}{4 T_{\infty}} \cdot \frac{2Q_0}{\pi c \rho_{\infty} C_p l w_z z} dz.
 \end{aligned}$$

Маємо

$$w_z (2z dw_z + w_z dz) = \frac{3}{2} \frac{Q_0 g}{T_{\infty} c \rho_{\infty} C_p l} \frac{dz}{w_z}. \quad (9)$$

Позначивши $\frac{3}{2} \frac{Q_0 g}{T_\infty c \rho_\infty C_p l} = A$ та розділимо рівняння на $(2w_z \cdot z) dz$, перенесемо всі члени рівняння вліво отримаємо:

$$\frac{dw_z}{dz} + \frac{w_z}{2z} - \frac{A}{2zw_z^2} = 0. \quad (10)$$

Рівняння Бернуллі має вигляд:

$$w_z' + P(z)w_z + Q(z)w_z^{-2} = 0,$$

де $w_z' = \frac{dw_z}{dz}$; $P(z) = \frac{1}{2z}$; $Q_z = \frac{A}{2z}$.

Приведемо його до лінійного рівняння, розділивши всі члени на w_z^{-2} , маємо

$$w_z^2 w_z' + P(z)w_z^3 + Q(z) = 0, \quad (11)$$

позначивши $w_z^3 = v_z \Rightarrow 3w_z^2 w_z' = v_z'$,

звідки $w_z' = \frac{v_z'}{3w_z^2}$.

$$w_z^2 \frac{v_z'}{3w_z^2} + P(z)v_z + Q(z) = 0. \quad (12)$$

Стандартне лінійне рівняння має вигляд:

$$v_z' + P_1(z)v_z + Q_1(z) = 0$$

$$P_1 = 3P; \quad Q_1 = 3Q$$

$$P_1 = 3/2z; \quad Q_1 = 3A/2z$$

рішення такого рівняння запишемо у вигляді:

$$v_z = u_z e^{-\int P_1(z) dz}, \quad (13)$$

де $e^{-\int P_1(z)dz}$ – рішення відповідно до однорідного рівняння.

$$e^{-\int P_1(z)dz} = e^{-\int \frac{3}{2}z dz} = e^{-\frac{3}{2} \ln z} = e^{\ln z^{-3/2}} = z^{-3/2},$$

$$v_z = u_z z^{-3/2},$$

$$v_z' = u_z' \cdot z^{-3/2} + u_z \left(-\frac{3}{2}\right) z^{-5/2}. \quad (14)$$

Підставляємо в лінійне рівняння

$$u_z' \cdot z^{-3/2} - \frac{3}{2} u_z z^{-5/2} + \frac{3}{2z} u_z z^{-3/2} - \frac{3A}{2z} = 0; \quad (15)$$

$$u_z' z^{-3/2} - \frac{3A}{2z} = 0; \quad (16)$$

$$du_z = \frac{3A}{2z} \cdot z^{3/2} dz;$$

$$u_z = \frac{3}{2} A \int_0^\infty z^{1/2} dz = \frac{3}{2} A \cdot \frac{z^{3/2}}{3/2} = A z^{3/2}; \quad (17)$$

$$v_z = A z^{3/2} \cdot z^{-3/2} = A;$$

$$w_z^3 = A = \frac{3Q_0 g}{2T_\infty c \rho_\infty C_p l},$$

тоді

$$w_z = \sqrt[3]{\frac{3Q_0 g}{2T_\infty c \rho_\infty C_p l}}. \quad (18)$$

$$\vartheta_z = \frac{2Q}{\pi c \rho_\infty C_p l z} \cdot \sqrt[3]{\frac{2T_\infty c \rho_\infty C_p l}{3Q_0 g}} = \frac{1}{z} \cdot \sqrt[3]{\frac{16Q_0^2 T_\infty}{3g \pi^3 c^2 \rho_\infty^2 C_p^2 l^2}}. \quad (19)$$

Якщо позначити $q_0 = \frac{Q_0}{l}$, $\left[\frac{Вт}{м} \right]$,

де q_0 – лінійна густина теплового потоку джерела, отримаємо:

$$\begin{cases} w_z = \sqrt[3]{\frac{3q_0 g}{2T_\infty c \rho_\infty C_p}}, \\ \vartheta_z = \sqrt[3]{\frac{16q_0^2 T_\infty}{3g c^2 C_p^2 \rho_\infty^2}} \cdot \frac{1}{\pi z}. \end{cases} \quad (20)$$

Отже, використовуючи ці залежності можна знайти розподілення швидкостей та надлишкових (а значить і дійсних) температур у всіх точках:

$$\begin{cases} w = \sqrt[3]{\frac{3q_0 g}{2T_\infty c \rho_\infty C_p}} \cdot ch^{-2} \left(\frac{y}{cz} \right), \\ \vartheta = \sqrt[3]{\frac{16q_0^2 T_\infty}{3g c^2 C_p^2 \rho_\infty^2}} \cdot \frac{1}{\pi z} \cdot ch^{-1} \left(\frac{y}{cz} \right). \end{cases} \quad (21)$$

Результати розрахунків полів швидкостей і надлишкових температур для середнього ряду робочих камер з мікрокліматом зводимо в таблицях 1, 2.

Методику інженерного розрахунку систем опалення теплиці з камерами децентралізованого мікроклімату на основі вищенаведених рішень повітряного термогравітаційного фонтана і охолоджених струмін, що опускаються вздовж огорожень, буде наведено у наступній роботі.

Поле швидкостей при $T_{\infty} = 285 \text{ K}$

3,0	0,76	0,74	0,68	0,60	0,50	0,41	0,32	0,25	0,19	0,14	0,10	0,021	0,001	0	0	0	0	0	0
2,9	0,76	0,74	0,68	0,59	0,46	0,39	0,30	0,23	0,17	0,12	0,09	0,017	0,001	0	0	0	0	0	0
2,8	0,76	0,74	0,67	0,58	0,48	0,37	0,29	0,21	0,16	0,11	0,08	0,015	0,001	0	0	0	0	0	0
2,7	0,76	0,73	0,67	0,57	0,46	0,36	0,27	0,20	0,14	0,10	0,07	0,011	0	0	0	0	0	0	0
2,6	0,76	0,73	0,66	0,55	0,44	0,34	0,25	0,18	0,13	0,09	0,06	0,009	0	0	0	0	0	0	0
2,5	0,76	0,73	0,65	0,54	0,42	0,32	0,23	0,16	0,12	0,08	0,05	0,007	0	0	0	0	0	0	0
2,4	0,76	0,73	0,64	0,53	0,41	0,30	0,21	0,15	0,10	0,07	0,05	0,006	0	0	0	0	0	0	0
2,3	0,76	0,73	0,63	0,51	0,39	0,28	0,19	0,13	0,088	0,06	0,04	0,005	0	0	0	0	0	0	0
2,2	0,76	0,72	0,62	0,49	0,37	0,26	0,18	0,12	0,076	0,05	0,03	0,003	0	0	0	0	0	0	0
2,1	0,76	0,72	0,61	0,47	0,34	0,24	0,16	0,10	0,06	0,04	0,03	0,002	0	0	0	0	0	0	0
2,0	0,76	0,72	0,60	0,45	0,32	0,21	0,14	0,09	0,054	0,03	0,02	0,002	0	0	0	0	0	0	0
1,9	0,76	0,71	0,58	0,43	0,29	0,19	0,12	0,07	0,044	0,03	0,016	0,001	0	0	0	0	0	0	0
1,8	0,76	0,71	0,57	0,41	0,27	0,16	0,10	0,06	0,035	0,02	0,012	0,001	0	0	0	0	0	0	0
1,7	0,76	0,70	0,55	0,38	0,24	0,14	0,08	0,05	0,027	0,015	0,008	0,001	0	0	0	0	0	0	0
1,6	0,76	0,69	0,53	0,35	0,21	0,12	0,07	0,04	0,02	0,01	0,006	0	0	0	0	0	0	0	0
1,5	0,76	0,68	0,50	0,32	0,18	0,10	0,05	0,03	0,015	0,008	0,004	0	0	0	0	0	0	0	0
1,4	0,76	0,67	0,47	0,29	0,16	0,08	0,04	0,02	0,01	0,005	0,002	0	0	0	0	0	0	0	0
1,3	0,76	0,66	0,44	0,25	0,13	0,06	0,03	0,01	0,006	0,003	0,001	0	0	0	0	0	0	0	0
1,2	0,76	0,64	0,41	0,21	0,10	0,05	0,02	0,009	0,004	0,002	0,0007	0	0	0	0	0	0	0	0
1,1	0,73	0,60	0,35	0,17	0,07	0,03	0,01	0,01	0,002	0,001	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1,0	0,73	0,58	0,31	0,13	0,05	0,02	0,007	0,003	0,001	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0,9	0,73	0,55	0,26	0,10	0,03	0,01	0,004	0,001	0,001	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0,8	0,73	0,51	0,21	0,07	0,02	0,006	0,002	0,001	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0,7	0,73	0,46	0,15	0,07	0,01	0,002	0,001	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0,6	0,73	0,39	0,10	0,02	0,004	0,001	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0,5	0,73	0,31	0,05	0,007	0,001	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0,4	0,73	0,21	0,02	0,002	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0,3	0,73	0,10	0,004	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0,2	0,73	0,02	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0,1	0,73	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0,73	0,73	0,73	0,73	0,73	0,73	0,73	0,73	0,73	0,73	0,73	0,73	0,73	0,73	0,73	0,73	0,73	0,73	0,73
$\frac{z}{y}$	0	0,02	0,04	0,06	0,08	0,1	0,12	0,14	0,16	0,18	0,2	0,3	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,0

Поле надлишкових температур при $T_{\infty}=285 \text{ K}$

3.0	2.23	2.20	2.11	1.98	1.81	1.63	1.45	1.27	1.10	0.95	0.81	0.36	0.069	0.030	0.013	0.006	0.002	0.001
2.9	2.31	2.28	2.18	2.03	1.85	1.66	1.46	1.27	1.09	0.94	0.80	0.35	0.062	0.026	0.011	0.005	0.002	0.001
2.8	2.39	2.35	2.25	2.08	1.89	1.68	1.47	1.27	1.08	0.92	0.78	0.33	0.055	0.022	0.009	0.004	0.002	0.001
2.7	2.48	2.44	2.32	2.14	1.93	1.70	1.48	1.26	1.07	0.91	0.76	0.31	0.048	0.019	0.008	0.001	0.001	0
2.6	2.58	2.53	2.40	2.20	1.97	1.72	1.48	1.26	1.06	0.89	0.74	0.29	0.041	0.016	0.006	0.002	0.001	0
2.5	2.68	2.63	2.48	2.26	2.00	1.74	1.48	1.25	1.04	0.86	0.71	0.27	0.040	0.013	0.005	0.002	0.001	0
2.4	2.79	2.73	2.56	2.32	2.04	1.75	1.48	1.23	1.02	0.84	0.69	0.25	0.03	0.011	0.004	0.001	0.001	0
2.3	2.91	2.84	2.65	2.38	2.08	1.76	1.47	1.21	0.99	0.81	0.65	0.22	0.02	0.009	0.003	0	0	0
2.2	3.05	2.97	2.76	2.46	2.11	1.78	1.46	1.19	0.97	0.78	0.62	0.20	0.02	0.007	0.002	0.001	0	0
2.1	3.19	3.10	2.86	2.52	2.14	1.77	1.45	1.16	0.93	0.74	0.59	0.18	0.02	0.005	0.002	0	0	0
2.0	3.35	3.25	2.97	2.59	2.17	1.77	1.42	1.13	0.89	0.70	0.55	0.16	0.01	0.004	0.001	0	0	0
1.9	3.53	3.41	3.09	2.66	2.20	1.77	1.40	1.09	0.85	0.66	0.51	0.14	0.01	0.003	0.001	0	0	0
1.8	3.72	3.58	3.21	2.72	2.21	1.75	1.36	1.04	0.80	0.61	0.46	0.12	0.007	0.002	0.001	0	0	0
1.7	3.94	3.78	3.35	2.79	2.22	1.72	1.31	0.99	0.74	0.56	0.42	0.09	0.005	0.001	0	0	0	0
1.6	4.19	3.99	3.49	2.84	2.22	1.68	1.26	0.93	0.68	0.50	0.37	0.08	0.003	0.001	0	0	0	0
1.5	4.47	4.23	3.63	2.90	2.2	1.63	1.19	0.86	0.62	0.44	0.32	0.06	0.002	0	0	0	0	0
1.4	4.79	4.50	3.78	2.94	2.17	1.56	1.11	0.78	0.55	0.38	0.27	0.05	0.001	0	0	0	0	0
1.3	5.15	4.79	3.93	2.95	2.12	1.47	1.02	0.70	0.47	0.32	0.22	0.03	0.001	0	0	0	0	0
1.2	5.58	5.13	4.07	2.96	2.03	1.37	0.91	0.60	0.40	0.26	0.17	0.02	0	0	0	0	0	0
1.1	5.73	5.19	3.97	2.75	1.81	1.17	0.75	0.48	0.30	0.19	0.12	0.01	0	0	0	0	0	0
1.0	6.3	5.59	4.08	2.68	1.68	1.03	0.63	0.38	0.23	0.14	0.09	0.01	0	0	0	0	0	0
0.9	7.0	6.04	4.16	2.55	1.50	0.87	0.50	0.29	0.16	0.10	0.06	0	0	0	0	0	0	0
0.8	7.88	6.56	4.17	2.36	1.28	0.69	0.37	0.20	0.11	0.06	0.03	0	0	0	0	0	0	0
0.7	9.0	7.11	4.08	2.09	1.03	0.51	0.25	0.12	0.06	0.03	0.02	0	0	0	0	0	0	0
0.6	10.5	7.68	3.83	1.71	0.75	0.33	0.14	0.06	0.03	0.01	0.01	0	0	0	0	0	0	0
0.5	12.6	8.17	3.35	1.25	0.46	0.17	0.06	0.02	0.01	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0.4	15.75	8.34	2.57	0.74	0.21	0.06	0.02	0.01	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0.3	21.0	7.66	1.50	0.28	0.05	0.01	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0.2	31.5	5.14	0.43	0.03	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0.1	63.0	0.85	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Z/γ	0	0.02	0.04	0.06	0.08	0.1	0.12	0.14	0.16	0.18	0.2	0.3	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0

Висновки

1. Найбільший градієнт температур спостерігається по центру робочої камери (по осі z).

2. В зоні над робочими камерами градієнт температур незначний і не перевищує $3\text{ }^\circ\text{C}$ безпосередньо по осі z , а зворотний градієнт спостерігається через $0,3\text{ м}$ від осі z .

3. Середня температура повітря, яке підходить до шторного екрану на $1,5\text{--}2\text{ }^\circ\text{C}$ вище температури повітря у робочій зоні теплиці.

4. По мірі віддалення від осі z температура повітря фактично дорівнює температурі в робочій зоні теплиці. Таке положення стосується і температури охолодженого при контакті з шторним екраном потоку повітря, що надходить до внутрішньої поверхні зовнішніх огорожень. Це призводить до значного зменшення тепловтрат в порівнянні з тим варіантом, коли опалювальні прилади розташовані безпосередньо біля зовнішніх огорожень з двох причин:

- зменшення різниці між температурою біля огороження та зовнішньої температури повітря;
- зменшення швидкості повітряного потоку вздовж зовнішніх огорожень.

5. Швидкість повітряного потоку незначна та не перевищує $0,76\text{ м/с}$ по осі z над робочими камерами.

6. В загальному об'ємі теплиці середня швидкість не перевищує $0,3\text{ м/с}$.

Використана література

1. *Шепелев И. А.* Аэродинамика воздушных потоков в помещении. – М.: Стройиздат, 1978. – 145 с.

2. *Абрамович Г. Н.* Теория турбулентных струй. – М.: Гос. изд-во физ-мат. лит, 1960. – 715 с.

3. *Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С.* Теплопередача. – М.: Энергия, 1981. – 416 с.

4. *Талиев В. Н.* Аэродинамика вентиляции. – М.: Стройиздат, 1979. – 295 с.

5. *Малкін Е. С., Фуртат І. Е., Чепурна Н. В.* Аналітичні дослідження полів швидкостей і температур повітря над робочими камерами у теплицях з децентралізованим мікрокліматом / Будівельні матеріали, виробы та санітарна техніка. – 2004. Випуск 19. – С. 63–67.

ІНТЕНСИФІКАЦІЯ ВИРОБНИЦТВА ТА ПІДГОТОВКА БІОГАЗУ ДЛЯ ВИКОРИСТАННЯ В ТЕПЛОТЕХНІЧНОМУ ОБЛАДНАННІ

Вступ

Виробництво та використання біогазу не тільки в якості палива, але у вигляді основних чистих компонентів (метану й діоксиду вуглецю) значно підвищує економічну цінність цього нетрадиційного джерела енергії й сировини, поліпшує екологічну ситуацію та дозволяє отримати цінні органічні добрива.

Метан може використатися як паливо, а діоксид вуглецю як інертний газ для зварювальних робіт, для заправлення вогнегасників, у харчовій промисловості, у якості “добрива” у тепличних господарствах і т. д.

Діоксид вуглецю (CO_2) та сірководень (H_2S) являють собою найпоширеніші шкідливі домішки в біогазі. Кількість H_2S варіює від відсотків до десятих часток відсотка залежно від джерела: метантенк очисної установки каналізаційних стоків, смітник побутових відходів, біореактор для анаеробної переробки тваринницьких відходів та ін. Діючі в Україні технічні умови [1] на біогаз метантенків вимагають зниження вмісту H_2S до $0,2 \text{ г/м}^3$.

В найближчі роки очікується прискорений розвиток біоенергетики в Україні. Тому проблема ефективного виробництва, спалювання й використання енергії біогазу стає особливо актуальною.

Інтенсифікація процесу виробництва біогазу

При виробництві біогазу постає проблема одночасної інтенсифікації теплообміну в біореакторі, перемішування субстрату та позбавлення отриманого біогазу від домішок. Для вирішення завдання комплексного виробництва та інтенсифікації виходу біогазу було запропоновано локальне омивання теплообмінної поверхні нагрівника субстрату струменями газу. При такому способі омивання досягається одночасне перемішування та збільшення теплообміну без погіршення якості технологічного процесу [2]. Для дослідження процесів теплообміну при локальному газорідинному омиванні поверхні було використано дослідну установку та відповідну методику [3].

В результаті проведення експериментів було виявлено залежності впливу визначальних характеристик на інтенсифікацію тепловіддачі від нагрівальної поверхні до середовища.

Використовуючи отримані залежності і середні значення параметрів питомого теплового потоку (q), швидкості газорідинної фази (w_r), температури рідини (t_p), побудована залежність впливу відстані від краю ділянки газорідинного омивання на відношення $\frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\text{вк}}}$ (рис. 1), де Δt_{\max} – різниця температур стінки нагрівального елемента і рідини вдалині від нього в точці максимального омивання, $\Delta t_{\text{вк}}$ – те саме за умов вільної конвекції.

$$\left(\frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\text{вк}}} \right)_{\text{розр}}$$

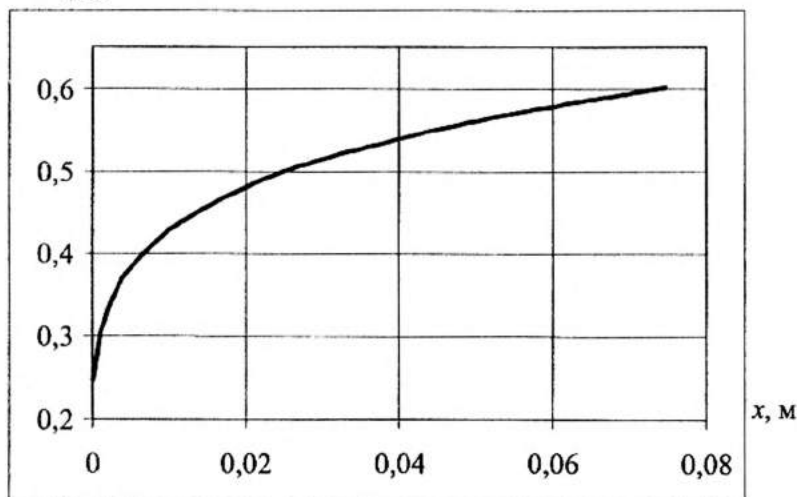


Рис. 1. Розрахункові значення відношення температурних напорів при значеннях параметрів: $q = 7,6 \text{ кВт/м}^2$; $w_r = 0,052 \text{ м/с}$; $t_p = 30 \text{ }^\circ\text{C}$

Згідно з рисунком 1, найбільш ефективно газові струмені впливають на тепловіддачу в центрі однофазної області на відстані до 50 мм від струменя. На більших відстанях ($x > 50 \text{ мм}$) крива згладжується. Таким чином, отвори барботажного пристрою доцільно встановлювати на відстані не більше 100 мм один від одного, що

забезпечить високу інтенсивність тепловіддачі від стінки до локального нерівномірного газорідного середовища.

При виробництві біогазу разом з метаном утворюються домішки вуглекислого газу та сірководню, яких необхідно позбавлятися для ефективного використання цього виду палива.

Обґрунтування способів підготовки біогазу до використання

В залежності від необхідного ступеня очищення умовно розрізняють грубе, середнє і тонке очищення.

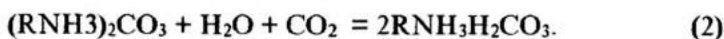
Існує декілька основних способів підготовки біогазу, до яких відносять:

- Водневе розчинення вуглекислоти.
- Етаноламінова абсорбція.
- Взаємодія з гарячим розчином поташу.
- Лужне очищення газу від CO_2 .
- Видалення CO_2 методом низькотемпературної абсорбції метанолом.
- Окисно-адсорбційний метод очищення газів від сірководню.
- Абсорбція хінон-гідрохіноновим водяним розчином.
- Метод "виморожування" діоксиду вуглецю.

Водневе очищення засноване на різній розчинності у воді діоксиду вуглецю. При невисоких парціальних тисках розчинність CO_2 у воді невелика, але зі збільшенням тиску вона зростає. При наступному зниженні тиску розчинений двоокис вуглецю виділяється з розчину. Водяне очищення газу від двоокису вуглецю під тиском дуже ефективно при високому вмісті CO_2 у газі. Цей спосіб відрізняється простотою і дає змогу багаторазово використовувати оборотну воду. Одночасно з розчиненням діоксиду вуглецю у воді розчиняються й інші компоненти конвертованого газу: водень, азот, оксид вуглецю, сірчисті з'єднання. Розчинність вуглекислого газу становить 87,7 мл в 100 мл води при атмосферному тиску і температурі води $+20^\circ\text{C}$. Витрата води на очищення конвертованого газу від діоксиду вуглецю залежить від ступеня очищення від CO_2 , температури, загального і парціального тиску CO_2 у газовій суміші до очищення.

Етаноламінова абсорбція ґрунтується на лужних властивостях аміноспиртів, які при взаємодії з кислотами утворюють солі. Звичайно, використовують водяні розчини етаноламіну $\text{CH}_2\text{OH}-\text{CH}_2-\text{NH}_2$, діетаноламіну $(\text{CH}_2\text{OH}-\text{CH}_2)_2\text{NH}$ і триетаноламіну $(\text{CH}_2\text{OH}-\text{CH}_2)_3\text{N}$. Найсильнішою основою серед етаноламінів є моноетано-

ламін, що знайшов широке застосування в промисловості для очищення газів. При абсорбції CO_2 розчинами етаноламінів утворюються карбонати і бікарбонати. Попутно може абсорбуватися сірководень і утворюватися сульфіді і бісульфіді. Ці з'єднання при температурі вище $+100^\circ\text{C}$ дисоціюють з виділенням з розчинів CO_2 і H_2S . Взаємодія етаноламіну RNH_2 (де R – група $\text{CH}_2\text{OH}-\text{CH}_2$) із діоксидом вуглецю може бути представлено наступними реакціями:



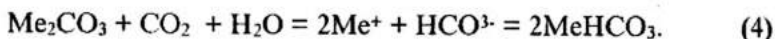
Незважаючи на те, що поглинальна здатність розчину етаноламіну стосовно H_2S у присутності CO_2 знижується, коефіцієнт абсорбції H_2S значно вище ніж CO_2 і можлива виборча абсорбція сірководню з конвертованого газу, що містить діоксид вуглецю. Поглинальна здатність абсорбенту зростає зі зниженням температури і підвищенням тиску. При підвищенні температури і зниженні тиску рівновага хімічних реакцій, що протікають при абсорбції, зрушується вліво. На цьому заснована регенерація розчину, що насичений кислими газами при абсорбції. Насичений розчин нагрівають, при цьому відбувається розкладання хімічних сполук і десорбція кислих газів з розчину етаноламіну, яке супроводжується також випаром з розчину води.

Очищення біогазу від діоксиду вуглецю шляхом взаємодії газу з гарячим розчином поташу. Водяні розчини карбонатів натрію і калію поглинають діоксид вуглецю з утворенням бікарбонатів. У водяному розчині карбонат дисоціює на іони:



де Me – натрій чи калій.

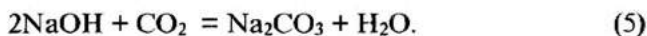
Сумарний процес поглинання виражається у вигляді:



Звичайно, абсорбцію газів ведуть при низькій температурі, що зв'язано зі зменшенням розчинності газів у рідинах при підвищенні температури. У даному випадку при поглинанні CO_2 розчинами карбонатів бікарбонати, що утворюються, менше розчинні у воді, ніж карбонати. Тому підвищення температури сприятиме збільшенню розчинності у воді солей – карбонатів і бікарбонатів. Розчинність солей калію вище розчинності солей натрію, тому для очищення

застосовують водяний розчин карбонату калію – поташу при підвищеній температурі. З підвищенням температури зростає концентрація солі в розчині, що дає змогу компенсувати негативний вплив температури на розчинність газу. З іншого боку, підвищення температури сприяє збільшенню швидкості гідратації. Тому зростає швидкість усього процесу абсорбції CO₂. Розчинність CO₂ у гарячому розчині поташу в значній мірі залежить від парціального тиску діоксиду вуглецю над розчином. Тому абсорбцію CO₂ гарячими розчинами поташу здійснюють при підвищеному тиску. Найменший парціальний тиск діоксиду вуглецю, при якому поташне очищення економічно доцільне, дорівнює 0,14 МПа. Таким чином, зазначені фізико-хімічні особливості процесу очищення дають можливість проводити абсорбцію і регенерацію майже при однаковій температурі. Причому абсорбція йде при підвищеному тиску, а десорбція (регенерація) розчину – при зниженні тиску до атмосферного. Поглинальна здатність гарячих розчинів поташу у виробничих умовах коливається в межах 20–35 м³ CO₂ на 1 м³ розчину. Підвищення температури до +100 °С в процесі абсорбції недостатньо для прискорення реакції і досягнення тонкого очищення газу. Тому для підвищення швидкості процесу абсорбції при більш низькій температурі застосовують різні добавки, що активують.

Лужне очищення біогазу від CO₂ водяним розчином їдкого натру NaOH засноване на необоротній реакції:



Парціальний тиск CO₂ над розчином їдкого натру NaOH у процесі поглинання дорівнює нулю доти, поки весь луг не перейде в карбонат. Поглинання CO₂ розчином карбонату натрію протікає з утворенням бікарбонату:



Диференціальна теплота розчинення CO₂ у розчинах їдких лугів незалежно від роду катіона складає 117 кДж/моль. Швидкість абсорбції CO₂ лугом зростає з підвищенням температури. Збільшення концентрації карбонату в розчині сприяє зниженню швидкості абсорбції. Регенерація відпрацьованого розчину лугу здійснюється вапном:



Процес проходить у рідкій фазі при 90–95 °С і при перемішуванні. Установка регенерації луку вапном є громіздка і процес недостатньо задовольняє сучасним санітарно-гігієнічним вимогам. Тому регенерацію відпрацьованого луку передбачають тільки при значній витраті луку і необхідності привозу його. На очищення 1000 м³ газу витрачається 0,15–1,6 кг 92%-ної каустичної соди (у залежності від концентрації СО₂ у вихідному газі).

Абсорбція домішок біогазу за допомогою метанолу. В інтервалі температур від –30 до –60 °С і при тиску 1–3 МПа метанол є ефективним абсорбентом не тільки діоксиду вуглецю, але і сірководню, органічних сполук сірки і деяких інших домішок, що є присутніми у газовій суміші. Розчинність СО₂ у метанолі значно вища ніж у воді, і зростає зі зниженням температури і збільшенням тиску. Так, при –60 °С розчинність діоксиду вуглецю в метанолі в 75 разів перевищує її розчинність у воді при +25 °С. Тому при промиванні газу метанолом в умовах низьких температур витрата абсорбенту на очищення одиниця об'єму газу значно менша ніж при водяному очищенні від СО₂. Завдяки цьому відповідно зменшуються енергетичні витрати в процесі абсорбції. Витрати водню при низькотемпературній абсорбції також знижуються в порівнянні з їхніми втратами при водяному промиванні газу під тиском. Це зв'язано не тільки зі скороченням питомої витрати абсорбенту, але із зменшенням розчинності водню в метанолі при зниженні температури. Незважаючи на необхідність застосування холодильної машини, енергетичні витрати в описаному процесі не перевищують витрати енергії при промиванні газу водою.

Технологія очищення газів від сірководню заснована на використанні **окисно-адсорбційного** методу із застосуванням активованого вугілля, виробленого вітчизняною промисловістю. Метод дає змогу проводити очищення газів з низьким вихідним вмістом сірководню (від 3–6 г/м³ і менше) до залишкового вмісту сірководню в очищеному газі рівного 0,2–1,0 мг/м³, у тому числі і для газів з високим вмістом діоксиду вуглецю. Ступінь очищення складає 99–100 %.

Сучасні розробки українських вчених дають змогу економічно розділяти компоненти біогазу на складові. Схема установки по очищенню біогазу від домішок сірководню із застосуванням рідкого поглинача – хінон-гідрохінонового водяного розчину розроблена авторським колективом харківських вчених. Установка скрубєрного типу працює в замкнутому режимі з регенерацією поглинача й виділенням елементарної сірки.

Поглинання сірководню супроводжується відновленням хінону в гідрохінон:



і окислюванням сірководню:



Регенерація проводиться після насичення абсорбційного розчину сірководнем шляхом пропускання повітря. Під час регенерації протікають реакції окислювання гідрохінону й відновлення кисню [4].

Інша методика розроблена у Національному Науковому Центрі Харківського фізико-хімічного інституту – ефективна й економічно виправдана технологія поділу біогазу на компоненти з одночасним їх стисненням до високого тиску. В основу технології покладені процеси дистиляції сконденсованого біогазу й криокомпресії, що розділяються при цьому компонент системи метан-діоксид вуглецю [5].

Висновки

Узагальнено та обґрунтовано основні способи очищення цінного альтернативного палива – біогазу від домішок та методика інтенсифікації теплообмінних процесів в біореакторі шляхом локального газорідинного омивання поверхні теплообміну. Наведені способи дають змогу збільшити вихід біогазу та використовувати сучасні досягнення хімії, очищення для вирішення актуального завдання яке постає – використання біогазу в енергетичному обладнанні. В залежності від можливостей господарства, наявності і виду енергетичного обладнання, необхідного ступеня очищення необхідно вибрати спосіб, що найбільш повно задовольнить поставленим умовам.

Використана література

1. ТУ “Біогаз метантенків” ТУУ-204. 14069366-13-97.
2. Бергс А. Интенсификация теплообмена. В кн. Теплообмен. Достижения. Проблемы. Перспективы. Избранные труды 6-й Международной конференции по теплообмену, 1981. – С. 145–192.
3. Ткаченко С. Й., Степанов Д. В., Джемджула В. В. Закономірності розподілу температурних напорів за умов локального газорідного омивання поверхні // Вісник ВПІ, 2003, № 4. – С. 42–45.
4. Разработка технологии очистки биогаза от сероводорода с помощью жидкого поглотителя в скрубберной схеме. Боровой И. А., Колобродов В. Г., Кулько В. Б., Винокуров Э. И. Вибрані праці Першої міжнародної конференції “Енергія з біомаси” Київ, 2002.
5. Комплекс по переработке биогаза Карнацевич Л. В., Хажмуродов М. А., Колобродов В. Г., Волчок О. И., Григорова Т. К., Винокуров Э. И., Бондарь А. Ф. Вибрані праці Першої міжнародної конференції “Енергія з біомаси” Київ, 2002.

ІННОВАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ В СИСТЕМАХ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

Верховною Радою України прийнятий закон України № 1676-IV від 9 квітня 2004 року про “Загальнодержавну комплексну програму розвитку високих наукоємних технологій”. Загальнодержавна комплексна програма розвитку високих наукоємних технологій (далі Програма) спрямована на запровадження моделі сталого економічного зростання вітчизняних підприємств шляхом удосконалення структури їх основного капіталу та інтенсивного інвестування високотехнологічного виробництва. Основними завданнями Програми є реалізація проектів з розроблення наукоємних технологій та впровадження таких технологій на підприємствах базових галузей промисловості за пріоритетними напрямками інноваційної діяльності. Виконання Програми передбачається забезпечити двома етапами:

перший етап (2005–2008 роки) – реалізація проектів з розроблення наукоємних технологій, які мають найбільший ступінь готовності до впровадження;

другий етап (2009–2013 роки) – впровадження на підприємствах наукоємних технологій, розроблених за результатами виконання Програми на першому етапі.

В Україні одна з найвищих у світі насиченість тепловими мережами. Протяжність теплопроводів становить близько 47 тисяч кілометрів у двотрубному обчисленні. На балансі підприємств комунальної теплоенергетики знаходиться 20,8 тисяч кілометрів теплових мереж у двотрубному обчисленні діаметром від 50 до 800 мм.

Близько 80 % теплових мереж прокладені в непрохідних залізобетонних каналах з ізоляцією у вигляді мінеральної вати. Канали не захищені від проникнення ґрунтової й іншої води, що призводить до значних втрат теплової енергії, пошкодженню теплопроводів і відключенню споживачів. Загальні втрати теплової енергії в мережах систем централізованого теплопостачання складають в середньому 30%, а у деяких регіонах досягають 40%. Термін безаварійної експлуатації теплових мереж не перевищує 10–15 років.

Зазначені, а також інші обставини є причиною того, що в Україні витрата теплоти на опалення рівної теплової площі в 2–3 рази більша, ніж у країнах Західної Європи.

Головним напрямом науково-технічного прогресу у галузі систем централізованого теплопостачання є застосування нових теплоізоляційних матеріалів і технологій теплоізоляційних робіт.

Найвищу ефективність з точки зору економії паливно-енергетичних ресурсів (ПЕР) і збільшення терміну експлуатації теплових мереж забезпечує застосування теплоізоляційних матеріалів з покращеними характеристиками і технології попередньо ізольованих в заводських умовах трубопроводів.

Попередньо ізольована в заводських умовах секція (рис. 1) складається з внутрішньої провідної сталеві труби, зовнішньої захисної оболонки з поліетиленової труби і розміщеної між ними пінополіуретанової теплоізоляції [3].

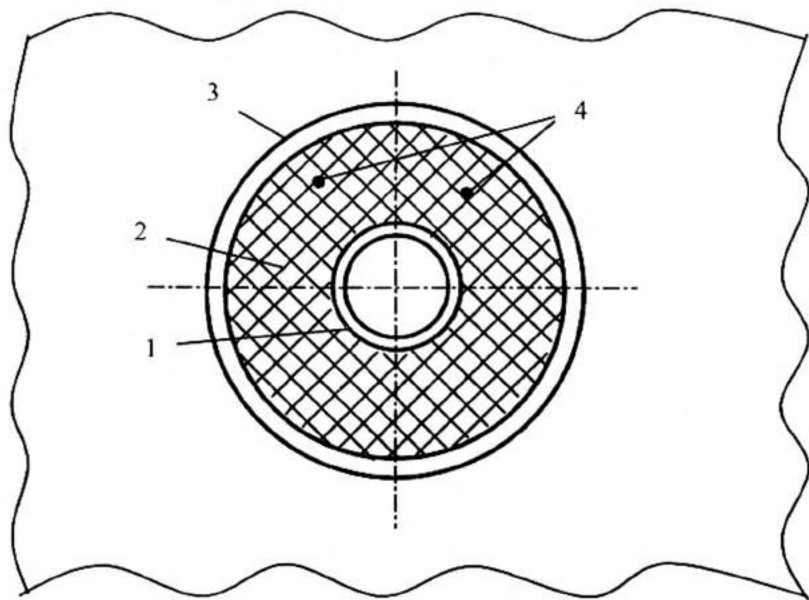


Рис. 1. Конструкція попередньо ізольованого теплопроводу:

- 1 – провідна сталеві труба; 2 – пінополіуретанові теплоізоляція;
- 3 – зовнішня захисна поліетиленові труба; 4 – дріт сигналізаційний

У верхній частині теплоізоляційного шару розміщені два провідники системи теплоконтролю герметичності теплопроводів (аварійної сигналізації). Провідниками аварійної сигналізації є мідні дроти з площею перетину 1,5 мм. Для забезпечення адгезії поліуре-

танової піни зовнішня поверхня сталеві труби і внутрішня поверхня поліетиленові труби спеціально обробляються. Для теплових мереж використовуються безшовні (ГОСТ 8731), електрозварні (ГОСТ 10704-76) і електрозварні прямошовні (ГОСТ 20295) труби [1]. Для зовнішніх мереж гарячого водопостачання застосовуються водогазопровідні оцинковані (ГОСТ 3262-89) труби. Коефіцієнт теплопровідності пінополіуретанової ізоляції $\lambda \leq 0,035$ Вт/(м·°С), поліетиленові труби $\lambda = 0,43$ Вт/(м·°С).

Попередньо ізольовані труби застосовуються для транспортування теплоносія з умовним тиском $P_y = 16$ МПа, максимальною довготривалою температурою $t_{\max}^d = 140^\circ\text{C}$ і максимальною допустимою короткотривалою (протягом 10 діб за рік) температурою $t_{\max}^k = 150^\circ\text{C}$.

Техніко-економічні особливості застосування трубопроводів теплових мереж у поліуретановій оболонці типу "труба в трубі", виготовлених в заводських умовах характеризуються наступними показниками.

1. Прокладання теплових мереж. Вартість прокладання 1 км теплових мереж діаметром 100 мм за традиційною технологією у непрохідних каналах складає, в середньому, 80 тис. грн., а безканалних з пінополіуретановою ізоляцією – 40 тис. грн., відповідно теплових мереж діаметром 800 мм у непрохідних каналах – 680 тис. грн., безканалних з пінополіуретановою ізоляцією – 550 тис. грн. [2, 4].

2. Питомі втрати теплових мереж. Однією з найбільших переваг попередньо ізольованих труб з пінополіуретановою ізоляцією є їх високий ККД, тобто малі питомі втрати теплоти при експлуатації. Завдяки герметичній гідроізоляції теплопроводів теплотехнічні якості теплоізоляції практично не змінюються при їх розміщенні у ґрунтах підвищеної вологості і ця особливість теплопроводів забезпечує підтримання високих теплозахисних характеристик теплоізоляції протягом всього опалювального періоду. Питомі тепловтрати 1 км теплових мереж діаметром 100 мм в непрохідних каналах становлять, в середньому, 750 Гкал/год., а теплових мереж з пінополіуретановою ізоляцією – 400 Гкал/год., відповідно теплових мереж діаметром 800 мм в непрохідних каналах – 3200 Гкал/год., теплових мереж з пінополіуретановою ізоляцією – 1000 Гкал/год.

При підтриманні температури теплоносія у подавальному теплопроводі мереж з пінополіуретановою ізоляцією у межах від 95 до 150 °С, ККД теплової ізоляції становить 99–97%, тобто питомі втрати теплоти через ізоляцію підтримуються на рівні 1–3%, що значно

переважає нормативні тепловтрати теплових мереж у непрохідних каналах з мінеральноватною теплоізоляцією.

3. Експлуатація теплових мереж. Досвід експлуатації теплових мереж безканального прокладання з пінополіуретановою ізоляцією у країнах Західної Європи свідчить, що термін їх безаварійної експлуатації становить у середньому 30 років, а у деяких випадках і перевищує цей термін.

Питомі річні витрати на експлуатацію 1 км теплових мереж діаметром 100 мм в непрохідних каналах складають у середньому 0,5 тис. грн., а 1 км безканальних теплових мереж з пінополіуретановою ізоляцією 0,2 тис. грн., теплових мереж діаметром 800 мм відповідно 4 тис. грн. і 0,9 тис. грн.

4. Поточний ремонт теплових мереж. Питомі річні витрати на поточний ремонт 1 км теплових мереж діаметром 100 мм в непрохідних каналах складають у середньому 120 тис. грн., а безканальних з пінополіуретановою ізоляцією 80 тис. грн., теплових мереж діаметром 800 мм відповідно 520 тис. грн. і 180 тис. грн.

Як і кожне нове великомасштабне технічне рішення зазначена технологія має і свої певні мінуси.

У цілому вона більш складна у порівнянні з традиційною і потребує значно точнішого дотримання вимог багатьох стандартів, які регламентують проектування, виготовлення елементів і будівництво мереж. Система оперативного дистанційного контролю за станом ізоляції мереж потребує висококваліфікованого обслуговування, ремонт ізоляції мереж значно складніший у порівнянні з каналною, вартість мереж з поліуретановою ізоляцією ще досить висока.

Зазначені недоліки можуть бути в значній мірі усунуті шляхом впровадження наукових розробок та досвіду виготовлення і будівництва теплових мереж з поліуретановою ізоляцією в умовах України.

Донедавна на ринку теплової енергії України попередньо ізольовані труби були представлені тільки датськими, польськими та німецькими виробниками [2]. За останні роки київське підприємство ВАТ “Завод сантехнічних заготовок” освоїло випуск цієї продукції з метою забезпечити внутрішній ринок України і попит в інших країнах.

На даний час у Києві проведений об’єм робіт з заміни фізично зношених трубопроводів теплових мереж на попередньо ізольовані складає більше 100 км у двотрубному обчисленні. Активно впроваджують попередньо ізольовані труби АК “Київміськбуд”, АЕК “Київенерго”, “Вінницятеплокомуненерго”, “Кам’янець-Подільськтеплокомуненерго”, “Полтавенерго”.

Зважаючи на високу якість продукції і відповідність європейським стандартам попередньо ізольовані труби вітчизняного виробництва поставляються також в Росію, Білорусь, Польщу, Францію, Литву та Болгарію.

Але на сьогодні стан справ з виробництвом української попередньоізольованої труби далеко не оптимістичний. Головна проблема – реалізація виготовленої продукції. Різко підвищились ціни на металеві труби. Якщо у 2001 році тонна труб коштувала 550 грн., сьогодні вона сягає за 4 тис. гривень. Подорожчали також нафтопродукти, які використовуються для виготовлення складових ізоляції труб. Зазначене дає можливість виготовляти попередньоізольовані труби з мінімальною рентабельністю, яка зовсім недостатня для підвищення ефективності виробництва на базі нової техніки і технології.

Подальшому нарощуванню виробництва українських попередньо ізольованих труб конче потрібна державна підтримка.

Використана література

1. СНиП 02.04.07. – 86. Тепловые сети / Госстрой СССР. – М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1989. – 48 с.

2. Рандлов П. Справочник по системам централизованного теплоснабжения. – Брюссель: Европейская Ассоциация Производителей Предварительно Изолированных Труб для Централизованного Теплоснабжения, 1997. – 318 с.

3. ВАТ “Завод сантехнічних заготовок”. Каталог виробів та рекомендації з використання і проектування. Система труб та деталей трубопроводів теплових мереж з тепловою ізоляцією з поліуретану та захисною оболонкою (друга редакція). – К.: Видавництво “Саксес – К”, 2003. – 159 с.

4. Саятін В. П. Рекомендації по проектуванню попередньо ізольованих трубопроводів для безканальної прокладки теплових мереж. – Львів.: ВАТ “Енергоресурс”, 1999. – 86 с.

**ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРОДИНАМІЧНИХ І ТЕПЛОВИХ ПРОЦЕСІВ
ПРИ ФІЛЬТРАЦІЇ ВОДИ В ТРІЩИНІ ГІДРОРОЗРИВУ**

Відомо, що в зв'язку низькою теплопровідністю глибинних гірських порід для забезпечення високої інтенсивності добування теплової енергії з допомогою підземних циркуляційних систем протягом довгого періоду необхідно, щоб система тріщин не тільки мала пропускну здатність, достатню для великої витрати води, але й охоплювала досить велику область масиву для конвективного теплообміну між породами і течією води.

Одним з можливих способів створення каналів з низьким опором руху води і великою площею поверхні теплообміну є гідравлічний розрив масиву, якщо врахувати його порівняно низьку вартість, незначний вплив на навколишнє середовище та добре освоєну технологію впровадження. Найбільш сприятливим типом геотермічної системи в цьому випадку є одинична вертикально орієнтована плоска тріщина приблизно круглої форми, яка б забезпечувала стійкий рух теплоносія.

Нехай у створеній таким способом циркуляційній системі відбувається фільтрація води для відбору тепла гірських порід. Залегання тріщини вважається настільки глибоким, що умови на денній поверхні не впливають на теплогідродинамічні процеси, що протікають в ній. Можлива зміна зявання тріщини b , утворення нових тріщин в процесі експлуатації системи та втрати теплоносія через стінки тріщини в оточуючий гірський масив не враховуються. Крім того, фільтрація води в тріщині відповідає закону Дарсі, причому коефіцієнт фільтрації k_T визначається за формулою

$$k_T = \frac{b^3 \Gamma}{12},$$

де Γ – густина тріщин.

Математичне формулювання задачі має вид (рис. 1):

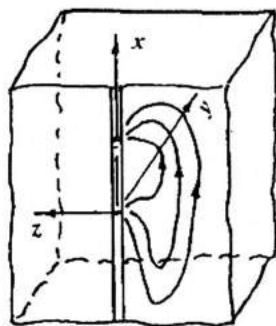


Рис. 1

$$\operatorname{div} \operatorname{grad} P = 0; \quad z = 0 \quad (1)$$

$$\lambda \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = C_n \rho_n \frac{\partial T}{\partial t}, \quad z > 0 \quad (2)$$

$$\frac{2\lambda}{b} \frac{\partial T}{\partial z} - v_x C_p \frac{\partial T}{\partial x} - v_y C_p \frac{\partial T}{\partial y} = C_p \rho_p \frac{\partial T}{\partial t}; \quad z = 0 \quad (3)$$

$$v_x = \frac{b^2}{12\nu} \left(-\frac{\partial P'}{\partial x} + \rho_0 g_x \beta \Delta T \right); \quad v_y = \frac{b^2}{12\nu} \left(-\frac{\partial P'}{\partial y} + \rho_0 g_y \beta \Delta T \right);$$

$$\left. \frac{\partial P}{\partial r} \right|_{r=r_e} = \frac{6\nu Q}{\pi b^2 r_c}; \quad \left. \frac{\partial P}{\partial r} \right|_{r=r_n} = -\frac{6\nu Q}{\pi b^2 r_c}; \quad \left. \frac{\partial P}{\partial n} \right|_{\Gamma_\phi} = 0,$$

$$T \Big|_{r=r_n} = T_b, \quad z = 0; \quad T \Big|_{t=0} = T \Big|_{z \rightarrow \infty} = T_0,$$

$$r = \sqrt{x^2 + y^2}; \quad r = \sqrt{(R-x)^2 + y^2}.$$

Температура води в експлуатаційній свердловині

$$\theta_c = \frac{b}{Q} \int_{\Gamma_e} \theta_p (\vec{v} \cdot \vec{n}^0) d\Gamma_e,$$

а враховуючи значення скалярного добутку $\vec{v} \cdot \vec{n}^0$, температуру води на виході із системи можна обчислити за формулою

$$\theta_c = \frac{r_e}{\pi R} \int_0^\pi (v_x^* \cos \varphi + v_y^* \sin \varphi) \theta_p(r_c, \varphi) d\varphi, \quad (x = r_c \cos \varphi; y = r_c \sin \varphi)$$

$$v_x^* = -\frac{2\pi b v_x}{Q}; \quad v_y^* = -\frac{2\pi b v_y}{Q},$$

де \vec{n}^0 – орт зовнішньої нормалі до контура експлуатаційної свердловини; \vec{v} – вектор швидкості води $\vec{v} = v_x \vec{i} + v_y \vec{j}$; R – відстань між контуром нагнітання і контуром розвантажування (відстань між різноіменними свердловинами); P, T – відповідно тиск і температура води в тріщині.

Поставлена задача відповідає випадку, коли вода входить у вертикальну плоску тріщину в деякій фіксованій точці (контур "н") і рухається в ній за рахунок вимушеної і природної конвекції, а виходить із тріщини в іншій точці (контур "р"). Тепло поступає до теплоносія за рахунок кондукції від гарячого масиву з обох сторін тріщини.

Для дослідження гідротермодинамічних процесів тріщини і породах розроблено двовимірну різницеву модель і проведено чисельний експеримент для такої циркуляційної системи: радіус тріщини 500 м, початкова температура води $T_b = 50$ °С, середня температура гранітного масиву 250 °С, значення геотермічного градієнта 0,05 °С, розкриття тріщини $b = 1$ мм. Теплоємність води приймалася постійною, а її густина ρ_b і коефіцієнт динамічної в'язкості μ_b визначались за такими формулами:

$$\rho_b = 1320 - 0,987\sqrt{1,05 \cdot 10^5 + (1,8T - 28)^2} \quad (\text{кг/м}^3),$$

$$\mu_b = \frac{1776 - (1,8T + 32)}{26,5(1,8T + 32)} \quad (\text{сПз}).$$

При цьому область фільтрації покривається прямокутною різницевою сіткою, яка в області контурів нагнітання та розвантажування стикується з осесиметричною сіткою, що відповідає реальній течії теплоносія поблизу свердловин. Оскільки коефіцієнти, що входять в рівняння моделі, залежать від температури, то для розв'язання одержаного нелінійного різницевого рівняння організується ітераційний процес. На кожній ітерації, крім різницевого аналога задачі гідродинаміки, розв'язується також різницева задача конвективного теплообміну в області фільтрації і кондукції в масиві порід. Початкові значення T_0 , ρ_0 і μ_0 , необхідні для організації ітерацій, беруться з попереднього часового шару.

При цьому рівняння гідродинаміки представляється як рівняння нестационарної дифузії шляхом введення деякого фіктивного часу, а рівняння конвекції в кожній з областей розв'язується методом поділу на фізичні процеси.

“Склеювання” осесиметричної і прямокутної сіток здійснюється застосуванням інтерполяції.

Попередні результати чисельного експерименту представлені на рис. 2 у вигляді миттєвих ліній течії для різних моментів часу і чисел Грасгофа.

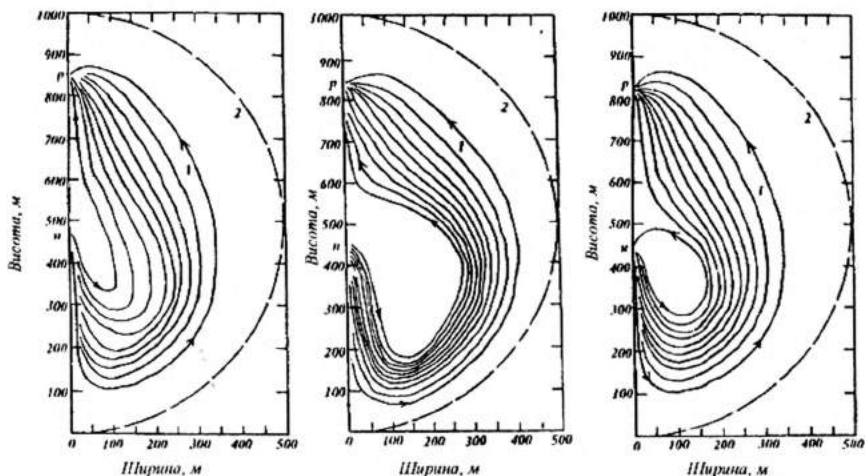


Рис. 2. Миттєві лінії течії для різних періодів і різних значеннях числа Грасгофа:
1 – лінії течії; 2 – зовнішня межа тріщини

Використана література

1. Кононенко Г. М. Комбинированные модели тепло- и массопереноса: принципы построения, структура, алгоритмы и методы их реализации. – К., 1985. – 64 с. (НАН України. Ін-т математики; 85–95).

2. Кононенко Г. М., Вознюк Л. Ф. Приближенные методы исследования тепло- и массопереноса в системах извлечения тепла Земли. – К., Наукова думка, 1975. – 139 с.

**МЕТОДИ ОЦІНКИ ЗНАЧЕНЬ КОЕФІЦІЄНТІВ
МІЖФАЗОВОГО ТЕПЛОБМІНУ І МАСООБМІНУ**

Нестационарний тепломасообмін при фільтрації води в тріщинувато-пористому середовищі суттєво відрізняється від тепломасообміну в природних пористих пластах. Тому припущення про однорідність середовища в гідро-динамічному і термічному сенсі може бути невиправданим при дослідженні цих процесів в пластах, коли окремі куски (блоки) порід в зоні фільтрації можуть досягати значних розмірів. В цьому випадку треба враховувати вплив скінченності швидкості теплообміну (масообміну) між окремими блоками і водою на теплові і гідродинамічні поля, що пов'язано з необхідністю розгляду такі пласти, як бікомпонентну систему "скелет-вода".

Враховуючи, що вірогідні дані про конфігурацію систем тріщин в пласті відсутні, бажано нестационарний теплогідродинамічний режим в таких пластах вивчати шляхом гомогенізації гетерогенної системи [1,2], тобто введенням осереднених характеристик середовища і руху, причому осереднення має здійснюватись по об'ємах більших порівняно з розмірами окремих блоків.

Вважаючи, що обмін рідиною між частинами кожного компонента відповідає закону Дарсі, тепло поширюється за законом Фур'є, а в рідині, крім того, ще й конвекцією, та припускаючи, що кількість рідини q_p й тепла q_T при тепломасообміні між частинками двох компонентів усередині об'єму V є додатною монотонною функцією різниці середніх температур фаз $T_2 - T_1$ (при $T_2 \geq T_1$) і тисків $P_2 - P_1$ (при $P_2 \geq P_1$), можна вважати, що

$$q_T = \alpha(T_2 - T_1), \quad q_p = \alpha_1(P_2 - P_1), \quad (1)$$

де α і α_1 – відповідно коефіцієнт міжфазового теплообміну і масообміну; індекси "1" і "2" відносять відповідну величину до рідкої і твердої фаз.

Очевидно, що при формулюванні математичної постановки термогідродинамічної задачі необхідна оцінка значень коефіцієнтів α і α_1 .

Розглянемо довільний об'єм V тріщинуватого пласта, складеного з блоків стандартної форми (плити, циліндри, кулі), еквівалентний діаметр яких $2R$ і об'єм $(1-n)V$ і які знаходяться в тепловій рівновазі з рідиною, що заповнює тріщини об'ємом nV (n – пористість). Припустимо, що в початковий момент рідина охолоджується з постійною швидкістю b (К/с), тобто температура води є лінійною функцією часу $T_B(t) = T_0 - bt$. (T_0 – початкова температура пласта). Вважаючи, що теплообмін між поверхнею блоків і рідиною відповідає закону Ньютона, математична модель процесу має вид:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a^2 \frac{1}{r^\Gamma} \frac{\partial}{\partial r} \left(r^\Gamma \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad \text{при} \quad 0 < r < R;$$

$$T(r,0) = T_0; \quad \frac{\partial T(0,t)}{\partial r} = 0; \quad \alpha[(T_0 - bt) - T(R,t)] = \frac{\partial T(R,t)}{\partial r},$$

де параметр форми тіла $\Gamma = 0, 1, 2$ – відповідно для блоків у вигляді плит, циліндрів і куль.

Розв'язок цієї задачі можна записати так [3]:

$$\frac{\bar{\theta}(Fo)}{Pd} = Fo - A_\Gamma(Bi) + \sum_{n=1}^{\infty} B_n / \mu_n^2 \exp(-\mu_n^2 Fo),$$

$$\text{де } A_\Gamma(Bi) = \frac{1 + (\Gamma + 3)/Bi}{(\Gamma + 1)(\Gamma + 3)}; \quad Pd = \frac{bR^2}{a(T_B - T_0)}; \quad \bar{\theta}(Fo) = \frac{T_0 - \bar{T}(t)}{T_0}; \quad Fo = \frac{at}{R^2};$$

$$\bar{T}(t) = \frac{1}{V} \int_{(V)} T dV; \quad a^2 = \lambda_2 / c_2 \rho_2; \quad Bi = \frac{\alpha R}{\lambda_2}.$$

Втрату тепла блоками на нагрівання води знайдемо з виразу

$$Q = c_2 \rho_2 (1-n)V [\bar{T}(t) - T_0].$$

Оскільки

$$\theta_B = \frac{T_0 - T_B(t)}{T_0} = 1 - Pd Fo,$$

то $T_B(t) = T_0 - T_0(1 - Pd Fo)$ або $T_B(Fo) = T_0 Pd Fo$ і

$$\bar{T}(Fo) - T_0 = T_0 Pd \left(Fo - A_r(Bi) + \sum_{n=1}^{\infty} B_n / \mu_n^2 \exp(-\mu_n^2 Fo) \right).$$

Питома втрата тепла на нагрівання води складе

$$q = \frac{dQ}{dt} = c\rho(1-n)V \frac{d}{dt} \left[Fo - A_r(Bi) + \sum_{n=1}^{\infty} B_n / \mu_n^2 \exp(-\mu_n^2 Fo) \right] = \\ = \frac{(1-n)V\lambda_2}{R^2} T_0 Pd \left(1 - \sum_{n=1}^{\infty} B_n \exp(-\mu_n^2 Fo) \right). \quad (2)$$

З другого боку, вводячи коефіцієнт міжфазового теплообміну, це тепло представимо так:

$$q = \alpha V [\bar{T}(t) - T_B(t)] = \alpha V T_0 Pd \left(A_r(Bi) - \sum_{n=1}^{\infty} B_n / \mu_n^2 \exp(-\mu_n^2 Fo) \right). \quad (3)$$

Прирівнюючи вирази (2) і (3), одержимо співвідношення

$$k^* = \frac{\alpha R^2}{(1-n)} = \frac{1 - \sum_{n=1}^{\infty} B_n \exp(-\mu_n^2 Fo)}{A_r(Bi) - \sum_{n=1}^{\infty} B_n / \mu_n^2 \exp(-\mu_n^2 Fo)},$$

яке при $Fo \geq Fo_1$ і $Bi = \alpha_{II} R / \lambda_2 \gg 1$ (α_{II} – коефіцієнт тепловіддачі від поверхні блоків рідини) прийме простий вигляд [4, 5]

$$k^* = \frac{Bi_V}{1-n} = (\Gamma + 1)(\Gamma + 3), \quad (4)$$

де $Bi_V = \frac{\alpha R^2}{\lambda_2}$ – об'ємне число Біо.

Отже, для блоків у вигляді стандартних тіл при квазістаціонарному режимі (починаючи з певного значення числа $Fo \geq Fo_1$) параметр k^* приймає для плит, циліндрів і куль відповідно значення 3, 8 і 15. В праці [6] доведено, що цей показник для плит не може бути меншим значення $\pi^2/4$.

Для прогнозу динаміки значень k^* на досить довгому проміжку часу розглянемо дві математичні моделі, в одній з яких використовується лінійний закон міжфазового теплообміну, а в другій розглядається нестационарний конвективний теплоперенос при фільтрації води при експлуатації двох різно-іменних свердловин в чисто тріщинуватому пласті, який складається з матриці непроникних блоків стандартної форми.

При лінійному міжфазовому теплообміні при $\alpha = const$ і двовимірному русі рідини задача для пошуку середніх температур фаз має вигляд

$$\begin{aligned} c_1 \rho_1 n \frac{\partial T_1}{\partial t} &= \alpha (T_2 - T_1) - c_1 \rho_1 \bar{v} \text{grad} T_1, \\ c_2 \rho_2 (1-n) \frac{\partial T_2}{\partial t} &= -\alpha (T_2 - T_1), \\ T_1 \Big|_{\hat{z}_H} &= T_B; \quad T_1 \Big|_{t=0} = T_2 \Big|_{t=0} = T_0, \end{aligned}$$

де \hat{z}_H – контур нагнітання; $\bar{v} = v_x \bar{i} + v_y \bar{j}$.

Якщо відома гідродинаміка течії (поле швидкостей фільтрації води, геометрично або аналітично задані лінії течії), то

$$\begin{aligned} \theta_1 &= \exp(-\xi - \tau) I_0(2\sqrt{\xi\tau}) + \theta_2, \\ \theta_2 &= \exp(-\xi) \int_0^{\tau} \exp(-\tau^*) I_0(2\sqrt{\xi\tau^*}) d\tau^*, \end{aligned}$$

де $\xi = \frac{\alpha t^*}{c_1 \rho_1}$; $\xi_2 = \frac{\alpha t}{c_2 \rho_2 (1-n)}$; $\tau = \frac{\alpha}{c_2 \rho_2 (1-n)} (t - nt^*)$; $t^* = \int_{\hat{z}_H}^{\hat{z}} \frac{d\hat{z}^*}{v_{\hat{z}}^*}$;

$C = f(x, y)$ – рівняння лінії течії; $v_{\hat{z}} = \left(v_y - \hat{z} v_x \right) / f^{-1} \left(C, \hat{z} \right)$ – швидкість вздовж лінії течії; для плоскої течії з постійною швидкістю v_x

$t^* = \frac{x - x_H}{v_x}$, для плоскорадіальної течії $t^* = \frac{r^2 - r_H^2}{Q / (\pi m)}$; для трубки

течії $t^* = \frac{V_i}{Q_i}$. Тут x – відстань між контуром нагнітання і розрахун-

ковою точкою; r – розрахунковий радіус; Q – витрата на контурі нагнітання; Q_i, V_i – відповідно витрата трубки течії і розрахунковий її об'єм; m – потужність пласта.

При нестационарному конвективному теплопереносі в чисто тріщинуватому пласті розглянемо таку задачу:

$$c_2 \rho_2 \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\lambda_2}{z^r} \frac{\partial}{\partial z} \left(z^r \frac{\partial T}{\partial z} \right) \quad \text{при } 0 < z < R;$$

$$c_1 \rho_1 n \frac{\partial T}{\partial t} = -c_1 \rho_1 \bar{v} \text{grad} T - \lambda_2 \frac{(\Gamma + 1)(1 - n)}{R} \frac{\partial T}{\partial t} \quad \text{при } z = R,$$

$$T \Big|_{z=H, z=R} = T_B; \quad T \Big|_{t=0} = T_0; \quad \frac{\partial T}{\partial z} \Big|_{z=0} = 0,$$

де $T = T_1$ при $z = R$ і $T = T_2$ при $0 < z < R$.

Ввівши змінні $\xi_1 = \frac{\lambda_2(1-n)}{c_1 \rho_1 R^2} t^*$ і $\tau_1 = \frac{\lambda_2}{c_2 \rho_2 R^2} (t - n t^*)$, для безрозмірної температури води при $\Gamma = 0$ одержимо вираз

$$\theta_1 = \frac{1}{2} + \frac{2}{\pi} \int_0^\infty \exp\left(-\frac{\xi_1 z A}{2}\right) \sin\left(\frac{\tau_1 z^2 - \xi_1 z B}{2}\right) \frac{dz}{z},$$

де $A = \frac{shz - \sin z}{chz + \cos z}$; $B = \frac{shz + \sin z}{chz + \cos z}$.

Знайшовши значення середньої температури блоків θ_{2c} і

$$\frac{\partial \theta_2}{\partial \bar{z}} \Big|_{\bar{z}=1}, \quad \text{за формулою}$$

$$k^* = \frac{B i_V}{1-n} = \frac{\frac{\partial \theta_2}{\partial \bar{z}} \Big|_{\bar{z}=1}}{\theta_1 - \theta_2}$$

можна знайти значення коефіцієнта міжфазового теплообміну α . На рис. 1 приведена динаміка середнього значення параметра k^* в зоні змінних температур в залежності від змінної ξ_1 .

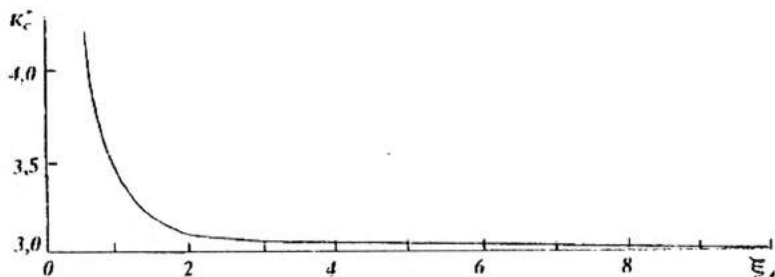


Рис. 1. Характер зміни $k_C^* = (Bi_V / (1-n))_C$ в залежності від параметра ξ_1

Наведені результати свідчать про те, що середнє значення параметра k^* із збільшенням змінної ξ_1 асимптотично прямує до постійної величини, яка для блоків-плит дорівнює трьом. Глибші дослідження показують, що при значеннях $\xi_1 \geq 1$ припущення про лінійність міжфазового теплообміну (1) можна вважати справедливим.

Підкреслимо, що для розглянутих вище двох математичних моделей конвективного теплопереносу при двовимірній фільтрації води виконуються такі співвідношення

$$\frac{\tau}{\tau_1} = \frac{\xi}{\xi_1} = \frac{\xi_2}{Fo} = \frac{\alpha R^2}{\lambda_2(1-n)} = k^*.$$

Отже, з високою надійністю можна стверджувати, що при квазістаціонарному термогідродинамічному режимі коефіцієнти міжфазового теплообміну α і масообміну α_1 можна обчислювати за формулою (4), в якій об'ємне теплове число Біо треба приймати за формулою $Bi_V = \frac{\alpha R^2}{\lambda_2}$, а гідродинамічне – $Bi_V = \frac{\alpha_1 R^2}{k_2}$ (λ_2, k_2 – відповідно коефіцієнти теплопровідності і фільтрації блоків).

Використана література

1. Баренблатт Г. И., Желтов Ю. П., Кочина И. Н. Об основных представлениях теории фильтрации однородных жидкостей в трещиноватых породах // ПММ. – 1960. – Т. 24. Вып. 6. – С. 1427–1432.
2. Рубинштейн Л. И. Температурные поля в нефтяных пластах. – М.: Недра, 1972 – 247 с.
3. Лыков А. В. Теория теплопроводности. – М.: Высш. шк., 1967–599 с.
4. Кононенко Г. М. Гидродинамические и тепловые процессы в системах извлечения тепла земной коры // Матеріали наук. конф. ІТМО АНБ (23 квітня 1974 р., Мінськ). – М.: ІТМО АНБ, 1974. – С. 27–28.
5. Кононенко Г. Н. Эффективные способы решения некоторых задач горной теплофизики // Вопросы технической теплофизики, 1985. – № 5. – С. 70–76.
6. Кононенко Г. М., Вознюк Л. Ф. Приближенные методы исследования тепло- и массопереноса в системах извлечения тепла Земли. – К., Наукова думка, 1975. – 139 с.

ТЕПЛОБМІН В ЗІГНУТОМУ ПОЛІЕТИЛЕНОВОМУ КАНАЛІ НЕКРУГЛОГО ПОПЕРЕЧНОГО ПЕРЕРІЗУ

Кафедрою теплогазопостачання і вентиляції КНУБА розроблений і досліджений [1] поліетиленовий теплообмінник для нагрівання води або повітря. Теплообмінник являє собою пакет окремих секцій, виготовлених з листів поліетиленової плівки, попарно з'єднаних по периметру термічним швом. Кожна секція має горизонтальні канали для руху води. В умовах експерименту рух повітря між паралельними секціями спостерігався турбулентний, а рух води в каналах – ламінарний. Результати експерименту дали можливість одержати формули для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі та теплопередачі.

Метод приблизного розрахунку тепловіддачі в умовах турбулентного руху рідини базується на гідродинамічній аналогії теплообміну, тобто на ідеї єдності процесів переносу кількості руху та теплоти. В дійсності при будь-якій ступені турбулентності потоку, як показано в [2], в тонкому пристінному прошарку зберігаються признаки чисто ламінарного руху, а швидкість дорівнює нулю лише безпосередньо на стінці. Аналогічно в'язкому прошарку в пристінній зоні виділяється і тепловий прошарок, в межах якого переважає молекулярна теплопровідність. Причому товщина в'язкого прошарку δ не дорівнює товщині теплового прошарку Δ . Автори [3] показали, що $\delta/\Delta \approx \text{Pr}^{1/3}$. Враховуючи модель аналогії переносу теплоти і маси, щільність теплового потоку на поверхні теплообміну можна виразити через теплопровідність в'язкого прошарку та умови турбулентного переносу на границі цього прошарку

$$q = \frac{\lambda}{\Delta} (t_c - t_\Delta), \quad (1)$$

$$q = \tau_c \frac{c_p (t_\Delta - t)}{\omega - \omega_p}, \quad (2)$$

де τ_c – дотична напруга на границі стінки.

Спільне розв'язування рівнянь (1) та (2) виключає невідому температуру на границі теплового прошарку t_{Δ} і дає співвідношення між тепловіддачею та гідродинамічними характеристиками потоку [2]

$$Nu = \frac{\xi}{8} \frac{Re Pr}{1 + 12 \sqrt{\frac{\xi}{8}} (Pr^{2/3} - 1)}, \quad (3)$$

де ξ – коефіцієнт гідравлічного опору.

Автори [3] одержали таку ж математичну формулу аналогії переносу теплоти та кількості руху, використовуючи число Стентора $St = \frac{Nu}{Re Pr} = \frac{\alpha}{\rho c_p \omega}$, яку за результатами дослідів з повітрям, водою та трансформаторним маслом вони представили таким виразом

$$St = \frac{c_f / 2}{0,93 + 12,5 \sqrt{\frac{c_f}{2}} (Pr^{2/3} - 1)}, \quad (4)$$

де c_f – коефіцієнт тертя.

Після узагальнення багатьох дослідних даних тепловіддачі при русі різних теплоносіїв в різного типу каналах та після введення поправки $(Pr/Pr_{cm})^{0,25}$ Міхеев М. А. [4] одержав відому тепер формулу для прямих гладких труб

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} (Pr/Pr_{cm})^{0,25} \epsilon_1. \quad (5)$$

Формула (5) для повітря ($Pr = 0,71$) спрощується і за умови турбулентного режиму руху набуває вигляду:

$$Nu = 0,018 Re^{0,8}. \quad (6)$$

Розрахунок тепловіддачі в трубах некруглого поперечного перерізу частіше всього зводиться до визначення α в круглій трубі деякого еквівалентного діаметра $d_{екв}$. Такий метод розрахунку є приблизний, але за даними [4] для умов турбулентного руху в трубах трикутного та прямокутного перерізу можна застосовувати формулу (5).

Середній коефіцієнт тепловіддачі в прямих металевих трубах і плоских каналах при ламінарному русі води, що нагрівається, визначається за формулою, запропонованою авторами [4]

$$\overline{Nu} = 1,4 \left(Re \frac{d}{l} \right)^{0,4} Pr^{0,33} \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}, \quad (7)$$

де d – діаметр труби або ширина каналу; l – довжина труби.

Формула (7) справедлива при $\frac{l}{d} > 10$, $Re > 10$, $0,06 < \frac{Pr}{Pr_{cm}} < 10$

та $Re \frac{d}{l} Pr^{5/6} > 15$. Фізичні властивості вибираються за середньою температурою води та стінки.

Петухов Б. С. [5] одержав аналогічну залежність для визначення середнього коефіцієнта тепловіддачі в мідній плоскій або круглій трубі

$$\overline{Nu} = 1,55 \left(Pe \frac{d}{l} \right)^{0,33} \left(\frac{\mu_{cm}}{\mu} \right)^n \epsilon_l, \quad (8)$$

де $n = -0,13$ при нагріванні води; $n = -0,14$ при охолодженні води.

Формула (8) застосовується за умови, що температура стінки вздовж труби (каналу) міняється слабо або залишається постійною, а $\frac{1}{Pe} \frac{l}{d} \leq 0,05$.

Для визначення коефіцієнта тепловіддачі в поліетиленовому теплообміннику з еліптичними каналами в умовах ламінарного руху води запропонована формула, з якою співпадають дані експерименту [1]

$$\overline{Nu} = 1,83 Re^{0,33} \left(Pr \frac{d_{екв}}{l} \right)^{0,33} \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \epsilon_l. \quad (9)$$

Поправка $(Pr/Pr_{cm})^{0,25}$ в формулі (5) та в інших формулах при малих значеннях різниці температур стінки і води $\Delta t = (t_{cr} - t)$ мало відрізняється від одиниці. У крапельних рідин із збільшенням температури значення критерію Pr зменшується. Отже, для крапельних рідин величина $(Pr/Pr_{cm}) > 1$ при нагріванні та $(Pr/Pr_{cm}) < 1$ при охо-

лодженні і інженерні розрахунки коефіцієнта тепловіддачі для рідин, що нагріваються, іноді виконують без врахування множника $(Pr / Pr_{cm})^{0.25}$, допускаючи при цьому невелику похибку в сторону зменшення коефіцієнта тепловіддачі, тобто з деяким запасом поверхні нагріву теплообмінника.

Особливість руху рідини в зігнутих трубах полягає в тому, що за деяких умов в потоці виникають повторні кругові течії та відцентрові сили, під впливом яких в поперечному перерізі виникає додаткова циркуляція, збільшуючи коефіцієнт теплопередачі. В зв'язку з цим, для розрахунку тепловіддачі в зігнутих трубах необхідно в формули, одержані для прямих труб, вводити додатковий коефіцієнт ϵ_R , який визначається експериментально. При русі води в зігнутій трубі критичне число Рейнольдса $Re_{кр}$ більше, ніж 2300 і залежить від радіуса кривизни R зігнутої труби, збільшуючись із зменшенням цього радіуса. Автори [5, 6] пояснюють це стабілізуючим впливом відцентрових сил.

До формул для розрахунку тепловіддачі при русі води в змійовику, зігнутому з радіусом R , автори [3, 4] пропонують вводити поправковий коефіцієнт ϵ_R , який визначається за формулою

$$\epsilon_R = 1 + 1,77 \frac{d}{R}.$$

Дія відцентрового ефекту на інтенсивність тепловіддачі в змійовику розповсюджується, як відомо, на всю довжину труби. В поворотах же відцентрова дія має лише місцевий характер, проте деякий її вплив залишається й далі, в зв'язку з чим, і в прямій ділянці труби за поворотом тепловіддача трохи більша, ніж перед поворотом. Розрахунок тепловіддачі в трубі, яка має окремі прямі ділянки та повороти, можна виконувати за формулами для прямих труб з поправковим коефіцієнтом $\epsilon_{R,\eta}$ [1]

$$\epsilon_{R,\eta} = 1 + 3.54 \frac{d_{екв}}{2R} \eta_{нов}. \quad (10)$$

У поліетиленовому теплообміннику (рисунок) довжину труби $l_{пр}$ для руху води можна визначити як суму довжин прямих ділянок $l_{пр}$ та поворотів $l_{нов}$ радіусом R .

$$l_{пр} = l_{пр} + l_{нов} = (L - 2R) n + \pi R(n - 1) = (L - S) n + 0,5 \pi S (n - 1), \quad (11)$$

де L – довжина теплообмінника; $2R = S = \frac{H}{n-1}$ – відстань між рядами прямих каналів; H – висота теплообмінника; n – кількість рядів.

Тоді множник $\eta_{нов}$ можна визначити за формулою

$$\eta_{нов} = \frac{l_{нов}}{l_{пр}} = \frac{S(n-1)}{0,64n(L-S) + S(n-1)} \quad (12)$$

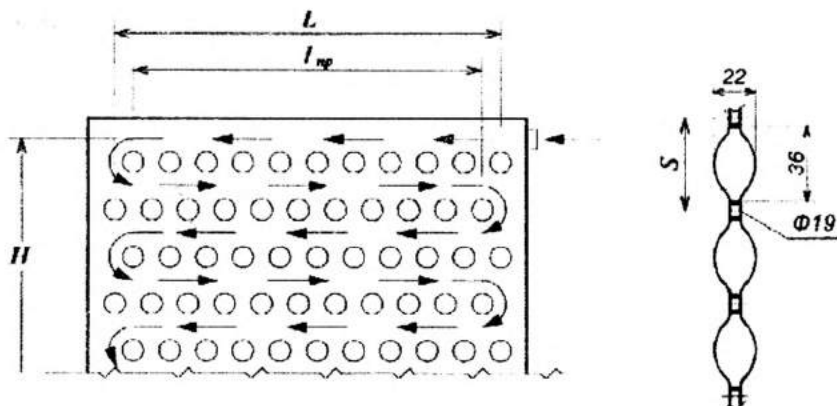


Рисунок. Секція поліетиленового теплообмінника

Використана література

1. Степанов М. В., Росковищенко Ю. К., Дзюбенко В. Г. Експериментальне дослідження поліетиленового водонагрівача. В зб. Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. Вип. 6 – К.: КНУБА, 2003. – С. 80–87
2. Тепло- и массообмен. Теплотехнический эксперимент: Справочник / Е.В. Аметистов, В.А. Григорьев, Б.Т. Емцев и др.; Под общ. ред. В. А. Григорьева и В. М. Зорина. – М.: Энергоиздат, 1982. – 512 с.
3. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача – М.: Энергоиздат, 1981. – 416 с.
4. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. М.: Энергия, 1973. – 320 с.
5. Петухов Б. С. Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубках. – М.: Энергия, 1967. – 412 с.
6. Аронов И. З. О повышении критического числа Рейнольдса при движении жидкости в изогнутых трубах. Изв. ВУЗов, серия Энергетика, 1960, № 4. – С. 127–132.

РЕКУПЕРАТИВНІ ТЕПЛОБМІННИКИ З ПОЛІЕТИЛЕНОВОЮ ТЕПЛОПЕРЕДАЮЧОЮ ПОВЕРХНЕЮ

Теплообмінники рекуперативного типу, в яких теплопередаюча стінка виконана з корозійностійких полімерних матеріалів, застосовуються в основному в схемах утилізації теплоти поновлюваних (наприклад, геотермальних вод) та вторинних енергоресурсів. Один з таких рекуператорів [1] становить пакет рамок з натягнутою на них полімерною плівкою. В парні та непарні канали, утворені рамками, направляється відповідно повітря, що охолоджується, та повітря, яке нагрівається за рахунок тепла охолоджуваного повітря. Кожна рамка має жорсткі стрижні, які зменшують прогин плівки, що виникає через різницю тисків теплоносіїв та турбулізують потоки, інтенсифікуючи теплообмін. Рекуператори такої моделі можуть бути використані тільки як повітряно-повітряні теплообмінники.

Кафедрою теплогазопостачання і вентиляції КНУБА розроблено кілька конструкцій опалювальних приладів з полімерною плівкою, складеної вдвос та з'єднаної по периметру термічним або механічним швом [2]. В середній частині такого радіатора виконані змійовикові канали для руху води. На основі експериментальних даних одержані розрахункові формули для визначення коефіцієнта теплопередачі. Досліди, проведені в лабораторних та реальних умовах, підтвердили роботоздатність таких теплообмінників, але й показали низьку міцність і щільність швів, що не дає можливості їх тривалої експлуатації.

В плівковому теплообміннику (рис. 1), запропонованому авторами [3], теплопередаюча стінка виготовлена з цільної (без розрізів і без швів) поліетиленової плівки, що підвищує її міцність та надійність в експлуатації. Поліетиленова плівка натягнута на стрижні, розміщені в корпусі, утворюючи теплопередаючу поверхню зигзагоподібної форми та канали для руху теплоносіїв. Стрижні, розміщені з одного боку теплообмінника, мають діаметр d , а стрижні з протилежного боку – діаметр D , причому співвідношення цих діаметрів відповідає співвідношенню витрат теплоносіїв. Задаючи діаметри відповідних стрижнів, можна задавати й швидкості руху та витрати

теплоносіїв. Відповідно до витрат теплоносіїв вибираються і розміри патрубків для подачі та відведення цих теплоносіїв.

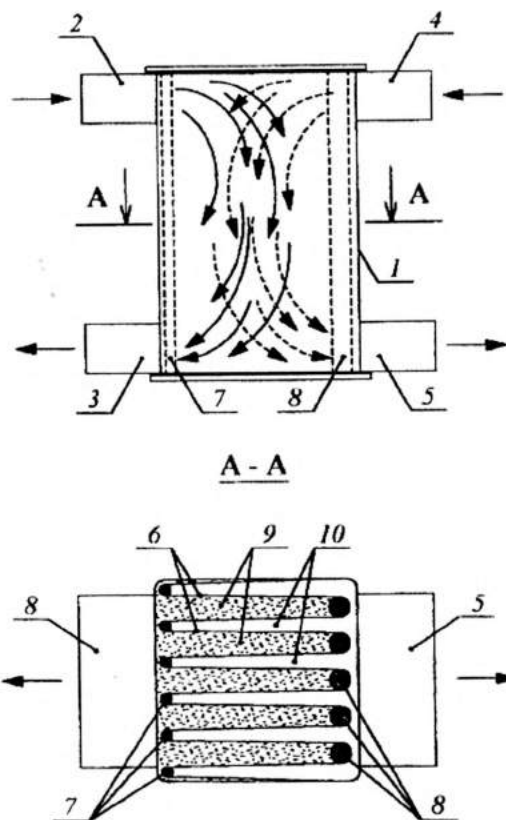


Рис. 1. Плівковий теплообмінник:

1 – корпус; 2, 3 – патрубки для подачі та відведення тепловіддаючого теплоносія; 4, 5 – патрубки для подачі та відведення теплосприймаючого теплоносія; 6 – теплопередаюча поліетиленова стінка; 7, 8 – стрижні для натягування на них полімерної плівки; 9, 10 – канали для руху теплоносіїв

Взаємний напрямок руху теплоносіїв в каналах може бути як пряموструминним, так і протиструминним. Під дією динамічних сил руху теплоносіїв та зміни тисків в каналах теплопередаюча

стінка постійно змінює свою форму, турбулізуючи примежовий шар теплоносіїв, інтенсифікуючи тим самим процес теплопередачі.

Ефективність поверхні теплообміну різних типів теплообмінників оцінюється значенням їх енергетичного коефіцієнта, який являє собою відношення кількості переданого тепла до роботи, затраченої на подолання гідравлічного опору при транспортуванні теплоносія

$k_E = \frac{Q}{N}$. В практичних розрахунках цей коефіцієнт визначається за формулою [4]

$$k_E = \frac{\alpha}{N_0},$$

де $N_0 = \frac{G\Delta p}{\rho F_{нов}}$ – енергія, затрачена на переміщення теплоносія, віднесена до одиниці площі теплопередаючої поверхні; G – витрата

теплоносія; $\Delta p = \xi \frac{l}{d_{екв}} \frac{\rho v^2}{2}$ – гідравлічний опір каналу; $F_{нов}$ – площа

поверхні теплообміну; α – коефіцієнт конвективного теплообміну.

Співставлення результатів виконаних нами розрахунків для поліетиленових теплообмінників з такими ж даними [4] для інших теплообмінних апаратів (крива 4 на рис. 2) показує, що енергетична ефективність поліетиленових рекуператорів відносно нижча, ніж теплообмінників з пластинчастою та пластинчасто-ребристою поверхнею теплопередачі. Проте цей показник не є єдиним при виборі типу теплообмінного апарата. В схемах використання низькопотенційних джерел енергії, іноді агресивних до металевих поверхонь теплопередачі, визначаючою може стати надійність в експлуатації при достатньо високій інтенсивності теплообміну, якій в більшій мірі відповідають саме теплообмінники з поліетиленовою теплопередаючою поверхнею.

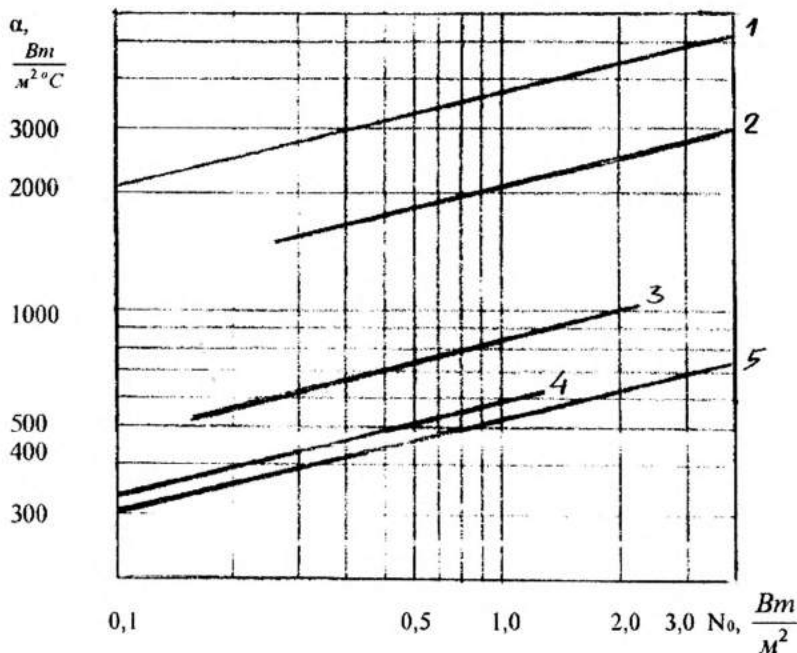


Рис. 2. Енергетична ефективність теплообмінників рекуперативного типу:
 1 – пластинчастий; 2 – спіральний; 3 – пластинчасто-ребристий;
 4 – поліетиленовий; 5 – кожухотрубний

Використана література

1. Туркин В. П., Полев С. П. Рекуперативный теплообменник из полимерной пленки // Водоснабжение и санитарная техника – 1982, – № 8. – С. 14–15.
2. Дзюбенко В. Г., Степанов М. В. Теплообмінники з полімерних матеріалів для систем утилізації теплоти вторинних енергоресурсів. В зб. Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. Вип. 5. К.: КНУБА, – 2002 – С. 113–115.
3. Патент України № 65348А. Теплообмінник. Опубл. Бюл. № 3. – 2004 р.
4. Теплоиспользующие установки промышленных предприятий / Под ред. О.Т. Ильченко. – Х.: Вища шк. Изд-во Харьк. ун-та, 1985. – 384 с.

ПРОГНОЗУВАННЯ РЕЖИМУ ВИПАЛЮВАННЯ ПРОМИСЛОВИХ ЗРАЗКІВ КИСЛОТОСТІЙКОЇ КЕРАМІКИ З ВИКОРИСТАННЯМ ШЛАКІВ ФЕРОНІКЕЛЮ

На основі лабораторних досліджень, проведених в Київському національному університеті будівництва і архтектури та Інституті матеріалознавства НАН України встановлені оптимальні речовинні та фракційні склади шихти з використанням шлаків феронікелю, а також температура випалювання та її допустимий діапазон, які дають змогу отримати кислотостійкі керамічні плити з потрібними показниками будівельно-технічних та фізико-хімічних властивостей [1, 2, 3].

Для впровадження результатів лабораторних досліджень у виробництво необхідно визначити комплексний вплив розміру зразків, температури та тривалості випалювання на основі властивостей кислотостійкої керамічної плити.

Для цього був використаний трифакторний трирівневий метод планування експерименту.

Досліджені зразки, відформовані з шихти оптимального складу, яка містить відсотки від маси: БЕФ з середнім розміром часток $0,47 \times 10^{-3} \text{ м}$ – 20; глину часов-ярьську з питомою поверхнею $1400 \text{ м}^2/\text{кг}$ – 60; шлак феронікелю Побужського заводу з питомою поверхнею $350 \text{ м}^2/\text{кг}$ – 20. Вологість сировинної шихти складала 11%. Зразки формували по двостадійній схемі ущільнення по режиму 5:0:10 Мпа.

У якості варійованих факторів вибрана температура спікання X_1 ($t_{\text{вип}} = 1323 \dots 1423 \text{ К}$) тривалість спікання X_2 ($t_{\text{вип}} = 2 \dots 4 \text{ год}$) та висота зразків X_3 ($h_{\text{вип}} = 5 \dots 15 \text{ мм}$) (табл. 1). Функціями відгуку прийняті границі міцності на вигин $Y_1(\delta_{\text{виг}})$ та водопоглинання зразків $Y_2(W)$.

План проведення експерименту та результати випробувань наведені в таблицях 1 і 2.

У результаті математичної обробки експериментальних даних отримані такі рівняння залежності границі міцності на вигин $\delta_{\text{виг}}$ (Y_1) та водопоглинання $W_{\text{погл}}$ (Y_2) керамічної плити від досліджених факторів:

$$\delta_{\text{виг}} = Y_1 = 14,671 + 1,52 X_1 + 2,08 X_2 - 0,48 X_3 \quad (1)$$

$$W_{\text{погл}} = Y_2 = 4,314 - 1,08 X_1 - 1,71 X_2 + 0,57 X_3 + 0,388 X_1 X_2 \quad (2)$$

Таблиця 1

Інтервал варіювання факторів

Фактори, вид		Рівні варіювання			Інтервал варіювання
Натуральний	Закодований	Верхній +1	Середній 0	Нижній -1	
Температура випалювання, К	X_1	1423	1373	1323	50
Тривалість випалювання, годин	X_2	4	3	2	1
Висота зразків, мм	X_3	15	10	5	5

Ці рівняння отримані після виключення незначних коефіцієнтів регресії та перевірки адекватності рівнянь в описуваній області факторного простору, при 5% рівні значущості. Це також підтверджується порівнянням розрахункових значень водопоглинання та границі міцності при вигині зразків з експериментальними даними (табл. 2).

Отримані залежності свідчать про значимість впливу розмірів плитки на показники їх властивостей після випалювання.

Таблиця 2

Вплив висоти зразків, температури і тривалості випалювання на фізико-механічні властивості керамічної плитки

№ п/п	Температура випалювання, (К), X_1	Тривалість випалювання, (год), X_2	Висота зразків, (10^{-3}), X_3	$\delta_{\text{виг}}$ (МПа), Y_1	Водопоглинання (%), Y_2	$\delta_{\text{виг}}$ (МПа), Y_1 , (розрахунок)	Водопоглинання (%), Y_2 , (розрахунок)
1	1423	4	15	17,6	2,2	17,79	2,43
2	1323	4	15	14,6	3,7	14,75	3,92
3	1423	2	15	13,6	5,7	13,63	5,18
4	1323	2	15	11,0	7,9	10,59	8,01
5	1423	4	5	19,0	1,5	18,75	1,29
6	1323	4	5	15,8	3,0	15,71	2,77
7	1423	2	5	14,5	3,5	14,59	4,04
8	1323	2	5	11,3	7,0	11,55	6,87
9	1423	3	10	16,2	3,3	16,19	3,23
10	1323	3	10	13,0	5,4	13,15	5,39
11	1373	4	10	16,8	2,6	16,76	2,60
12	1373	2	10	12,6	6,0	12,59	6,02
13	1373	3	15	14,2	4,9	14,19	4,88
14	1373	3	5	15,2	3,7	15,15	3,75
15	1373	3	10	14,7	4,3		

Рівняння (1, 2) також були використані для прогнозування тривалості випалювання промислових зразків кислотостійкої керамічної плитки марки КШ висотою $3,5 \times 10^{-2}$ м при температурі випалювання 1373 К.

У цьому випадку фактор $X_1 = 0$; $X_2 = +5$; границя міцності при вигині повинна бути не менше 15 Мпа, а водопоглинання не більше 5%.

Підставляючи ці дані у рівняння 1 і 2 отримаємо:

$$15 \leq 14,67 + 2,08X_2 - 2,4 = 12,271 + 2,08X_2 \quad (3)$$

$$5 \geq 4,314 - 1,71X_2 + 2,85 = 7,164 - 1,71X_2 \quad (4)$$

$$X_2 \geq 2,729 : 2,08 = 1,31 \quad (5)$$

$$X_2 \geq 2,164 : 1,71 = 1,26. \quad (6)$$

Отже, з урахуванням переходу від закодованих змінних у натуральні, тривалість спікання промислових зразків при $T_{\text{вип}} = 1373\text{К}$ складає не менше 4 годин 20 хвилин. При прогнозуванні тривалості спікання кислотостійкості керамічної плитки типу КС, яка задовольняє вимоги ГОСТ 961-89, отримані такі залежності:

$$25 \leq 12,271 + 2,08X_2, \quad (7)$$

$$3,5 \geq 7,164 - 1,71X_2 \quad (8)$$

звідки:

$$X_2 \geq 2,729 : 2,08 = 1,31, \quad (9)$$

$$X_2 \geq 3,664 : 1,71 = 2,1. \quad (10)$$

Отже, з урахуванням переходу з кодованих змінних у натуральні, тривалість спікання промислових зразків при $T_{\text{вип}} = 1373\text{К}$ складає не менше 9 годин 10 хвилин. Отримані залежності (1...10) свідчать про можливість управління та регулювання технологічним процесом отримання кислотостійкої керамічної плитки з шихт оптимального складу та дисперсності. Вони описують комплексний вплив висоти зразків, температури і тривалості їх випалювання на показники фізико-механічних властивостей плитки.

Аналіз наведеної інформації дає змогу зробити такі узагальнення:

1. Методами математичного планування експерименту встановлені аналітичні залежності границі міцності на вигин та водопог-

ливання від режиму випалювання (температури і тривалості спікання) та висоти зразків, що дає можливість прогнозувати технологічний режим виробництва кислотостійкої керамічної плитки.

2. Визначено, що висота зразків при використанні шлаків феронікелю є менш значним фактором, чим температура і тривалість випалювання. Проте вона суттєво впливає на показники фізико-механічних властивостей зразків.

Використана література

1. Голубничий А. В., Килимник О. О. Фізико-хімічні властивості кислотостійкої керамічної плитки на основі вогнетривкої глини і шлаку феронікелю. Будівництво України. – 1998. – № 1. – С. 21–22.

2. Килимник О. О. Енергозберігаюча технологія виробництва кислотостійкої кераміки на основі вогнетривкої глини і гранульованого шлаку феронікелю // Эко-технологии и ресурсосбережение. – 1998. – № 1. – С. 24–26.

3. Килимник О. О., Колонюк Н. В., Герасимова О. А. Вплив режиму випалювання на основі Фізико-хімічні властивості кислотостійкої керамічної плитки з використанням шлаків феронікелю // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. – 2002. – Вип. 5. – С. 103–107.

УДК 631.22

Г. С. Ратушняк, *канд. техн. наук, проф.*,
О. Г. Чухряєва, *магістрант*
Вінницький національний
технічний університет

БАГАТОФАКТОРНИЙ АНАЛІЗ ТЕПЛОІЗОЛЯЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ ДЛЯ ТЕРМОРЕНОВАЦІЇ БУДІВЕЛЬ НА ОСНОВІ ЛІНГВІСТИЧНОЇ ІНФОРМАЦІЇ

Україна приблизно на 50% може забезпечити потреби в паливі за рахунок національних запасів, тоді як втрати паливно-енергетичних ресурсів в комунально-побутовій сфері досягають 50–60% [1,2]. Зменшити витрати енергоресурсів можливо шляхом використання ефективних теплоізоляційних матеріалів. Ці матеріали дають змогу здійснювати термореновацію будівель, які мають термічний опір зовнішньої огорожі більше ніж передбачено діючими санітарно-гігієнічними нормами [3]. Дослідженням [4] рекомендуються залежності економічно доцільного термічного опору від вартості теплоізоляційних матеріалів для всіх чотирьох кліматичних зон України. На сьогоднішній день відсутня науково-обґрунтована методика багатофакторного аналізу теплоізоляційних матеріалів для термореновації будівель з врахуванням їх кількісних та якісних параметрів.

Існуючі теплоізоляційні матеріали характеризуються крім економічних показників також кількісними та якісними художньо-естетичними, теплофізичними й екологічними параметрами. Порівняльна характеристика показників теплопровідності матеріалу для забезпечення нормованого опору теплопередачі та вартості матеріалу найбільше використовуваних теплоізоляційних матеріалів наведена в табл. 1.

Проектування, технологія влаштування й умови експлуатації зовнішніх огорож будівель вимагають пошуку оптимального рішення термореновації будівель на базі багатофакторного аналізу характеристик теплоізоляційних матеріалів. Вирішити цю задачу на

етапі техніко-економічного обґрунтування можна з використанням теорії нечітких множин та лінгвістичної змінної за результатами віртуального експерименту [5].

Таблиця 1

Порівняльна характеристика показників теплопровідності, витрат та вартості теплоізоляційних матеріалів

Теплоізоляційний матеріал	Теплопровідність, Вт/(м ² К)	Необхідна товщина матеріалу для забезпечення опору теплопередачі 1,2 (м ² К)/Вт, мм	Вартість, грн/м ³
Скловата	0,03...0,04	40	130...150
Полістирол	0,03...0,04	46	150...160
Мінеральна вата	0,04...0,07	67	130...160
Газопінобетон	0,1...0,4	348	220...240
Керамзитобетон	0,2...0,7	490	120...140
Цегла глиняна	0,5...0,8	672	300...500
Цегла силікатна	0,7...0,9	840	500...600

Моделювання багатофакторного впливу параметрів теплоізоляційних матеріалів на прийняття рішення по його вибору для термореновації будівель виконано на основі методу ідентифікації нелінійних об'єктів нечіткими базами знань. Спочатку будувались структурні залежності еколого-економічної доцільності (Y) теплоізоляційного матеріалу від впливаючих художньо-естетичних (X_1), теплофізичних (X_2), екологічних (X_3) та економічних (X_4) факторів з застосуванням експертних правил "якщо-то". На етапі структурної ідентифікації виконувався узагальнений елемент в вигляді дерева логічного висновку ієрархічних зв'язків факторів, що впливають на вибір теплоізоляційного матеріалу. Корінь дерева логічного висновку відповідає еколого-економічній доцільності теплоізоляційного матеріалу, а висячі вершини – фактори, що впливають на прийняття рішення. Логічний висновок описує залежність $Y = f(X_1, X_2, X_3, X_4)$ між причинами $X_i (i = \overline{1, n})$ та наслідком у вигляді системи нечітких логічних висловлювань [5].

$$\text{якщо } \bigcup_{p=1}^{K_j} [\bigcap_{i=1}^n (x_i = X_i^{jp})], \text{ то } y = Y_p, \quad j = \overline{1, m}. \quad (1)$$

де Y_j – нечіткий терм для оцінки j -го рівня вихідної змінної, m – кількість термів для оцінки Y ; $X_i^{j^o}$ – нечіткий терм для оцінки вхідної змінної x_j в p -му рядку матриці знань, що відповідає терму Y_j $p \in \overline{1, K_j}$; K_j – кількість рядків, що відповідає терму Y_j ; $\cup(\cap)$ – символ операції АБО (І).

Якісний нечіткий терм є лінгвістичною змінною, значення якої виражається словом. Всі фактори впливу на вибір теплоізоляційного матеріалу для термореновації будівель розглядаються як лінгвістичні змінні, що задані на відповідних універсальних множинах і оцінюються нечіткими термами, в якості яких прийняті кількісні вирази “низька” (н), “нижче середньої” (нс), “середня” (с), “вище середньої” (вс) та “висока” (в). Використання нечітких термів дає змогу побудувати експертні нечіткі бази знань, які віддзеркалюють зв’язки між вхідними та вихідними змінними. Змістовна інтерпретація параметрів, що впливають на еколого-економічні параметри теплоізоляційних матеріалів, та відповідні множини лінгвістичних оцінок (термів) наведені в таблиці 2.

У вузлах дерева логічного висновку для багатофакторного аналізу теплоізоляційних матеріалів для термореновації будівель представлені формули, що описують за допомогою лінгвістичних змінних співвідношення між факторами впливу:

$$Y = f_y (X_1, X_2, X_3, X_4), \quad (2)$$

$$X_1 = f_{X_1} (X_{11}, X_{12}, X_{13}, X_{14}, X_{15}), \quad (3)$$

$$X_2 = f_{X_2} (X_{21}, X_{22}, X_{23}, X_{24}, X_{25}, X_{26}, X_{27}, X_{28}), \quad (4)$$

$$X_3 = f_{X_3} (X_{31}, X_{32}, X_{33}, X_{34}), \quad (5)$$

$$X_4 = f_{X_4} (X_{41}, X_{42}, X_{43}, X_{44}). \quad (6)$$

Фактори впливу – як лінійні змінні

Параметри	Позначення та назва лінгвістичної змінної	Універсальна множина	Терми для оцінки
Художньо-естетичні	X ₁₁ – яскравість	1...10 балів	низька, середня, висока
	X ₁₂ – кольоровість	1...10 балів	низька, середня, висока
	X ₁₃ – тональність	1...10 балів	низька, середня, висока
	X ₁₄ – фактурність	1...10 балів	низька, середня, висока
	X ₁₅ – колір	1...10 балів	низька, середня, висока
Теплофізичні	X ₂₁ – теплопровідність	0,03...0,9 Вт/(м К)	низька, менше середньої, середня, більше середньої, висока
	X ₂₂ – густина	10...1700 кг/м ³	низька, середня, висока
	X ₂₃ – паропроникність	0,01...0,06 г(м·год Па)	низька, середня, висока
	X ₂₄ – гігроскопічність	0...100 %	низька, середня, висока
	X ₂₅ – морозостійкість	200...500 циклів	низька, середня, висока
	X ₂₆ – стискуваність	0,05...4,0 м ² /МН	низька, середня, висока
	X ₂₇ – міцність на стискування	0,02...20 Мпа	низька, середня, висока
	X ₂₈ – звукопоглинання	10...40 дБ	низька, середня, висока
Екологічні	X ₃₁ – вогнетривкість	300...1400 °С	низька, середня, висока
	X ₃₂ – хімічна стійкість	0...80 %	низька, середня, висока
	X ₃₃ – біологічна стійкість	0...10 умовних одиниць	низька, середня, висока
	X ₃₄ – шкідливість	0...5 умовних одиниць	низька, середня, висока
Економічні	X ₄₁ – вартість матеріалу	110...1000 грн/м ³	низька, середня, висока
	X ₄₂ – вартість робіт	60...300 грн/м ³	низька, середня, висока
	X ₄₃ – трудомісткість робіт	15–35 людино-годин/м ³	низька, середня, висока
	X ₄₄ – довговічність	50...100 років	низька, середня, висока

Експертна матриця знань для багатофакторного оцінювання матеріалів для термореновації будівель від впливаючих факторів побудована за методикою [5] і на системному рівні наведена в табл. 3. Аналогічно будуються матриці нечіткої бази знань для художньо-естетичних, теплофізичних, екологічних та економічних факторів, що впливають на вибір теплоізоляційних матеріалів.

Таблиця 3

Матриця нечіткої бази знань на системному рівні

ЯКЩО				ТО
X_1	X_2	X_3	X_4	Y
1	2	3	4	5
Низькі (н)	Низькі (н)	Низькі (н)	Низькі (н)	Низькі (н)
Нижче середніх (нс)	Низькі (н)	Низькі (н)	Низькі (н)	
Низькі (н)	Низькі (н)	Середні (с)	Низькі (н)	
Низькі (н)	Нижче середніх (нс)	Низькі (н)	Низькі (н)	
Низькі (н)	Низькі (н)	Низькі (н)	Середні (с)	
Низькі (н)	Нижче середніх (нс)	Середні (с)	Середні (с)	Нижче середніх (нс)
Середні (с)	Нижче середніх (нс)	Низькі (н)	Низькі (н)	
Середні (с)	Нижче середніх (нс)	Середні (с)	Низькі (н)	
Середні (с)	Нижче середніх (нс)	Низькі (н)	Середні (с)	
Середні (с)	Середні (с)	Низькі (н)	Низькі (н)	
Середні (с)	Нижче середніх (нс)	Середні (с)	Середні (с)	Середні (с)
Середні (с)	Нижче середніх (нс)	Середні (с)	Високі (в)	
Середні (с)	Нижче середніх (нс)	Високі (в)	Середні (с)	
Середні (с)	Середні (с)	Середні (с)	Середні (с)	
Середні (с)	Середні (с)	Середні (с)	Середні (с)	
Високі (в)	Вище середніх (вс)	Низькі (н)	Середні (с)	Вище середніх (вс)
Високі (в)	Вище середніх (вс)	Середні (с)	Низькі (н)	
Низькі (н)	Вище середніх (вс)	Середні (с)	Середні (с)	
Середні (с)	Вище середніх (вс)	Середні (с)	Середні (с)	
Високі (в)	Вище середніх (вс)	Середні (с)	Середні (с)	
Середні (с)	Вище середніх (вс)	Високі (в)	Середні (с)	
Середні (с)	Вище середніх (вс)	Середні (с)	Високі (в)	
Високі (в)	Середні (с)	Середні (с)	Середні (с)	
Високі (в)	Вище середніх (вс)	Середні (с)	Середні (с)	
Середні (с)	Високі (в)	Високі (в)	Високі (в)	
Високі (в)	Вище середніх (вс)	Високі (в)	Високі (в)	Високі (в)
Високі (в)	Вище середніх (вс)	Середні (с)	Високі (в)	
Високі (в)	Вище середніх (вс)	Високі (в)	Середні (с)	
Високі (в)	Високі (в)	Високі (в)	Високі (в)	

Математичною моделлю прогнозованого матеріалу для термореновації будівель за оптимальними еколого-економічними показниками виступає система нечітких логічних рівнянь. Нечіткі логічні рівняння ізоморфні базам знань та отримуються з них заміною лінгвістичних термів функціями належності і заміною логічних операцій “І” і “АБО” на операції знаходження, відповідного мінімуму (Λ) й максимуму (V). Нечіткі логічні рівняння для вибору еколого-економічного матеріалу для термореновації будівель, що відповідають факторам впливу як лінгвістичними змінними (табл. 2) та нечіткій базі знань (табл. 3) мають вигляд:

$$\mu_H(Y) = \mu_H(X_1) \wedge \mu_H(X_2) \wedge \mu_H(X_3) \wedge \mu_H(X_4) \vee \mu_{HC}(X_1) \wedge \mu_H(X_2) \wedge \mu_H(X_3) \wedge \mu_H(X_4) \vee \mu_H(X_1) \wedge \mu_H(X_2) \wedge \mu_C(X_3) \wedge \mu_H(X_4) \vee \mu_H(X_1) \wedge \mu_{HC}(X_2) \wedge \mu_H(X_3) \wedge \mu_H(X_4) \vee \mu_H(X_1) \wedge \mu_H(X_2) \wedge \mu_H(X_3) \wedge \mu_C(X_4), \quad (7)$$

$$\mu_{HC}(Y) = \mu_H(X_1) \wedge \mu_{HC}(X_2) \wedge \mu_C(X_3) \wedge \mu_C(X_4) \vee \mu_C(X_1) \wedge \mu_{HC}(X_2) \wedge \mu_H(X_3) \wedge \mu_H(X_4) \vee \mu_C(X_1) \wedge \mu_{HC}(X_2) \wedge \mu_C(X_3) \wedge \mu_H(X_4) \vee \mu_C(X_1) \wedge \mu_{HC}(X_2) \wedge \mu_H(X_3) \wedge \mu_C(X_4) \vee \mu_C(X_1) \wedge \mu_C(X_2) \wedge \mu_H(X_3) \wedge \mu_H(X_4), \quad (8)$$

$$\mu_C(Y) = \mu_C(X_1) \wedge \mu_{HC}(X_2) \wedge \mu_C(X_3) \wedge \mu_C(X_4) \vee \mu_C(X_1) \wedge \mu_{HC}(X_2) \wedge \mu_C(X_3) \wedge \mu_B(X_4) \vee \mu_C(X_1) \wedge \mu_{HC}(X_2) \wedge \mu_B(X_3) \wedge \mu_C(X_4) \vee \mu_C(X_1) \wedge \mu_C(X_2) \wedge \mu_C(X_3) \wedge \mu_C(X_4), \quad (9)$$

$$\mu_{BC}(Y) = \mu_B(X_1) \wedge \mu_{BC}(X_2) \wedge \mu_H(X_3) \wedge \mu_C(X_4) \vee \mu_B(X_1) \wedge \mu_{BC}(X_2) \wedge \mu_C(X_3) \wedge \mu_H(X_4) \vee \mu_H(X_1) \wedge \mu_{BC}(X_2) \wedge \mu_C(X_3) \wedge \mu_C(X_4) \vee \mu_C(X_1) \wedge \mu_{BC}(X_2) \wedge \mu_C(X_3) \wedge \mu_C(X_4) \vee \mu_B(X_1) \wedge \mu_{BC}(X_2) \wedge \mu_C(X_3) \wedge \mu_C(X_4) \vee \mu_C(X_1) \wedge \mu_{BC}(X_2) \wedge \mu_B(X_3) \wedge \mu_C(X_4) \vee \mu_C(X_1) \wedge \mu_{BC}(X_2) \wedge \mu_C(X_3) \wedge \mu_B(X_4) \vee \mu_B(X_1) \wedge \mu_C(X_2) \wedge \mu_C(X_3) \wedge \mu_C(X_4) \vee \mu_B(X_1) \wedge \mu_{BC}(X_2) \wedge \mu_C(X_3) \wedge \mu_C(X_4), \quad (10)$$

$$\mu_B(Y) = \mu_C(X_1) \wedge \mu_B(X_2) \wedge \mu_B(X_3) \wedge \mu_B(X_4) \vee \mu_B(X_1) \wedge \mu_{BC}(X_2) \wedge \mu_B(X_3) \wedge \mu_B(X_4) \vee \mu_B(X_1) \wedge \mu_{BC}(X_2) \wedge \mu_C(X_3) \wedge \mu_B(X_4) \vee \mu_B(X_1) \wedge \mu_{BC}(X_2) \wedge \mu_B(X_3) \wedge \mu_C(X_4) \vee \mu_B(X_1) \wedge \mu_B(X_2) \wedge \mu_B(X_3) \wedge \mu_B(X_4). \quad (11)$$

Система нечітких логічних рівнянь (7–11) дає змогу уявити поверхню належності змінних (X_1, X_2, X_3, X_4) за відповідними термами щодо кожного лінгвістичного висловлювання. Щоб перейти від отриманих нечітких множин до кількісної оцінки матеріалів для термореновації будівель необхідно виконати процедуру дефазифікації, тобто перетворення нечіткої інформації в чітку.

Висновки

1. Виконано класифікацію факторів впливу як лінгвістичних змінних, що впливають на прийняття рішення за результатами багатофакторного аналізу якісних та кількісних параметрів теплоізоляційних матеріалів.

2. Результати моделювання за доступною експертно-лінгвістичною інформацією можуть бути використані при виборі теплоізоляційного матеріалу для термореновації будівель за оптимальними еколого-економічними показниками.

Використана література

1. *Жовтянський В.* Енергозбереження – пріоритет в Україні // Ринок інсталяцій. – 2004. – № 11. – С. 7–8.

2. *Ратушняк Г. С., Попова Г. С.* Енергозбереження та експлуатація систем теплопостачання – Навчальний посібник. – Вінниця: УНІВЕРСУМ – Вінниця, 2004. – 136 с.

3. *Мацієвська О.* Матеріали для термореновації будинків // Ринок інсталяцій. – 2003. – № 12. – С. 11–13.

4. *Росковиенко Ю. К., Степанов М. В.* Мінімальний опір теплопередачі будівельних огорожувальних конструкцій // Будівництво України. – 2005. – № 2. – С. 41–44.

5. *Митюшкин Ю. І., Мокін Б. І., Ротштейн А. П.,* Soft Computing: ідентифікація закономірностей нечеткими базами знань. Монографія. – Вінниця: УНІВЕРСУМ – Вінниця, 2002. – 145 с.

ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ В СИСТЕМАХ ТЕПЛОЗАЩИТЫ ВОЗДУШНО-ТЕПЛОВЫХ ЗАВЕС

В современном мире, когда в ходе развития своей деятельности человечество начало повсеместно использовать энергетические ресурсы, появилась нехватка топливных полезных ископаемых, вследствие их выработки и глубокого залегания в недрах земли, а применение нетрадиционных источников энергии приводит к большим материальным затратам.

Современное состояние теплоэнергетического комплекса Украины в условиях нехватки природных ресурсов требует разработки новых научно-технических решений в области экономии тепловой энергии [1].

На современном этапе развития энергетического комплекса первостепенное значение заключается в энергосбережении в процессах теплозащиты вентиляционно-отопительных систем промышленных зданий.

Прорывы холодного наружного воздуха создают неблагоприятные условия для работы человека: изменяется микроклимат помещения, вызывающие простудные заболевания у людей, требуются дополнительные затраты на отопление. Обеспечить теплозащиту зданий при минимальных затратах тепловой энергии для создания комфортных условий можно многими путями, одно из которых применение воздушно-тепловых завес у открытых наружных проемов зданий и сооружений (рис. 1.1–1.2).

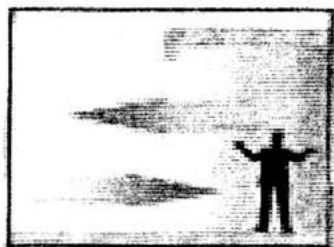


Рис. 1.1. Врывание холодного воздуха внутрь помещения



Рис. 1.2. Завеса препятствующая проникновению холодного воздуха внутрь помещения

Воздушно-тепловые завесы позволяют поддерживать в помещении требуемые санитарными нормами метеорологические условия и при этом сокращать расход тепла.

Современные воздушно-тепловые завесы представляют собой воздухораспределительный короб, с открытыми отверстиями по длине короба для распределения воздуха.

Увеличить теплозащиту здания и снизить энергозатраты можно путем распределения воздуха по высоте наружного проема при помощи плоских струй, подаваемых горизонтально.

Смешение при взаимодействии струй является одним из важных разделов аэродинамики вентиляции. Под классической картиной смешения воздушных струй подразумевается, что на некотором расстоянии, после их слияния, имеет место единый воздушный поток, с установившейся скоростью. Т.е. постулируется, что профили скоростей в любом поперечном сечении потока были постоянны, т.е. $V_{\text{сум}} = \text{const}$.

Поставленная задача достигается тем, что подача воздуха в воздушной завесе осуществляется по высоте проема при помощи плоских струй, подаваемых горизонтально, при этом плоские струй располагаются горизонтально с разрывом равным 0,5 ширины щели по высоте проема ворот. Вследствие этого слияние плоских струй происходит на расстоянии соизмеримым с шириной завесы (рис. 1.3).

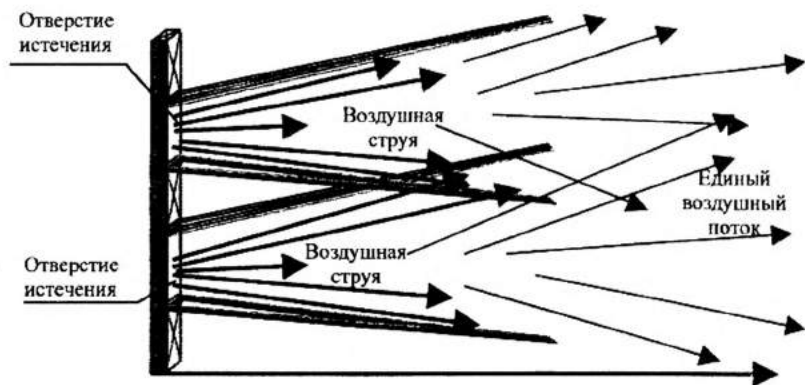


Рис. 1.3. Принципиальная схема распространения воздушного потока, истекающего из воздушно-тепловой завесы

При этом снижение энергозатрат воздушной завесы достигается не горизонтальным направлением струи и направлением воздушно-го потока под углом к верху проема, а введением вместо сплошной вертикальной плоской струи нескольких струй, расположенных друг над другом и взаимодействующих на расстоянии 0,5 ширины щели. При этом уменьшается требуемое для подачи завесой количество воздуха и соответственно снижаются затраты тепловой энергии при сохранении требуемой эффективности работы [2].

Подача воздуха осуществляется при помощи плоских струй, подаваемых через вертикальные щелевые воздухораспределители. При этом щелевые отверстия расположены на расстоянии 0,5 от ширины щели по всей высоте воздухораспределителя.

Плоские струи, истекающие из воздухораспределительных отверстий, расположенных по высоте проема ворот с указанным разрывом сливаются в один поток на расстоянии равном половине шага между отдельными струями, что позволяет предотвратить прорыв наружного воздуха в помещение при снижении объема подаваемого воздуха и соответственно уменьшение требуемой тепловой энергии на его подогрев.

В результате снижаются энергозатраты на эксплуатацию воздушной завесы при обеспечении эффективной работы.

Технические преимущества воздушной завесы путем подачи воздуха по высоте проема при помощи плоских струй подаваемых горизонтально с разрывом, равным 0,5 ширины щели, в уменьшении расхода тепла, требуемого на нагрев воздуха, истекающего из воздухораспределительных насадков при качественной работе завесы.

Предлагаемая воздушная завеса может быть реализован для теплозащиты помещений от прорывов наружного воздуха через открытые проемы в зданиях и сооружениях преимущественно промышленного назначения.

Использованная литература

1. Збірник наукових праць. Перспективні напрями проектування житлових та громадських будівель. Спеціальний випуск. Енергозберігаючі технології в будівництві та архітектурі. Київ, 2004. – 170 с. Енергосбережение в процессах организации теплового режима промышленных зданий. – С. 115–119.

2. Патент Украины UA 64378 А. Способ создания воздушной завесы. 2004. Лужанская А. В., Лужанская И. И.

МЕТОДИКА ОЦІНКИ РЕЗЕРВІВ ЗРОСТАННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ ПРАЦІ В БУДІВНИЦТВІ

Успіх сучасного підприємства, незалежно від його розмірів, форм власності та виду діяльності залежить від його адекватної та своєчасної реакції на ринок, з одного боку, та раціонального використання своїх ресурсів, з другого боку. Реалізація цих завдань, метою яких є підвищення конкурентоспроможності підприємства, потребує, по-перше, розуміння необхідності кардинальних зрушень в операційній (виробничий) сфері, а по-друге – дієвого алгоритму впровадження змін, які поступово мають привести до запланованого успіху підприємства.

Відомий дослідник чинників конкурентоспроможності Майкл Портер [1] прийшов до висновку, що для отримання конкурентної переваги, підприємство повинно створювати таку саму цінність продукту як і конкуренти, але виробляти його з меншими витратами, або пропонувати споживачам більш цінний продукт ніж конкурентний. Термін “цінність”, який в даний час досить часто використовується, по суті представляє собою сукупні вимоги споживача до продукту [2]. За висновками фахівців з виробничого та операційного менеджменту, цінність продукту складають такі основні вимоги, як: якість продукту, своєчасне (а в деяких випадках і передчасне) виконання замовлення, та низька ціна [3]. Здійснення такої стратегії неможливе без ефективного використання своїх ресурсів і, зокрема, часу. Раціональне використання часу – довічна проблема, яка стоїть перед багатьма поколіннями керівників виробництва. Її актуальність постійно зростає. Зростає й ціна кожної хвилини робочого часу, тому що його ефективне використання означає покращання ритмічності виробництва та якості праці, чітке виконання балансових співвідношень виробничого процесу, зменшення впливу випадкових чинників, які негативно впливають не тільки на процес виробництва, але й на соціально-психологічний клімат в колективах, і як результат, страждає конкурентоспроможність та життєздатність підприємства. Зрозуміло, що впровадження правила М. Портера, тобто зниження ціни або підвищення якості (цінності), не збільшуючи ціну, можливо лише шляхом зниження виробничих витрат, раціона-

льним використанням робочого часу, підвищенням продуктивності праці на всіх без винятку ланках підприємства та сферах діяльності.

Досягти високої продуктивності праці в цілому на підприємстві, в бригаді чи на кожному робочому місці – значить насамперед скоротити, а в ідеальному випадку ліквідувати втрати робочого часу, виявити та реалізувати його резерви, раціонально використовувати робочий час в виробничих процесах за рахунок розробки економічних технологій виробництва.

Резерви робочого часу можна розділити на резерви фонду робочого часу та на резерви трудомісткості. Згідно з оцінкою вчених [4] питома вага резервів фонду робочого часу складає 20–30%, а резервів зниження трудомісткості – 70–80% в їх спільній сукупності. Для розробки комплексної програми з підвищення продуктивності праці необхідно починати передусім з аналізу та використання резервів фонду робочого часу, а потім переходити до резервів зменшення трудомісткості, або впроваджувати заходи з їх ліквідації одночасно. Чому саме так? Тому що використання резервів трудомісткості потребує розробки нових або впровадження вже існуючих передових технологій, тобто існує необхідність в значних фінансових інвестиціях. Крім того, впровадження новітніх технологій вимагає чіткої організації праці та налагодження всіх процесів, тобто попередньо потрібно розглянути рівень організації праці та ліквідувати існуючі резерви. Використання ж резервів фонду робочого часу майже одразу дає економічний ефекти та не потребує значних фінансових інвестицій, тому що досягається за рахунок вдосконалення організації виробництва, та систем управління. Однак це не означає, що резерви зниження трудомісткості мають залишитися поза увагою.

Ефективне використання робочого часу і, як наслідок зростання продуктивності праці залежить від виявлення факторів, тобто рушійних сил або причин, що зумовлюють зміну результативності живої праці стосовно нормативів, плану, попереднього періоду, передових підприємств. Фактори зростання продуктивності праці розглядаються як зміни матеріально-технічних, організаційних і соціальних умов безпосередньо в процесі виробництва, під впливом яких скорочуються витрати живої праці на виробництво одиниці продукції (робіт, послуг).

Класифікуючи фактори впливу на ефективне використання робочого часу та зростання продуктивності праці в будівництві, слід враховувати особливості галузі, виходячи з того, що на кожному рівні управління виробництвом фактори не будуть однозначними. Одні фактори діють постійно, інші носять тимчасовий характер,

тобто впливають на ефективність господарювання в певні періоди діяльності будівельних організацій. Крім того, в будівництві необхідно брати до уваги фактор природних умов: коливання температури, атмосферна опади, стан ґрунтів, сейсмічність району забудови тощо. Механізм дії факторів на продуктивність праці також не однаковий [4]. Якщо фактори, які пов'язані з розвитком техніки та технології, організації виробництва та праці впливають безпосередньо, то соціальні та економічні – діють посередньо, завдяки зміненому відношенню робітника до праці, впливаючи на його навички, знання тощо. Так, наприклад, зростання освітнього рівня не впливає безпосередньо на продуктивність праці, але діє на працівника, формуючи та помножуючи його здібності, вміння виконувати складні операції високого гатунку з мінімальними втратами робочого часу.

Пошуки глибинних резервів робочого часу можливі після деталізації економічних, галузевих та внутрішньовиробничих факторів (таблиця), на основі яких має бути сформована комплексна програма управління робочим часом та продуктивністю в будівництві. В запропонованій структурній схемі, яка представляє собою фактори впливу на продуктивність праці, пропонується виділити п'ять основних груп факторів впливу: технічні, організаційні, економічні, соціальні та оздоровчі. В свою чергу, кожен групу доцільно розбити на ряд простіших однозначних факторів, мета дослідження яких – визначити кількісний вплив на продуктивність праці (таблиця).

Таблиця 1

Структурна схема комплексної програми управління продуктивністю праці

№ групи факторів	Фактори та заходи
I	Технічні
I.1	<p>Розширення повнозбірного будівництва і впровадження ефективних будівельних матеріалів і конструкцій:</p> <ul style="list-style-type: none"> • застосування прогресивних проектних рішень; • збільшення питомої ваги застосування збірних конструкцій, блоків, вузлів; • поліпшення якості, зменшення маси й підвищення ступеня заводської готовності збірних конструкцій і деталей; • підвищення технологічності збірних конструкцій і деталей на основі уніфікації і стандартизації проектних рішень; • збільшення використання ефективних будівельних матеріалів

1.2	Підвищення рівня механізації будівельно-монтажних робіт і скорочення питомої ваги робітників, зайнятих ручною працею: <ul style="list-style-type: none"> • поліпшення використання наявного парку будівельних машин; • оновлення парку, заміна морально і фізично застарілих машин новими високопродуктивними; • оснащення організацій нормо комплектами засобів малої механізації для виконання різних видів робіт; • нарощування ремонтної бази, що забезпечує скорочення строків перебування машин в ремонті
1.3	Впровадження нової, більш вдосконаленої технології ведення будівельно-монтажних робіт
2	Організаційні
2.1	Вдосконалення організації виробництва і праці: <ul style="list-style-type: none"> • підвищення рівня технологічної спеціалізації; • раціональне комплектування бригад; • розробка та впровадження карт робочих процесів; • вдосконалення нормування праці; • скорочення простоїв робітників; • вдосконалення організації підсобних виробництв; • покращання умов праці; • підготовка та підвищення кваліфікації робітників
2.2	Вдосконалення системи управління будівництвом: <ul style="list-style-type: none"> • вдосконалення організаційної структури будівельно-монтажних організацій; • оптимальне скорочення управлінського апарату; • впровадження автоматизованих систем планування та управління будівельним виробництвом; • розробка збалансованих з виробничими ресурсами планів виробництва
3	Економічні
3.1	Вдосконалення форм оплати праці та матеріального стимулювання
3.2	Підвищення стійкості фінансового стану підприємства
3.3	Вдосконалення фінансових відносин між виробничими підрозділами будівельно-монтажної організації
4	Соціальні
4.1	Розробка і впровадження соціальних планів та програм розвитку колективу
4.2	Розвиток творчої активності робітників та їх участь в процесах управління
4.3	Скорочення плінності кадрів
4.4	Впровадження соціально-орієнтованих методів управління
4.5	Покращання психологічного клімату на підприємстві
5	Оздоровчі
5.1	Проведення оздоровчих заходів
5.2	Організація спортивних змагань
5.3	Проведення профілактики захворювань

Продуктивність праці у будівельній організації вимірюється кількістю будівельно-монтажних робіт, виконаних за одиницю часу (виробітком), або витратами часу на одиницю будівельно-монтажних робіт (трудомісткістю) [6]. Рівень продуктивності праці визначається за формулою:

$$B = Q/T \text{ або } T_p = T/Q, \quad (1)$$

де B – виробіток; T_p – трудомісткість; T – кількість робочого часу, витраченого на виконання обсягу робіт; Q – обсяг виконаних робіт.

Ступінь приросту продуктивності праці під впливом певного фактора, може визначатися шляхом зіставлення фактичного і нормативного значення показника, який характеризує даний фактор. Нормативні значення цих показників являють собою розраховані кількісні і якісні параметри найефективнішого використання чинників, яким відповідають мінімальні затрати праці на виконання одиниці робіт (продукції).

На практиці нормативне значення показника, який характеризує той чи інший фактор, не завжди досягається з причин як об'єктивного, так і суб'єктивного характеру [5]. Внаслідок цього створюються резерви зростання продуктивності праці, під якими слід розуміти реальні можливості економії праці, реалізація яких забезпечує досягнення мінімальних трудових витрат на одиницю продукції (робіт, послуг), зумовлених можливістю даного фактора при незмінних інших умовах.

Зміна продуктивності праці в діючій практиці планування та аналізу характеризується абсолютною і відносною економією затрат (чисельності працівників) під впливом окремих факторів або їх сукупності. Абсолютна економія створюється в результаті зменшення чисельності працюючих при незмінному обсязі будівельного виробництва або при його скороченні в меншій мірі, ніж зменшення чисельності будівельно-виробничого персоналу.

Відносна економія затрат праці створюється в результаті зростання обсягу будівельно-монтажних робіт при незмінній чисельності працюючих або при збільшенні їх чисельності в меншій мірі, ніж зростання обсягів будівельного виробництва.

Ці показники доцільно застосовувати при оцінці резервів зростання продуктивності праці, оскільки вони мають можливість визначати величину резерву як за окремими підрозділами, так і по організації в цілому, де кількісна величина резервів представляє собою різницю між досягнутим та можливим рівнем продуктивності праці. Оцінка можливого приросту продуктивності праці стає можливою

завдяки попередньому аналізу наявних виробничих процесів, їх класифікації, та розрахунку таких параметрів, як показники з якості, часу та витрат [4]. Аналізуючи показники та фактори впливу на продуктивність праці (див. таблицю 1) розробляються та впроваджуються відповідні організаційно-технічні та соціально-економічні заходи. Після впровадження запропонованих змін досягнутий приріст продуктивності потребує диференційованого розрахунку. З цією метою рекомендується: визначити економію живої праці за категоріями персоналу (апарат управління, працівники допоміжних виробництв, робітники зайняті на будівельно-монтажних роботах); із загальної економії трудових витрат визначити частку, зумовлену структурними зрушеннями будівельно-монтажних робіт; визначити економію трудових витрат і відповідне зростання продуктивності праці за рахунок підвищення технічного рівня будівництва (впровадження ефективних конструкцій, матеріалів, нової техніки, підвищення рівня механізації робіт, скорочення частки ручної праці, зростання коефіцієнта збірності будівництва та ін.) і в результаті реалізації організаційних заходів (рисунок. 1). Доцільність такого розгрупування зумовлена тим, що технічні заходи мають конкретні обсяги впровадження, і економія трудових витрат в результаті їх реалізації піддається безпосередньому розрахунку. В той час, як частина організаційних та економічних заходів не має прямого впливу на продуктивність праці, оскільки має посередній характер. Розрахунок отриманої економії трудових витрат, тобто показників (dPr , dPm , dPh , $dPca$) здійснюються на основі проведення повторних досліджень після впровадження змін на основі організаційно-технічних та соціально-економічних заходів.

Розглянемо деякі методичні аспекти розрахунків впливу більшості факторів на економію трудових витрат.

Вплив впровадження ефективних матеріалів і конструкцій на економію трудових витрат доцільно визначати за формулою:

$$E_{w1} = A * (S_{co} * (T_{co} - T_{cn}) - (S_{cn} - S_{co}) * (T_a - T_{cn})), \quad (2)$$

де: A – приріст обсягу впровадження нових конструкцій в натуральному виразі;

S_{co} – повна вартість конструкцій, що замінюються;

T_{co} – питома трудомісткість конструкцій, що замінюються;

T_{cn} – питома трудомісткість конструкцій, що впроваджуються;

S_{cn} – повна вартість конструкцій, що впроваджуються;

T_a – питома трудомісткість усіх робіт по будівельній організації в цілому.

Вплив заходів по вдосконаленню технології будівельного виробництва на трудові витрати пропонується визначати таким чином:

$$E_{w2} = A * (t_b - t_r), \quad (3)$$

де: A – обсяг застосування заходу;

t_b – трудомісткість одиниці робіт до застосування заходу;

t_r – трудомісткість одиниці робіт після застосування заходу.

Виходячи з запропонованого підходу, ефективність технічних та технологічних заходів буде забезпечуватись в тих випадках, коли рішення, що впроваджується менш трудомістке по відношенню до замінюваного і приріст обсягу застосування перевищує зростання обсягу будівельно-монтажних робіт.

Розрахунки доцільно проводити окремо за видами будівельно-монтажних робіт, а результат в цілому по підприємству слід визначати шляхом сумування окремо одержаних показників.

Економія трудових витрат за рахунок впровадження сучасних методів організації праці, вдосконалення матеріального та соціального стимулювання пропонується розраховувати наступним чином:

$$E_{w3} = (T_r - T_b) * dPr * V_r * D_b / (P_{r_b} * 100), \quad (4)$$

де: T_r та T_b – питома вага робітників, охоплених даним методом в аналізованому та базовому періодах;

dPr – відносний приріст продуктивності в результаті впровадження даних організаційно-економічних заходів;

V_r – фактичний обсяг робіт;

D_b – середня кількість днів, відпрацьованих одним робітником в базовому році;

P_{r_b} – середня базова продуктивність, досягнута на об'єктах, на яких впроваджуються заходи щодо підвищення продуктивності праці.

Вплив скорочення непродуктивних витрат робочого часу може бути розрахований за формулою:

$$E_{w4} = (dt_b - dt_r) * P / 100, \quad (5)$$

де: dt_b та dt_r – непродуктивні затрати робочого часу (наприклад, очікування матеріалу, завдання, виконання невластивої роботи та інше) у відсотках до відпрацьованого часу; P – вихідна кількість робітників.

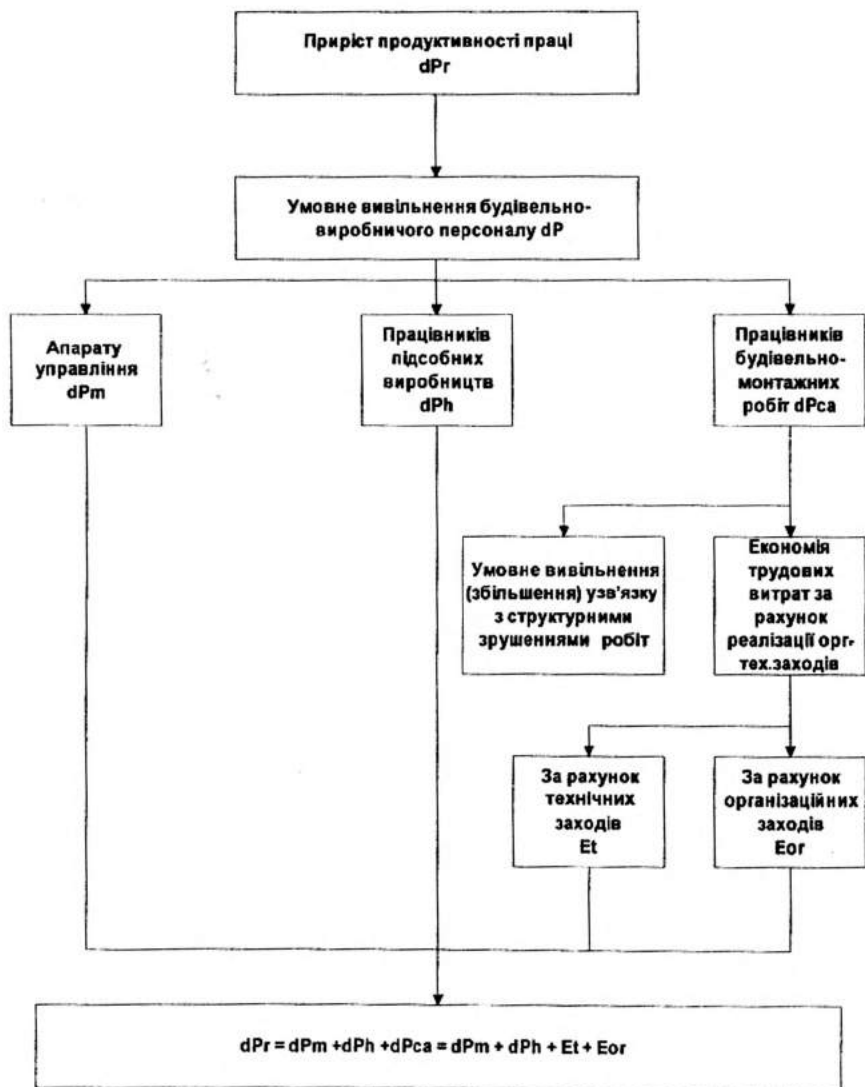


Рисунок. Структурна схема складових приросту продуктивності праці

Економія трудових витрат за рахунок впровадження заходів вдосконалення системи менеджменту може бути розрахована наступним чином:

$$E_{w5} = (P_{m_b} / V_b - P_{m_f}) * V_f, \quad (6)$$

де: P_{m_b} та P_{m_f} – чисельність менеджерів відповідно у базовому та фактичному періодах; V_b та V_f – обсяги будівельно-монтажних робіт у базовому та звітному періодах.

Приріст продуктивності праці має бути розрахований відповідно до кожної групи впроваджених заходів згідно з формулою:

$$dP_{r_j} = V_b / (P_b - E_{w_j}) - P_{r_b}, \quad (7)$$

де: V_b – обсяг будівельно-монтажних робіт у базовому періоді;

P_b – вихідна кількість робітників;

E_{w_j} – відповідна економія витрат;

P_{r_b} – середня базова продуктивність на об'єктах, де впроваджуються заходи щодо підвищення продуктивності праці.

В умовах ринку і конкуренції механізм управління ефективністю працею в будівництві вимагає корінного вдосконалення. Сучасні економічні відносини потребують внесення відповідних змін в організацію праці, планування виробництва, аналізу трудових показників з метою виявлення та мобілізації факторів впливу на ефективність підприємства. Для підвищення продуктивності праці необхідно вдосконалювати структуру та процеси підприємства, оптимізувати чисельність робітників, впроваджувати провідні підходи з організації праці. Крім того, доцільно приділяти увагу не тільки організаційно-технічним заходам з вдосконалення виробничої системи, але й впроваджувати відповідні, мотивуючі преміальні системи та системи оплати праці, покращувати соціальний та психологічний клімат на підприємстві, підвищувати професійний рівень робітників та їх особисту зацікавленість як в процесі створення цінності, так і в кінцевому результаті. На основі запропонованої методики стає можливою оцінка наявних резервів щодо зростання продуктивності праці в будівельній галузі та розробка комплексної програми з їх ліквідації шляхом виявлення та врахування факторів які впливають на раціональне використання робочого часу, а також подальший розрахунок досягнутої економії витрат після впровадження організаційно-технологічних та економічних заходів.

Використана література

1. Michael E. Porter "The Competitive Advantage of Nations" - New York, The free press, 1993.
2. R. Chase, N. Aquilano, R. Jacobs, "Production and Operations Management" – Irvin McGraw-Hill, 2004.
3. Wickham Skinner, "The focused factory" – Harvard Business Review, May-June 2002.
4. В. К. Гупалов. "Управление рабочим временем" – Москва, "Финансы и статистика", 1998.
5. Е. В. Шубенкова, Е. Е. Миргород. "Экономика труда" – Москва, Российская экономическая академия, 2003.
6. Е. Й. Шолов, А. Ф. Гойко. "Економіка будівництва. Інвестиції та їх регулювання. Визначення ефективності інвестиційних проектів" – Київ, КНУБА, 2003.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОВИХ І ГІДРОДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕПЛОМАСООБМІННИКІВ ЗМІШУВАЛЬНОГО ТИПУ (ТМЗД)

Методика інженерного розрахунку ТМЗД та принципові схеми підключення системи гарячого водопостачання та опалення до паро- і конденсатопроводів

Методика інженерного розрахунку ТМЗД базується на отриманих при обробці експериментальних досліджень залежностях для визначення гідравлічних [1] та теплотехнічних [2] показників цих теплообмінників.

Маючи значення максимального припустимого перепаду тисків води, що гріється у ТМЗД, підбираємо за формулами, наведеними в [1], значення перепадів тиску на вході у ТМЗД ($\Delta P_{вх}$), на виході з ТМЗД ($\Delta P_{вих}$), на ділянці відцентрової струменевої течії ($\Delta P_{стр.д}$) та на ділянці розвинутої течії ($\Delta P_{р.т}$), а потім значення швидкості води на вході ($\bar{w}_{вх}$).

Дальше, маючи необхідну теплову потужність ТМЗД, потрібний нагрів води та параметри пари, що надходить, за формулами (11), (11'), (12) і (12'), наведеними в [2], розраховують габарити теплообмінника, діаметр сопла на вході, діаметр корпусу та камери для диспергованого вводу пари та довжину цієї камери.

У табл. 1 наведено розрахований за запропонованим методом типоряд ТМЗД в залежності від необхідної теплової потужності.

Підбираючи за табл. 1 залежно від необхідної теплової потужності та типу ТМЗД (види теплоносіїв), знаходимо його типорозмір, а далі за конкретними даними потужності, тисків гріючого середовища та води, що нагрівається, і потрібного нагріву визначають розміри сопла, площу отворів для диспергованого вводу гріючого середовища та довжину ділянки диспергової подачі гріючого середовища.

На рис. 1, 2 наведено принципові схеми підключення за допомогою ТМЗД систем опалення та гарячого водопостачання до парових або водяних теплових мереж.

Технічні характеристики ТМЗД

Характеристики	Тип теплообмінника									
	пара – вода					вода – вода				
	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4	№ 5	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4	№ 5
Теплова потужність, кВт	10 ÷ 99	100 ÷ 159	160 ÷ 214	215 ÷ 415	416 ÷ 600	до 110	до 170	до 235	до 450	до 650
Витрати кВт води, що гріється, т/год	0,35 ÷ 3,4	3,44 ÷ 5,4	5,5 ÷ 7,39	7,4 ÷ 14,28	14,3 ÷ 20,64	0,185 ÷ 1,8	1,8 ÷ 2,85	2,9 ÷ 3,9	3,9 ÷ 7,5	7,5 ÷ 10,85
Витрати пари (гріючої води), т/год	0,017 ÷ 0,17	0,172 ÷ 0,271	0,275 ÷ 0,368	0,37 ÷ 0,713	0,715 ÷ 1,032	0,07 ÷ 1,8	0,6 ÷ 2,85	0,9 ÷ 3,9	1,3 ÷ 7,5	2,5 ÷ 10,85
Тиск пари (гріючої води) на вході у диспергатор, атн	≥0,3	≥0,3	≥0,3	≥0,3	≥0,3	≥0,3	≥0,3	≥0,3	≥0,3	≥0,3
Тиск води перед патрубком тангенційного вводу, атн	≥0,7	≥0,7	≥0,7	≥0,7	≥0,7	≥0,7	≥0,7	≥0,7	≥0,7	≥0,7
Діаметр трубопроводу перед тангенційним вводом води, мм	32 ÷ 40	40 ÷ 50	50 ÷ 70	70	80	25 ÷ 32	25 ÷ 32	32 ÷ 40	40 ÷ 50	50
Діаметр трубопроводу пари (гріючої води), мм	50	70	80	100	100	25 ÷ 32	25 ÷ 32	32 ÷ 40	40 ÷ 50	50
Діаметр змішувальної камери, мм	70	80	100	125	125	45	50	60	70	75
Довжина сумішної камери, мм	550	550	650	650	700	600	670	750	800	900
Маса (ст. нерж.), кг	10,0	12,0	15,0	19,0	20,0	9,4	11,9	15,0	18,9	19,7

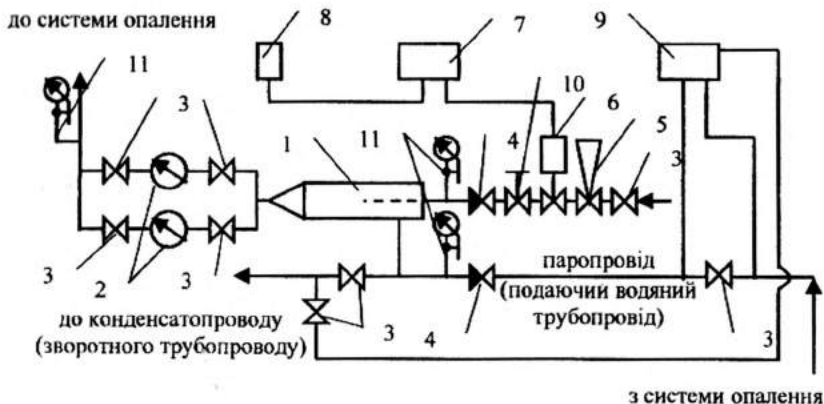


Рис. 1 Схема підключення водяної системи опалення до аропроводів за допомогою ТМЗД

1 – ТМЗД; 2 – циркуляційні насоси (основний та резервний); 3 – запірні арматура; 4 – зворотні клапани; 5 – регулятор тиску; 6 – електромагнітний клапан; 7 – регулюючий прилад; 8 – датчик температури у приміщенні; 9 – розширюючий бак; 10 – регулююча арматура; 11 – манометр

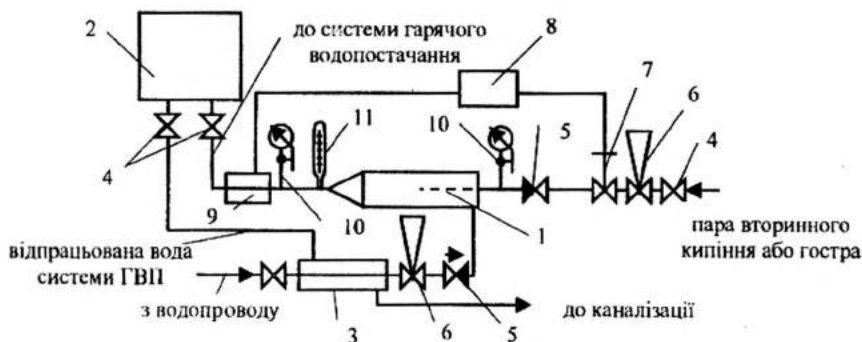


Рис. 2. Схема підключення водяної системи опалення до паропроводів за допомогою ТМЗД

1 – ТМЗД; 2 – система гарячого водопостачання; 3 – поверхневий теплообмінник попереднього нагріву водопровідної води; 4 – запірні арматура; 5 – зворотні клапани; 6 – редукційний клапан; 7 – регулюючий клапан; 8 – регулюючий прилад; 9 – датчик температури у приміщенні; 10 – манометр; 11 – термометр

Висновки

Проведений комплекс досліджень дає змогу зробити висновок про ефективність теплообмінників ТМЗД, які мають значно більш високий аеродинамічний та тепломасообмінний коефіцієнти у порівнянні з інжекційними апаратами. Вони можуть бути використані для інтенсивного змішування рідинних і парових середовищ у різних галузях господарства, у тому числі для систем опалення і гарячого водопостачання.

Використана література

1. *Приймак О. В.* Експериментальні дослідження тепломасообмінників змішувального типу. 1. Гідравлічні дослідження. – К.: Вентиляція, освітлення і теплогазопостачання. – 2003. – № 6.
2. *Приймак О. В.* Експериментальні дослідження тепломасообмінників змішувального типу. 2. Теплотехнічні дослідження. – К.: Вентиляція, освітлення і теплогазопостачання. – 2004. – № 7.

ГРАЧОВ ОЛЕКСАНДР ВАСИЛЬОВИЧ

О. В. Грачов (1905–1993), доцент, завідувач кафедри санітарної техніки (1937–1941 та 1947–1949), декан санітарно-технічного факультету (1944–1947 та 1955–1960) Київського інженерно-будівельного інституту.

Олександр Васильович Грачов народився 6 червня 1905 р. в Києві. Після отримання початкової освіти в Київській гімназії О. В. Грачов продовжив навчання в будівельній професійній школі і в 1925 р. Поступив на архітектурне відділення Київського художнього інституту.

У 1926 р. він перевівся на відділення комунального будівництва Київського політехнічного інституту. В 1930 р. О. В. Грачов перейшов разом з сантехнічним факультетом в створений в тому самому році Київський будівельний інститут, який і закінчив в кінці 1930 р. Це був перший випуск 7 інженерів-сантехніків будівельного інституту.

У період навчання О. В. Грачов продовжував одночасно працювати в будівельних організаціях.

З 1930 р. О. В. Грачов працював інженером в Київському проектному інституті Діпроміст, а з 1932 р. його діяльність була пов'язана з роботою в будівельному інституті асистентом, а з 1934 р. доцентом. У 1937 р. доцент О. В. Грачов був призначений завідувачем кафедри санітарної техніки і працював на цій посаді до 1941 р. У 1939 р. йому було присвоєно ВАКом звання доцент.

У період 1942–1943 рр. О. В. Грачов проживав на окупованій німцями території в Києві. Тут він організував та командував підпільною диверсійною групою, за що нагороджений після війни урядовими нагородами.



У 1944 р. відновились робота О. В. Грачова в будівельному інституті на посаді доцента кафедри, яка вже називалась теплогазо-постачання і вентиляції, і в тому самому році він був призначений деканом факультету санітарної техніки. У 1947 р. доцент О. В. Грачов був знову призначений завідувачем кафедри і обіймав цю посаду до 1949 р., коли кафедру очолив відомий вчений д.т.н., професор Б. М. Лобаєв

З 1949 р. Олександр Васильович працював доцентом кафедри і одночасно з 1955 до 1960 р. деканом санітарно-технічного факультету.

У 1965 р. О. В. Грачов перейшов до Київського художнього інституту, де працював доцентом до 1982 р. Доцент О. В. Грачов читав курси “Теплотехніка”, “Опалення і вентиляція” і за період своєї педагогічної та наукової діяльності підготував навчальний посібник з опалення і вентиляції для студентів будівельного та архітектурного напрямів, розробив спеціальні таблиці для вибору опалювальних приладів “Гамма”, альбом конструктивних рішень для систем пічного опалення, кілька нових конструкцій опалювальних печей. О. В. Грачов постійно надавав необхідні консультації проєктантам та інженерам-будівельникам з питань створення і монтажу систем центрального водяного та пічного опалення.

Помер О. В. Грачов 22 вересня 1993 р.

ШЕВЦОВ ДМИТРО СЕМЕНОВИЧ

Шевцов Дмитро Семенович (1905–1995) – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, доцент Київського інженерно-будівельного інституту. Д. С. Шевцов народився 24 вересня 1905 року в Кишиневі (на той час Бессарабія). Згодом сім'я Шевцових переїхала до Кам'янець-Подільська, де він закінчив приходську школу та прискорені підготовчі курси для вступу до вищого навчального закладу. В 1921 році він вступив до Кам'янець-Подільського хімічного інституту ім. К. Лібкнехта на факультет цукроварства, який закінчив у 1925 році. Після закінчення інституту Д. С. Шевцов працював інженером-теплотехніком на цукрових заводах Курської області, а потім в Узині Київської області. З 1930 року почалася його наукова та педагогічна діяльність. До 1935 року Д. С. Шевцов працював асистентом у Київському інституті промислової енергетики, а з 1935 року – доцентом інституту харчової промисловості. У лютому 1939 року йому присвоєно вчений ступінь кандидата технічних наук. У тому самому році Д. С. Шевцов був переведений до науково-дослідного інституту цукрової промисловості на посаду старшого наукового співробітника.



На початку Великої вітчизняної війни Д. С. Шевцов був призваний в армію. Як молодший офіцер, командир взводу, він брав участь у боях за оборону Києва. В кінці вересня 1941 року він потрапив у полон, а на початку жовтня втік з полону і повернувся до Києва. Д. С. Шевцов не був визнаний учасником Великої вітчизняної війни. Тільки в 1979 році йому було вручено посвідчення учасника війни та надані всі відповідні пільги. У 1943–1944 роках Д. С. Шевцов працював начальником електростанції та заступником начальника технічного відділу “Київенерго”. З 1944 року він був

старшим науковим співробітником Інституту цукрової промисловості (ВНДІЦП).

У 1958–1959 рр. Д. С. Шевцов виконував обов'язки завідувача кафедри теплотехніки Київського інженерно-будівельного інституту. З 1960 року він працював за сумісництвом на посаді доцента кафедри теплогазопостачання і вентиляції.

У 1969 році Д. С. Шевцов перейшов на постійну роботу доцентом кафедри теплогазопостачання і вентиляції Київського інженерно-будівельного інституту. В 1977 році він був переведений на посаду старшого наукового співробітника і працював на цій посаді до кінця 1993 року.

Д. С. Шевцов був авторитетним спеціалістом у галузі теплотехніки, доброю людиною.

У Київському інженерно-будівельному інституті Д. С. Шевцов читав лекції з курсів “Котельні установки” та “Газопостачання”. Він був одним з відповідальних виконавців науково-дослідних робіт у галузі тепловикористання геотермальних вод та вторинних енергоресурсів. На замовлення теплоенергетичних підприємств він розробив ряд схем та конструктивних вузлів для перевodu парових котлів на водогрійний режим.

За період своєї багаторічної праці Д. С. Шевцов опублікував понад 70 наукових робіт, у тому числі авторські свідоцтва на винаходи, готував кандидатів наук. Він є співавтором відомого підручника “Общая теплотехника”, який витримав кілька видань. Видавництво “Мир” видало цей підручник англійською французькою та іспанською мовами.

Помер Дмитро Семенович Шевцов 19 серпня 1995 року.

Возняк О. Т. Особливості зворотного потоку при подачі повітря плоскими настільними струминнами.

У цій статті представлені результати експериментальних досліджень зворотного потоку з використанням у вентиляційній техніці подачі повітря в приміщення плоскими настільними струминнами. Був проведений двофакторний експеримент, побудована відповідна номограма, отримані аналітичні розрахункові залежності та здійснена оптимізація. Отримані результати цих досліджень дають змогу проводити інженерні розрахунки повітророзподілу на підставі зворотного потоку, утвореного плоскою настільною струминою при різних геометричних параметрах припливної системи.

Список літ.: 8 назв.

Зайцев О. Н. Влияние прецессии и нутации вихревого ядра на устойчивость закрученного потока газа.

У статті наведено результати досліджень процесу прецесії вихрового ядра в закрученому потоці при наявності зони зворотних потоків, отримані теоретичні залежності, виконана візуалізація процесу.

Список літ.: 2 назви.

Зайцев О. Н. Исследования динамических характеристик при взаимодействии встречно-смещенных закрученных газовых струй.

Приведены результаты экспериментальных исследований поля скорости при взаимодействии встречных, смещенных закрученных газовых струй, показавшие нестабильность получаемой структуры вследствие воздействия прецессирующего вихревого ядра, а также определено оптимальное соотношение между величиной смещения и расстоянием между патрубками.

Список лит.: 3 назв.

Ищенко М. Ю. Методика расчета башенных труб-градирен и результаты натурных испытаний модернизированных градирен в производстве.

На основании результатов экспериментальных исследований разработана методика теплоаэродинамического расчета испарительных башенных градирен и труб-градирен и их выбросного факела. Результаты расчетов, выполненных по данной методике, дают вполне удовлетворительное совпадение с данными натурных испытаний модернизированной трубы-градирни.

Список лит.: 3 назв.

Семенов С. В., Омельченко М. Я. **Выбор способа и средств газоочистки заводов по производству асфальтобетона.**

Рассмотрены вредности выделяющиеся в процессе производства асфальтобетона, проведен сравнительный анализ пылегазоочистной техники, применяемой в данной отрасли, разработан наиболее эффективный вариант.

Список лит.: 2 назв.

Мілейковський В. О. **Дослідження втрат тиску в повітророзподільниках з тангенціальними випусками повітря.**

Розглянуто дослідні визначення втрат тиску у повітророзподільниках з тангенціальними випусками повітря. Показано, що ці повітророзподільники мають низький коефіцієнт місцевого опору, тобто дозволяють заощаджувати електроенергію на переміщення повітря у системі вентиляції. Повітророзподільники з тангенціальними випусками повітря під назвою ПЕТ впроваджуються ТОВ "НВК "Клімат". Вони захищені Патентом України № 44971А від 15.03.2002 р.

Список літ.: 8 назв.

Малкін Е. С., Фуртат І. Е., Ченурна Н. В. **Аналітичні дослідження полів швидкостей і температур повітря в теплицях децентралізованого мікроклімату.**

Наведено результати аналітичних досліджень полів швидкостей і температур повітря в теплицях з камерами децентралізованого мікроклімату. Ці результати є основою для розроблення методики інженерного розрахунку системи опалення таких теплиць.

Список літ.: 3 назви.

Ратушняк Г. С., Джеджула В. В. **Інтенсифікація виробництва та підготовка біогазу для використання в теплотехнічному обладнанні.**

У статті узагальнено та обґрунтовано основні способи очищення цінного альтернативного палива – біогазу від домішок та методика інтенсифікації теплообмінних процесів в біореакторі шляхом локального газорідинного омивання поверхні теплообміну.

Список літ.: 5 назв.

Борисенко С. І. **Інноваційні технології в системах тепlopостачання.**

Наведено аналіз ефективності застосування в системах тепlopостачання теплопроводів у поліуретановій оболонці типу "труба в трубі", виготовлених в заводських умовах.

Список літ.: 5 назв.

Кононенко Г. М. Дослідження гідродинамічних і теплових процесів при фільтрації води в тріщині гідророзриву.

На основі дослідження спрощеної моделі термогідродинамічного режиму в тріщині гідророзриву робиться спроба оцінити вплив вільної конвекції на теплове і гідродинамічне поля при двовимірній течії.

Список літ.: 2 назви.

Кононенко Г. М. Методи оцінки значень коефіцієнтів міжфазового теплообміну і масообміну.

На основі дослідження кількох математичних моделей нестационарного конвективного теплопереносу при фільтрації води в тріщинуватих пластах виведені формули для обчислення коефіцієнтів міжфазового теплообміну і масообміну.

Список літ.: 6 назв.

Степанов М. В., Рудь С. В. Теплообмін в зігнутому поліетиленовому каналі некрутлого поперечного перерізу.

Наведені теоретичні та експериментальні формули для розрахунку середнього коефіцієнта тепловіддачі в поліетиленовому теплообміннику. Показано, що при ламінарному русі води на теплообмін впливають повороти каналів теплообмінника, що необхідно враховувати додатковим множником при визначенні коефіцієнтів тепловіддачі та теплопередачі.

Список літ.: 6 назв.

Степанов М. В., Коваль В. В. Рекуперативні теплообмінники з поліетиленовою теплопередаючою поверхнею.

Наведені характеристики плівкових поліетиленових теплообмінників, які можуть бути використані в системах утилізації низькопотенційних ВЕР.

Список літ.: 4 назви.

Килимник О. О. Прогнозування режиму випалювання промислових зразків кислотостійкої кераміки з використанням шлаків феронікелю.

На основі трифакторного тривісного методу планування експерименту встановлені аналітичні залежності водопоглинання та границі міцності на вигин від режиму випалювання та висоти зразків, що дає можливість прогнозувати технологічний режим виробництва кислотостійкої керамічної плитки.

Список літ.: 3 назви.

Ратушняк Г. С., Чухряєва О. Г. Багатофакторний аналіз теплоізоляційних матеріалів для термореновації будівель на основі лінгвістичної інформації.

Виконано класифікацію факторів впливу лінгвістичних змінних, що впливають на прийняття рішень за результатами багатофакторного аналізу якісних та кількісних параметрів теплоізоляційних матеріалів. Результати моделювання дають змогу з використанням доступної експертно-лінгвістичної інформації здійснювати вибір пропонованого матеріалу для термореновації будівель за оптимальними еколого-економічними показниками.

Список літ.: 5 назв.

А. В. Лужанская. Энергосбережение в системах теплозащиты воздушно-тепловых завес.

При слиянии горизонтальных струй, истекающих из воздухораспределительных отверстий воздушно-тепловой завесы, на расстоянии соизмеримом с шириной завесы происходит снижение энергозатрат при эффективной работе завесы и уменьшение расхода тепла на нагрев истекаемого воздуха. При этом значительно увеличивается степень теплозащиты здания.

Список лит.: 2 назв.

Ісаснко Ю.В. Методика оцінки резервів зростання продуктивності праці в будівництві.

Пропонується методика та алгоритм оцінки резервів зростання продуктивності праці на основі факторного аналізу, яка має за мету підвищення ефективності як окремих видів будівельно-монтажних робіт, так і діяльності будівельної організації в цілому. Запропонований підхід спрямований на формування конкурентних переваг шляхом виявлення та використання внутрішніх резервів операційної сфери підприємств будівельної галузі.

Список літ.: 2 назви.

Приймак О. В. Експериментальні дослідження теплових і гідродинамічних характеристик тепломасообмінників змішувального типу (ТМЗД).

На базі проведених гідравлічних і теплотехнічних досліджень розроблено методику розрахунку ТМЗД та створено типоряд цих тепломасообмінників і схеми підключення за їх допомогою систем опалення і гарячого водопостачання до теплових мереж.

Список літ.: 2 назви.

ЗМІСТ

ВЕНТИЛЯЦІЯ ТА КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ	3
<i>Возняк О. Т.</i> Особливості зворотного потоку при подачі повітря плоскими настільними струминами	3
<i>Зайцев О. Н.</i> Влияние прецессии и нутации вихревого ядра на устойчивость закрученного потока газа	12
<i>Зайцев О. Н.</i> Исследования динамических характеристик при взаимодействии встречно-смещенных закрученных газовых струй.....	16
<i>Ищенко М. Ю.</i> Методика расчета башенных труб-градирен и результаты натурных испытаний модернизированных градирен в производстве	20
<i>Семенов С. В., Омельченко М. Я.</i> Выбор способа и средств газоочистки заводов по производству асфальтобетона	29
<i>Мілейковський В. О.</i> Дослідження втрат тиску в повітророзподільниках з тангенціальними випусками повітря	33
ТЕПЛОБМІН, ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ, ГАЗОПОСТАЧАННЯ	40
<i>Малкін Е. С., Фуртат І. Е., Чепурна Н. В.</i> Аналітичні дослідження полів швидкостей і температур повітря в теплицях з децентралізованим мікрокліматом	40
<i>Ратушняк Г. С., Джемджула В. В.</i> Інтенсифікація виробництва та підготовка біогазу для використання в теплотехнічному обладнанні	52
<i>Борисенко С. І.</i> Інноваційні технології в системах теплопостачання	60
<i>Кононенко Г. М.</i> Дослідження гідродинамічних і теплових процесів при фільтрації води в тріщині гідророзриву	65
<i>Кононенко Г. М.</i> Методи оцінки значень коефіцієнтів міжфазового теплообміну і масообміну.....	69
<i>Степанов М. В., Рудь С. В.</i> Теплообмін в зігнутому поліетиленовому каналі некруглого поперечного перерізу	76
<i>Степанов М. В., Коваль В. В.</i> Рекуперативні теплообмінники з поліетиленовою теплопередаючою поверхнею	81
<i>Климник О. О.</i> Прогнозування режиму випалювання промислових зразків кислотостійкої кераміки з використанням шлаків феронікелю.....	85

ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ, НЕТРАДИЦІЙНІ ДЖЕРЕЛА ЕНЕРГІЇ.....	89
<i>Ратушняк Г. С., Чухряєва О. Г.</i> Багатофакторний аналіз теплоізоляційних матеріалів для термомодернізації будівель на основі лінгвістичної інформації	89
<i>Лужанская А. В.</i> Энергосбережение в системах теплозащиты воздушно-тепловых завес	96
<i>Ісаєнко Ю. В.</i> Методика оцінки резервів зростання продуктивності праці в будівництві	99
<i>Приймак О. В.</i> Експериментальні дослідження теплових і гідродинамічних характеристик тепломасообмінників змішувального типу (ТМЗД)	109
ВИДАТНІ ВЧЕНІ, ПЕДАГОГИ.....	113
Грачов Олександр Васильович.....	113
Шевцов Дмитро Семенович	115
Анотації.....	117

**ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ
ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ**

Науково-технічний збірник

Випуск 8

Підп. до друку 23.11.2005 р. Формат 60×84 1/16.
Папір друк. № 1. Умовн. друк. арк. 7,21. Обл.-вид. арк. 7,75.
Тираж 100. Зам. 5-1356.

ЗАТ "ВІПОЛ", ДК № 15
03151, м. Київ, вул. Волинська, 60