

# **ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ ТА ТЕПЛОГАЗО- ПОСТАЧАННЯ**

---

**2008**

***ВИПУСК 12***

---

**КИЇВ 2008**

**Міністерство освіти і науки України**  
**Київський національний університет**  
**будівництва і архітектури**

**ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ**  
**ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ**

Науково-технічний збірник

Випуск 12

Київ 2008

**Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання:** Науково-технічний збірник. Випуск 12. Головний редактор Е. С. Малкін. — К.: КНУБА, 2008. — 128 с.

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

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

**Редакційна колегія:** Е. С. Малкін (головний редактор), Ю. К. Росковшенко (заст. головн. ред.), М. В. Степанов (відп. секретар), 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, 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 № 39 від 26.12.2008.

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](http://www.nbuv.gov.ua).

© Київський національний університет  
будівництва і архітектури, 2008

УДК 697.9:621;697:621

**О. Т. Возняк,  
Х. В. Миرونюк,  
І. Є. Сухолова**

Національний університет "Львівська політехніка"

### **ПОВІТРОРОЗПОДІЛЬНИК ІЗ ВЗАЄМОДІЄЮ ЗУСТРІЧНИХ НЕСПІВВІСНИХ ПЛОСКИХ СТРУМИН В ПРИМІЩЕННЯХ ЮВЕЛІРНОГО ЗАВОДУ**

Фізичний стан повітряного середовища приміщення залежить від температури, вологовмісту, швидкості руху повітря, шуму, запиленості, запахів тощо. На умови комфорту значний вплив має саме швидкість руху повітря, величина якої створюється засобами вентиляційної техніки. Вплив на тепловий комфорт людини має також початкова турбулізація припливного повітряного потоку при його виході з насадка [1-6].

Одним із раціональних способів повітророзподілу в приміщеннях ювелірного виробництва, де постійно перебуває робочий персонал, є подача припливного повітря безпосередньо в робочу зону приміщень дільниць штампування, монтування, лазерного спаювання, закріплення, пакування та зважування ювелірних виробів. Для цього використовуються повітророзподільвачі з високою інтенсивністю погасання швидкості і температури припливного повітря. Характерною властивістю таких припливних струмін є підвищена турбулентність у порівнянні із прямотечійними струминами.

Для підвищення турбулентності використовується взаємодія зустрічних припливних струмін. Можна розрізнити взаємодію співвісних зустрічних струмін, струмін спрямованих під кутом одна до одної та неспіввісних зустрічних струмін.

Є цілий ряд повітророзподільників, що представляють собою влаштування зустрічних повітровипускників власне як варіант перфорації для панельних повітророзподільників, де повітровипускні отвори розташовані в кілька рядів, а також повітророзподільник із взаємодією зустрічних неспіввісних струмін [6].

У даній роботі розглядається аспект підвищення ефективності повітророзподілення в приміщеннях дільниць штампування, монтування, лазерного спаювання, закріплення, пакування та зважування ювелірних виробів, де постійно перебуває виробничий персонал, за рахунок досягнення високої інтенсивності погасання параметрів результуючого повітряного потоку при роздачі припливного повітря повітророзподільником із взаємодією неспіввісних зустрічних припливних плоских струмин в робочу зону перерахованих приміщень. Вирішується питання за допомогою ефекту взаємодії зустрічних неспіввісних плоских струмин, які витікають з насадки при певних умовах (рис. 1). У результаті взаємодії плоских струмин утворюється результуючий повітряний потік, який безпосередньо надходить у робочу зону. Основна увага в даній роботі приділена саме дослідженню залежності характеристик повітророзподільника та результуючого потоку від умов взаємодії струмин.

Мета даної роботи – вивчити характер розповсюдження результуючого повітряного потоку, визначити та оптимізувати взаємозв'язок між геометричними характеристиками повітророзподільника, а також інтенсивністю затухання швидкості результуючого повітряного потоку для різних випадків взаємодії зустрічних неспіввісних плоских струмин, а саме: при різних значеннях біжучих координат ( $h$  та  $x$ ), співвідношення відстаней між осями зустрічних струмин ( $l_0$ ), відстані між зустрічними насадками ( $x_n$ ) та співвідношення витрат повітряних потоків, що взаємодіють ( $L_d$  та  $L_{np}$ ).

Експериментальні дослідження проводились на установці, схема якої представлена на рис. 1. Експериментальні дослідження проведені при таких умовах та спрощеннях:

- припливні насадки – щілини з коефіцієнтом погасання швидкості  $m = 2,5$ ;

- ширина насадків не змінювалася і становила  $b_0 = 20$  мм;

- лінійний розмір повітропроводів не змінювався і становив  $H = 1,5$  м;

- відстань між осями насадків  $l_0$  була змінною і становила:  $l_{01} = 40$  мм =  $2 b_0$ ;  $l_{02} = 60$  мм =  $3 b_0$ ;  $l_{03} = 80$  мм =  $4 b_0$ ;

- довжини струмин  $X_n$ , що взаємодіють, були змінними і становили:  $X_{n1} = 0,6$  м =  $12 b_0$ ;  $X_{n2} = 0,8$  м =  $16 b_0$ ;  $X_{n3} = 1,0$  м =  $20 b_0$ ;  $X_{n4} = 1,2$  м =  $24 b_0$ ;

- співвідношення витрат повітряних потоків  $\bar{L} = L_{np}/L_d$ , що взаємодіють, змінювалось і становило:  $\bar{L}_1 = 1,0$ ;  $\bar{L}_2 = 2,0$ ;  $\bar{L}_3 = 3,0$ .

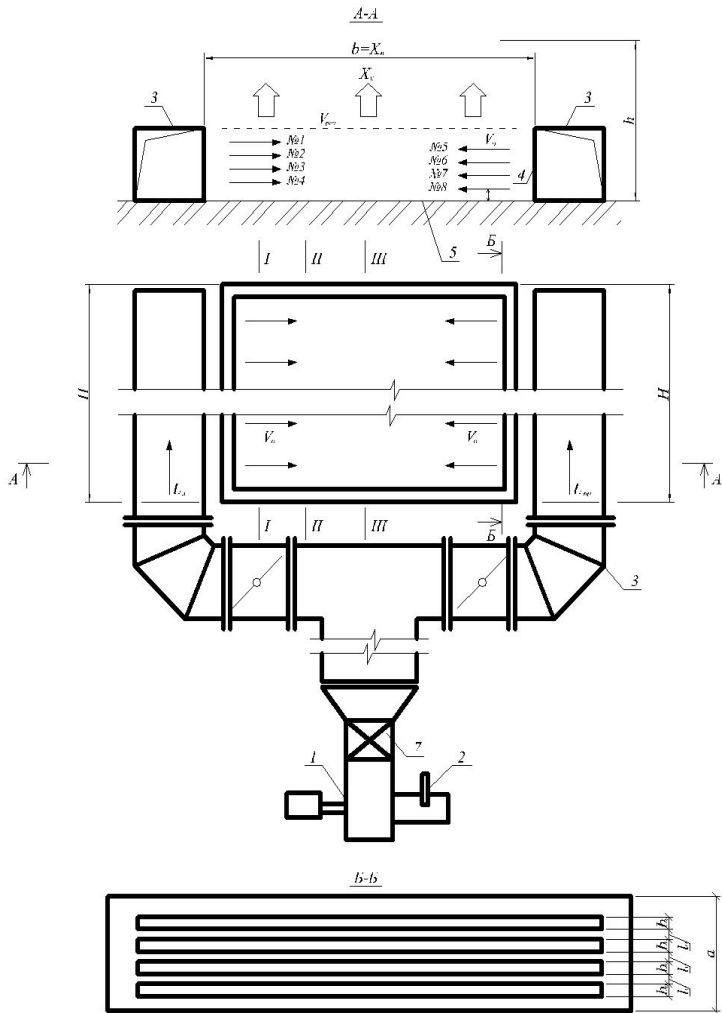


Схема експериментальної устаткування

- 1 - вентиляційний агрегат;
- 2 - заслінка;
- 3 - повітропровід  $a \times b = 380 \times 380$  мм;
- 4 - приливні насадки  $b_1 = 20$  мм та їх номери (1-8).
- 5 - основа;
- 6 - конструктивна частина повітродіподілювача: I-II, III-III - характерні перерізи приливлених струмків;
- 7 - калорифер.
- $h$  - відстань до характерної площини полі швидкостей.

- струмини слабоізотермічні;  
 - початкова швидкість повітря в припливних насадках знаходилася в межах:  $V_0 = 5 - 15$  м/с.

Заміри швидкості руху повітря  $V$  здійснювалися термоелектроанемометром ТА-9 із використанням координатника із сіткою точок  $5 \times 5$  см у перерізах: I-I; II-II; III-III; IV-IV; V-V.

Повітря за допомогою вентилятора 1 (електродвигун постійного струму) нагніталось через повітропроводи 3 ( $a \times b = 350 \times 350$  мм), і через припливні плоскі щілини  $b_0 = 20$  мм нагніталось в конструктивну частину повітророзподільвача 6.

Зокрема, є можливим представити результати досліджень як наочно-геометричну інтерпретацію (рис. 2).

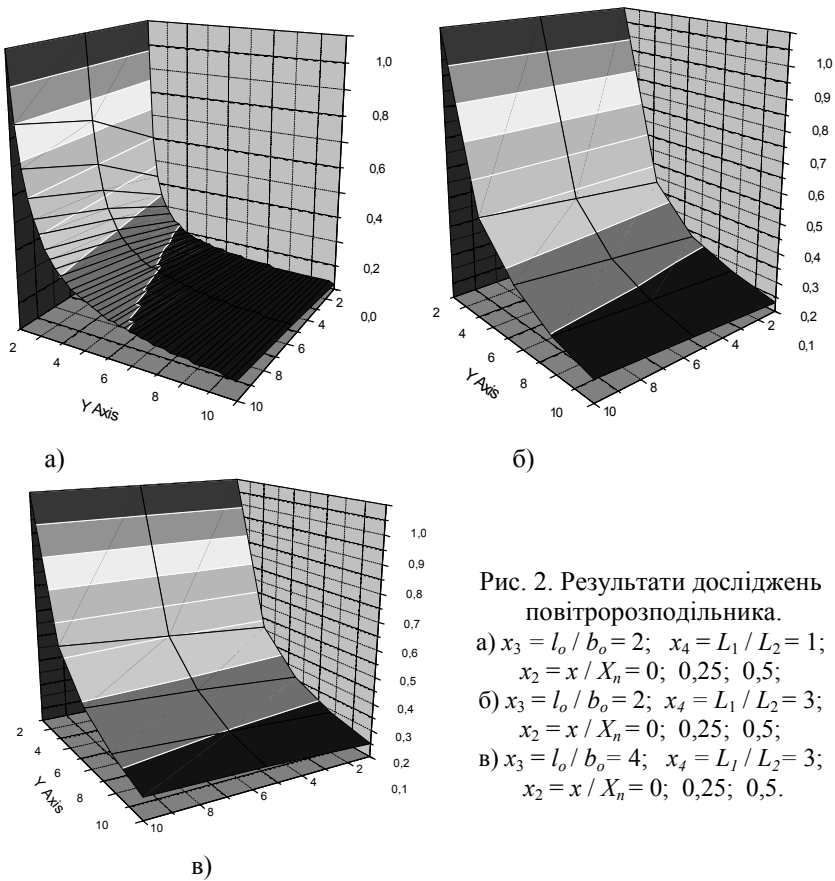


Рис. 2. Результати досліджень повітророзподільника.

- а)  $x_3 = l_0 / b_0 = 2$ ;  $x_4 = L_1 / L_2 = 1$ ;  
 $x_2 = x / X_n = 0, 0,25, 0,5$ ;  
 б)  $x_3 = l_0 / b_0 = 2$ ;  $x_4 = L_1 / L_2 = 3$ ;  
 $x_2 = x / X_n = 0, 0,25, 0,5$ ;  
 в)  $x_3 = l_0 / b_0 = 4$ ;  $x_4 = L_1 / L_2 = 3$ ;  
 $x_2 = x / X_n = 0, 0,25, 0,5$ .

Для проведення експериментальних досліджень була складена матриця планування 4-факторного експерименту з врахуванням ефекту взаємодії факторів, при цьому прийнято нелінійну математичну модель. В якості вхідних факторів були прийняті величини:

- $x_1 = h / H$  – відносна вертикальна біжуча координата;
- $x_2 = X / X_{\text{п}}$  – відносна горизонтальна біжуча координата ( $X_{\text{п}}$  – відстань між повітропроводами);
- $x_3 = l_0 / b_0$  – відносна відстань між осями щілин.
- $x_4 = L_{\text{л}} / L_{\text{пр}}$  – співвідношення витрат повітряних потоків у повітропроводах.

Функцією відгуку (параметром оптимізації) служить відносна швидкість руху повітря в приміщенні  $\bar{V} = V_h / V_0$ , де  $V_h$  – біжуча та швидкість результуючого потоку повітря в розрахунковій площині повітророзподільника, а  $V_0$ , відповідно, – вихідна (початкова) швидкість.

Для встановлення функціональної залежності  $\bar{V} = f(x_1; x_2; x_3; x_4)$  було використано планування дробового факторного експерименту [6], в якому кількість необхідних дослідів є значно меншою, ніж у повному факторному експерименті. Щоб скоротити кількість дослідів, новому фактору  $x_4$  було присвоєно вектор-стовбець матриці, що належить тій взаємодії факторів, якою можна знехтувати. Таким вектор-стовбцем є вектор-стовбець потрійної взаємодії факторів  $x_1; x_2; x_3$ . Значення нового фактора  $x_4$  в умовах дослідів було визначено знаками цього стовбця. Поставивши 8 дослідів замість 16 для оцінки впливу 4 факторів, було використано половину повного факторного експерименту 24, або “пів-репліку”. Для позначення дробової репліки було використано умовне позначення  $(2_{IV}^{4-1})$  – таблиця (по найбільшій кількості факторів у визначальному контрасті) [6].

Отримане рівняння регресії має вид:

$$\begin{aligned} \bar{V} = & 0,208 - 0,15x_1 - 0,103x_2 + 0,095x_3 + 0,068x_4 + \\ & + 0,085x_1 x_2 - 0,078x_1 x_3 - 0,065x_2 x_3 \end{aligned} \quad (1).$$

На підставі аналізу коефіцієнтів регресії констатуємо:

- суттєвий вплив на поведінку функції відгуку виявляє фактор  $x_1$  (відносна вертикальна координата  $h / H$ ) та  $x_2$  (відносна горизонтальна координата  $x / X_{\text{п}}$ ), а фактори  $x_3$  (відносна відстань між осями патрубків) та  $x_4$  (співвідношення витрат у повітропроводах) – впливають не так істотно;



- чисельне збільшення відносної відстані між осями щілин та співвідношення витрат у повітропроводах призводить до зростання функції відгуку, а збільшення відносних координат (вертикальної та горизонтальної) – до її спадання.

**Матриця планування  $2_{IV}^{4-1}$**

$N$	$x_0$	$x_1 = h/H$	$x_2 = x/X_{II}$	$x_3 = l_0/b_0$	$x_4 = L_1/L_{np}$	$x_1 x_2$	$x_1 x_3$	$x_2 x_3$	$\bar{V}$
1	+	-	-	-	-	+	+	+	0,24
2	+	+	-	-	+	-	-	+	0,06
3	+	-	+	-	+	-	+	-	0,13
4	+	+	+	-	-	+	-	-	0,02
5	+	-	-	+	+	+	-	-	0,85
6	+	+	-	+	-	-	+	-	0,09
7	+	-	+	+	-	-	-	+	0,21
8	+	+	+	+	+	+	+	+	0,06

За результатами експериментальних досліджень складена номограма – рис. 3.

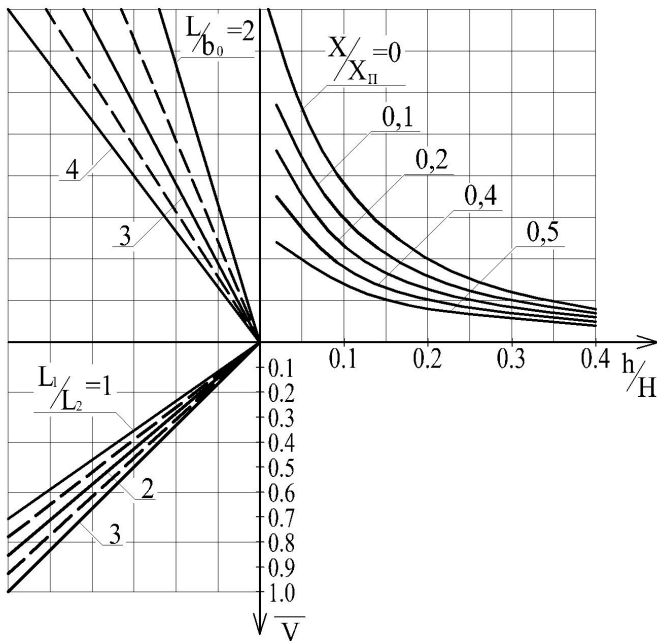


Рис. 3. Номограма для визначення швидкості руху повітря в приміщенні  $\bar{V}$ .

Представлена номограма апроксимована залежністю (2):

$$\bar{V} = \frac{-0,01 + 0,0025 \frac{l}{b_0} - 0,05 \frac{x}{X_n} + 0,02 \frac{L_d}{L_{np}}}{1,15 \frac{h}{H} - 0,01 + 0,025 \frac{l}{b_0} - 0,05 \frac{x}{X_n} + 0,02 \frac{L_d}{L_{np}}} \quad (2).$$

Згідно з отриманими експериментальними даними, оптимальними лінійними співвідношеннями для отримання достатньо високої інтенсивності затухання швидкості виходу результуючого повітряного потоку, тобто мінімального значення  $\bar{V}$ , є такі:  $h / H = 0,40$ ;  $x / X_n = 0,5$ ;  $l_0 / b_0 = 2$ ;  $L_d / L_{np} = 1 (L_d = L_{np})$ . При цьому ефективність застосування зустрічних неспіввісних струмин буде максимальною.

На основі отриманих результатів констатуємо:

- визначені та оптимізовані геометричні та витратні характеристики повітророзподільника для різних випадків взаємодії зустрічних неспіввісних струмин, а саме: при різних значеннях відносних відстаней від повітровипускних насадків до площини робочої зони  $x/x_n$  та  $h/H$ , а також відносних відстаней між щілин ( $l_0/b_0$ ) та співвідношення витрат повітряних потоків, що взаємодіють  $L_d$  та  $L_{np}$  (створення змінного режиму витікання струмини);

- побудовано 4-факторну номограму на підставі дробового факторного експерименту – 1/2 репліки від  $2^4 (2_{IV}^{4-1})$  та отримано розрахункову залежність для визначення  $\bar{V}$ ;

- визначено, що для досягнення підвищення інтенсивності затухання швидкості руху результуючого потоку повітря  $\bar{V}$  необхідно збільшити відстані від повітровипускних насадків до площини робочої зони, а відстань між осями щілин та співвідношення витрат повітряних потоків, що взаємодіють, – зменшити;

обґрунтована висока ефективність застосування взаємодії зустрічних неспіввісних плоских струмин в повітророзподільниках для подачі повітря в робочу, а також у верхню зону приміщень дільниць штампування, монтування, лазерного спаювання, закріплення, пакування та зважування ювелірних виробів.

Застосування повітророзподільників із взаємодією зустрічних неспіввісних плоских струмин дасть змогу значно підвищити критерій ADPI [2] при подачі в приміщення дільниць штампування, монтування, лазерного спаювання, закріплення, пакування та зважування ювелірних виробів значної кількості повітря, необхідної для забезпечення сані-

тарно-гігієнічних параметрів мікроклімату приміщень та технологічності виробничих процесів, що відбуваються в даних приміщеннях.

### Список літератури

1. *Талиев В. Н.* Аэродинамика вентиляции. – М., Стройиздат 1978, – 274 с.
2. *Гримитлин М. И.* Распределение воздуха в помещениях. – М., Стройиздат 1982, – 163 с.
3. *Возняк О. Т.* Вплив взаємодії струмин на повітророзподіл у приміщенні// Вісн. НУ “Львівська політехніка”. – Львів. 2001, – с. 27–31.
4. *Возняк О., Ковальчук А.* Ефективність повітророзподілу зустрічними неспіввісними струминами. Вісник Національного Університету “Львівська політехніка” № 460 “Теплоенергетика. Інженерія довкілля. Автоматизація”, 2002 р., – с. 157–161.
5. *Возняк О., Ковальчук А., Іванусь Є., Кіц А.* Повітророзподіл у приміщенні при взаємодії зустрічних неспіввісних струмин. Вісник Національного Університету “Львівська політехніка” № 432 “Теплоенергетика. Інженерія довкілля. Автоматизація”, 2001 р., – с. 31–37.
6. *Адлер Ю. П., Маркова Е. В., Грановский Ю. В.* Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. М., Наука, 1976. – 279 с.

## РОЗРАХУНКОВА МОДЕЛЬ НЕІЗОТЕРМІЧНОЇ СТРУМИНИ, ЩО НАСТИЛАЄТЬСЯ НА ОПУКЛУ ЦИЛІНДРИЧНУ ПОВЕРХНЮ СХЕМА СТРУМИНИ, ВИПУЩЕНОЇ ТАНГЕНЦІАЛЬНО ДО ЦИЛІНДРИЧНОЇ ПОВЕРХНІ

Подачу повітря в теплонапружені приміщення в стиснених умовах струминами, що швидко затухають, доцільно здійснювати шляхом тангенціального випуску повітря на опуклу циліндричну поверхню. За дослідями Коанда витрата повітря під час настилення на опуклу поверхню зростає до 20 разів. Проте недостатньо досліджений вплив на розвиток струмини геометричної форми повітророзподільника: відношення радіуса поверхні настилення до ширини щілини, відношення ширини щілини до довжини вихідного каналу, співвідношення ширини входу і виходу та кривини останнього.

Для визначення параметрів струмини з урахуванням впливу геометричної форми і розмірів повітророзподільника запропонована напівемпірична модель струмини (рис. 1).

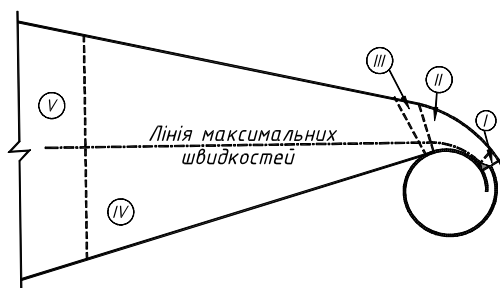


Рис. 1. Схема струмини, що настиляється на криволінійну поверхню:

- I – початкова ділянка; II – ділянка настилення (рис. 2);
- III – ділянка переформування; IV – ділянка формування (рис. 3);
- V – основна ділянка

У загальному випадку струмина складається з п'яти ділянок I – початкової ділянки, що містить ядро постійних швидкостей (температур). На ній відбувається формування пристінного і струмин-

ного примежових шарів відповідно біля поверхні настилення і вільної межі струмини;

II – ділянки настилення (рис. 2), де струмина торкається поверхні настилення та інтенсивно затухає. Межею ділянки є відривний пере-різ. Повітря проходить вихідний канал 1, форма якого визначає початкові характеристики струмини 2, що виходить із щілини 3 завширшки  $\delta$ . Утворена настільна струмина 2 обмежена поверхнею настилення 4 та вільною межею 5. Вона інтенсивно підсмоктує зовнішнє повітря 6. Після відриву струмини за рахунок підсмоктування повітря утворюється зона зворотного руху 7. Біля верхньої межі вихідного каналу за рахунок підсмоктування повітря до струмини утворюється вторинна струмина 8, що насталяється;

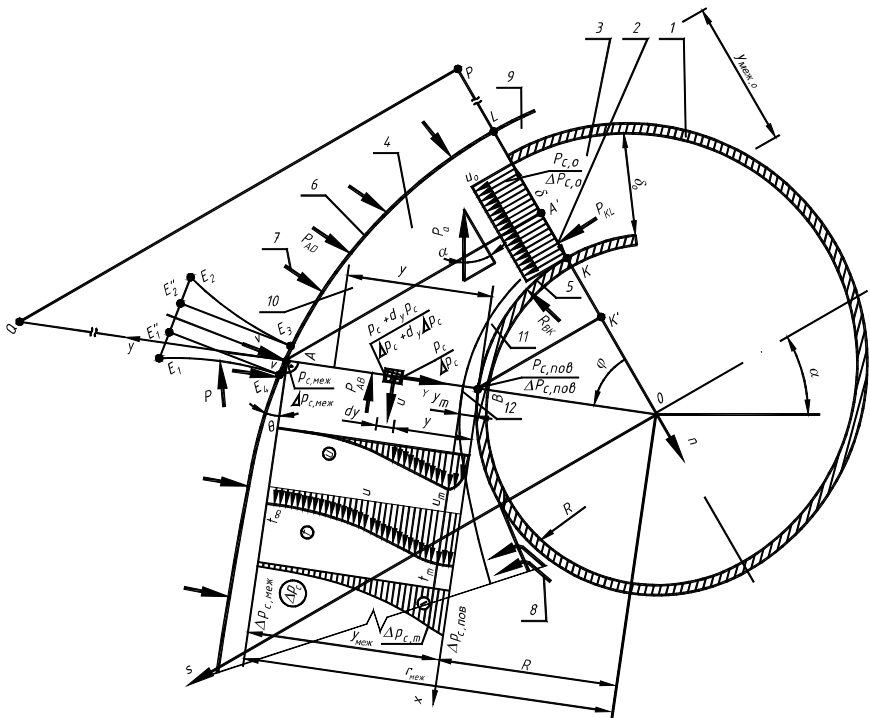


Рис. 2. Схема ділянки настилення:

- 1 – стінка повітродозподільника; 2 – щілина; 3 – вихідний канал; 4 – струмина;
- 5 – поверхня настилення; 6 – вільна межа струмини; 7 – повітря, що присмоктується;
- 8 – зона зворотного руху; 9 – вторинна струмина; 10 – струминний примежовий шар;
- 11 – пристінний примежовий шар; 12 – лінія максимальних швидкостей

- III – ділянки переформування, на якій після відриву пристінний примежовий шар переформується в струминний;
- IV – ділянки формування (рис. 3), де відбувається формування симетричного профілю швидкості. Формування відбувається шляхом більш інтенсивного розширення меншого струминного шару і менш інтенсивного розширення більшого. Кути розширення приймаються за дослідними даними;
- V – основної ділянки, де струмина розвивається за законами вільних струмин. Починається вона в перерізі, де профіль швидкості на ділянці формування (IV) стає симетричним. При вентиляції приміщень струмина руйнується раніше ніж досягає основної ділянки.

Довжину початкової ділянки I можна не враховувати. За рахунок інтенсивної ежекції відбувається перемішування повітря в струміні і швидке руйнування ядра. Довжина ділянки сумірна з шириною щілини. Ділянка настилення II умовно подовжується до щілини.

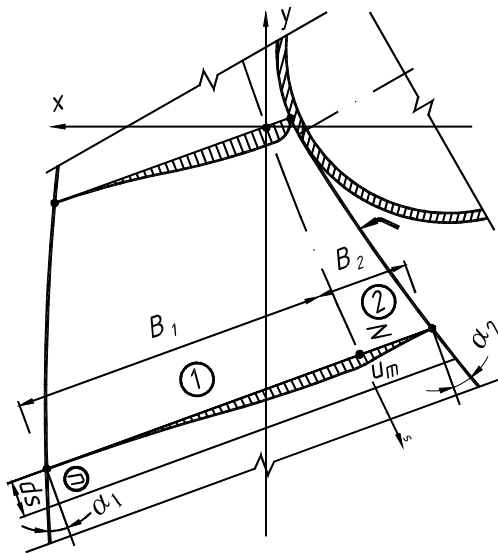


Рис. 3. Схема ділянки формування струмини

Довжину ділянки переформування III також можна не враховувати. Товщина пристінного примежового шару мала відносно товщини струмини. Шлях, на якому він переформується в струминний, значно

менший за ширину струмини. Тому струминний шар I умовно подовжується до перерізу відриву. При цьому вводиться поправочний коефіцієнт для стикування витрати повітря. Розглянемо особливості розвитку струмини на ділянці настилання.

Якщо струмина досягає основної ділянки, то для неї застосовуються ті ж залежності, що і на ділянці формування (IV), але при кутах розширення обох струминних примезових шарів  $12^{\circ}25'$  [1].

## РОЗВИТОК СТРУМИНИ ПІД ЧАС НАСТИЛАННЯ

Відомими величинами є швидкість виходу повітря зі щілини  $u_0$  та геометричні розміри повітророзподільника: радіус поверхні настилання  $R$  і ширина щілини  $\delta$ . Прийmemo, що напрямок руху повітря в щілині відповідає дотичній до поверхні настилання.

Уводиться система полярних координат  $(y, \varphi)$  із центром  $O$  в центрі кривини поверхні настилання (рис. 2). Кут  $\varphi$  відлічується від щілини, а відлік  $y$  здійснюється від поверхні настилання в напрямку радіус-вектора. Крім цього для кожного перерізу вводиться локальна система декартових координат  $x, y$ . Вісь  $y$  відповідає радіус-вектору  $y$  в глобальних координатах  $(y, \varphi)$ , а вісь  $x$  розташована в напрямку потоку повітря в даному перерізі.

Для запису рівняння кількості руху використовуються прямолінійні осі  $s$  і  $n$ . Вісь  $s$  розташована в напрямку випуску повітря, а вісь  $n$  – паралельно площині щілини в напрямку до поверхні настилання.

Профіль швидкості повітря приймається за аналогією до плоскої струмини [1]. Біля вільної межі струмини формується струминний примезовий шар 10. Біля поверхні настилання формується пристінний примезовий шар 11. Розділяє ці примезові шари лінія максимальних швидкостей 12.

Приймаємо, що пристінний турбулентний примезовий шар починається біля вихідної щілини. Розподіл швидкості в ньому описується степеневим законом:

$$\tilde{u} = u/u_m = \tilde{y}_{nc}^{1/2}, \quad (1)$$

де  $\tilde{u}$  та  $u_m$  – безрозмірна та максимальна швидкість в розрахунковому перерізі;  $\tilde{y}_{nc} = y/y_m$  – безрозмірна ордината, віднесена до товщини пристінного примезового шару  $y_m$ .

У струминному примезовому шарі профіль швидкості відповідає формулі Шліхтінга:

$$\tilde{u} = \left(1 - \tilde{y}_{cm}^{3/2}\right)^2, \quad (2)$$

де  $\tilde{y}_{cm} = (y - y_m)/(y_{меж} - y_m)$  – безрозмірна ордината в межах струминного шару, а  $y_{меж} - y_m$  – товщина струминного шару:

Частка пристінного шару в перерізі струмини вважається постійною за аналогією до плоских струмин і позначена літерою  $\iota$ :

$$y_m = \iota y_{меж}, \quad (3)$$

Профіль густин повітря приймається за рівнянням ідеального газу з урахуванням малості розрідження в струмині відносно атмосферного тиску

$$\tilde{\rho} = \rho/\rho_m = (P/P_m)(T_m/T) = T_m/T = 1/\tilde{T}, \quad (4)$$

де  $\tilde{T} = T/T_m$  – безрозмірна температура в межах перерізу:

У пристінному примежовому шарі температура вважається приблизно постійною з урахуванням відносної малості його товщини, а в струминному примежовому шарі розподіл температур приймається за формулою Тейлора [2]:

$$\tilde{\Delta T}_{cm} = (T - T_\infty)/(T_m - T_\infty) = \sqrt{\tilde{u}} = 1 - \tilde{y}_{cm}^{3/2}. \quad (5)$$

Струмини, що настиляються на криволінійну поверхню, розвиваються при змінному розрідженні. Тому для аналізу кількості руху в ній необхідно визначити залежності, що описують зміну статичного тиску в перерізі струмини та за її довжиною.

За рахунок вихрового руху на вільній межі струмини прилеглі до неї частинки навколишнього повітря захоплюються струминою. При цьому виникає певне розрідження  $\Delta p_{с,меж}$  на межі струмини, що спонукає підтікання повітря з приміщення. Це розрідження створює імпульс сил тиску, що має бути врахований при аналізі кількості руху в струмині.

Зв'язок між розрідженням на поверхні струмини  $\Delta p_{с,меж}$  та швидкістю підтікання повітря  $v$ . Визначається шляхом аналізу елементарної струминки  $E_1 E_2 E_3 E_4$  потоку повітря, що підтікає (рис. 1). Живий переріз  $E_1 E_2$  знаходиться на достатній відстані від струмини для нехтування кількістю руху повітря та розрідженням у ньому. Переріз  $E_3 E_4$  лежить на вільній межі струмини. Цей переріз не перпендикулярний до напрямку руху повітря, живим є переріз  $E'_3 E_4$ . Швидкість повітря в ньому прямує до швидкості підтікання  $v$ , а розрідження прямує до розрідження на поверхні струмини  $\Delta p_{с,меж}$ . Прийнято припущення про подібність



фігури  $E_1 E_2 E_3 E_4$  у всіх перерізах струмини та пряму пропорційність між величинами середніх тисків на межах  $E_1 E_4$  та  $E_2 E'_3$ . Якщо опустити перпендикуляри  $E_3 E''_3$  та  $E_4 E''_4$  на переріз  $E_1 E_2$ , то рівняння кількості руху для перерізів  $E_1 E_2$  та  $E'_3 E_4$  в проекції на вісь у набуває вигляду:

$$-\rho_\infty v_2^2 E'_3 E_4 = -p_a E_1 E_2 + p_{c, \text{меж}} E'_3 E_4 + p_{E_1 E_4} E_1 E_4 \sin(E_1 E_4 E'_4) + p_{E_2 E} E_2 E'_3 \sin(E_2 E'_3 E''_3),$$

де  $p_{E_1 E_4}$  – середній за кількістю руху статичний тиск на відрізьку  $E_1 E_4$ ;  $p_{E_2 E'_3}$  – середній за кількістю руху статичний тиск на відрізьку  $E_2 E'_3$ .

Після переходу до надлишкових тисків, заміни довжини відрізьку  $E''_3 E''_4$  на таку ж довжину відрізьку  $E'_3 E_4$  та перетворень рівняння набуває вигляду:

$$\Delta p_{c, \text{меж}} = -K_E \rho_\infty v^2, \quad (6)$$

де  $K_E$  – дослідний коефіцієнт, що враховує умови підтікання повітря до струмини.

У криволінійних струминах статичний тиск змінний в перерізі. Частинки криволінійної струмини мають доцентрове прискорення. За другим законом Ньютона в струмині діють нормальні до напрямку її усередненого руху доцентрові сили. Нормальність цих сил вказує на те, що вони є силами статичного тиску, які виникають за рахунок поглиблення розрідження в напрямку до поверхні настилання. У неізотермічних струминах діє масова сила Архімеда, яка бере участь у створенні доцентрового прискорення.

Профіль статичного тиску визначається шляхом аналізу елементарного об'єму в формі прямокутника (точніше, паралелепіпеда з однічною шириною) у перерізі  $AB$  на відстані  $u$  від поверхні настилання (на рис. 1 показано заштрихованим прямокутником). Сторони прямокутника дорівнюють  $dx$  та  $dy$ . Швидкість повітря  $u$  в елементарному об'ємі спрямована приблизно за дотичною до поверхні настилання. Проекція на вісь  $Oy$  питомого доцентрового прискорення елементарного об'єму повітря на одиницю маси становить:

$$Y = -u^2 / (R + y).$$

Це питома прискорення створюється сумісною дією різниці тисків на основах паралелепіпеда  $\Delta p$  та силою Архімеда  $P_a$ :

$$\Delta p = p_c dx - (p_c + d_y p_c) dx = -d_y p_c dx, \\ P_a = (\rho - \rho_\infty) g dx dy \cos(\alpha + \varphi).$$

Після перетворень та підстановки безрозмірної густини за формулою (4) маємо:

$$d_y \Delta p_c = \rho_m u_m^2 \left( \bar{u}^2 dy / (R + y) \tilde{T} + \left( g / u_m^2 \right) \left( 1 / \tilde{T}_\infty - 1 / \tilde{T} \right) \cos(\alpha + \phi) dy \right). \quad (7)$$

Рівняння балансу маси повітря для контуру ABKL (рис. 2) має вигляд:

$$\left( \int_0^{y_{\text{меж}}} \rho u dy \right) - \left( \int_0^{y_{\text{меж},o}} \rho u dy \right) = \int_0^\phi \rho_\infty v (R + y_{\text{меж}}) d\phi. \quad (8)$$

Ліва частина – це різниця витрат повітря в перерізах *AB* і *KL*, права – витрата повітря, що підтікає, крізь межу *AL*. За теоремою про середнє:

$$\rho_m k_p u_m y_{\text{меж}} - \rho_{m,o} k_{p,o} u_{m,o} y_{\text{меж},o} = \rho_\infty \int_0^\phi v (R + y_{\text{меж}}) d\phi, \quad (9)$$

де  $\tilde{T}_\infty = T_\infty / T_m$  – безрозмірна температура на стінці та навколишнього повітря в межах перерізу;  $\tilde{y} = y / y_{\text{меж}}$  – безрозмірна ордината в межах перерізу;  $k_p$  – коефіцієнт поля масових швидкостей, що є змінним на протязі струмини:

$$k_p = \int_0^1 \tilde{\rho} \tilde{u} d\tilde{y} = \frac{12}{13} \iota + (1 - \iota) \int_0^1 \left( 1 - \tilde{y}_{cm}^{3/2} \right)^2 d\tilde{y}_{cm} / \left( 1 - \tilde{y}_{cm}^{3/2} (1 - \tilde{T}_\infty) \right). \quad (10)$$

Для запису рівняння кількості руху вводиться розрахунковий контур *KPOB*. *KP* – відрізок, що проходить від поверхні настилення крізь щілину. Відрізок *BQ* проходить під кутом  $\theta$  до відрізка *OP*. Межа контуру *PQ* проходить на такій відстані, що швидкість повітря на ній дорівнює нулю. Рівняння кількості руху в проекціях на вісь *s* без урахування тертя на поверхні настилення після переходу до надлишкових статичних тисків має вигляд:

$$\begin{aligned} & \Delta p_{c,c,o} y_{\text{меж},o} - \Delta p_{c,c} y_{\text{меж}} \cos(\phi) + R \int_0^\phi \Delta p_{c,n} \sin(\phi) d\theta - \\ & - g \sin(\alpha) \int_0^\phi \rho_m y_{\text{меж}}^2 k_{p,J} d\phi = \\ & = \rho_m \cos(\phi) u_m^2 y_{\text{меж}} (\beta k^2)_p - \rho_{m,o} \cos(\phi) u_{m,o}^2 y_{\text{меж},o} (\beta k^2)_{p,o}, \quad (11) \end{aligned}$$

де  $\Delta p_{c,c}$  і  $\Delta p_{c,c,o}$  – відповідно середній статичний тиск у перерізах *AB* і *KL*;  $g$  – прискорення вільного падіння;  $\alpha$  – кут нахилу осі *s* до горизонту;  $(\beta k^2)_p$  – коефіцієнт перерахунку кількості руху до масової швидкості

на лінії максимальних швидкостей (аналог добутку коефіцієнта Бусинеска і квадрата коефіцієнта поля для масових швидкостей):

$$\left(\beta k^2\right)_p = \frac{6}{7} \iota + (1-\iota) \int_0^1 \left(1 - \tilde{y}_{cm}^{3/2}\right)^4 \left/ \left(1 - \tilde{y}_{cm}^{3/2} (1 - \tilde{T}_\infty)\right) \right. d\tilde{y}_{cm} ; \quad (12)$$

$k_{p,J}$  – коефіцієнт усереднення густини повітря у перерізі криволінійної струмини з урахуванням якобіана переходу до криволінійної системи координат:

$$k_{p,J} = \int_0^1 \left( \frac{1}{\tilde{T}_\infty} - \frac{1}{\tilde{T}} \right) \frac{R+y}{y_{меж}} d\tilde{y} \int_0^1 \left( \frac{1}{\tilde{T}_\infty} - \frac{1}{\tilde{T}} \right) \frac{R+y}{y_{меж}} d\tilde{y} = \frac{\iota^2}{2} \left( \frac{1}{\tilde{T}_\infty} - 1 \right) \left( \frac{2}{y_{меж}} + 1 \right) + \\ + (1-\iota)^2 \int_0^1 \left( \frac{1}{\tilde{T}_\infty} - \frac{1}{1 - \tilde{y}_{cm}^{3/2} (1 - \tilde{T}_\infty)} \right) \left( \frac{R+y_m}{y_{меж} - y_m} + \tilde{y}_{cm} \right) d\tilde{y}_{cm} . \quad (13)$$

У формулі (11) члени лівої частини відображають відповідно силу тиску в площині щілини, силу тиску в перерізі  $AB$ , реакцію поверхні настилення й силу Архімеда.

Рівняння балансу теплоти записується за явною теплою. За “умовний нуль” температури приймається температура навколишнього повітря  $T_\infty$ :

$$c\rho_o u_o \delta (T_o - T_\infty) = \int_0^{y_{меж}} c(T - T_\infty) \rho u dy . \quad (14)$$

За аналогією з плоскими струминами приймається припущення [3]:

$$v = Eu_m . \quad (15)$$

Для інтегрування рівнянь необхідно перейти від локальних для окремого перерізу до глобальних для струмини безрозмірних величин, які розбиваються на дві групи:

1. Безрозмірні вихідні дані: безрозмірна ширина початкового перерізу  $\bar{y}_{меж,o} = y_{меж,o} / R$  та число криволінійної неізотермічності  $Cur_o = gR / u_o^2 = g / (u_o^2 / R)$ , яке показує співвідношення гравітаційних та доцентрових сил;

2. Безрозмірні шукані величини: швидкість підтікання в перерізі  $\bar{v} = v / u_o$ , максимальна швидкість  $\bar{u}_m = u_m / u_o$ , ширина струмини  $\bar{y}_{меж} = y_{меж} / R$ , температура на лінії максимальних швидкостей

$\bar{T}_m = T_m/T_\infty$ , густина повітря на межі струмини  $\bar{\rho}_m = \rho_m/\rho_\infty = 1/\bar{T}_m$ , розрідження на поверхні  $\Delta p_{c,нов} = \Delta p_{c,нов}/(\rho_m u_m^2/2)$  та середнє розрідження  $\bar{\Delta p}_{c,c} = \Delta p_{c,c}/(\rho_m u_m^2/2)$ .

Безрозмірне розрідження на поверхні та середнє безрозмірне розрідження показують частку максимального динамічного тиску в перерізі, що переходить у розрідження на поверхні та в перерізі струмини.

Система рівнянь (6), (7), (9), (11), (14) і (15) набуває остаточного вигляду, причому рівняння розбиті на п'ять груп:

I. Основні рівняння аеродинаміки.

Рівняння балансу маси повітря

$$\left(k_p/\bar{T}_m\right)\bar{u}_m\bar{y}_{меж} - k_{p,o}\left(\bar{T}_m/\bar{T}_{m,o}\right)\bar{y}_{меж,o} - S_{б.м.} = 0. \quad (16)$$

Перший член показує витрату повітря в розрахунковому перерізі, другий член – витрату повітря в щілині, а третій – витрату повітря, що підтікає до струмини.

Рівняння кількості руху в напрямку випуску повітря s:

$$\begin{aligned} \left(\bar{T}_m/\bar{T}_o\right)\bar{y}_{меж,o}\left(\bar{\Delta p}_{c,c,o} + 2\left(\beta k^2\right)_{p,o}\right) - \bar{y}_{меж}\bar{u}_m^2 \cos(\phi)\left(\bar{\Delta p}_{c,c} + 2\left(\beta k^2\right)_p\right) + \\ + \bar{T}_m S_{к.p.s,p} - 2Cur_o\bar{T}_m \sin(\alpha)S_{к.p.A} = 0. \end{aligned} \quad (17)$$

Перший член показує імпульс сил та кількість руху в початковому перерізі, другий член – те ж у розрахунковому перерізі, третій і четвертий члени – імпульс сил реакції поверхні та Архімеда.

Рівняння балансу теплоти (для ізотермічних струмин  $\bar{T}_o = 1$  і  $\bar{T}_m = 1$ ).

$$\bar{u}_m\bar{y}_{меж}S_Q - \bar{\delta}\left(1 - (1/\bar{T}_o)\right) = 0. \quad (18)$$

Перший та другий члени показують кількість теплоти в розрахунковому та початковому перерізі.

II. Допоміжні рівняння.

Пряма пропорційність між швидкістю підтікання та максимальною швидкістю повітря

$$\bar{v} = E\bar{u}_m. \quad (19)$$

Статичний тиск на поверхні настилення (після винесення за дужки температури на лінії максимальних швидкостей  $\bar{T}_m$ ):

$$\begin{aligned} \bar{\Delta p}_{c,нов} = -2E^2 K_E \bar{u}_m^2 - \\ - 2\left(S_{cm} + S_{nc} + Cur_o\left(\bar{y}_{меж}/\bar{u}_m^2\right)\cos(\alpha + \phi)\left((1-\iota)S_{A,cm} + \iota S_{A,nc}\right)\right). \end{aligned} \quad (20)$$

Перший член відповідає безрозмірному розрідженню на межі струмини, а другий член – поглиблення розрідження від дії доцентрових сил та сил Архімеда.

Середній статичний тиск:

$$\overline{\Delta p}_{c,c} = -2K_E E^2 \bar{u}_m^2 - 2 \left( \iota (S_{cm} + S_{nc,c}) + (1-\iota) S_{cm,c} (\bar{y}_{меж}, \bar{T}_m, \iota) + \right. \\ \left. + Cur_o (\bar{y}_{меж} / \bar{u}_m^2) \cos(\alpha + \phi) (\iota^2 S_{A,nc,c} + \iota(1-\iota) S_{A,cm} + (1-\iota)^2 S_{A,cm,c}) \right) \quad (21)$$

Перший член відповідає безрозмірному розрідженню на межі струмини, а другий член – поглиблення розрідження від дії доцентрових сил та сил Архімеда.

III. Інтегральні параметри за ходом струмини.

Витрата повітря, що підтікає:

$$S_{б.м.} = E \int_0^{\phi} u_m (1 + \bar{y}_{меж}) d\phi. \quad (22)$$

Інтегральний параметр імпульсу сили реакції поверхні:

$$S_{к.р.с,p} = \int_0^{\phi} (\overline{\Delta p}_{c,n} \bar{u}_m^2 \sin(\phi) d\phi / \bar{T}_m). \quad (23)$$

Інтегральний параметр імпульсу сили Архімеда:

$$S_{к.р.А} = \int_0^{\phi} \bar{y}_{меж}^2 k_{p,J} d\phi / \bar{T}_m. \quad (24)$$

4. Інтегральні параметри перерізу.

Коефіцієнт поля масової швидкості:

$$k_p = \bar{T}_m \left( \frac{12}{13} \iota + (1-\iota) \int_0^1 \left( 1 - \tilde{y}_{cm}^{3/2} \right)^2 d\tilde{y}_{cm} / \left( \bar{T}_m - \tilde{y}_{cm}^{3/2} (\bar{T}_m - 1) \right) \right). \quad (25)$$

Коефіцієнт поля масової швидкості з урахуванням якобіана переходу до криволінійної системи координат:

$$k_{p,J} = \bar{T}_m \left( \frac{6}{7} \frac{\iota}{\bar{T}_m} + (1-\iota) \int_0^1 \frac{\left( 1 - \tilde{y}_{cm}^{3/2} \right)^4}{\bar{T}_m - \tilde{y}_{cm}^{3/2} (\bar{T}_m - 1)} d\tilde{y}_{cm} \right). \quad (26)$$

Коефіцієнт перерахунку кількості руху:

$$(\beta k^2)_p = \bar{T}_m \left( (6/7)\iota + (1-\iota) \int_0^1 \left( 1 - \tilde{y}_{cm}^{3/2} \right)^4 / \left( \bar{T}_m - \tilde{y}_{cm}^{3/2} (\bar{T}_m - 1) \right) d\tilde{y}_{cm} \right). \quad (27)$$

Інтегральний параметр розподілу теплоти в перерізі:

$$S_Q = \frac{12}{13} \iota \left( 1 - \frac{1}{\bar{T}_m} \right) + (1-\iota) \int_0^1 \left( 1 - \frac{1}{\bar{T}_m - \tilde{y}_{cm}^{3/2} (\bar{T}_m - 1)} \right) \left( 1 - \tilde{y}_{cm}^{3/2} \right)^2 d\tilde{y}_{cm}. \quad (28)$$

Інтегральний параметр доцентрової сили в струминному прилежовому шарі:

$$S_{cm} = \bar{T}_m \int_0^1 \left( 1 - \tilde{y}_{cm}^{3/2} \right)^4 d\tilde{y}_{cm} / \left( \tilde{y}_{cm} + J(\bar{y}_{меж}, \iota) \right) \left( \bar{T}_m - \tilde{y}_{cm}^{3/2} (\bar{T}_m - 1) \right). \quad (29)$$

Інтегральний параметр сили Архімеда в струминному прилежовому шарі:

$$S_{A,cm} = \bar{T}_m \int_0^1 \left( 1 - 1 / \left( \bar{T}_m - \tilde{y}_{cm}^{3/2} (\bar{T}_m - 1) \right) \right) d\tilde{y}_{cm}. \quad (30)$$

Інтегральний параметр доцентрової сили в пристінному прилежовому шарі:

$$S_{nc} = \int_0^1 \tilde{y}_{nc}^{1/2} d\tilde{y}_{nc} / \left( \tilde{y}_{nc} + j(\bar{y}_{меж}, \iota) \right). \quad (31)$$

Інтегральний параметр сили Архімеда в пристінному прилежовому шарі:

$$S_{A,nc} = \bar{T}_m - 1. \quad (32)$$

Інтегральний параметр середньої доцентрової сили в струминному прилежовому шарі:

$$S_{cm,c} = \int_0^1 \left( \int_{\tilde{y}_{cm}}^1 \left( 1 - \tilde{y}_{cm}^{3/2} \right)^4 d\tilde{y}_{cm} / \left( \tilde{y}_{cm} + J(\bar{y}_{меж}, \iota) \right) \left( \bar{T}_m - \tilde{y}_{cm}^{3/2} (\bar{T}_m - 1) \right) \right) d\tilde{y}_{cm} \quad (33)$$

Інтегральний параметр середньої сили Архімеда в струминному прилежовому шарі:

$$S_{A,cm,c} = \int_0^1 \left( \int_{\tilde{y}_{cm}}^1 \left( 1 - 1 / \left( \bar{T}_m - \tilde{y}_{cm}^{3/2} (\bar{T}_m - 1) \right) \right) d\tilde{y}_{cm} \right) d\tilde{y}_{cm}. \quad (34)$$

Інтегральний параметр середньої доцентрової сили в пристінному примежовому шарі:

$$S_{nc,c} = \int_0^1 \left( \int_{\bar{y}_{nc}}^1 \bar{y}_{nc}^{1/2} d\bar{y}_{nc} / (\bar{y}_{nc} + j(\bar{y}_{меж}, \iota)) \right) d\bar{y}_{nc} . \quad (35)$$

Інтегральний параметр середньої сили Архімеда в пристінному примежовому шарі:

$$S_{A,nc,c} = -(\bar{T}_m - 1) . \quad (36)$$

5. Параметри:

$$J = (R + y_m) / (y_{меж} - y_m) = (1 + \iota \bar{y}_{меж}) / (1 - \iota) \bar{y}_{меж} . \quad (37)$$

$$j = R / y_m = 1 / \iota \bar{y}_{меж} . \quad (38)$$

Рівняння розв'язуються чисельно. Для визначення невідомих коефіцієнтів виконані експериментальні дослідження моделей повітророзподільників. Вимірювалися швидкості повітря у перерізах повітророзподільника через кожні 15° від площини щілини у точках через кожні 10 мм. Біля лінії максимальних швидкостей вимірювання виконувалися через кожні 3 мм. Для вимірювання використано термоанемометр Testo 454 з датчиком «нагріта куля». Похибка відносної максимальної швидкості повітря не перевищувала 4,8%, а похибка визначення відносного перепаду температур  $(t - t_{\infty}) / (t_0 - t_{\infty})$  не перевищувала 5,1%.

Випробування повітророзподільників з криволінійним дифузорним вихідним каналом показують, що найменші деформації моделі призводять до суттєвої зміни параметрів струмини. Пояснюється це тим, що середній напрямок виходу повітря з повітророзподільника відповідає осі дифузора, а напрямки в різних точках профілю є різними. Отже, струмина спрямовується не тангенціально до поверхні, що погіршує умови настилання. Настиланню також протидіє відцентрова сила, що діє на потік в опуклому вихідному каналі. Для підвищення надійності повітророзподільника слід використовувати вихідний канал з плоскими стінками, конфузорний, прямий або з незначним розширенням. Характерні результати випробування таких моделей наведені на рис. 4.

При плоскому каналі при довжині більше за дві ширини щілини відрив відбувається при куті біля 75...90° (рис. 4 а). Швидкість повітря знижується приблизно в 2 рази. При незначній дифузорності вихідного каналу (3°) (рис. 4 б) ефективність затухання струмини різко спадає, а струмина відривається раніше ніж при прямому та конфузорному кана-

лах. При конфузорному каналі відрив відбувається при куті  $105^\circ$ , проте швидкість повітря у відривному перерізі така ж як і при плоскому каналі (рис. 4 б). При вихідному каналі, що коротший за дві ширини щілини (рис. 4 в) виникає суттєва нерівномірність профілю швидкості в бік від поверхні настилання, що призводить до зменшення шляху настилання та зростання швидкості повітря на відриві до 0,75 початкової і більше.

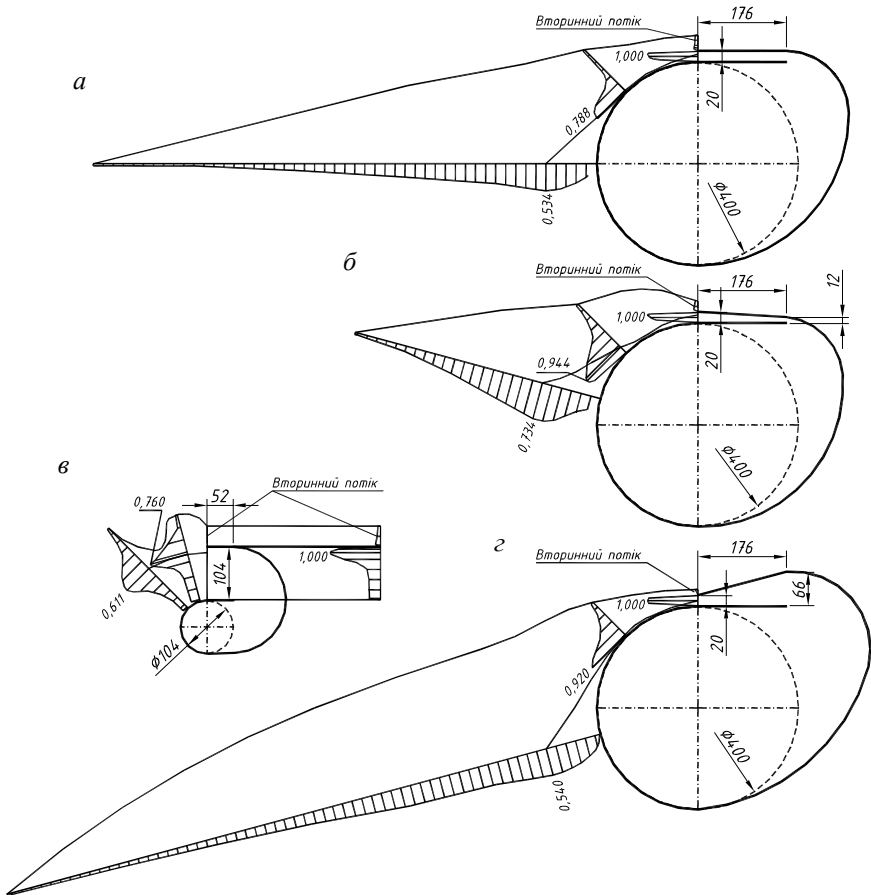


Рис. 4. Форма струмини та епюри відносної швидкості (віднесеної до максимальної в щілині), для однощілинних повітророзподільників з вихідним каналом:

а – плоским, б – дифузорним, в – коротким, г – конфузорним



Для визначення невідомих коефіцієнтів системи рівнянь (16)...(38) використано метод найменших квадратів. Частка пристінного шару в струмині  $\iota$  змінюється в межах 0,22...0,35. Для плоского вихідного каналу порівняння результатів розрахунку з дослідними даними (рис. 5) показали, що в діапазоні  $\bar{\delta} = \delta / R = 0,125...0,76$  при  $\iota = 0,3, y_0 = \delta$ :

$$E = \frac{1}{-45,15\bar{\delta} + 40,265}; \quad (39)$$

$$K_E = -14,849\bar{\delta}^2 - 3,363\bar{\delta} + 11,754. \quad (40)$$

Розбіжність між дослідним та розрахунковим значенням максимальної швидкості повітря не перевищує 6,6%.

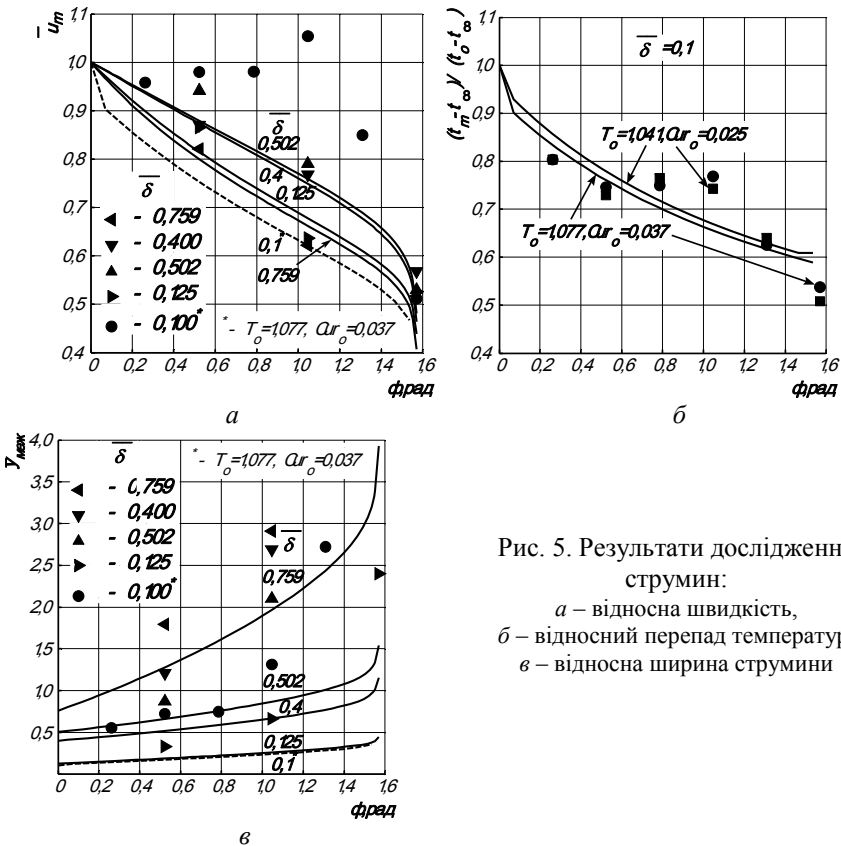


Рис. 5. Результати дослідження струмин:  
 а – відносна швидкість,  
 б – відносний перепад температур,  
 в – відносна ширина струмини

Графік на рис. 5 а свідчить про інтенсивне затухання швидкості повітря. Різде спадання швидкості повітря біля кута  $90^\circ$  до нуля свідчить про відрив струмини, що відповідає дослідним даним. Слід зауважити, що інтенсивність затухання струмини при різних відношеннях ширини щілини до радіуса поверхні настилення достатньо близька. Немає монотонності залежності. Для інженерних розрахунків можна прийняти відносну максимальну швидкість  $\bar{u}_m$ : при куті  $\varphi = 30^\circ$  0,869 (похибка до 5,7%), при куті  $\varphi = 60^\circ$  – 0,706 (похибка до 11,9%) та при куті  $90^\circ$  – 0,543 (похибка 4,9%).

Для неізотермічних струмин характерна наявність початкової ділянки до кута  $60^\circ$ , де швидкість повітря практично не затухає. Це пояснюється інтенсифікацією підмішування повітря до струмини без інтенсифікації розширення струмини. На основній ділянці  $\varphi = 60...90^\circ$  швидкість у струмині інтенсивно затухає та незначно випереджає затухання швидкості у ізотермічних струминах при куті  $\varphi = 90^\circ$ . Результати математичного моделювання затухання струмини не показують початкову ділянку, тому що модель не враховує вплив сил Архімеда на інтенсифікацію поперечних течій у струмині, які у свою чергу, змінюють значення доцентрового прискорення.

Для неізотермічних струмин порівняння результатів аналітичного та експериментального дослідження затухання температур наведені на рис. 5 б. Розбіжність результатів не перевищує 6,7% крім значень кутів  $\varphi = 60^\circ$  (до 14,8%) та  $90^\circ$  (до 19,3%). Для інженерних розрахунків за дослідними даними можна прийняти темп затухання перепаду температур при куті  $15^\circ$  – 0,803 (розбіжність 0,03%);  $30^\circ$  – 0,738 (1,12%);  $45^\circ$  – 0,758 (1,12%);  $60^\circ$  – 0,756 (1,75%);  $75^\circ$  – 0,632 (1,24%);  $90^\circ$  – 0,523 (2,91%).

Результати моделювання дають значення ширини струмини (рис. 5 в), занижені в 1,3...5,8 разів. Це пояснюється не врахуванням поперечної складової швидкості повітря. Урахування цієї складової призведе до некоректності запису інтегральних рівнянь аеродинаміки.

Як видно з графіків на рис. 5, темп затухання струмин, особливо неізотермічних, спочатку настилення є меншим або відсутнім, а наприкінці настилення різко зростає. Тобто при конструюванні повітророзподільних пристроїв необхідно забезпечувати умови настилення струмини на кут  $90^\circ$ . Також важливим є факт практичної незалежності відносної швидкості повітря на відриві струмини від відношення ширини струмини та радіуса поверхні настилення, а також від початкової температури. Це підтверджує стабільність затухання струмини за рахунок ефекту Коанда.

Фотографії струмини, випущеної з повітророзподільника з плоским вихідним каналом завширшки 20 мм, наведені на рис.6.

За результатами досліджень доцільною є плоска форма вихідного каналу повітророзподільника завдовжки дві ширини щілини.

Розглянемо ділянку переформування струмини, що починається після відриву.

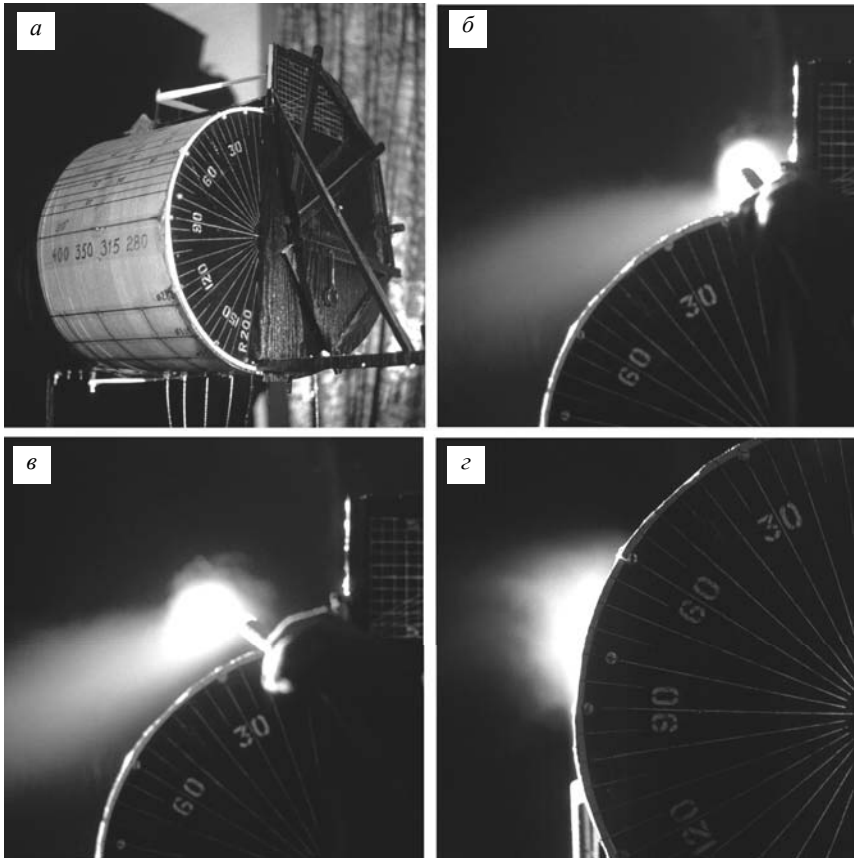


Рис. 6. Універсальна модель повітророзподільника та її візуальні дослідження:  
а – модель, б – струмина біля щілини, в – струмина біля кута 30°, г – відрив струмини

## РОЗВИТОК СТРУМИНИ ПІСЛЯ ВІДРИВУ

Схема ділянки переформування струмини наведена на рис. 3. Номером 1 позначено шар, що є продовженням струминного шару, а номером 2 – шар, що сформований з пристінного. Початковими умовами є ширина пристінного шару в перерізі відриву  $y_{пс,в}$ , загальна ширина струмини у відривному перерізі  $y_{меж,в}$ , а також початкова максимальна швидкість  $u_{т,в}$ . Застосовується методика, викладена в праці [2]. Прийняті такі припущення:

1. З урахуванням малості частки пристінного примежового шару не враховується переформування його в струминний шар I. Умовно продовжується струминний шар I до відриву, а для стикування витрати повітря вводиться поправочний коефіцієнт, що дорівнює відношенню коефіцієнтів поля пристінного і струминного примежового шару – 2,05. Тобто ширини обох шарів та в цілому струмини після відриву відповідно становлять:

$$B_{в,1} = 2,05y_{пс,в}, \quad (41)$$

$$B_{в,2} = y_{меж,в} - y_{пс,в}, \quad (42)$$

$$B_{в} = B_{в,1} + B_{в,2} = y_{меж,в} + 1,05y_{пс,в}. \quad (43)$$

2. Межею шарів вважається лінія максимальних швидкостей. Так як на лінії максимальних швидкостей похідна швидкості обертається в нуль, то взаємне тертя шарів не враховується.
3. Профілі швидкості зберігають автотомельність в межах кожного шару. Тому коефіцієнти усереднення залишаються незмінними.
4. Струмина розширюється лінійно з кутом розкриття  $\alpha$ , що з урахуванням відсутності турбулізації потоку при настиланні на опуклу поверхню близький до  $12^\circ 25'$ :

$$\bar{B} = B/B_{в} = 1 + \bar{s} \operatorname{tg}(\alpha). \quad (44)$$

Використано декартову систему координат: вісь ординат у прямує в напрямку архімедової сили, а вісь абсцис – перпендикулярно осі ординат в напрямку руху. Також використано криволінійну вісь  $s$ , що спрямована вздовж лінії максимальних швидкостей з початком відліку у відривному перерізі. Початок координат збігається із початком осі  $s$ .

Вводиться поняття безрозмірної кількості руху:

$$\bar{I} = \frac{I}{I_o} = \frac{\beta k^2 \rho_{сеп} B u_m^2}{\beta k^2 \rho_{сеп,в} B_{в} u_{т,в}^2} = \frac{B}{B_{в}} \frac{u_m^2}{u_{т,в}^2} = \frac{\rho_{сеп}}{\rho_{сеп,в}} \bar{B} \bar{u}_m^2, \quad (45)$$

звідки з урахуванням (44) безрозмірна швидкість повітря становить:

$$\bar{u}_m = \frac{u_m}{u_{m,\epsilon}} = \sqrt{\frac{\bar{I} \rho_{cep,\epsilon}}{\bar{B} \rho_{cep}}} = \sqrt{\frac{\bar{I} T_{cep}}{\bar{B} T_{cep,\epsilon}}} = \sqrt{\frac{\bar{I}}{1 + \bar{stg}(\alpha)} \frac{\overline{\Delta t_{cep}} \left( \frac{T_{cep,\epsilon}}{T_\infty} - 1 \right) + 1}{T_{cep,\epsilon} / T_\infty}} \quad (46)$$

або наближено:

$$\bar{u}_m = u_m / u_{m,\epsilon} = \sqrt{\bar{I} T_{cep} / \bar{B} T_{cep,\epsilon}} \approx \sqrt{\bar{I} T_\infty / \bar{B} T_{cep,\epsilon}} = \sqrt{\bar{I} (T_\infty / T_{cep,\epsilon}) / (1 + \bar{stg}(\alpha))}. \quad (47)$$

Похибка не перевищує 2%, якщо відношення температури  $T_{cep}/T_\infty$  знаходиться в межах 0,961...1,041; 3% – 0,943...1,063; 4% – 0,925...1,085 та 5% – 0,907–1,108.

Рівняння збереження теплоти має вигляд:

$$c\rho_{cep} B u_{cep} \Delta t_{cep} = c\rho_\epsilon B_\epsilon u_{cep,\epsilon} \Delta t_{cep,\epsilon}. \quad (48)$$

З урахуванням формули (46) та подібності профілів надлишкових температур маємо безрозмірний максимальний перепад температур:

$$\frac{\overline{\Delta t_{cep}}}{\Delta t_{cep,\epsilon}} = \frac{\overline{\Delta t_m}}{\Delta t_m} = \frac{\rho_{cep,\epsilon} B_\epsilon u_{cep,\epsilon}}{\rho_{cep} B u_{cep}} = \sqrt{\frac{1}{(1 + \bar{stg}(\alpha)) \bar{I}} \frac{\overline{\Delta t_{cep}} \left( \frac{T_{cep,\epsilon}}{T_\infty} - 1 \right) + 1}{T_{cep,\epsilon} / T_\infty}} \quad (49)$$

або наближено з тою ж похибкою, що і безрозмірна швидкість.

$$\overline{\Delta t_{cep}} = \overline{\Delta t_m} = \sqrt{\left( \frac{T_{cep}}{T_{cep,\epsilon}} \right) / \bar{B} \bar{I}} \approx \sqrt{\left( \frac{T_\infty}{T_{cep,\epsilon}} \right) / \bar{B} \bar{I}} = \sqrt{\left( \frac{T_\infty}{T_{cep,\epsilon}} \right) / (1 + \bar{stg}(\alpha)) \bar{I}} \quad (50)$$

Для визначення невідомої безрозмірної кількості руху  $\bar{I}$  та побудови форми лінії максимальних швидкостей використовується рівняння кількості руху. В струміні виділяється довільний елементарний шар завдовжки  $ds$ . Закон збереження кількості руху має такий вигляд. У проєкціях на вісь  $x$

$$(I + dl) \cos(\theta + d\theta) - I \cos(\theta) = 0. \quad (51)$$

Інтегрування рівняння (51) дає результат:

$$\bar{I} = \cos(\theta_\epsilon) / \cos(\theta). \quad (52)$$

У проєкціях на вісь  $y$ :

$$(I + dl) \sin(\theta + d\theta) - I \sin(\theta) = dF_a = (\rho_\infty - \rho_{cep,\epsilon}) g B ds. \quad (53)$$

Різниця густин, що міститься в рівнянні (53), становить:

$$\rho_{\infty} - \rho_{cep,B} = \int_B (\rho_{\infty} - \rho) dB / B = \rho_{\infty} \int_B \left(1 - \frac{T_{\infty}}{T}\right) dB / B \approx \frac{\rho_{\infty}}{T_{\infty}} \int_B \Delta t dB / B = \frac{1}{\beta_{\Delta t}} \frac{\rho_{\infty}}{T_{\infty}} \Delta t_{cep} \quad (54)$$

де  $\beta_{\Delta t}$  – температурний аналог коефіцієнта Бусинеска [2]:

$$\beta_{\Delta t} = \Delta t_{cep} / \Delta t_{cep,B} = \int_B \Delta t dB / \Delta t_{cep,1} B u_{cep} = \int_0^1 \overline{\Delta t}_{cep} \bar{u} d(b/B) = 1,36. \quad (55)$$

Рівняння (53) після підстановки формул (44), (49), (52), (54) та критерію Архімеда

$$Ar_{\epsilon,m} = g B_{\epsilon} \Delta t_{\epsilon} / T_{\infty} u_{m,\epsilon}^2 \quad (56)$$

набуває вигляд:

$$\frac{d\theta}{\cos^{5/2}(\theta)} = \frac{Ar_{\epsilon,m} \sqrt{B} d\bar{s}}{\beta_{\Delta t} \cos^{3/2}(\theta_{\epsilon})} \sqrt{\frac{T_{cep,\epsilon}}{T_{\infty}}} = \frac{Ar_{\epsilon,m} d\bar{s}}{\beta_{\Delta t} \cos^{3/2}(\theta_{\epsilon})} \sqrt{\frac{T_{cep,\epsilon}}{T_{\infty}} (1 + \bar{s} tg(\alpha))}. \quad (57)$$

Воно інтегрується від відривного перерізу до поточної координати  $s$  при кутах  $\theta$  і  $\theta_{\epsilon}$  за модулем до 1,5 рад або 86°. Наприкінці в дужках занесена наближена формула інтеграла лівої частини в межах  $0 \dots \theta_{\epsilon}$  з похибкою до 2,55%:

$$Int = \int_0^{\theta} d\theta / \cos^{5/2}(\theta) \approx \left( 0,49 Ar_{\epsilon,m} \sqrt{T_{cep,\epsilon} / T_{\infty}} \left( (1 + \bar{s} tg(\alpha))^{3/2} - 1 \right) / \cos^{3/2}(\theta_{\epsilon}) tg(\alpha) \right) + \\ + \operatorname{sgn}(\theta_{\epsilon}) \left( 0,97325 tg|\theta_{\epsilon}| + 0,12435 tg^2|\theta_{\epsilon}| - 0,00053 1 tg^3|\theta_{\epsilon}| \right), \quad (58)$$

звідки з похибкою до 2,07%

$$\cos(\theta) \approx 1 / \sqrt{1 + \left( 2,9432 \sqrt{|Int|} + 2,165 - 4,3306 \right)^2}, \quad (59)$$

де  $\operatorname{sgn}(x)$  – функція, що дорівнює одиниці при додатному значенні аргументу  $x$ , мінус одиниці – при від’ємному та нулю – при нульовому.

Рівняння лінії максимальної швидкості у параметричній формі має вигляд:

$$\bar{x} = \frac{x}{B_{\epsilon}} = \int_0^{\bar{s}} \cos(\theta) ds \quad (60)$$

та

$$\bar{y} = \frac{y}{B_e} = \int_0^{\bar{s}} \sin(\theta) ds = \int_0^{\bar{s}} \operatorname{sgn}(Int) \sqrt{1 - \cos^2(\theta)} ds. \quad (61)$$

Інтегрування відбувається за допомогою чисельних квадратур.

Якщо модуль кута  $\theta$  перевищує  $85^\circ$ , то струмина вважається вертикальною. В цьому випадку кут нахилу струмини  $\theta$  не змінюється.

Рівняння кількості руху в проекціях на вісь  $x$  набуває вигляду  $0 = 0$ . Замість формули (52) використовуються рівності  $\theta = \theta_e = \pi/2$  та  $y = s$ . Тоді рівняння (57) набуває вигляду:

$$\operatorname{sgn}(\theta) \sqrt{\bar{I}} d\bar{I} = Ar_{e,m} \sqrt{T_{cep,e} / (T_\infty \bar{B})} \bar{B} d\bar{s} / \beta_{\Delta t}. \quad (62)$$

Результат інтегрування:

$$\bar{I} = \operatorname{sgn}(A_I) |A_I|^{2/3}, \quad (63)$$

де  $A_I = 1 + (3/2\beta_{\Delta t}) \operatorname{sgn}(\theta) Ar_{e,m} \sqrt{\bar{B} T_{cep,e} / T_\infty \bar{s}}$  – параметр.

Далі за формулами (44), (47), (50) і (52) визначаються безрозмірна максимальна швидкість  $\bar{u}_m$  та перепад температур  $\bar{\Delta t}_{cep}$ .

Якщо необхідно підвищити точність розрахунку, то одержані дані підставляються у формули (46) і (49) для обчислення уточнених значень параметрів струмини. При цьому похибка знижується менше 0,72% при  $T_{cep}/T_\infty$  в межах 0,852...1,2. Якщо повторити уточнення, то похибка буде нижче 0,08%.

Результати розрахунку струмини при куті  $\alpha_1 = 12^\circ 25'$  наведені на рис. 7. Під час настилання згідно з рис. 5 швидкість повітря затухає в 2 рази. Після відриву швидкість затухає в 2 рази лише на відстані більше десятикратної початкової ширини струмини. Швидший темп затухання струмини спостерігається при критерії Архімеда біля 0,1, якщо вона випускається в напрямку проти сил Архімеда. Темп затухання струмини після відриву близький до вільних струмин. Він не достатній для досягнення допустимої рухливості повітря при стиснених умовах в приміщенні. Тому на відриві від поверхні параметри мають відповідати допустимим.

Для інтенсифікації затухання струмини пропонується виконати однакові симетричні випуски повітря на циліндричній поверхні в одному напрямку. За рахунок взаємного піддуву настилання струмин буде подовжено. Після відриву між струминами утвориться додаткове розрідження, що посилить затухання струмин.

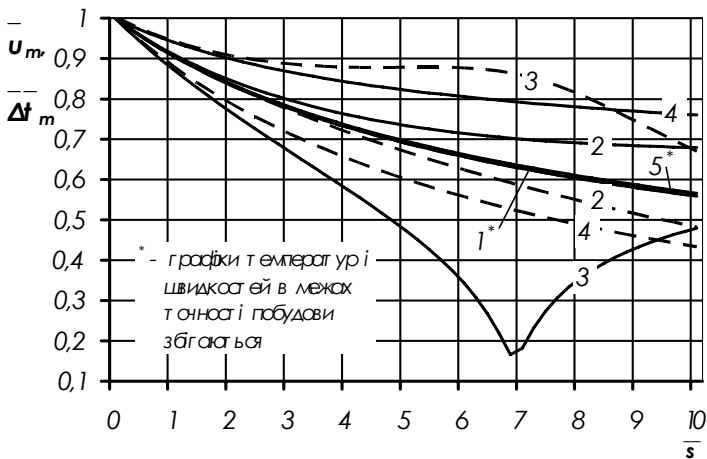


Рис. 5. Безрозмірна максимальна швидкість (неперервні лінії) та перепад температур (пунктирні лінії) в струміні після відриву:  
 1 –  $\theta_0 = 0$ ,  $Ar_0 = 0$ ,  $T_{cep}/T_\infty = 1$  (ізотермічна струмина); 2 –  $\theta_0 = 0$ ,  $Ar_0 = 0,1$ ,  $T_{cep}/T_\infty = 1,1$ ;  
 3 –  $\theta_0 = -1,5$ ,  $Ar_0 = 0,1$ ,  $T_{cep}/T_\infty = 1,1$ ; 4 –  $\theta_0 = 1,5$ ,  $Ar_0 = 0,1$ ,  $T_{cep}/T_\infty = 1,1$ ; 5 –  $\theta_0 = 0$ ,  
 $Ar_0 = 0,01$ ,  $T_{cep}/T_\infty = 1,05$

## Висновки

1. Аналітична модель струмини, яка випущена тангенціально до опуклої поверхні, показує, що її розвиток залежить від співвідношення ширини щілини і радіуса поверхні настилання. На розвиток неізотермічних струмин під час настилання також впливає співвідношення гравітаційних і доцентрових сил, що характеризується числом криволінійної неізотермічності. На розвиток неізотермічної струмини після відриву впливає співвідношення сил гравітації та інерції, що характеризується критерієм Архімеда;
2. Експериментальні дослідження показали, що висока інтенсивність затухання струмини під час настилання забезпечується при плоскій формі вихідного каналу завдовжки дві ширини щілини. Під час настилання швидкість повітря зменшується в два рази незалежно від співвідношення ширини щілини і радіуса поверхні настилання. Перепад температур на відриві становить 0,6 початкового. Розширення струмини залежить від співвідношення ширини щілини і радіуса поверхні настилання. При відношеннях ширини щілини до радіусу в межах 0,1...0,5 розширення відбувається в 2,4...2,5 рази. При відношенні 0,76 спостерігається значно більше розширення



- струмини – в 4,3 рази. Кут, який проходить струмина під час настилення, становить біля  $90^\circ$ ;
3. Аналітичне дослідження струмини після відриву показали низьку інтенсивність затухання. Після відриву двократне зниження швидкості повітря досягається на відстані більше десятикратної ширини відривного перерізу;
  4. Для інтенсифікації затухання струмини пропонується виконання однакових симетричних випусків повітря тангенціально до циліндричної поверхні. При цьому досягається подовження настилення струмин за рахунок взаємного піддуву та інтенсифікація затухання струмин за рахунок формування зон розрідження між ними.

### Література

1. *Абрамович Г.Н.* Теория турбулентных струй. – М.: Государственное издательство физико-математической литературы, 1960. – 715 с.
2. *Талиев В.Н.* Аэродинамика вентиляции: Учеб. пособие для вузов. – М.: Стройиздат, 1979.–295 с., ил.
3. *Довгалюк В.Б., Мілейковський В.О.* Закономірності підтікання повітря до струмини // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: Науково-технічний збірник. Вип. 5. – К.: КНУБА, 2002. С. 22–25.

## ВПЛИВ РІЗНИЦЬ ТЕМПЕРАТУР ПЕРЕГРІВАННЯ У ВИПАРНИКУ І ПЕРЕОХОЛОДЖЕННЯ У КОНДЕНСАТОРІ НА ЕКСЕРГЕТИЧНИЙ ККД SPLIT-КОНДИЦІОНЕРІВ

**Постановка проблеми.** Холодильні машини, які застосовують в місцевих автономних кондиціонерах, потребують для зменшення енергозатрат вдосконалення, яке можливе з використанням сучасного методу термодинаміки – *ексергетичного*. [1, 2, 3].

Ексергетичний аналіз дозволяє встановити максимальні термодинамічні можливості системи, визначити втрати ексергії в ній та обґрунтувати рекомендації з вдосконалення окремих її елементів. А для цього треба досконало вивчити всі аспекти роботи холодильної машини місцевих автономних кондиціонерів.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Найбільш детально ексергетичний метод аналізу одноступеневих холодильних машин наведений в [1], який не пристосований для холодильних машин місцевих автономних кондиціонерів, у яких випарник і конденсатор омиваються відповідним повітрям, а в контурі холодильної машини циркулює інший холодоагент. Також коротко цей метод аналізу висвітлений у [2, 3].

Тому автором розроблений ексергетичний метод аналізу роботи одноступеневих хладонових холодильних машин (*без ефективного охолодження компресора*) для місцевих автономних кондиціонерів, докладно описаний у роботах [4, 5, 7]. У цій методиці використана схема холодильної машини, яка наведена на рис. 1, *а*, і відповідно побудова процесів її роботи на *p,i*-діаграмі – на рис. 1, *б* та холодильний агент хладон-22 (R22) [6].

**Мета роботи** – визначення залежності ексергетичного ККД split-кондиціонера від різниць температур перегрівання у випарнику і переохолодження у конденсаторі. Для цього потрібно встановити:

– ексергетичний ККД split-кондиціонера “Sanyo” холодопродуктивністю 2020 Вт за різних різниць температур перегрівання у випарнику і переохолодження у конденсаторі;

– аналітичну залежність між ексергетичним ККД split-кондиціонера і різницями температур перегрівання у випарнику і переохолодження у конденсаторі.

Це і було завданням досліджень.

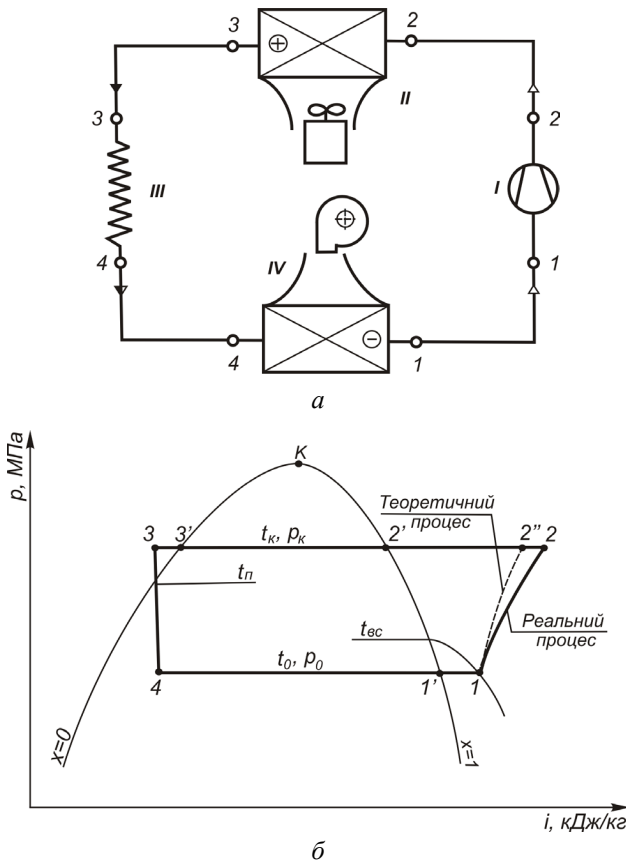


Рис. 1. Схема холодильної машини (а) та побудова процесів роботи на  $p,i$ -діаграмі (б):

*I* – компресор; *II* – конденсатор; *III* – капілярна трубка (дрозель); *IV* – випарник

**Виклад основного матеріалу.** Ексергетичний аналіз проводили для split-кондиціонера “Sanyo” з найвищим ексергетичним коефіцієнтом корисної дії, який був визначений за стандартних температурних умов ( $Q_{x\text{ ст}} = 2020$  Вт;  $N_{\text{сп ст}} = 610$  Вт;  $W_{\text{конд ст}} = 0,9$  л/год) [7]. Залежність ексергетичного ККД від різниць температур перегрівання у випарнику і переохолодження у конденсаторі аналізували за стандартних температурних умов, тобто для стандартної температури навколишнього середовища  $t_{H1} = 35^\circ\text{C}$  і внутрішнього (рециркуляційного) повітря

$t_{C1} = 27^{\circ}\text{C}$ . Витрати повітря на випарнику ( $450 \text{ м}^3/\text{год}$ ) і конденсаторі ( $1360 \text{ м}^3/\text{год}$ ) під час цього зберігали сталими.

Для проведення розрахунку прийняли такі вихідні дані:

різницю температур перегрівання у випарнику  $\Delta t_{\text{перегр}} = 5 \dots 15^{\circ}\text{C}$  (для стандартного процесу приймали  $\Delta t_{\text{перегр}} = 10^{\circ}\text{C}$ );

різницю температур переохолодження у конденсаторі  $\Delta t_{\text{переох}} = 3 \dots 5^{\circ}\text{C}$  (для стандартного процесу приймали  $\Delta t_{\text{к}} = 5^{\circ}\text{C}$ ).

Отримані під час проведення аналізу результати наведені в табл. 1 (курсивом відзначені технічні характеристики кондиціонера за стандартних температурних умов, **жирно** – для запропонованих різниць температур перегрівання у випарнику і переохолодження у конденсаторі) та зображені графічно на рис. 2 та 3.

Таблиця 1

**Результати розрахунку ексергетичного ККД  
split-кондиціонера “Сапуо” холодопродуктивністю 2020 Вт  
залежно від різниць температур перегрівання у випарнику  
і переохолодження у конденсаторі**

$\Delta t_{\text{перегр}}$ , °C	$\Delta t_{\text{переох}}$ , °C	$t_0 = t_{\text{вип}}$ , °C	$t_{\text{к}}$ , °C	$t_{\text{вс}}$ , °C	$t_{\text{п}}$ , °C	$e_{\text{вх}} = l$ , кДж/кг	$e_{\text{вих}}$ , кДж/кг	$\eta_e$
1	2	3	4	5	6	7	8	9
5,0	5	15,0	45,0	20,0	40,0	28,2	7,00	0,248
7,5	5	15,0	45,0	22,5	40,0	28,5	7,09	0,249
10,0	5	15,0	45,0	25,0	40,0	28,8	7,17	0,249
12,5	5	15,0	45,0	27,5	40,0	29,0	7,26	0,250
<b>15,0</b>	<b>5</b>	<b>15,0</b>	<b>45,0</b>	<b>30,0</b>	<b>40,0</b>	<b>29,3</b>	<b>7,34</b>	<b>0,251</b>
10	3,0	15,0	45,0	25,0	42,0	28,8	7,06	0,245
10	3,5	15,0	45,0	25,0	41,5	28,8	7,09	0,246
10	4,0	15,0	45,0	25,0	41,0	28,8	7,11	0,247
10	4,5	15,0	45,0	25,0	40,5	28,8	7,14	0,248
10	5,0	15,0	45,0	25,0	40,0	28,8	7,17	0,249

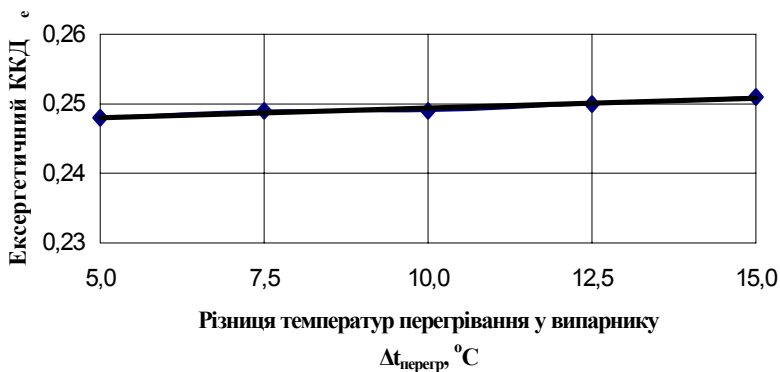


Рис. 2. Залежність ексергетичного ККД split-кондиціонера “Sanyo” холодопродуктивністю 2020 Вт за стандартних температурних умов від різниці температур перегрівання у випарнику

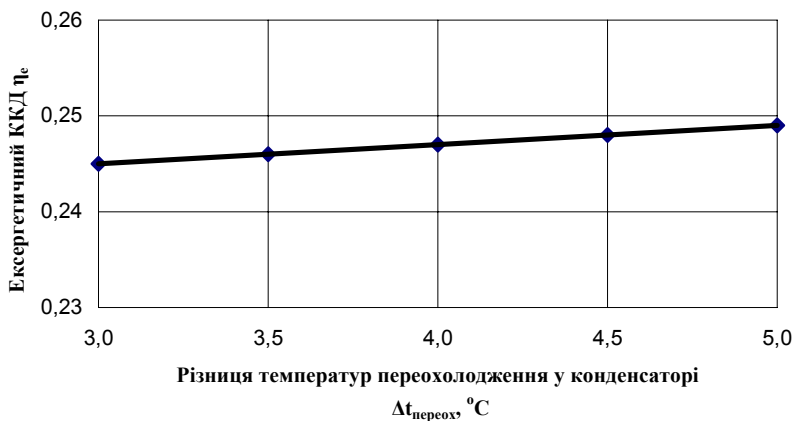


Рис. 3. Залежність ексергетичного ККД split-кондиціонера „Sanyo” холодопродуктивністю 2020 Вт за стандартних температурних умов від різниці температур переохолодження у конденсаторі

У табл. 1  $t_0 = t_{\text{вип}}$  – температура випаровування холодильного агента у випарнику холодильної машини кондиціонера;  $t_k$  – температура кон-

денсації холодильного агента у конденсаторі холодильної машини кондиціонера;  $t_{\text{вс}}$  – температура перегрівання холодильного агента у випарнику (всмоктування у компресор);  $t_{\text{п}}$  – температура переохолодження холодильного агента у конденсаторі;  $e_{\text{вх}} = l$  – потік вхідної ексергії, підведеної до електродвигуна компресора;  $e_{\text{вих}}$  – потік вихідної ексергії, відведеної від випарника у вигляді ексергетичної холодопродуктивності;  $\eta_e$  – ексергетичний ККД холодильної машини кондиціонера.

Залежність ексергетичного ККД кондиціонера від різниці температур перегрівання у випарнику апроксимована формулою:

$$\eta_e = 0,2465 + 0,0003 \cdot \Delta t_{\text{перегр}}, \quad (1)$$

залежність ексергетичного ККД кондиціонера від різниці температур переохолодження у конденсаторі – відповідно формулою:

$$\eta_e = 0,239 + 0,002 \cdot \Delta t_{\text{переох}} \quad (2)$$

та загальна залежність ексергетичного ККД кондиціонера від різниць температур перегрівання у випарнику і переохолодження у конденсаторі – відповідно формулою:

$$\eta_e = 0,2353 + 0,0003 \cdot \Delta t_{\text{перегр}} + 0,0023 \cdot \Delta t_{\text{переох}}. \quad (3)$$

**Висновки.** Аналізуючи отримані дані в табл. 1 та на рис. 2 і 3, можна прийти до таких висновків. Зростання різниці температур перегрівання у випарнику на  $(15,0 - 5,0) \cdot 100/5,0 = 200\%$  призводить до зростання ексергетичного ККД кондиціонера на  $(0,251 - 0,248) \cdot 100/0,248 = 1,2\%$ , а зростання різниці температур переохолодження у конденсаторі на  $(5,0 - 3,0) \cdot 100/3,0 = 67\%$  – до зростання ексергетичного ККД кондиціонера на  $(0,249 - 0,245) \cdot 100/0,245 = 1,6\%$ . Отже, найкраще застосовувати найвищі різниці температур перегрівання та переохолодження, тобто у випарнику  $15^\circ\text{C}$ , а у конденсаторі  $5^\circ\text{C}$ . Разом з тим видно, що вплив температури перегрівання у випарнику на ексергетичний ККД є достатньо незначним порівняно з впливом температури переохолодження у конденсаторі, а це свідчить про те, що значення температури перегрівання у випарнику за потреби може бути різним. Застосування запропонованої різниці температур перегрівання у випарнику  $15^\circ\text{C}$  замість стандартної  $10^\circ\text{C}$ , призведе до зростання ексергетичного ККД на  $(0,251 - 0,249) \cdot 100/0,249 = 0,8\%$ , що є достатньо незначним. При цьому потік вхідної ексергії, підведеної до електродвигуна компресора

зросте на  $(29,3-28,8) \cdot 100/28,8 = 1,7\%$ , що є негативним, а потік вихідної ексергії, відведеної від випарника у вигляді ексергетичної холодопродуктивності, зросте на  $(7,34-7,17) \cdot 100/7,17 = 2,4\%$ , що є позитивним.

### Література

1. Соколов Е.Я., Бродянский В.М. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения: – Учеб. пособие для вузов. 2-е изд. – М.: Энергоиздат, 1981. – 320 с.
2. Шаргут Я., Петела Р. Эксергия Перевод с польского под ред. В.М. Бродянского. – М.: Энергия, 1968. – 320 с.
3. Бродянский В.М., Верхивкер Г.П., Карчев Я.Я. и др. Эксергетические расчеты технических систем: Справ. пособие / Под ред. Долинского А.А., Бродянского В.М. АН УССР. Ин-т технической теплофизики. – Киев: Наук. думка, 1991. – 360 с.
4. Лабай В.Й. Залежність ексергетичного ККД split-кондиціонерів від їх продуктивності за повітрям на випарнику і конденсаторі. // Науково-технічний збірник КНУБА “Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання”, вип 10. – Київ, КНУБА, 2006, С. 80–88.
5. Лабай В.Й., Омельчук О.В. Залежність температурного режиму split-кондиціонерів від їх продуктивності за повітрям на випарнику і конденсаторі. // Вісник НУ “Львівська політехніка” № 561 “Теплоенергетика. Інженерія докiлля. Автоматизація”, 2006. – С. 20–25.
6. Богданов С.Н., Иванов О.П., Куприянова А.В. Холодильная техника. Свойства веществ: Справочник. – М., 1985.
7. Лабай В.Й., Омельчук О.В., Ярослав В.Ю. Ексергетична оцінка роботи місцевих автономних кондиціонерів “Sanyo”. // Вісник НУ “Львівська політехніка” № 545 “Теорія і практика будівництва”, 2005. – С. 108–113.

УДК 696.463.677:67.658.264

**Е. С. Малкін**, *докт. техн. наук, проф.*  
**І. Е. Фургат**, *канд. техн. наук, доцент*  
**О. В. Приймак**, *канд. техн. наук, доцент*  
**О. С. Твердохліб**, *магістрант*

Київський національний університет  
будівництва і архітектури  
Київський національний університет “КПІ”

## УСТАНОВКИ ДЛЯ ОБРОБКИ ВОДИ В ЕЛЕКТРИЧНИХ І МАГНІТНИХ ПОЛЯХ. МЕТОДИ РОЗРАХУНКУ

Обробка води в електричному або магнітному полях здійснюється для її пом'якшення та очищення. Для інженерного вирішення даної проблеми слід застосовувати відповідні установки, параметри яких визначаються за наведеними нижче методиками розрахунку. Окремо представлені методика розрахунку установок для обробки води в полі сталого електричного струму та методика розрахунку установок для обробки води в полях природних магнітів.

**1. Методика розрахунку установок для обробки води** в полі сталого електричного струму базується на декількох основних положеннях, обґрунтованих на базі аналізу літературних джерел [1÷5] і результатів виконаних досліджень. Загальні рекомендації:

- для уникнення електролізу напруга між електродами, незалежно від відстані між ними, не може перевищувати 3 В;
- напруженість електричного поля між електродами не повинна перевищувати 600 В/м;
- матеріали для електродів доцільно використовувати:
  - при застосуванні електрофоретичного методу пом'якшення і очищення води – нержавіюча сталь 12Х18Н10Т з покриттям з обох боків тканиною з термооброблених вуглецевих волокон;
  - при застосуванні електрокоагуляційного методу пом'якшення і очищення води – анод – нержавіюча сталь 12Х18Н10Т з по-



- криттям з обох боків тканиною з термооброблених вуглецевих волокон, катод – нержавіюча сталь 12X18H10T;
- відстань між електродами  $5 \div 7$  мм;
- час обробки води в полі  $45 \div 55$  с;
- швидкість течії води в зазорах установки  $0,01 \div 0,03$  м/с.

Виходячи з згаданих вище положень алгоритм розрахунку установок для електрофоретичного очищення і пом'якшення води виглядає наступним чином:

1. Визначити годинну  $L$ , м<sup>3</sup>/год та секундну витрати води  $L_c$ :

$$L_c = \frac{L}{3600}, \text{ м}^3/\text{с}.$$

2. Задати висоту установки  $H$ , м.
3. Задати величину зазору між електродами, мм.
4. За формулою Смолуховського визначити швидкість електрофоретичного переносу

$$w_{ef} = \frac{\varepsilon_0 \cdot \varepsilon \cdot \xi}{\eta} E,$$

де  $\varepsilon_0$  – діелектрична стала системи, в системі СІ  $\varepsilon_0 = 8,85 \cdot 10^{-11}$  Ф/м;

$\varepsilon$  – відносна електрична проникність рідинної фази;

$\xi$  – електричний потенціал частинки, що переноситься, В;

$\eta$  – динамічна в'язкість рідинної фази, Н · с/м<sup>2</sup>;

$E$  – напруженість поля сталого електричного струму, В/м.

Нижче наведена характеристика води для різних температур.

Температура, °С	Коефіцієнт динамічної в'язкості, $\eta \cdot 10^3$ , Н·с/м <sup>2</sup>	Відносна діелектрична проникність
20	1,02	80,10
40	0,67	73,15
60	0,48	66,81
80	0,36	61,03
100	0,29	55,72

Напруженість електричного поля, В / м

$$E = \frac{U}{l}.$$

5. Визначити час, необхідний для проходження частинки від одного електрода до іншого, с

$$\tau = \frac{l}{w_{\text{эф}}}.$$

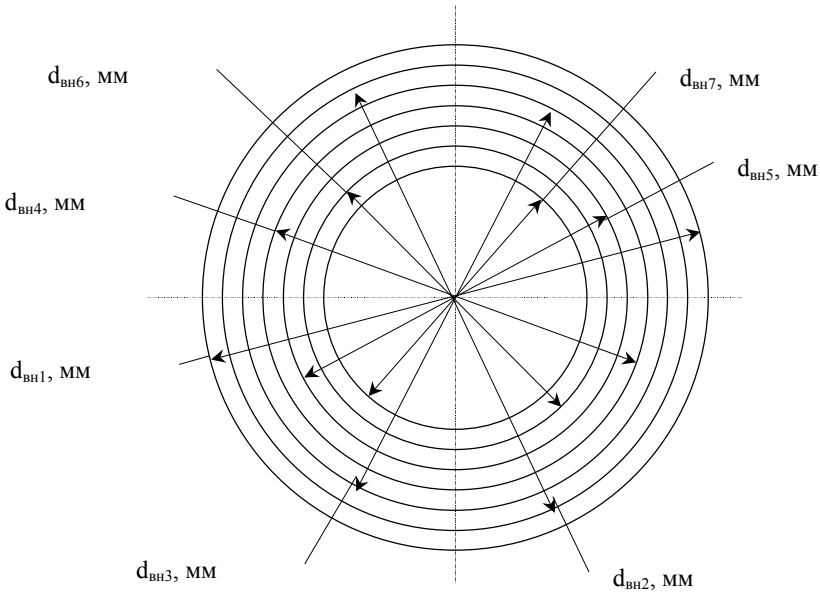
6. Знаючи висоту установки  $H$ , м та час обробки  $\tau$ , с, знайти швидкість руху води по вільному перерізу установки, м / с

$$\bar{w} = \frac{H}{\tau}.$$

7. Прийняти модульну конструкцію установок для обробки води. Площа живого перерізу для проходу води в модулі становить, м<sup>2</sup>

$$f = \frac{L_c}{w}.$$

8. Прийняти конструкцію установки з набору 7 коаксіальних циліндрів – труб та зазор між сусідніми трубами  $\delta$  і діаметром зовнішньої труби.



Площа живого перерізу такої конструкції, м<sup>2</sup>

$$f_k = \frac{\frac{d_{вн1} + d_{вн2}}{2} + \frac{d_{вн6} + d_{вн7}}{2}}{2} \cdot \pi \cdot \delta \cdot 6,$$

де  $\delta = \frac{d_{i+1} - d_i}{2}$ .

Після коригування діаметрів труб  $d_k = d \frac{f}{f_k}$  і визначається діаметр зовнішньої труби, мм. Відповідно змінюються діаметри всіх труб.

9. З результатів експериментальних досліджень відомо, що середня сила струму, який проходить через воду між електродами площею  $1 \text{ см}^2$  при різниці потенціалів  $3 \text{ В}$  і відстані між електродами  $5 \text{ мм}$ , становить  $I = 0,36 \text{ мА/см}^2$ . Тоді сила електричного струму, що проходить через електроди кожної фази, буде

$$I_\phi = I \cdot \frac{l_{\text{експ}}}{l_\phi} \cdot \pi \cdot (d_{\text{анода}_{\text{зовн}}} + d_{\text{анода}_{\text{вн}}}) \cdot H.$$

10. Знаходимо потужність електричного струму для модуля

$$N_\phi = I_\phi \cdot U.$$

11. Відповідно до напруги, потужності та сили постійного струму підбирається регулюючий трьохфазний трансформатор та випрямляч.

12. Установки більшої потужності створюються шляхом набору окремих модулів.

13. Оскільки швидкість руху води мала, то гідравлічний опір установки не перевищує  $75 \text{ Па}$ .

**2. Методика розрахунку установок для обробки води в полях природних магнітів.** Оскільки до даного часу відсутнє чітке теоретичне обґрунтування механізму впливу магнітних полів на воду і водні розчинники [6÷13], методика розрахунку установок для обробки води в полях природних магнітів базується на результатах експериментальних досліджень, отриманих у ході виконання магістерської роботи (дослідження, метою яких було підтвердження стабільності результатів впливу полів природних магнітів на воду), а також отриманих різними авторами. З відомих конструкцій апаратів: з розташуванням магнітів всередині комірки з безпосереднім контактом їх з водою та з магнітами, що накладаються зверху на діамагнітні труби, тобто без безпосереднього ко-

нтакту з водою, – ми зупинились на установках, що зображені на рис. 1 та рис. 2 з накладними парами магнітів та діаметрами труб 30–50 мм.

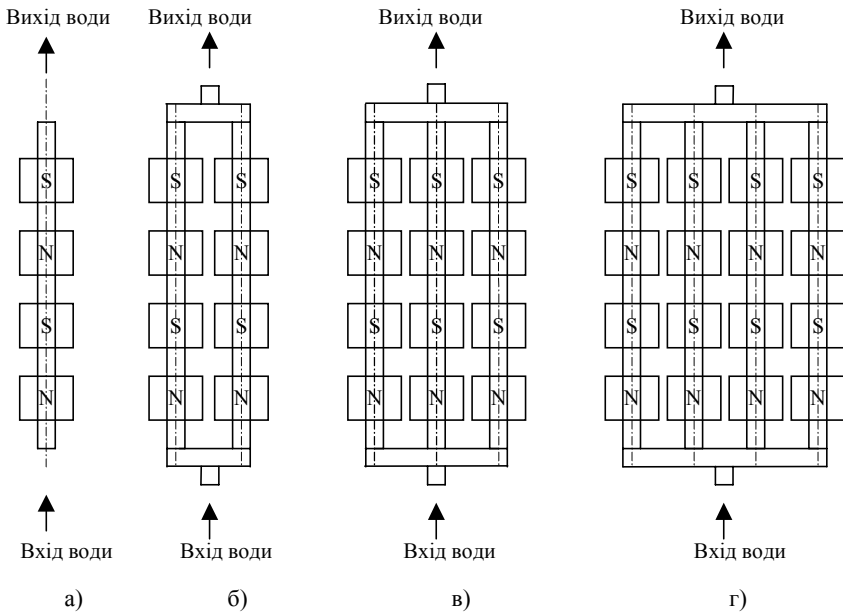


Рис. 1. Принципові схеми модульних установок для обробки води в полях природних магнітів

- а) одномодульна (потужність  $1,27 \div 6,35 \text{ м}^3$  води/год); б) двохмодульна (потужність  $2,54 \div 12,70 \text{ м}^3$  води/год); в) трьохмодульна (потужність  $3,81 \div 19,05 \text{ м}^3$  води/год); г) чотирьохмодульна (потужність  $5,08 \div 25,40 \text{ м}^3$  води/год).

Результати досліджень засвідчують такі основні положення:

- 1) магнітна індукція в робочому зазорі між магнітами в парі повинна бути в межах  $50 \div 200 \text{ мТл}$ ;
- 2) величина робочого зазору між магнітами –  $7 \div 15 \text{ мм}$ ;
- 3) відстань між парами магнітів –  $7 \div 18 \text{ мм}$ ;
- 4) довжина магнітів –  $50 \div 70 \text{ мм}$ ;
- 5) швидкість руху води в апараті –  $0,5 \div 2,5 \text{ м/с}$ ;
- 6) термін збереження омагніченою водою своїх властивостей –  $18 \div 24$  години;
- 7) час обробки –  $0,08 \div 0,4 \text{ с}$ .

Виходячи з зазначених положень наведемо алгоритм розрахунку установок для обробки води в полях природних магнітів

1. Знайти площу перерізу труби з  $d$ , мм

$$f = \frac{\pi d^2}{4}.$$

2. За величиною максимально допустимої швидкості руху води в трубі  $w_{\max} = 2,5$  м/с, знайти максимальну потужність установки з однієї труби, прийнятої за модуль, м<sup>3</sup>/год.

$$L_{\max} = w_{\max} \cdot f.$$

3. Аналогічно, маючи  $w_{\min} = 0,5$  м/с,

$$L_{\min} = w_{\min} \cdot f.$$

4. Відповідно потужність установки з  $n$  модулів (труб)

$$L = n \cdot L_{\text{мод.}}$$

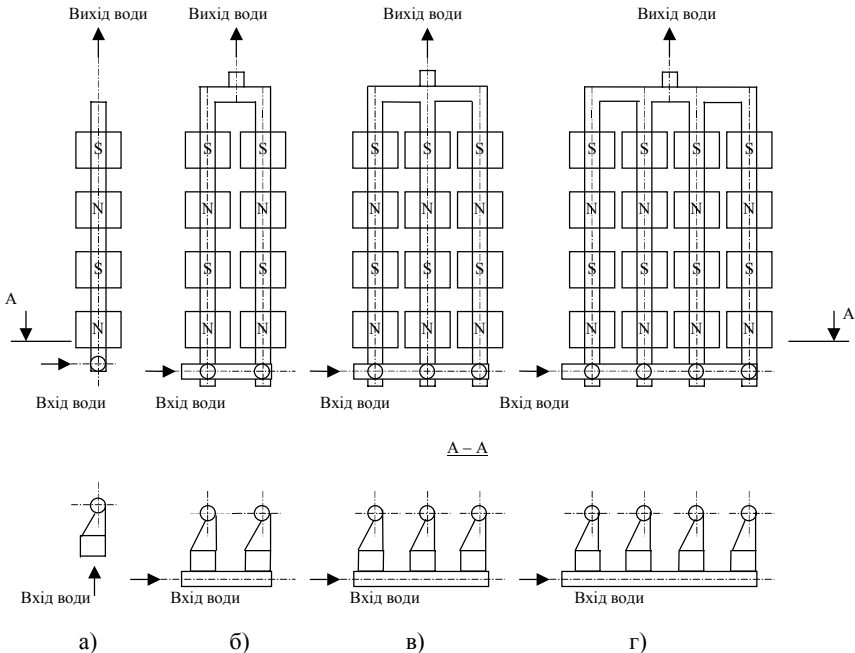


Рис. 2. Принципові схеми модульних установок з тангенціальним введенням води для її обробки в полях природних магнітів

а) одномодульна (потужність  $1,27 \div 6,35$  м<sup>3</sup> води/год); б) двохмодульна (потужність  $2,54 \div 12,70$  м<sup>3</sup> води/год); в) трьохмодульна (потужність  $3,81 \div 19,05$  м<sup>3</sup> води/год); г) чотирьохмодульна (потужність  $5,08 \div 25,40$  м<sup>3</sup> води/год).

## Висновки

Розроблені методики дозволяють провести розрахунок установок для обробки води в полях сталого електричного струму і полях природних магнітів. Ці установки успішно впроваджені у виробництво.

## Список літератури

1. *Луцьк Р.В., Малкин Э.С., Абаржи И.И.* Тепломассообмен при обработке текстильных материалов. – К.: Наукова думка. – 1993. – 344 с.
2. *Малкин Э.С., Духин А.С.* Безинерционный электрофоретический и диффузионный дрейф частицы в неоднородном переменном электрическом поле// Коллоидный журн. – 1979. – № 5. – С. 864.
3. *Малкин Э.С., Духин А.С.* О формировании осадка коллоидных частиц на электроде в переменном электрическом поле// Коллоидный журн. – 1980. – № 3. – С. 481.
4. *Малкин Э.С., Духин А.С.* Аперiodический электродиффузиофорез// Коллоидный журн. – 1982. – № 2. – С. 25.
5. *Тебекихин Е.Р.* Безреактивные методы обработки воды в энергоустановках. – М. – 1963. – 176 с.
6. *Классен В.И.* Омагничивание водных систем. – М.: Легпромбытиздат. – 1982.
7. *Алиев М.И., Агалеров Д.М.* Магнитная обработка водных систем. – М. – 1981. – с. 85–87.
8. *Миненко В.И.* Магнитная обработка водно-дисперсных систем. – К.: Техника. – 1970.
9. *Миненко В.И.* Электромагнитная обработка воды в теплоэнергетике. – Харьков. – 1981.
10. *Мартынова О.И.* и др. К вопросу о механизме влияния магнитного поля на водные растворы и возможность использования этого эффекта. – В сб. Труды НИИ бетона. – М. – 1974. – с. 126–137.
11. *Миненко В.И., Петров С.М.* О физико-химических основах магнитной обработки воды. – Теплоэнергетика. – 1962. – № 9. – С. 63.
12. *Кацман А.Е.* Применение электромагнитной обработки воды. – т. II. – 1984. – № 8.
13. *Стукалов П.С., Васильев Е.В., Глебов Н.А.* Магнитная обработка воды. – Л.: Судостроение. – 1969. – 192 с.

## ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОБМІНУ ГОРИЗОНТАЛЬНОГО ЦИЛІНДРИЧНОГО НАГРІВАЧА В ОПАЛЮВАЛЬНОМУ КОНВЕКТОРІ З ТЕРМОГРАВІТАЦІЙНОЮ КОНВЕКЦІЄЮ

Метою експериментальних досліджень є вивчення конвективної тепловіддачі від горизонтального циліндричного нагрівача в опалювальному конвекторі з уточненням механізму конвективних потоків в плоскому каналі.

Експериментальні дослідження виконувались на установці, схема якої приведена на рис 1.

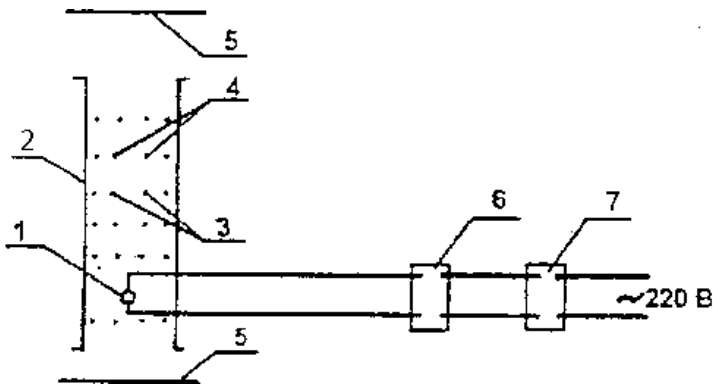


Рис 1. Принципова схема експериментальної установки:

- 1 – тепловіддаючий циліндр; 2 – стінки каналу конвектора;
- 3 – термопари ХК; 4 – датчики термоанометра; 5 – екрани;
- 6 – регулюючий автотрансформатор; 7 – стабілізатор напруги.

В якості тепловіддаючого елемента використовувався ТЕН діаметром 13 мм, та довжиною 1970 мм. Нагрівач підключався через стабілізатор напруги і автотрансформатор. Потужність ТЕН змінювалася від

2,5 до 0,1 кВт. Конструкція металевого каналу конвектора дозволяла змінювати його ширину в межах 30–150 мм і висоту від 200 до 600 мм. Температура поверхні ТЕН визначалась за допомогою 36 ХК термопар (9 за довжиною; 4 за периметром) зачеканених в поверхню. Аналітичним чином вимірювались температури стінок конвектора за допомогою ХК термопар. В районі нагріву для уникнення впливу променевого потоку термопари захищалися екранами. Показники термопар визначалися цифровим вольтметром Ф283. Вимірювання поля швидкостей здійснювалося термоанемометром СА-5.

Дослідження поточкорозподілення та теплообміну в умовах термогравітаційної конвекції між вертикальними паралельними тепловіддавальними поверхнями конвектора приводить до виділення у потоці двох характерних ділянок – формування і стабілізації.

Особливість конвекції на ділянці формування (рис. 2) полягає в тому, що відбувається стала деформація профілів швидкості і температури по висоті каналу. Це пояснюється інтенсивністю теплообмінного процесу між високотемпературним циліндричним нагрівачем і стінками каналу, а також відомою специфікацією обтікання циліндра.

Ділянка, по висоті якої швидкість потоку має сформований профіль швидкості без деформації вважається закінченою для формування потоку і початком ділянки стабілізації течії.

Ця ділянка характеризується сталістю профілів швидкості. Температурний профіль змінюється по висоті каналу і має більш вирівняний характер, ніж на першій ділянці формування потоку.

Як показують візуальні і проведені експериментальні дослідження поділ плоского вертикального каналу на ділянки є умовний і притаманний для опалювальних конвекторів середньої висоти 400 мм, 600 мм і зовсім не характерний для низьких конвекторів висотою 200 мм, де зона формування потоку практично відбувається по всій висоті каналу.

Подальше експериментальне вивчення інтенсивності теплообміну виконувалось по висоті каналу, приймаючи за основу симетричне розташування нагрівача в нижній зоні, симетричній нагрів стінок каналу при відповідних співвідношеннях його висоти і ширини.

При обробці результатів експерименту виходили з того, що тепловіддача горизонтального циліндра в каналі в умовах термогравітаційної конвекції може розглядатися як тепловіддача в умовах вимушеного руху, спонуканням якого є канал, а рухома сила процесу залежить від тепловіддачі циліндра.

Результати експериментів оброблялись в такій послідовності:



1. За відомими температурами і швидкостями для конвективного теплового потоку визначався модифікований критерій  $Re_*$  [1] для кожної фіксованої потужності ТЕНу в залежності від  $(t_{ц} - t_{вх})$ , висоти і ширини каналу.

2. Конвективний тепловий потік визначався по формулі:

$$Q_k = UI - Q_{пр}$$

де:  $U$  і  $I$  відповідно напруга на нагрівачі і сила струму;  $Q_{пр}$  – тепловіддача випромінюванням.

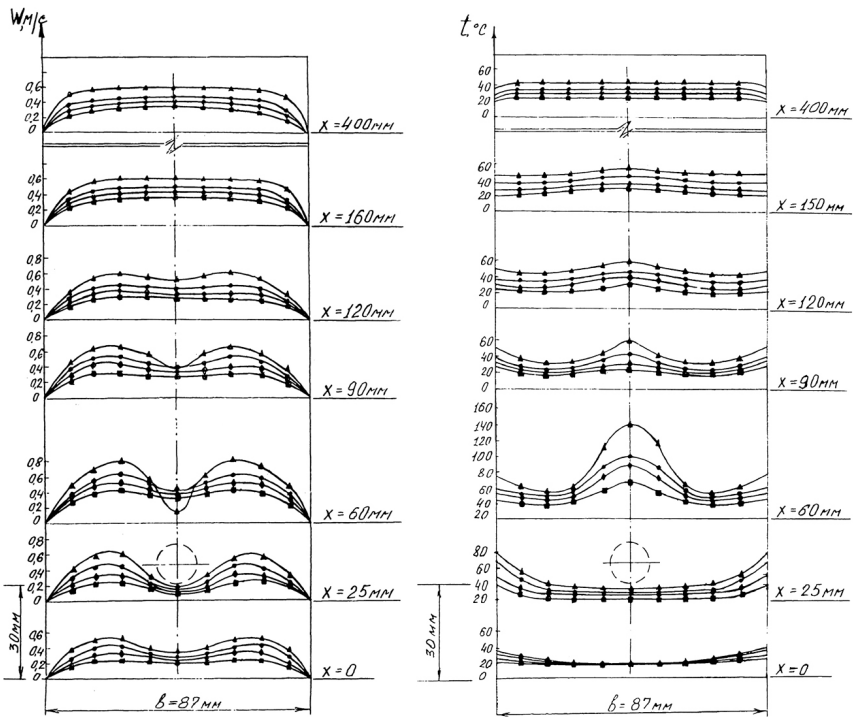


Рис. 2 Зміна профілів швидкостей і температур по висоті каналу  $h=400\text{мм}$ ,  $b_{\text{онт}}=87\text{мм}$  в залежності від різниці температур на поверхні циліндричного нагрівача  $T_{ц}$  та вхідного повітря  $T_{вх}$

- ▲ -  $T_{ц}=502\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  $T_{вх}=25,5\text{ }^{\circ}\text{C}$  (2,0 кВт); ● -  $T_{ц}=347\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  $T_{вх}=25,5\text{ }^{\circ}\text{C}$  (1,0 кВт);
- ◆ -  $T_{ц}=241\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  $T_{вх}=21,5\text{ }^{\circ}\text{C}$  (0,5 кВт); ■ -  $T_{ц}=85\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  $T_{вх}=20,0\text{ }^{\circ}\text{C}$  (0,1 кВт);

Середній коефіцієнт конвективної тепловіддачі для циліндра, розташованого в каналі, дорівнює:

$$\alpha_k = \frac{Q_k}{F_{\text{ц}}(t_{\text{ц}} - t_{\text{ср}})},$$

де  $F_{\text{ц}}$  – поверхня циліндра, що дорівнює:

$$F_{\text{ц}} = \pi dL + \pi d^2 / 4,$$

де  $\pi d^2 / 4$  – торцеві поверхні циліндра;  $d$  і  $L$  – відповідно діаметр циліндра з врахуванням довжини;  $t_{\text{ц}}$  – температура поверхні циліндра;  $t_{\text{ср}}$  – середня температура потоку повітря, що набігає на циліндр.

Розраховуємо значення критерію  $Nu$  по формулі:

$$Nu = \frac{\alpha_k d_{\text{ц}}}{\lambda},$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності повітря.

3. Для визначення тепловіддачі випромінюванням приймаємо, що циліндр (нержавіюча сталь) – сіре тіло з випромінювальною спроможністю  $\varepsilon$ , температурою циліндра  $T_{\text{ц}}$  і стінки  $T_{\text{п}}$  каналу.

Результуючий потік випромінюванням ТЕНУ розраховано по формулі:

$$Q_{\text{пр}} = 5,68\varepsilon_{\text{зв}} \left[ \left( \frac{T_{\text{ц}}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{\text{п}}}{100} \right)^4 \right] H_{12},$$

де:  $T_{\text{ц}}$  – абсолютна температура поверхні ТЕНУ;  $T_{\text{п}}$  – абсолютна температура поверхонь, на які падає випромінювання ТЕНУ;  $\varepsilon_{\text{зв}}$  – зведена ступінь чорноти;  $H_{12}$  – взаємна поверхня випромінювання ТЕНУ і поверхонь каналу.

4. Визначились оптимальні розміри ширини каналу  $(b - d_{\text{ц}})_{\text{опт}}$ , при яких тепловіддача конвекцією при відповідних  $Q$  і  $h$  була б найбільшою.

5. В інтервалі ширини каналу від 50 до 200 мм, при кожній його висоті 200; 400; 600 мм і при потужностях нагрівача від 0,1 до 2,0 кВт будувались графіки (рис. 3, 4, 5) залежності  $Nu$  від модифікованого  $Re^*$ :

$$Nu = f_1(b - d_{\text{ц}}) \cdot Re_*^n, \text{ при } b - d_{\text{ц}} \leq (b - d_{\text{ц}})_{\text{опт}}$$

$$Nu = f_2(b - d_{\text{ц}}) \cdot Re_*^n, \text{ при } b - d_{\text{ц}} \geq (b - d_{\text{ц}})_{\text{опт}}.$$

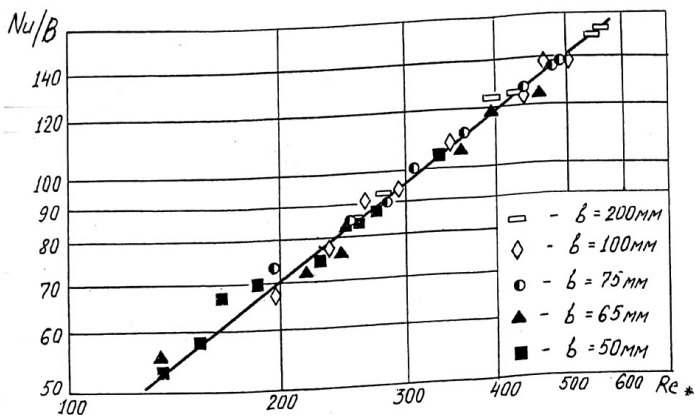


Рис. 3. Тепловіддача горизонтального циліндра у вертикальному каналі конвектора висотою 600 мм

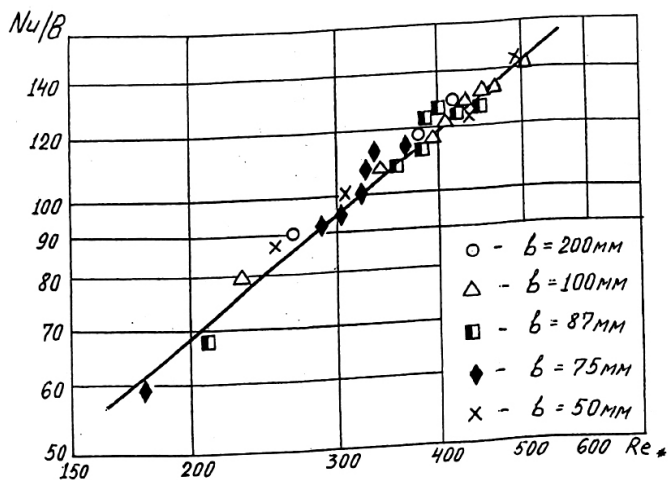


Рис. 4. Тепловіддача горизонтального циліндра у вертикальному каналі конвектора висотою 400 мм

В якості узагальнюючих параметрів при вивченні інтенсивності теплообміну від горизонтального циліндричного нагрівача розташованого в каналі у дослідженому інтервалі прийняти: висота каналу  $h = 600; 400; 200$  мм; відповідно ширина каналу  $75; 87; 100$  мм; нагрівач діаметром  $d = 13$  мм розташований на відстані  $2,3d$  від нижньої кромки каналу; різ-

ниця температури нагрівача і потоку що набігає, складає  $(t_{ц} - t_{вх}) = 59 - 487^{\circ}\text{C}$  при потужності нагрівача 0,1–2,0 кВт.

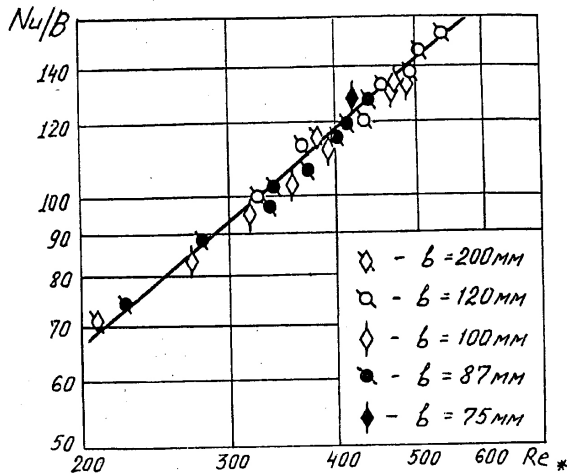


Рис. 5. Тепловіддача горизонтального циліндра у вертикальному каналі конвектора висотою 200 мм.

Значення  $B$  висловлює залежність, що враховує вплив висоти і ширини каналу на тепловіддачу, оскільки при виведенні модифікованого Рейнольдса  $Re^*$  не враховано характер швидкостей потоку повітря до циліндра і після нього по висоті каналу. Результати розрахунків коефіцієнта  $B$  представлені в таблиці 1.

Таблиця 1

**Значення коефіцієнтів пропорційності  $B$  для різних геометричних розмірів каналу**

$h = 600$ мм			$h = 400$ мм			$h = 200$ мм		
$b$ , мм	$n$	$B$	$b$ , мм	$n$	$B$	$b$ , мм	$n$	$B$
200	0,8	0,167	200	0,8	0,134	200	0,8	0,12
100	0,8	0,19	100	0,8	0,147	120	0,8	0,15
75	0,8	0,2	87	0,8	0,177	100	0,8	0,18
65	0,8	0,17	75	0,8	0,126	87	0,8	0,12
50	0,8	0,13	50	0,8	0,1	75	0,8	0,12

$b$  – ширина каналу;  $n$  – показник ступеню;  $B$  – коефіцієнт пропорційності в критеріальному рівнянні.

Отримане експериментально значення показника ступеню  $n = 0,8$  збігається за величиною з аналогічним показником для вимушеного обтікання циліндра в каналі [2,3].

### Література

1. Малкин Э.С., Вышегородская Е.О., Фуртат И.Э. Промышленная теплотехника. – К. 1999, т. 21, № 4–5.
2. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. – М.: Энергия, 1975, – 485 с.
3. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках. – М.: Наука, 1982, – 472 с.

**МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОМАСООБМІННИХ ПРОЦЕСІВ  
В БІОГАЗОВИХ УСТАНОВКАХ**

В умовах подорожчання енергоносіїв та погіршення екологічної ситуації значна увага приділяється альтернативним джерелам енергозабезпечення [1,2,3]. Анаеробне перероблення органічних відходів дозволяє отримати біогаз та зменшити техногенне навантаження на біосферу. Для виробництва біогазу використовують різні за конструктивними особливостями біогазові установки (БГУ). Показником ефективної роботи БГУ є продуктивність, вихід біогазу з одиниці об'єму біомаси, тривалість робочого циклу та енергетичні затрати по забезпеченню термостабілізації біоконверсії. Ці показники в основному визначають собівартість виробництва біогазу [4]. Тривалість робочого циклу БГУ для забезпечення максимального виходу біогазу з одиниці об'єму біомаси визначається за умови

$$t_{\text{р.ц.}} = f(t_3, t_{\text{п.ф.}}, t_{\text{ф}}, t_{\text{в}}) \rightarrow t_{\text{min}}, \quad (1)$$

де  $t_3$  – час завантаження біомаси в БГУ;  $t_{\text{п.ф.}}$  – час підготовки біомаси до активної фази ферментації;  $t_{\text{ф}}$  – час активної ферментації біомаси;  $t_{\text{в}}$  – тривалість вивантаження відпрацьованої біомаси із БГУ.

Суттєва частина тривалості робочого циклу БГУ (80–90%) становить період активної ферментації біомаси, що визначається режимом анаеробного бродіння, кількісним та якісним вмістом в субстраті органічної речовини, енергетичними затратами по забезпеченню термостабілізації процесу анаеробного бродіння [5]. Основними напрямками оптимізації періоду активної ферментації біомаси є інтенсифікація та термостабілізація технологічного процесу виробництва біогазу.

Анаеробний процес, який проходить в БГУ, споживає певну кількість енергії: теплової енергії – для підтримання термостабільності в реакторі та попереднього нагріву субстрату до температури зброджування; механічної енергії – для здійснення перемішування середовища в ємкостях і переміщення матеріальних потоків субстрату [4]. Експлуатація БГУ вимагає забезпечення стабільного температурного режиму за

різних умов навколишнього середовища. Коливання температур субстрату всередині БГУ не повинно перевищувати сприятливих для метанової ферментації бактерій меж. В зв'язку з цим доцільним є дослідження тепломасообмінних процесів в БГУ при різних режимах: кріофільному, мезофільному та термофільному [6], результати яких будуть підґрунтям для оптимізації параметрів технологічного процесу ферментації біомаси.

Метою даного дослідження є розроблення математичної моделі масообмінних процесів і теплового балансу технологічного процесу біоконверсії в БГУ.

Технологія метанового бродіння в БГУ вимагає дотримання меж температурних режимів, термостабілізації процесу, інтенсифікації теплообміну між нагрівником і субстратом. Схему тепломасообмінних процесів в біогазовій установці наведено на рис. 1.

Рівняння масообмінних процесів в БГУ описується формулою:

$$m_{\text{СУБ}} = m'_{\text{СУБ}} - m_{\text{Г}}, \quad (2)$$

де  $m_{\text{СУБ}}$  – маса субстрату, який завантажується в БГУ, кг;  $m'_{\text{СУБ}}$  – маса субстрату після перероблення його в біогазовій установці, кг;  $m_{\text{Г}}$  – маса газу, який утворився із субстрату внаслідок анаеробного бродіння, кг.

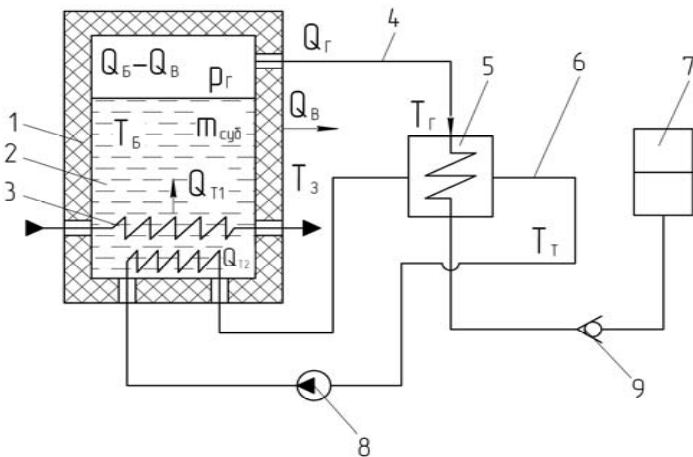


Рис. 1. Схема до моделювання тепломасообмінних процесів:

- 1 – теплоізоляційний корпус; 2 – субстрат; 3 – нагрівник; 4 – газопровід; 5 – утилізаційний теплообмінник; 6 – магістраль рециркуляції вторинного теплоносія; 7 – резервуар накопичення біогазу; 8 – нагнітач теплоносія; 9 – запобіжний клапан.

Враховуючи питому вагу складових інгредієнтів в БГУ, рівняння (2) матиме вигляд:

$$V_T \rho_T + V_P \rho_P = \rho_T \frac{dV_T}{dt} + \rho_P \frac{dV_P}{dt} + V_G \rho_G, \quad (3)$$

де  $V_T$  – об'єм твердої фази субстрату на вході в БГУ, м<sup>3</sup>;  $V_P$  – об'єм рідкої фази субстрату на вході в біогазову установку, м<sup>3</sup>;  $V_G$  – об'єм газу, який утворюється внаслідок анаеробного бродіння субстрату, м<sup>3</sup>;  $\rho_T$  – густина твердої фази субстрату, кг/м<sup>3</sup>;  $\rho_P$  – густина рідкої фази субстрату, кг/м<sup>3</sup>;  $\rho_G$  – густина біогазової суміші, кг/м<sup>3</sup>.

Вирази  $\rho_T \frac{dV_T}{dt}$  та  $\rho_C \frac{dV_C}{dt}$  характеризують зміну мас твердої та рідкої речовини субстрату після її перероблення в БГУ.

Тепловий режим в біогазовій установці значною мірою залежить від теплоізоляційних властивостей зовнішніх огорожень БГУ, додаткової енергії, яка надходить в біогазову установку для забезпечення термостабілізації, а також від режиму анаеробного бродіння, для підтримання якого повинен дотримуватись тепловий баланс втрат та надходжень теплоти.

Рівняння теплового балансу біогазової установки описується залежністю

$$(Q_B - Q_V) = \alpha_T F_B (T_B - T_3) + m_B c_m \cdot \frac{d}{dt} (T_B - T_3) + Q_T - Q_G, \quad (4)$$

де  $Q_B$  – теплота, що надходить до внутрішнього середовища БГУ, Дж/с;  $Q_V$  – теплота, що відводиться від внутрішнього середовища біогазової установки, Дж/с;  $(Q_B - Q_V)$  – теплота, що передається внутрішнім середовищем БГУ для забезпечення робочого процесу, Дж/с;  $\alpha_T$  – загальний коефіцієнт теплопередачі через корпус та теплозахисні конструкції БГУ, Дж/м<sup>2</sup>/с/°C;  $F_B$  – площа зовнішньої поверхні корпусу біогазової установки, м<sup>2</sup>;  $T_B$  – температура внутрішнього середовища БГУ, °C;  $T_3$  – температура зовнішнього середовища навколо біогазової установки, °C;  $\alpha_T F_B (T_B - T_3)$  – вираз, який характеризує втрати теплоти біогазової установки у зовнішнє середовище;  $m_B$  – маса субстрату, біогазової суміші та повітря в БГУ, кг;  $c_m$  – приведена питома масова



теплоємність субстрату, біогазової суміші та повітря в БГУ, Дж/кг/°С;  $m_B c_m \cdot \frac{d}{dt}(T_B - T_3) = m_B c_m \cdot \frac{d}{dt} \Delta T$  – вираз, який описує зміну теплоти, що акумулюється в середовищі біогазової установки;  $\Delta T$  – поточна різниця температур під час анаеробного бродіння;  $Q_T = Q_{T1} + Q_{T2}$  – додаткова загальна теплота, яка надходить в установку для термостабілізації субстрату (де  $Q_{T1}$  і  $Q_{T2}$  – теплота, що поступає, відповідно, від основного нагрівача та від утилізаційного теплообмінника 5), Дж;  $Q_G$  – теплота біогазової суміші, що відводиться з біогазової установки, Дж/кг/°С.

На інтенсивність процесу зброджування і, як наслідок, утворення біогазу впливає такий фактор як тиск. Підвищення тиску в БГУ впливає двозначно. З одного боку, підвищення загального тиску і парціального тиску діоксиду вуглецю є сприятливою умовою для одержання біогазу. З іншого боку, підвищення тиску веде до зростання розчинності метану у воді, що гальмує його вихід у газову фазу [6]. Тому більшість БГУ працюють при тиску, що незначно перевищує атмосферний.

Процес переміщення газової суміші із біогазової установки в акумулюючу порожнину можна представити у вигляді рівняння [7]:

$$-kRT_G dm_G = k p_G dV_G + V_G dp_G, \quad (5)$$

де  $k$  – показник адіабати ( $k = 1,4$ );  $R$  – питома газова стала, Дж/(кг · °С);  $T_G$  – температура газової суміші, яка виділилась всередині БГУ, °С;  $dm_G$  – зміна маси газової суміші внаслідок перероблення субстрату в БГУ;  $p_G$  – поточний тиск газової суміші у камері, Па.

Для визначення зміни тиску у резервуарі накопичення біогазової суміші 7 (рис. 1) перетворимо рівняння (5) шляхом підстановки значення

$$dm_G = G_G dt, \quad (6)$$

в якому масова витрата газової суміші  $G_G$  визначається як

$$G_G = f_{кл.еф.} \frac{K p_G}{\sqrt{RT_G}} \varphi(\sigma_G), \quad (7)$$

де  $K = \sqrt{\frac{2k}{k-1}}$ ;  $\varphi(\sigma_G)$  – коефіцієнт витрат;  $f_{кл.еф.}$  – ефективна площа клапана в резервуарі накопичення біогазової суміші 7, яка рівна

$$f_{кл.еф.} = \mu_G f_G, \quad (8)$$

де  $\mu_{\Gamma}$  – коефіцієнт витрати біогазової суміші;  $f_{\Gamma}$  – дійсна площа перерізу клапана, м<sup>2</sup>.

Для адіабатного процесу витoku об'єм газової суміші, яка утворюється в БГУ та витікає з порожнини БГУ, визначається згідно рівнянь [7]:

$$dV_{\Gamma} = F_{nep} dZ, \quad (10)$$

де  $F_{nep}$  – медіальний переріз резервуару БГУ, м<sup>2</sup>;  $Z_0$  – початкова координата зміни висоти субстрату в БГУ;  $Z$  – поточна координата зміни висоти субстрату в БГУ;

Тоді зміна тиску в резервуарі БГУ з часом характеризується рівнянням:

$$\frac{dp_{\Gamma}}{dt} = \frac{k}{Z + Z_0} \left[ p_{\Gamma} \frac{dZ}{dt} - \frac{f_{кл.еф.} K p_{\Gamma}^{\frac{3k-1}{2k}} \sqrt{RT_{\Gamma}} \varphi(\sigma_{\Gamma})}{F_{nep} p_{\Gamma}^{\frac{k-1}{2k}}} \right]. \quad (11)$$

Отримана система рівнянь моделює тепломасообмінні процеси, які відбуваються при анаеробному бродінні органічного субстрату в БГУ. Сумісне рішення цих рівнянь дозволяє визначити оптимальні робочі параметри тепломасообмінних процесів в БГУ. Це є підґрунтям для вдосконалення конструктивно-технологічних рішень БГУ з метою підвищення їх продуктивності при утилізації органічних відходів.

### Висновки

Наведено рівняння масообміну в БГУ, що кількісно характеризує процес анаеробного бродіння у масовому співвідношенні.

Запропоновано рівняння теплового балансу біогазової установки, що включає: теплоту, яка передається внутрішнім середовищем біогазової установки для забезпечення робочого процесу; втрати теплоти біогазової установки у зовнішнє середовище; теплоту, що акумулюється в середовищі біогазової установки; додаткову теплоту в установці від термостабілізаційного обладнання.

Представлено рівняння, яке відображає зміну тиску в резервуарі з субстратом при його зброджуванні в біогазовій установці.

Сумісне рішення рівнянь запропонованої математичної моделі дозволить визначити оптимальні робочі параметри БГУ з метою підвищення виходу біогазу з меншими затратами додаткової енергії на термостабілізацію та інтенсифікацію тепломасообмінних процесів.

## Використана література

1. Ратушняк Г.С., Джеджула В.В. Енергозбереження в системах біоконверсії. – Вінниця, ВНТУ, 2006. – 83 с.
2. Ратушняк Г.С., Джеджула В.В. Інтенсифікація виробництва та підготовка біогазу до використання в теплотехнічному обладнанні //Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання, КНУБА, К.: 2005. – №8 –с. 52–60.
3. Ратушняк Г.С., Джеджула В.В. Інтенсифікація теплообміну та термостабілізація біореакторів // Вісник ВПІ. – 2006. – №2. – с. 26–31.
4. Ткаченко С.Й., Степанов Д.В. Теплообмінні та гідродинамічні процеси в елементах енергозабезпечення біогазової установки. Монографія. – Вінниця: УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2004. – 132 с.
5. Біопалива (технології, машини і обладнання) / В.О. Дубровін та інші. – К.: ЦТІ “Енергетика і електрифікація”, 2004. – 137 с.
6. Сербін В.А. Нетрадиційні та поновлювальні джерела енергії в системах ТГВ. – Макіївка: ДонДАБА, 2003. – 153 с.
7. Гидроприводы и гидропневмоавтоматика станков / В.А.Федорец, М.Н.Педченко, А.Ф.Пичко, Ю.В.Пересадько, В.С.Лысенко; Под ред. В.А.Федорца. – К.: Вища шк. Головное изд-во, 1987. – 375 с.

## **МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СТОХАСТИЧЕСКОГО ПРОГНОЗИРОВАНИЯ РАСХОДА ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ ДЛЯ ЗДАНИЙ**

Интенсивный рост строительства включает в себя как одно из основных направлений, создание эффективной системы оперативного учета тепловой энергии, разработка и внедрение систем оптимального управления режимами внутреннего микроклимата, обеспечивающих рациональное использование энергоресурсов, повышение качества теплового комфорта, создание банка возможных аварийных ситуаций, разработка интеллектуального элемента системы климатизации эксплуатируемого здания и т.д. Для решения этих проблем иногда используются детерминированные модели, основанные на физических законах, что дает возможность вычислить почти точное значение какой-либо зависящий от времени величины [1].

Однако исследования показывают, что климатизационные процессы имеют детерминированные и случайные составляющие. Как известно, детерминированные составляющие можно моделировать с помощью суперпозиции гармонических колебаний с разными амплитудами и разовыми сдвигами. Однако из конечности моделирования климатизационных процессов и неизвестности характера случайного компонента (параметров окружающей среды) следует, что любая модель не полностью описывает реальную картину.

Большинство методов прогнозирования позволяют оценить только параметры одного уравнения, что не дает возможность учесть синхронные связи между изучаемыми активными факторами и часто обусловлено практическими соображениями [2]. При этом проблема идентификации не играет никакой роли. Поэтому иногда приходится делать некоторые допущения, что позволяет получить результаты на простом инженерном языке. Например, если даже когда ничего не известно об основном механизме генерирования ряда потребления тепловой энергии для климатизации здания, предполагается, что в системе существует достаточная инерция, чтобы гарантировать в будущем такое же поведение, как и в прошлом. Кроме того математический метод выбора подходящего вида функции для тренда из множества себе подобных проводится с помощью субъективно принимаемого критерия. В следст-

вии случайного характера прогнозирующей функции, получаемой в результате применения математико-статистического анализа, условия наилучшего ее приближения к желаемой функции имеют вероятностный характер. При этом из множества функций необходимо выбирать такую, чтобы сумма квадратов отклонений ее значений от фактических данных была минимальной. В силу вышеуказанного сформулируем задачу моделирования климатизационных процессов в следующем виде.

Пусть реализация случайной функции расхода тепловой энергии  $q(t)$  известна до текущего момента времени  $t$ . Требуется найти такой оператор  $K$ , действие которого на функцию  $q(t)$  давало бы новую функцию  $T(t)=Kq(t)$  и в некоторый будущий момент времени  $(t + \Delta t)$  удовлетворяло бы условию:

$$\sigma^2 = M \{[T(t + \Delta t) - q(t + \Delta t)]\} \rightarrow \min \quad (1)$$

Задача, поставленная в таком общем виде, для оператора  $K$  и свойств функции  $q(t)$  решается весьма сложно. Однако при некоторых практически приемлемых допущениях можно упрощать поставленную задачу:

1. Оператор  $K$  – линейный и не зависит от времени.
2. Случайная функция  $q(t)$  стационарна и известна на неограниченно большом промежутке времени, предшествующему моменту времени  $t$ .

Второе условие нужно понимать в том смысле, что время, в течение которого ход случайной функции  $q(t)$  предполагается известным, должно быть достаточно большим, чтобы ордината корреляционной функции за это время превратилась практически в нуль, т.е. временной интервал реализации функции расхода тепловой энергии должен быть больше времени корреляции этой функции. Из вышеуказанных предположений ясно, что математическое ожидание и корреляционные функции случайного процесса тепловой энергии известны. Кроме того предположим, что реализация  $q(t)$  определена точно, без ошибок измерения.

Если обозначим весовую функцию через  $\ell(t)$ , функцию  $T(t)$  можно выразить через функцию  $q(t)$ :

$$T(t + \Delta t) = \int_0^{\infty} \ell(\tau) q(t - \tau) d\tau \quad (2)$$

где  $\tau$  – временной шаг.

Весовая функция зависит при этом от величины  $\Delta t$ . В этом случае условие оптимальности можно переписать в виде:

$$\sigma^2 = M \left\{ \left[ \int_0^{\infty} \ell(\tau) q(t - \tau) d\tau - q(t + \Delta t) \right]^2 \right\} \rightarrow \min \quad (3)$$

Если реализация случайной функции  $q(t)$  проводится без ошибок и ее математическое ожидание и корреляционная функция известны, весовую функцию  $\ell(t)$  можно определить следующим образом:

Определяется оптимальная передаточная функция –  $L(\omega)$  из следующего уравнения:

$$F(\omega) = L(\omega) \cdot S_{q(t+\tau)q(t+\tau)}(\omega) - e^{i\omega\Delta t} S_{q(t)q(t+\tau)}(\omega) = 0 \quad (4)$$

$\omega$  – угловая частота;  $S_{q_q}(\omega)$  – спектральная плотность случайной функции  $q(t)$ .

Решая уравнения (4) определяем весовую функцию  $\ell(t)$ :

$$\ell(t) = \int_{-\infty}^{\infty} e^{i\omega t} L(\omega) d\omega \quad (5)$$

Следует отметить, что преобразование выражения (2) приводит к интегральному уравнению Винера-Хопфа, решение которого представляется в виде (4). Предполагается, что спектральные плотности являются рациональными функциями частоты  $\omega$ , что существенно облегчает определение аналитического вида весовых функций  $\ell(t)$  и соответственно значения функции расхода тепловой энергии на некоторый будущий момент времени  $(t + \Delta t)$ .

Как видно из (4) и (5) решение поставленной задачи выражено весьма обобщенными видами, что для каждого конкретного случая требует дополнительное применение индивидуальных подходов. Обычно на практике корреляционные функции, полученные по экспериментальным данным, аппроксимируют аналитическими выражениями, имеющими рациональные спектральные функции.

Проведенные нами исследования показывают, что корреляционные функции параметров окружающей среды, в том числе и расход тепловой энергии в зданиях, содержат гармонические составляющие:

$$R(\tau) = D e^{-\alpha\tau} \cos \beta\tau \quad (6)$$

где  $D$ ,  $\alpha$  и  $\beta$  – неизвестные коэффициенты.

Этим корреляционными функциям соответствует спектральная плотность:

$$S_{q(t)q(t)}(\omega) = \frac{D\alpha}{\pi} \cdot \frac{\alpha^2 + \beta^2 + \omega^2}{(\omega^2 - \alpha^2 - \beta^2) + 4\alpha^2\omega^2} \quad (7)$$

В рамках нашего предположения ошибка измерения отсутствует, тогда:

$$R_{q(t)q(t)}(\tau) = R_{q(t)q(t+\tau)}(\tau) = R_{q(t+\tau)q(t+\tau)}(\tau) \quad (8)$$

Следовательно

$$S_{q(t)q(t)}(\omega) = S_{q(t)q(t+\tau)}(\omega) = S_{q(t+\tau)q(t+\tau)}(\omega) \quad (9)$$

Формулу (7) преобразуем в виде:

$$S_{q(t)q(t)}(\omega) = \frac{D\alpha}{\pi} \cdot \frac{\alpha^2 + \beta^2 + \omega^2}{[\omega + (\beta + i\alpha)][\omega - (\beta + i\alpha)][\omega + (\beta - i\alpha)][\omega - (\beta - i\alpha)]} \quad (10)$$

Тогда формула (4) запишется в виде:

$$F(\omega) = \frac{D\alpha}{\pi} \cdot \frac{[L(\omega - e^{i\omega\Delta t})][\omega^2 + \beta^2 + \alpha^2]}{[\omega + (\beta + i\alpha)][\omega - (\beta + i\alpha)][\omega + (\beta - i\alpha)][\omega - (\beta - i\alpha)]} \equiv 0 \quad (11)$$

Как видно из (11) знаменатель правой части имеет нули в точках

$$\left. \begin{aligned} \omega_1 &= \beta + i\alpha \\ \omega_2 &= -\beta + i\alpha \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

Так как выражение  $\omega^2 + \beta^2 + \alpha^2$  в этих точках в нуль не обращается, то при этих значениях  $\omega$  должно быть равна нулю функция  $[L(\omega) - e^{i\omega\Delta t}]$ . Отсюда получаем:

$$\left. \begin{aligned} L(\omega_1) &= e^{i\omega_1\Delta t} \\ L(\omega_2) &= e^{i\omega_2\Delta t} \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

Выражение  $\omega^2 + \beta^2 + \alpha^2$  имеет нули в верхней полуплоскости в точке  $i\sqrt{\alpha^2 + \beta^2}$ . Тогда для простоты дальнейшего вычисления принимаем функцию  $L(\omega)\left(\omega - i\sqrt{\alpha^2 + \beta^2}\right)$ , равной линейной функции  $A\omega + B$ :

$$L(\omega)\left(\omega - i\sqrt{\alpha^2 + \beta^2}\right) = A\omega + B \quad (14)$$

Откуда

$$L(\omega) = \frac{A\omega + B}{\left(\omega - i\sqrt{\alpha^2 + \beta^2}\right)} \quad (15)$$

Учитывая (12) и (13) в (14) получим систему для определения коэффициентов  $A$  и  $B$ :

$$\left. \begin{aligned} e^{-\alpha\Delta t} \left[ \beta + i \left( \alpha - \sqrt{\alpha^2 + \beta^2} \right) \right] e^{i\beta\Delta t} &= A(\beta + i\alpha) + B \\ e^{-\alpha\Delta t} \left[ -\beta + i \left( \alpha - \sqrt{\alpha^2 + \beta^2} \right) \right] e^{i\beta\Delta t} &= A(-\beta + i\alpha) + B \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

Решив эту систему получим:

$$\left. \begin{aligned} A &= e^{-\alpha\Delta t} \left( \cos \beta\Delta t + \frac{\sqrt{\alpha^2 + \beta^2} - \alpha}{\beta} \sin \beta\Delta t \right) \\ B &= e^{-\alpha\Delta t} \left( \frac{\sqrt{\alpha^2 + \beta^2} - \alpha}{\beta} \sin \beta\Delta t - \cos \beta\Delta t \right) i\sqrt{\alpha^2 + \beta^2} \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

Учитывая (17) в (15) и после некоторых элементарных преобразований получим:

$$\begin{aligned} L(\omega) &= A - \frac{A\sqrt{\alpha^2 + \beta^2} - iB}{i\omega + \sqrt{\alpha^2 + \beta^2}} = e^{-\alpha\Delta t} \left( \cos \beta\Delta t + \frac{\sqrt{\alpha^2 + \beta^2} - \alpha}{\beta} \sin \beta\Delta t \right) - \\ &- e^{-\alpha\Delta t} \frac{2}{i\omega + \sqrt{\alpha^2 + \beta^2}} \cdot \frac{\alpha^2 + \beta^2 - \alpha\sqrt{\alpha^2 + \beta^2}}{\beta} \sin \beta\Delta t \end{aligned} \quad (18)$$

Учитывая последнее в (5) получим:

$$\begin{aligned} \ell(t) &= \frac{1}{2\pi} e^{-\alpha\Delta t} \left( \cos \beta\Delta t + \frac{\sqrt{\alpha^2 + \beta^2} - \alpha}{\beta} \sin \beta\Delta t \right) \int_0^\infty e^{i\omega t} d\omega - \\ &- \frac{2}{2\pi} e^{-\alpha\Delta t} \cdot \frac{\alpha^2 + \beta^2 - \alpha\sqrt{\alpha^2 + \beta^2}}{\beta} \sin \beta\Delta t \int_0^\infty \frac{2}{i\omega + \sqrt{\alpha^2 + \beta^2}} e^{i\omega t} d\omega \end{aligned} \quad (19)$$



Используя свойства дельта-функции и табличных интегралов [3], получим весовую функцию в виде:

$$\ell(t) = \left[ \cos \beta \Delta t + \frac{\sqrt{\alpha^2 + \beta^2} - \alpha}{\beta} \sin \beta \Delta t \right] e^{-\alpha \Delta t} \delta(t) - \frac{2 \left( \alpha^2 + \beta^2 - \alpha \sqrt{\alpha^2 + \beta^2} \right)}{\beta} \sin \beta \Delta t e^{i \Delta t} e^{-\sqrt{\alpha^2 + \beta^2} t} \quad (20)$$

Последний учтя в (2), получим формулу оптимального прогноза в виде:

$$q(t + \Delta t) = \left[ \cos \beta \Delta t + \frac{\sqrt{\alpha^2 + \beta^2} - \alpha}{\beta} \sin \beta \Delta t \right] e^{-\alpha \Delta t} q(t) - \frac{2 \left( \alpha^2 + \beta^2 - \alpha \sqrt{\alpha^2 + \beta^2} \right)}{\beta} \sin \beta \Delta t e^{-i \Delta t} \int_0^t q(t - \tau) e^{-\sqrt{\alpha^2 + \beta^2} \tau} d\tau \quad (21)$$

Формула (21) показывает, что прогнозируемое значение  $q(t + \Delta t)$  зависит не только от последнего из известных значений реализаций  $q(t + \Delta t)$ , но и от значений ее при всех предшествующих значениях аргумента, по которым производится интегрирование. Средний квадрат ошибки прогноза составляет:

$$\sigma^2 = \frac{D}{2} \left[ 1 - e^{-2\alpha \Delta t} \left( \cos(\beta \Delta t) - \frac{\sqrt{\alpha^2 - \beta^2} - \alpha}{\beta} \sin \beta \Delta t \right)^2 \right] \quad (22)$$

Как видно из формулы (22), точность прогноза экспоненциально зависит от длины упреждения  $\Delta t$  и возрастает при увеличении периода упреждения и стремится к половине среднеквадратического отклонения исследуемого временного ряда.

Следует отметить, что в практике обычно в качестве расхода тепловой энергии используются наблюдения, проводившиеся в различные моменты времени. При этом в качестве реализации, соответствующих одинаковым условиям, принимаются наблюдения, проводившиеся в аналогичных в некотором смысле временных интервалах и фиксированное значение случайной функции составляет случайные последова-

тельности, которые по определенности можно рассматривать как величины непрерывного типа. Как известно, в этом случае математическое ожидание, корреляционные функции и спектральные плотности остаются в силе, за исключением того, что аргументы функций могут принимать только целочисленные значения [4]. В связи с этим статистические характеристики случайной функции расхода тепловой энергии, определенные по экспериментальным данным, являются приближенными и могут отличаться от истинных значений математического ожидания и корреляционной функции.

Для уменьшения влияния ограниченности числа и записи интервала реализации при определении математического ожидания и дисперсии, а также влияний ошибки приближенных вычислений корреляционной функции и последующей её аппроксимации в виде (6), предлагаем следующую методику прогнозирования расхода тепловой энергии.

Пусть имеем данные расхода тепловой энергии, зафиксированные в течение  $n$  числа временных интегралов:  $q(t)$ ,  $q(t-1)$ ,  $q(t-2)$ , ...,  $q(t-n)$ , с заканчивающимся временем, обозначенным через  $t$ . Прогнозируемое значение  $q(t+\Delta t)$  определяем как линейную комбинацию этих значений:

$$q(t+\Delta t) = \sum_{k=0}^n \varphi_k q(t-k) \quad (23)$$

Коэффициент  $\varphi_k$  определяется как значение оптимальной передаточной функции (20) при замене в ней  $t$  на  $(t-k)$ .

Следует отметить, что формула (23) является приближенным значением функции (2) на ограниченном интервале интегрирования, вычисленная методом прямоугольников. Она по сути своей записи похожа на авторегрессионные модели. Рекурсивная зависимость прогнозируемых значений от предыдущих фактических данных повышает адаптивность данного метода.

Следует отметить, что точность предлагаемой модели всегда будет не ниже точности любой другой модели, что представляет существенный интерес при оценке той точности, которую требует практика. Кроме того предложенная прогнозная модель временного ряда тепловой энергии на основе корреляционной и спектральной функции позволяет автоматизировать вычисление при использовании её на практике с применением специальных приборов-корреляторов.

## Выводы

Предложена прогнозная модель временного ряда тепловой энергии на основе решения задачи синтеза математического оператора, переводящего значение случайной функции до текущего момента времени в некоторый будущий момент с использованием корреляционной и спектральной теории случайных функций. Показано, что точность предлагаемой модели всегда будет не ниже точности любой другой модели, что представляет существенный интерес при оценке той точности, которую требует практика.

## Литература

1. Табунициков Ю. А., Бродач М. М. Математическое моделирование и оптимизация тепловой эффективности зданий. М.: АВОК-ПРЕСС, 2002, 194 с.
2. Сейдж Ж. П., Уайт Ч. С. Оптимальное управление системами. М.: Радио и связь, 1982, 392 с.
3. Бендат Дж., Пирсон А. Измерение и анализ случайных процессов. М.: Мир, 1974, 250 с.
4. Бендат Дж., Пирсон А. Применение корреляционного и спектрального анализа. М.: Мир, 1983, 312 с.

## **ДОСЛІДЖЕННЯ РЕЖИМІВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОЇ СИСТЕМИ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ БУДИНКУ**

Наукові та практичні пошуки нових ефективних систем тепло забезпечення громадських та житлових будинків привели до необхідності більш широкого організованого переходу на індивідуальне опалення та гаряче водопостачання за умови збереження та реновації централізованого теплопостачання. Систем централізованого теплопостачання не спроможні самостійно, без спеціальних засобів і автоматики забезпечувати раціональний розподіл теплоти між будинками в залежності від їх призначення та від зміни зовнішніх кліматичних умов (температури та вологості повітря, швидкості вітру), в зв'язку з чим збільшуються втрати теплової енергії та її вартість. Досвід експлуатації існуючих систем теплопостачання свідчать про необхідність їх суттєвого вдосконалення [1,2], розробку та дослідження найсучаснішого теплотехнічного обладнання [3,4].

Одним із шляхів підвищення ефективності теплопостачання є раціональне управління параметрами експлуатації таких систем з врахуванням не тільки зміни стану атмосферного середовища за певний проміжок часу, але й метеорологічні умови за попередній період та прогноз можливих змін в майбутньому. В системах децентралізованого (автономного) теплозабезпечення на результативність управління теплопостачанням впливає конструктивна досконалість та ефективність індивідуальних джерел теплової енергії.

Найбільш придатними для опалення квартир, офісів, магазинів, будинків комунального призначення є газові котли серії «Богдан» потужністю 35, 42, 50, 80 та 100 кВт. Ці котли мають чавунні секційні теплообмінники, що гарантує користувачу тривалу і надійну експлуатацію. Кращими серед настінних вітчизняних опалювальних колів можна назвати газові котли серії «Анна-нова» потужністю 24 та 28 кВт.

Для визначення впливу зовнішніх та внутрішніх факторів (стан атмосферного середовища, технічні характеристики джерела та обладнання системи опалення, системи автоматичного регулювання) на ефективність теплопостачання будинку були наведені експериментальні

дослідження системи опалення та окремих її елементів. Для експериментальних досліджень було використано приміщення розміром 4,3x14,2x3,6 м з двома двохкамерними метало-пластиковими вікнами. Внутрішні поверхні стін приміщення покриті фактурним теплоізоляційним шаром, зовнішня поверхня зовнішньої стіни – шаром теплоізоляції JSOVER KL-34 товщиною 75 мм. Опір теплопередачі зовнішньої стіни  $R = 2,62 \text{ м}^2\text{°C/Вт}$ . Схема експериментальної установки показана на рис. 1.

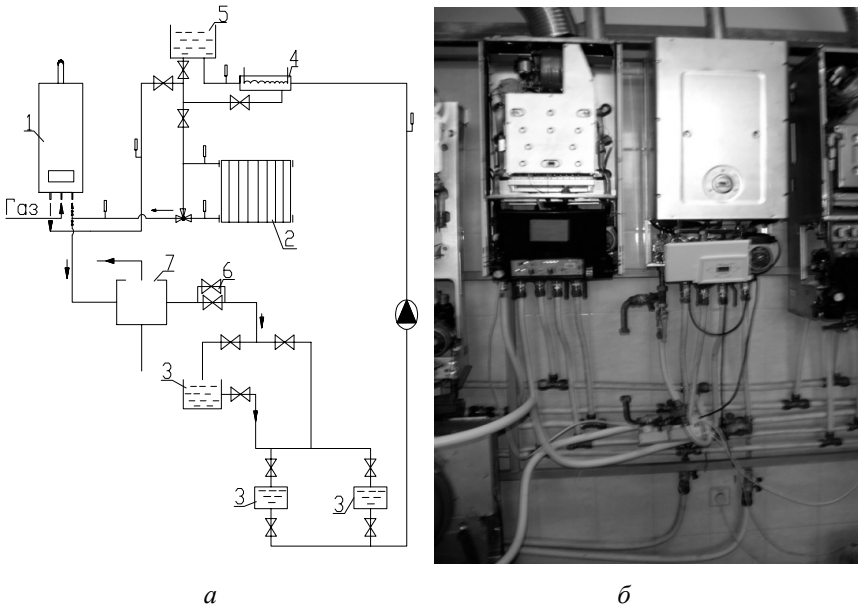


Рис. 1. Схема експериментального станда:

- а* – принципова схема; *б* – дослідний зразок «Анна-нова»  
 1 – котел газовий; 2 – опалювальний прилад; 3 – ємність з водою;  
 4 – електричний водонагрівач; 5 – ємність для змішування води;  
 6 – регулятор витрати води; 7 – охолоджувач води.

До складу обладнання та пристроїв для дослідження системи тепlopостачання приміщення входить система підігріву та охолодження води, яка циркулює через опалювальний прилад, досліджуваний газовий котел, контрольно-вимірювальні прилади та обладнання для автоматичного підтримання заданих умов експерименту. Температура внутрішнього повітря вимірювалась на висоті 0,05; 1,6 та 3,2 м від підлоги

за допомогою хромель – копелевих термопар, прикріплених до вертикальних стійок. Для вимірювання температури зовнішнього повітря також застосовувались термопари ХК. Враховуючи те, що теплозахисні властивості зовнішніх огорожень були попередньо визначені, повторне їх вимірювання під час досліджень не планувалося.

Температура поверхні опалювального приладу вимірювалась термопарами ХК. Температура повітря за сухим та мокрим термометрами та швидкість руху повітря вимірювались термоанемометром. Вимірювалась температура води перед водогрійним котлом і після нього, перед опалювальним приладом і після нього та витрата води через опалювальний прилад. Всі вимірювальні прилади перед початком експерименту були проторовані, а в процесі дослідження покази приладів періодично контролювались.

Система центрального опалення досліджувалась при температурі повітря в приміщенні від 15,5 °С до 23,0 °С, температура зовнішнього повітря мінчалась від – 14,2 °С до +1,0 °С. Протягом доби мінімальна температура зовнішнього повітря спостерігається під ранок, максимальна – близько полудня.

Дослідженнями тепловіддачі опалювальних приладів (чавунний МС-140–108 та сталевий панельний радіатор Romstal) встановлено, що нижня поверхня (майже 30% поверхні чавунного радіатора та 26% сталюого радіатора) нагрівається до 30...36 °С, а їх верхня поверхня до 57...62 °С при температурі теплоносія 80–60 °С. Закономірності зміни температур теплоносія та внутрішнього повітря на протязі дня наведені на рис. 2. Зміна температури теплоносія на виході з опалювальних приладів пояснюється автоматичним регулюванням витрати теплоносія. Температура повітря в приміщенні підтримувалась постійною (на висоті 1,6 від підлоги).

Проведені експериментальні дослідження системи опалення будинку з індивідуальними водогрійними котлами підтвердили їх високу стабільну ефективність і надійність в експлуатації за у мови гарантованого забезпечення заданих теплових умов в приміщеннях.

Крім настінних газових котлів для опалення та гарячого водопостачання широко застосовуються індивідуальні теплові пункти СП Укрінтерм, які приєднуються до районної теплової мережі, або до системи теплопостачання з індивідуальною, наприклад даховою, котельнею (рис. 3). Використання ІТП в житлових будинках забезпечує до 5% економії теплової енергії за рахунок по квартирному обліку спожитого тепла та до 10% економії завдяки індивідуальному регулюванню.

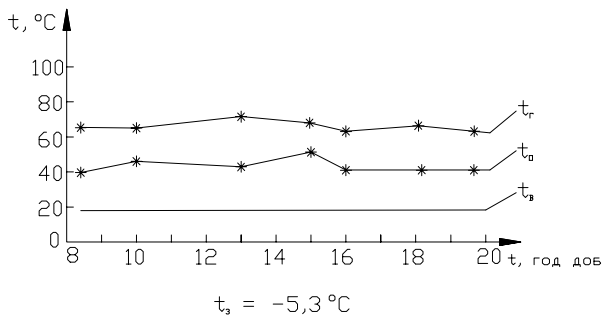
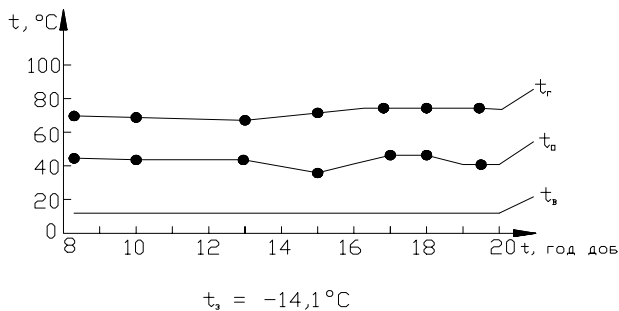
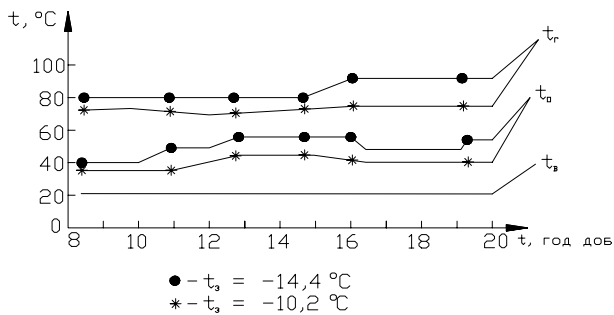
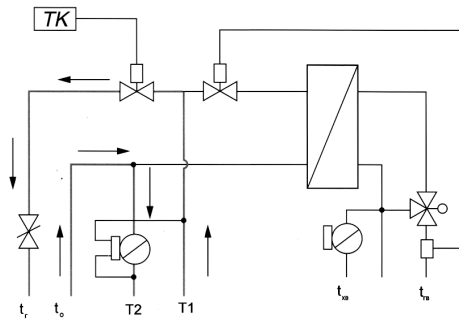


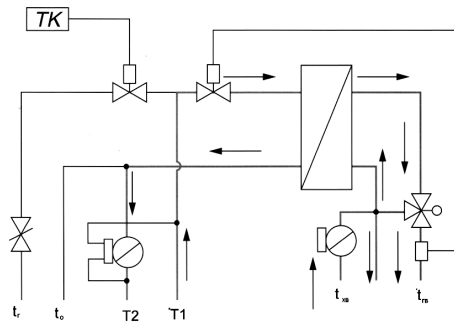
Рис. 2. Графік зміни температури води в подавальній ( $t_r$ ) та зворотній ( $t_o$ ) магістралях і повітря в приміщенні ( $t_b$ )



*a*



*б*



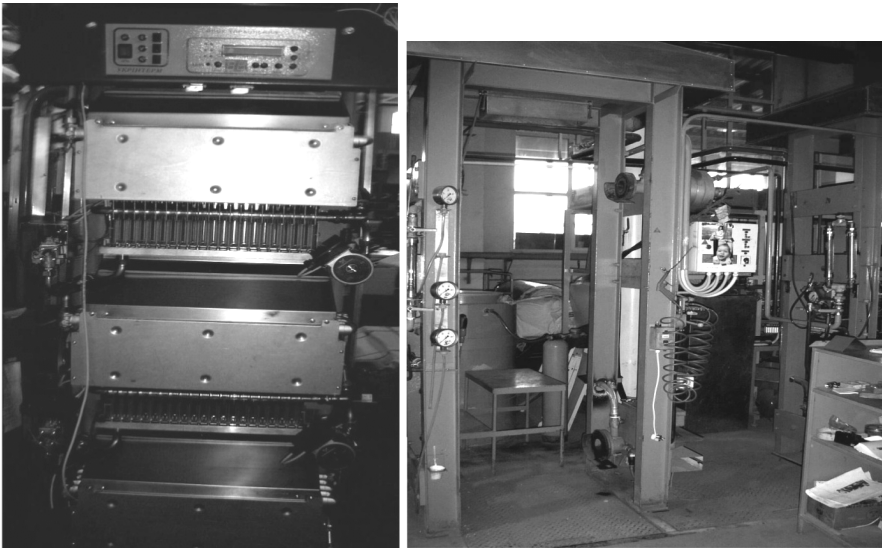
*в*

Рис. 3. Індивідуальний тепловий пункт:  
*a* – загальний вигляд; *б* – схема роботи в режимі опалення;  
*в* – схема роботи в режимі ГВП



Враховуючи потребу індивідуального тепlopостачання більш крупних споживачів СП Укрінтерм розпочав випуск модульних котельних установок типу МН-80, МН-100 та МН-120, які успішно експлуатуються в багатьох містах України та за її межами. Тільки в Україні змонтовано і введено в експлуатацію більше 3300 модульних котельнь, в тому числі дахових.

Після серії випробувань та експериментальних досліджень модулів нагріву МН створена нова модифікація цих апаратів МНеко (рис. 4) обладнаних спеціальними пальниками та новими більш потужними теплообмінниками, що дало можливість зменшити викиди шкідливих речовин ( $\text{CO}$ ,  $\text{NO}_x$ ) з продуктами горіння газу (таблиця) та підвищити з 90 до 92% коефіцієнт корисної дії.



*а*

*б*

Рис. 4. Модуль нагріву МН (*а*) та лабораторний стенд для його випробування (*б*)

Управління роботою модуля нагріву відбувається спеціальною системою керування [5] з електронним блоком, який задає послідовне включення окремих нагрівальних елементів в залежності від різниці заданої та поточної температури теплоносія.

При проектуванні та експлуатації дахових котелень необхідно суворо дотримуватись відповідного законодавства та діючих нормативних вимог, особливо при виборі котлів та допоміжного обладнання. Досвід показує [6], що найбільш адаптованими до вітчизняних дахових котелень є модулі нагріву МНеко.

**Експлуатаційні характеристики модулів МН  
виробництва СП Укрінтерм**

Параметр	Один. вим.	МН 80	МН 100	МН 120	МН 80еко	МН 100еко	МН 120еко
Номинальна теплова потужність	кВт	80	100	120	87	108	130
Максимальна витрата газу	м <sup>3</sup> /год	8,6	10,7	12,9	9,4	11,6	14
Коефіцієнт корисної дії	%	90			92		
Маса модуля	кг	145	170	170	145	170	170
Вміст в продуктах горіння, не більше: оксиди вуглецю СО оксиди азоту N <sub>ox</sub>	мг/м <sup>3</sup>	120 240			60 60		

**Висновки**

1. Пряма залежність стабільності теплового режиму в приміщеннях будинків від зміни температурно-вологісних умов зовнішнього повітря та від надійності обладнання системи опалення вказує на необхідність додаткової досконалої та надійної теплоізоляції зовнішніх огорожень. Доцільно виконати обґрунтований енергоаудит всіх теплових та громадських будинків, а саме, оцінити технічний стан окремих елементів та обладнання системи опалення, теплової потужності джерел теплоти (водогрійних котлів, опалювальних приладів, технологічного обладнання), та витрат теплової енергії нормативним даним.

2. Порівняльні характеристики газових котлів вітчизняного виробництва для систем індивідуального опалення будинків та окремих приміщень (за даними Аква – Терм, № 5, 2006 р.) свідчать про їх достатньо високі теплотехнічні та експлуатаційні показники. Важливою перевагою котлів СП Укрінтерм є високий коефіцієнт корисної дії (92...93%), відносно менша ціна в перерахунку на 1 кВт номінальної потужності (близько 110...120 грн/кВт) та набагато нижчі викиди СО та NO<sub>x</sub> в ат-

мосферу (для модулів МНеко вони становлять не більше  $60 \text{ мг/м}^3$ ), що стало результатом експериментальних досліджень та додатковим вдосконаленням їх конструкцій.

### Список літератури

1. Худенко А.А., Свічар О.Ю., Онищенко М.Ф. Ефективні енергозберігаючі заходи в системах тепlopостачання м. Києва // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. – К : КНУБА, 2002, вип. 4. – с. 63–67.
2. Худенко А.А. Термодинамічний аналіз, проблеми енергозбереження при тепlopостачанні // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання – 2006, вип. 9. – с. 5–10.
3. Малкін Е.С., Тимощенко А.В., Коваленко А.М. Застосування щілинних мікроканалів для підвищення ефективності теплотехнічного обладнання // Нова тема. Науково-технічний журнал. – № 2, 2007. – с. 10–12.
4. Мороз П.М. Особливості функціонування підприємства з виробництва теплогенеруючого обладнання // Нова тема. Науково-технічний журнал – № 1, 2007. – с. 33–34.
5. Патент України на корисну модель № 35458. Система керування роботою модуля нагріву. Опубл. Бюл. № 18, 2008.
6. Юрочковський Ю.А. Проектування автономних джерел тепlopостачання дахових котельень // Нова тема. Науково-технічний журнал. – № 1, 2008. – с. 32–34.

## **ВИМІРЮВАННЯ ТА АВТОМАТИЧНЕ РЕГУЛЮВАННЯ ТЕПЛОГО ПОТОКУ В СИСТЕМАХ ВОДЯНОГО ОПАЛЕННЯ ПРИМІЩЕНЬ**

Лічильники теплової енергії, які занесені до Державного реєстру засобів вимірювання України, працюють за принципом обліку витрат теплоносія, способи вимірювання яких є досить різні: за перепадом тиску в розподільній та збірній магістралях, механічний, електромагнітний, ультразвуковий та ін. [1]. Такі теплолічильники можна встановлювати тільки на квартирних уводах систем опалення, тобто при горизонтальній конфігурації, і практично неможливо передбачати їх для кожного опалювального приладу при іншій конфігурації систем опалення, наприклад, для вертикальних систем.

Для індивідуального автоматичного регулювання витрати теплової енергії, застосовують термостатичні регулятори відомих фірм («Herz Armaturen»; (Австрія), «Danfoss»; (Данія) та ін.). Недоліком такого регулювання є те, що для зниження чи підвищення температури приміщення, в залежності від фізіологічного стану і самопочуття людини, зниження температури приміщення в нічні години, а також зниження температури при відсутності людей в приміщенні та завчасного підвищення температури до приходу людей необхідне постійне втручання людини.

Виконати одночасне обчислення теплової енергії та автоматичне регулювання теплового потоку від опалювальних приладів, які знаходяться в приміщенні на кількох стояках, за оптимальною температурою повітря в приміщенні, яку ми розглядаємо не як величину сталу, а таку, що змінюється в залежності від віку, статті, фізіологічного стану, самопочуття людини, та від зміни зовнішньої температури, часу доби або днів тижня, за допомогою вищевказаних лічильників та регуляторів теплової енергії неможливо.

Авторами запропоновано досить простий спосіб, який забезпечує вимірювання теплового потоку, а відтак і витрати використаної теплової енергії, в опалювальних приладах та неізольованих трубопроводах

систем водяного опалення, а також регулювання величини теплового потоку на кожному опалювальному приладі, в залежності від зміни температури зовнішнього повітря та потреб споживача. При цьому виключається необхідність вимірювання витрати теплоносія на кожному опалювальному приладі, при довільній конфігурації системи опалення. Спосіб вимірювання величини теплового потоку в системах водяного опалення приміщень включає: датчики температур теплоносія на вході та на виході з опалювального приладу, датчики температури повітря в опалюваному приміщенні та контролер для збирання і обробки даних від датчиків. В контролер попередньо вводяться дані про опалювальні прилади та дані про параметри неізолюваних трубопроводів, які знаходяться в межах приміщення та збираються дані від датчиків температури, з подальшим їх обчисленням. Величина теплового потоку в межах приміщення в контролері визначається за виразом:

$$Q_n = \Sigma q_n \beta_1 \beta_2 (\Delta t_n / \Delta t_n)^m + \Sigma F_{\text{тр}} b_{\text{тр}} k_{\text{тр}} \Delta t_{\text{тр}}, \text{ Вт}, \quad (1)$$

де  $Q_n$  – вимірюваний тепловий потік від опалювальних приладів та неізолюваних труб в межах приміщення, Вт;  $q_n$  – тепловіддача опалювального приладу при стандартних умовах (за даними виробника опалювальних приладів), Вт;  $\beta_1$  – поправочний коефіцієнт, що враховує спосіб установки опалювального приладу в приміщенні;  $\beta_2$  – поправочний коефіцієнт, що враховує схему підключення опалювального приладу до системи опалення;  $\Delta t_n$  – нормована величина температурного напору опалювальних приладів, °С;  $m$  – показник ступеня (за даними виробника опалювальних приладів);  $F_{\text{тр}}$  – площа поверхні неізолюваного трубопроводу в межах приміщення, м<sup>2</sup>;  $b_{\text{тр}}$  – коефіцієнт, що характеризує умови зміни тепловіддачі, в залежності від місця розташування трубопроводів в межах приміщення;  $k_{\text{тр}}$  – коефіцієнт теплопередачі труб, Вт/(м<sup>2</sup>°С);  $\Delta t_{\text{тр}}$  – нормована величина температурного напору неізолюваних труб в межах приміщення, °С.

На рис. подана схема способу вимірювання величини теплового потоку в системах водяного опалення приміщень та регулювання величини теплового потоку від опалювальних приладів. В приміщенні 1 розташовані: датчик температури повітря приміщення 2, стояки системи опалення 3, подавальні трубопроводи 4, на яких розміщені регулюючі клапани 5 та датчики температури вхідної води 6 до опалювальних приладів 7. На зворотних трубопроводах 8 розташовані датчики температури вихідної води 9 з опалювальних приладів 7. Подавальні та зворотні трубопроводи з'єднані замикаючою ділянкою (байпас) 10. Ззовні приміщення, знаходиться датчик температури зовнішнього повітря 11.

Датчики температури повітря 2 та 11, датчики температури води 6, 9 та регулюючі клапани 5 зв'язані кабелями з контролером 12.

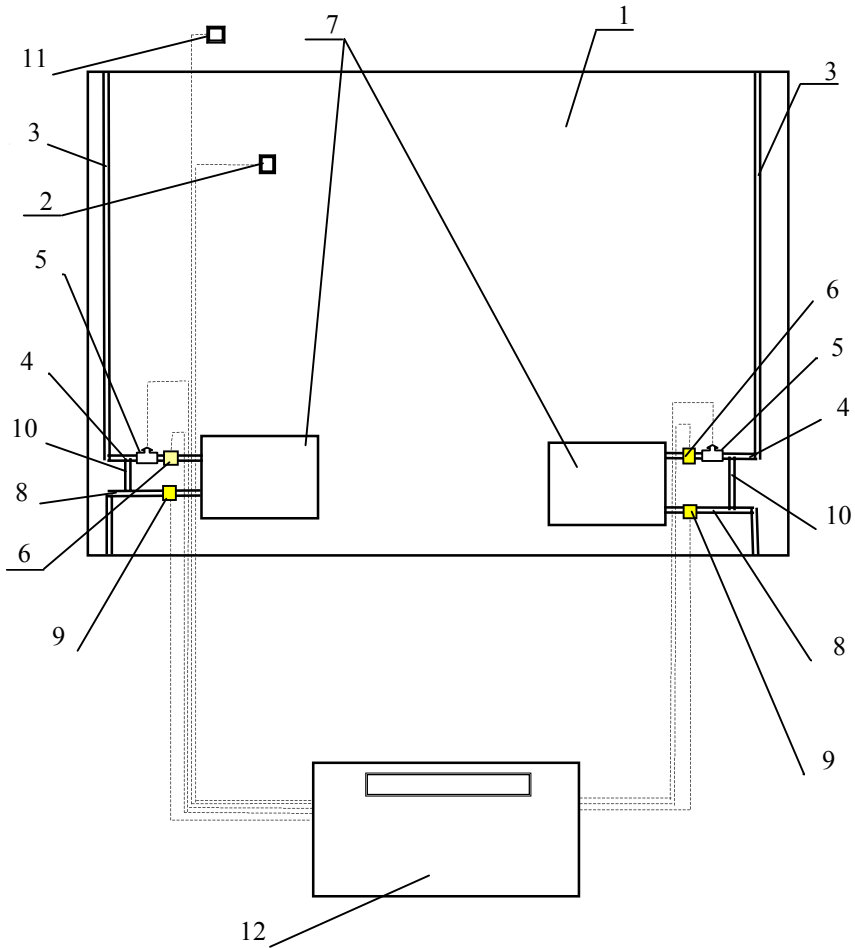


Рис. Схема вимірювання теплового потоку від опалювальних приладів

Вимірювання величини теплового потоку опалювальних приладів здійснюється наступним чином. В контролер 12, при його програмуванні, вносяться дані про всі опалювальні прилади усіх опалюваних приміщень будинку, в межах якого здійснюється облік теплоти. До цих

даних відносяться: тепловіддача опалювального приладу  $q_n$ , при нормованій величині температурного напору  $\Delta t_n$  (за даними виробника опалювальних приладів);  $m$  – показник степеню (за даними виробника опалювальних приладів); поправочні коефіцієнти  $\beta_1$  та  $\beta_2$ .

На основі комутованих показань датчиків температури 2, 6, 9, в контролері 12 розраховується величина температурного напору приміщення  $\Delta t_n$  для кожного опалювального приладу 7:

$$\Delta t_n = (t_{ex} + t_{вих})/2 - t_n, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (2)$$

де  $t_{ex}$  – температура теплоносія на вході до опалювального приладу,  $^\circ\text{C}$ ;  
 $t_{вих}$  – температура теплоносія на виході з опалювального приладу,  $^\circ\text{C}$ ;  
 $t_n$  – температура повітря в опалюваному приміщенні,  $^\circ\text{C}$ .

Залежність дійсної тепловіддачі окремого опалювального приладу  $q_{on}$ , від величини температурного напору  $\Delta t_n$ , має вигляд:

$$q_{on} = q_H \left( \frac{\Delta t_n}{\Delta t_H} \right)^m \beta_1 \beta_2, \text{ Вт}, \quad (3)$$

Вимірювання величини теплового потоку від неізолюваних трубопроводів, що знаходяться в приміщенні, в межах якого здійснюється облік теплоти, здійснюється наступним чином.

В контролер, при його програмуванні, вносяться дані про неізолювані трубопроводи, що знаходяться в приміщенні. До цих даних відносяться коефіцієнт теплопередачі труб  $k_{тр}$  та поправочний коефіцієнт  $b_{тр}$ , що характеризує умови зміни тепловіддачі, в залежності від місця розташування трубопроводів в межах приміщення [2].

Величина теплового потоку від неізолюваних трубопроводів  $q_{тр}$  знаходиться за виразом:

$$q_{тр} = F_{тр} b_{тр} k_{тр} \Delta t_{тр}, \text{ Вт}, \quad (4)$$

де  $F_{тр}$  – площа поверхні неізолюваних трубопроводів, знаходиться за виразом:

$$F_{тр} = \pi d_{тр} l_{тр}, \text{ м}^2, \quad (5)$$

$\Delta t_{тр}$  – нормована величина температурного напору неізолюваних трубопроводів, знаходиться за виразом:

$$\Delta t_{тр} = (t_{тр\ ex} + t_{тр\ вих})/2 - t_n, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (6)$$

де  $t_{тр\ ex}$  – нормована температура теплоносія на вході до стояка,  $^\circ\text{C}$ ;  
 $t_{тр\ вих}$  – нормована температура теплоносія на виході з стояка,  $^\circ\text{C}$ ;  
 $t_n$  – нормована температура повітря в опалюваному приміщенні,  $^\circ\text{C}$ .

Загальна величина теплового потоку  $Q_n$  опалювальних приладів та неізолюваних трубопроводів, які знаходяться в приміщенні, розраховується контролером за виразом:

$$Q_n = \Sigma q_{on} + \Sigma q_{mp}, \text{ Вт}, \quad (7)$$

Дані датчиків 2, 6, 9 комутуються на контролер 12, через певний невеликий проміжок часу (15–20 с). Результати розрахунків величини теплового потоку від кожного опалювального приладу та неізолюваних трубопроводів, що знаходяться в межах приміщення, інтегруються за відомими методиками, в результаті чого можна одержати дані про сумарну кількість використаної теплової енергії, протягом заданого проміжку часу, в межах приміщення.

Спосіб регулювання витрати теплового потоку від опалювального приладу, який забезпечує необхідну температуру повітря в приміщенні, є погодозалежним. Регулювання відбувається за допомогою контролера, який збирає дані з датчиків температури зовнішнього і внутрішнього повітря, та в залежності від заданої температури приміщення, на програматорі контролера, і від зміни температури зовнішнього повітря, дає сигнал на відкриття або перекриття теплоносія в опалювальний прилад, за допомогою регулюючого клапана, який знаходиться безпосередньо перед опалювальним приладом. При програмуванні контролера можна застосовувати багатоденну програму бажаної температури, від декількох переключень на добу, для кожного приміщення окремо.

Застосування способу вимірювання та автоматичного регулювання теплового потоку в системах водяного опалення приміщень дасть можливість надійно забезпечувати облік використаної теплової енергії, при будь-яких конфігураціях водяного опалення, а також змінювати потужність опалювальних приладів у всіх приміщеннях окремо, забезпечуючи в них температуру повітря на заданому рівні, що приведе до значної економії паливно-енергетичних ресурсів.

## Література

1. Измерения в промышленности. Способы измерения и аппаратура, Москва: «Металлургия», 1990, 384 с.
2. Богословский В. Н., Скнави А. Н. Отопление. – М.: Стройиздат, 1991, 736 с.



---

---

## ❖ ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ, НЕТРАДИЦІЙНІ ДЖЕРЕЛА ЕНЕРГІЇ. БУДІВНИЦТВО

---

---

УДК 621.577

**А. А. Редько**, канд. техн. наук  
**Д. Х. Харлампіді**, канд. техн. наук  
Харківський державний технічний  
університет будівництва і архітектури  
Інститут проблем машинобудування  
ім. А. Н. Подгорного НАН України (м. Харків)

### МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ХАРАКТЕРИСТИК ГЕОТЕРМАЛЬНИХ ТЕПЛОАСОСНИХ УСТАНОВОК

Одним з перспективних джерел теплової енергії для опалення за допомогою теплонасосних установок (ТНУ) є геотермальні води. Відомі схеми геотермальних систем опалювання [1,2], які передбачають роботу ТНУ в бівалентном режимі. В цьому випадку ТНУ нагріває частину «зворотньої» води з системи опалення до необхідної температури, решта – служить джерелом низькопотенційної теплоти для ТНУ. Доля використання теплоти геотермальних вод в такій схемі тим більша, чим нижча розрахункова температура в системі опалення. Робочою речовиною в ТНУ, як правило, служить середньотемпературний холодоагент.

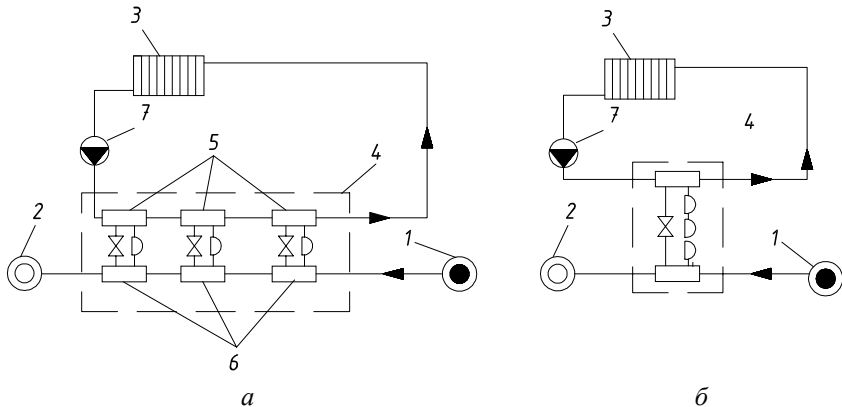
Розширити діапазон роботи геотермальних систем опалення з ТНУ можна за рахунок підключення декількох агрегатів по послідовно-протитічній схемі. У такій схемі нагрівання води в конденсаторі і охолодження геотермальної води у випарнику, здійснюється ступінчасто, при цьому кожен подальший цикл розташовується у вищому інтервалі температур випаровування і конденсації холодоагента. Таким чином, в заданих температурних межах основного робочого циклу ТНУ досягається наближення до циклу Лоренця, з характерною для цього циклу неізотермічністю процесів випаровування і конденсації. Ефективність наближення до циклу Лоренця оцінюється відношенням дійсного коефіцієнта перетворення  $\mu_{\Delta}$  до теоретичного  $\mu$  і залежить від числа незалежних агрегатів [3]. Розрахунки, проведені для холодоагентів R114, R245fa, R141b показали, що при збільшенні числа агрегатів більше трьох в заданих умовах експлуатації не спостерігається помітної зміни величини  $\mu_{\Delta}/\mu_0$ .

Особливістю послідовно-протитічної схеми як об'єкту регулювання, є висока чутливість до зміни вхідних і вихідних параметрів теплоносія і геотермальної води. Будь-які відхилення від розрахункового режиму для однієї ТНУ призводять до зміни режимних параметрів решти всіх установок і відповідно всієї системи в цілому. Менш чутливі до зміни вхідних параметрів багатоступінчасті схеми ТНУ, що мають в своєму складі один загальний конденсатор і випарник, і декілька компресорів з'єднаних послідовно один з одним.

Метою даної роботи є аналіз режимів роботи геотермальних ТНУ з різними схемами з'єднання основних елементів устаткування і створення методики розрахунку на основі цього аналізу.

Вихідними даними для розрахунку статичних характеристик ТНУ є розміри та конструкція випарника, конденсатора, компресора, трубопроводів об'язування основного устаткування, а також початкові температури теплоносіїв і їх витрати. У схемі з трьох агрегатів відомими є температура «зворотної» води на вході в першу ТНУ і температура геотермальної води на вході в третю ТНУ. Температури виходу теплоносія і геотермальної води з другої ТНУ, які фактично визначають режим роботи решти агрегатів, при цьому невідомі. Для багатоступінчатих схем з'єднаних послідовно по холодоагенту, невідомими є параметри пари на вході в другий і третій компресор.

Схеми послідовно-протитічної і багатоступінчастої схеми геотермальної ТНУ показані на мал. 1.



Мал. 1. Принципові схеми ТНУ для геотермального опалення:

*a* – послідовно-протитічна; *б* – багатоступінчаста

*1* – забірنا свердловина; *2* – поглинаюча свердловина; *3* – споживач теплоти; *4* – ТНУ; *5* – конденсатори; *6* – випарники; *7* – циркуляційний насос

Дебіт свердловини залежить головним чином від потужності водоносного пласта та глибини свердловини і визначається за рівнянням

$$G_{ГВ} = 1,36k \frac{H_0^2 - h_{СКВ}^2}{\lg \frac{R_{СКВ}}{r_{СКВ}}}, \quad (1)$$

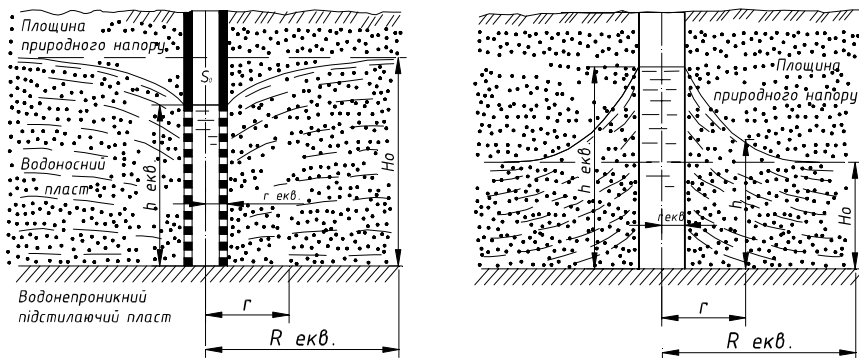
де  $k$  – коефіцієнт фільтрації, м/с;  $H_0$  – потужність водоносного пласта, м;  $h_{СКВ}$  – глибина води в свердловині за відсутності відкачування, м;  $r_{СКВ}$  – радіус свердловини, м;  $R_{СКВ}$  – радіус впливу свердловини, м.

Після початку відкачування рівень води в свердловині і навколо неї починає знижуватися. Відстань за межами якого не спостерігається зміни тиску, можна визначити із співвідношення

$$R_{СКВ} = 3000 S_0 / k^2 \quad (2)$$

де  $S_0$  – пониження рівня води при відкачуванні, м.

Рівняння (1) може бути використане і для розрахунку поглинаючої свердловини. Схеми руху геотермальних вод у водоносному пласті при роботі забірної і поглинаючої свердловин показані на мал. 2.



Мал. 2. Схеми притоку та відтоку геотермальної води до вертикальних свердловин:

а – забірна свердловина; б – поглинаюча свердловина

За розрахункову температуру геотермальної води  $t'_{ГВ}$ , одержаної на термоводозаборі, що має дві і більше свердловини, приймається середньозважена температура термоводозабору [4]

$$t_{GB} = \frac{t_{GB1}G_{GB1} + t_{GB2}G_{GB2} + \dots + t_{GBk}G_{GBk}}{G_{GB1} + G_{GB2} + \dots + G_{GBk}}, \quad (2)$$

де  $t_{GB1}, t_{GB2}, t_{GBk}$  – температури на гирлах свердловин  $^{\circ}\text{C}$ ;

$G_{GB1}, G_{GB2}, G_{GBk}$  – дебіти геотермальних свердловин,  $\text{кг/с}$ .

Теплова енергія, відведена від геотермальної води у випарнику ТНУ і відповідна їй холодопродуктивність ТНУ визначаються за рівняннями:

$$Q_0 = G_{nn}c_{nn}(t'_{nn1} - t_0)\eta_0, \quad (3)$$

$$Q_0 = G_{xl}q_0, \quad (4)$$

де  $G_{xl}$  – масова витрата холодоагента в циклі,  $\text{кг/с}$ ;  $q_0$  – питома холодопродуктивність в циклі,  $\text{кДж/кг}$ ;  $t_0$  – температура випаровування робочої речовини,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $t'_{nn1}$  – температура низкопотенційного теплоносія на вході у випарник для першої по напрямку руху теплоносія ТНУ  $t'_{nn1} = t'_{28}$ ;  $\eta_0$  – коефіцієнт охолодження випарника.

Коефіцієнт охолодження випарника  $\eta_0$  дорівнює:

$$\eta_0 = 1 - e^{-\frac{k_u f_u}{G_{nn}c_{nn}}}, \quad (5)$$

де  $k_u f_u$  – інтенсивність теплообміну у випарнику  $\text{Вт/}^{\circ}\text{C}$ .

$$k_u f_u = \frac{1}{c_1 G_{nn}^{-0,8} + c_2 Q_0^{-0,745} + c_3}. \quad (6)$$

Теплова енергія, відведена від конденсатора ТНУ в систему опалення, знаходиться з рівнянь

$$Q_K = G_{xl}q_K, \quad (7)$$

$$Q_K = G_w c_w (t_K - t_{w1})\eta_K \quad (8)$$

де  $q_K$  – питома теплопродуктивність в циклі,  $\text{кДж/кг}$ ;  $t_K$  – температура конденсації холодоагента,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $t_{w1}$  – температура води на вході в конденсатор;  $G_w$  – витрата води через конденсатори ТНУ,  $\text{кг/с}$ .

Коефіцієнт охолодження для конденсатора ТНУ визначається із співвідношення

$$\eta_k = 1 - e^{-\frac{k_k f_k}{G_w c_w}}, \quad (9)$$

де  $k_k f_k$  – інтенсивність теплообміну в конденсаторі, Вт/°С.

$$k_k f_k = \frac{1}{c_4 G_w^{-0,8} + c_5 Q_{xl}^{-0,745} + c_6}, \quad (10)$$

Температури випаровування і конденсації можна визначити з рівнянь

$$t_0 = t_{nn1} - \frac{Q_0}{G_{nn} c_{nn} \eta_0}, \quad (11)$$

$$t_k = t_{w1} + \frac{Q_k}{G_w c_w \eta_k}, \quad (12)$$

При переході від одного режиму роботи до іншого частина холодопродуктивності ТНУ витрачається на охолодження випарника (якщо  $t_0$  знижується). Якщо ж холодопродуктивність ТНУ збільшується, має місце підвищення  $t_0$ .

Зміна холодопродуктивності враховується рівнянням

$$\Delta Q_0 = M_{вин} c_{вин} \Delta T_0 \quad (13)$$

де  $M_{вин}, c_{вин}$  – маса і теплоємність робочої рідини у випарнику;  $\Delta T_0$  – зміна температури випаровування.

Аналогічне рівняння можна записати для конденсатора

$$\Delta Q_k = M_k c_k \Delta T_k \quad (14)$$

де  $M_k$  і  $c_k$  – маса і теплоємність робочої рідини в конденсаторі;  $\Delta T_k$  – зміна температури конденсації.

При заданій теоретичній подачі компресора  $V_m$ , масова витрата холодоагента  $G_{xl}$  дорівнює:

$$G_{xl} = \frac{V_T \lambda}{v_1} \quad (15)$$

де  $v_1$  – питомий об'єм пари фреону на всмоктуванні в компресор, м<sup>3</sup>/кг.

За умови ізоентальпійного характеру процесу в регулюючому вентилі ТНУ витрата холодоагента через дросель визначається за формулою

$$G_{xl} = \omega f \sqrt{2 \rho_{ex} (P_k - P_0)}, \quad (16)$$

де  $f$  – площа прохідного перетину дроселя, м<sup>2</sup>;  $\omega$  – коефіцієнт витікання;  $\rho_{\text{вх}}$  – щільність рідини перед регулюючим вентилям ТНУ, кг/м<sup>3</sup>;  $P_{\kappa}$  і  $P_0$  – тиск конденсації випаровування, кПа.

Коефіцієнт подачі компресора можна представити у вигляді наступного співвідношення

$$\lambda = \lambda_c \lambda'_w, \quad (17)$$

де  $\lambda_c$  – коефіцієнт подачі, що враховує вплив «мертвого простору»

$$\lambda_c = 1 - c \left[ \left( \frac{P_{\kappa}}{P_0} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right], \quad (18)$$

де  $C$  – відносна величина «мертвого» простору,  $C = 0,015 \dots 0,05$ ;  $m$  – показник політропи зворотного розширення з «мертвого» простору,  $m = 1,0 \dots 1,5$ .

Коефіцієнт  $\lambda'_w$  у формулі (17), що враховує об'ємні втрати, викликані дроселюванням пари в клапанах, підігрівом пари стінками циліндра в процесі всмоктування, перетіканням з порожнини стиснення в порожнину всмоктування, визначається з виразу

$$\lambda'_w = \frac{T_0 + \Delta T_{\text{пер}}^{\text{ср}}}{\alpha T_{\kappa} + \beta \Delta T_{\text{пер}}^{\text{ср}}}, \quad (19)$$

де  $\Delta T_{\text{пер}}^{\text{ср}}$  – сумарний перегрів холодоагента при всмоктуванні його в компресор;  $T_0$  – температура випаровування холодоагента, °С;  $\alpha = 1,12$ ;  $\beta = 0,5$  – коефіцієнти, що враховують вплив робочої речовини.

Адіабатна потужність компресора

$$N_a = G_{\text{хл}} l_{\text{км}}, \quad (20)$$

де  $l_{\text{км}}$  – робота стиснення в компресорі

$$l_{\text{км}} = \frac{k}{k-1} P_0 V_1 \left[ \left( \frac{P_{\text{наг}}}{P_{\text{вс}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \quad (21)$$

де  $k$  – показник адіабати;  $P_{\text{вс}}$  і  $P_{\text{наг}}$  – відповідно тиск всмоктування і нагнітання, кПа.

З урахуванням втрат тиску у всмоктую чому  $P_{вс}$  і нагнітальному трубопроводах  $P_{наг}$  та в клапанах компресора значення  $P_{вс}$  і  $P_{наг}$  знаходяться з наступних співвідношень

$$P_{вс} = P_0 - \Delta P_{вс}, \quad (22)$$

$$P_{наг} = P_{к} + \Delta P_{наг}, \quad (23)$$

$$P_{наг} = P_{к} + \Delta P_{наг}. \quad (23)$$

Величини  $\Delta P_{вс}$  і  $\Delta P_{наг}$  визначаються з урахуванням рекомендацій роботи [5].

Індикаторна потужність компресора

$$N_i = \frac{N_a}{\eta_i}, \quad (24)$$

де  $\eta_i$  – індикаторний к.к.д. компресора.

У загальному випадку, значення  $\eta_i$  можна визначити, користуючись емпіричною залежністю [6]

$$\eta_i = \lambda'_w + 0,0025t_0. \quad (25)$$

Потужність, споживана електродвигуном компресора з мережі  $N_{ел}$

$$N_{км}^{ел} = \frac{V_T p_{mp} + N_i}{\eta_{ел.дв}}, \quad (26)$$

де  $\eta_{ел.дв}$  – к.к.д. електродвигуна,  $\eta_{ел.дв} = 0,85...0,9$ ;  $p_{mp}$  – середній індикаторний тиск тертя,  $p_{mp} = 30...50$  кПа.

Дійсний коефіцієнт перетворення ТНУ

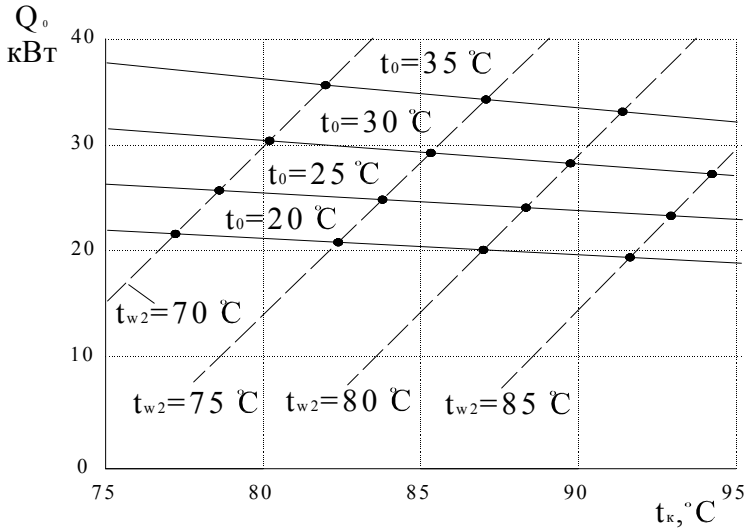
$$\mu = \frac{Q_{к}}{N_{км}^{ел}} \quad (27)$$

Коефіцієнт перетворення для всієї послідовно-протитічної схеми з'єднання трьох ТНУ рівний

$$\mu = \frac{\sum_{n=3} Q_{к}}{\sum_{n=3} N_{км} + N_{всп}}, \quad (28)$$

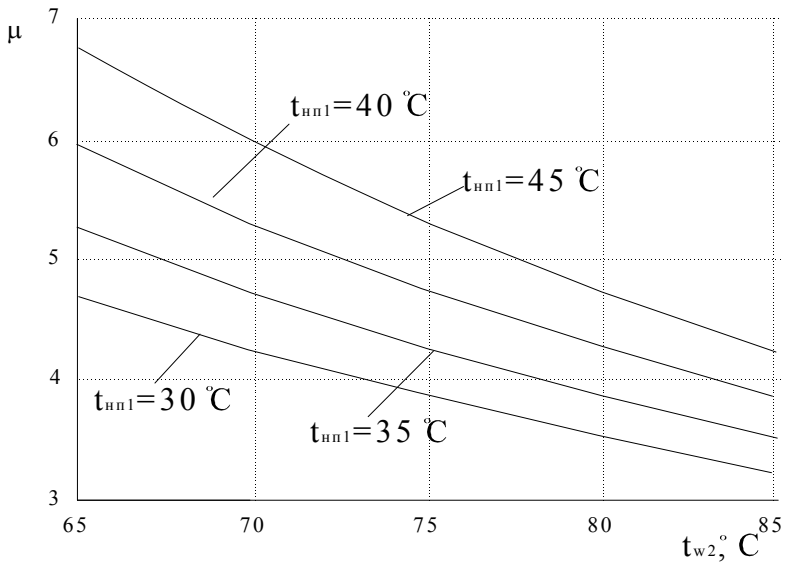






Мал. 4. Зміна продуктивності компресора і потужності конденсатора залежно від  $t_k$  при різних  $t_0$  і  $t_{w2}$ :

————— – продуктивність компресора; - - - - - – потужність випарника



Мал. 5. Розрахункова залежність  $\mu = f(t_{нп1}, t_{w2})$

Розрахунок характеристик багатоступінчатої ТНУ, є узгодження характеристик її окремих елементів. З одного боку, об'ємна продуктивність всіх ступенів повинна бути рівна витраті холодоагента, відповідній тепловому навантаженню на випарник, з іншого боку, продуктивність компресора повинна відповідати тому тиску конденсації, який відповідає теплопродуктивності конденсатора і параметрам теплоносія системи опалення.

Не зважаючи на рівність витрат через два компресори в багатоступінчатій схемі величини питомих об'ємів пари на всмоктуванні в кожен компресор різні. У зв'язку з цим, необхідно погодити роботу кожного ступеня між собою з урахуванням проміжного тиску.

Для триступінчатої ТНУ мають місце два рівні проміжного тиску, який ділить діапазон робочого тиску від  $P_0$  до  $P_k$  на три ступені стиснення. Перша ступінь від  $P_0$  до  $P_{np1}$ , друга ступінь від  $P_{np1}$  до  $P_{np2}$ , і третя ступінь від  $P_{np2}$  до  $P_k$ .

Таким чином, з урахуванням рекомендацій роботи [6] можна записати

$$\frac{P_k}{P_{np}} = \frac{P_{np2}}{P_{np1}} = \frac{P_{np1}}{P_0} = \sqrt[3]{\frac{P_k}{P_0}}$$

тоді

$$P_{np2} = \sqrt[3]{P_k^2 \cdot P_0} \quad (29)$$

$$P_{np1} = \sqrt[3]{P_k \cdot P_0^2} \quad (30)$$

Коефіцієнт перетворення для триступінчатої схеми ТНУ

$$\mu = \frac{Q_k}{\sum_{n=3} N_{km} + N_{всн}} \quad (31)$$

Розрахункові потужності приводу компресорів триступінчатої ТНУ для наступних геометричних і витратних характеристик:

$\sum V_m = 0,06 \text{ м}^3/\text{с}$ ;  $F_k = 9,0 \text{ м}^2$ ;  $F_u = 5 \text{ м}^2$ ;  $G_k = 0,5 \text{ кг/с}$ ;  $G_{nn} = 0,75 \text{ кг/с}$  наведені нижче.

## Розрахункова потужність приводу компресорів триступінчатої ТН

Ступені компресора	Потужність приводу компресора $N_{км}$ , кВт			
	$t_{нп1} = 26\text{ }^{\circ}\text{C}$			
	$tw2 = 73\text{ }^{\circ}\text{C}$	$tw2 = 77\text{ }^{\circ}\text{C}$	$tw2 = 83\text{ }^{\circ}\text{C}$	$tw2 = 87\text{ }^{\circ}\text{C}$
Компресор 1	3,964	4,33	4,703	5,082
Компресор 2	4,179	4,589	5,013	5,453
Компресор 3	4,179	4,672	5,087	5,659
	$t_{нп1} = 32\text{ }^{\circ}\text{C}$			
Компресор 1	3,559	3,916	4,278	4,648
Компресор 2	3,744	4,139	4,548	4,972
Компресор 3	3,726	4,193	4,589	5,129
	$t_{нп1} = 37\text{ }^{\circ}\text{C}$			
Компресор 1	3,169	3,515	3,868	4,228
Компресор 2	3,325	3,707	4,101	4,510
Компресор 3	3,296	3,738	4,118	4,626

Аналіз результатів розрахунку показав, що за інших рівних умов, чутливість  $\mu$  до зміни вхідних параметрів геотермальної води і теплоносія системи опалювання для триступінчатої схеми ТНУ менше, ніж для послідовно-протиточної схеми. Тим часом, середнє значення  $\mu$  для послідовно-протиточної схеми, а також величина охолодження геотермальної води у випарниках ТНУ більша. Це дозволяє рекомендувати послідовно-протитічну схему ТНУ для об'єктів з низьким дебітом свердловин.

Запропонована методика розрахунку статичних характеристик дозволяє проводити якісну і кількісну оцінку впливу зовнішніх чинників, а також схем підключення основного устаткування на енергетичну ефективність ТНУ з метою подальшого прогнозування оптимальних режимів її експлуатації в геотермальній системі опалювання.

### Список літератури

1. Огуречников Л. А. Геотермальные ресурсы в энергетике // Международный научный журнал «Альтернативная энергетика и экология». – 2005. – № 11(31). – С. 58–66.
2. Розенфельд Л. М., Сердонов Г. С. Перспективы применения тепловых насосов для повышения эффективности использования тепла низко-

температурных источников // Химическое и нефтяное машиностроение. – № 1. – 1968. – С. 16–21.

3. *Хайнрих Г.* Теплонасосные установки для отопления и горячего водоснабжения / Г. Хайнрих, В. Нестлер. – М.: Стройиздат. – 1985. – 351 с.

4. Геотермальное теплохладоснабжение жилых и общественных зданий и сооружений / Нормы проектирования ВСН 56-87. – М.: ЦНИИЭП инженерного оборудования Госкомархитектуры. – 1988. – 70 с.

5. *Братута Э. Г.* Анализ влияния сопротивления соединительных трубопроводов холодильной машины на её эффективность / Э. Г. Братута, В. Г. Шерстюк, Д. Х. Харлампиди // Интегровані технології та енергозбереження. – 2007. – № 1. – С. 16–23.

6. *Морозюн Т. В.* Теория холодильных машин и тепловых насосов. – Одесса: Негоциант, 2006. – 721 с.

7. *Семенюк Ю. В.* Теоретическое исследование влияния примесей масла в хладагенте R245fa на эффективность работы теплового насоса / Ю.В. Семенюк, С.Н. Анчербак, В.П. Железный, А.Ж. Гребеньков, О.В. Беляева / Холодильная техника. – № 10. – 2006. – С. 44–47.

## **СХЕМА СУМІСНОЇ РОБОТИ ХОЛОДИЛЬНО-АБСОРБЦІЙНОЇ МАШИНИ З КОГЕНЕРАЦІЙНОЮ УСТАНОВКОЮ**

В сучасних системах використання палива стає більш вигідним перехід на когенерацію, ніж вироблення електроенергії турбоустановками. Загальна витрата палива зменшується на 12...15% порівняно з роздільним виробленням теплової та електричної енергії. Разом з тим метод когенерації може бути застосованим і в інших схемах тепловикористання, наприклад, в промислових сушилках, регенеративних установках. Одним з можливих варіантів є застосування цього методу в схемі розділення повітряно-бензинової суміші. Така проблема виникає в процесі роботи спеціальних сушильних установок, де температура суміші після сушіння становить близько 80 °С. Розділення суміші відбувається за допомогою реверсивного процесу адсорбції-десорбції з використанням активованого вугілля. Головний недолік такої технології – високе енергоспоживання. Для ефективного протікання процесу з використанням активованого вугілля необхідно охолодити газову суміш до температури близько 30 °С. Процес охолодження відбувається в теплообмінниках, у яких теплоносієм є вода, охолоджена у повітряних охолоджувачах. У теплий період року, вода не охолоджується до необхідної температури, внаслідок чого температура повітряно-бензинової суміші не знижується до потрібної. Тому процес відділення бензину від водяної частини гарячого десорбента відбувається при охолодженні великою кількістю холодної води й використанням спеціальних теплообмінників. Далі вугільну насадку необхідно осушити гарячим повітрям охолодити атмосферним повітрям. Зазначені процеси охолодження й нагрівання з точки зору термодинаміки. Більш ефективною є схема регенерації бензину спалюванням повітряно-бензинової суміші з використанням когенераційної установки, в якій можна буде одночасно виробляти теплову та електричну енергію.

Когенераційна установка, до складу якої входить компресор, камера спалювання, газова турбіна, електричний генератор та утилізаційний котел показана на рис. 1.

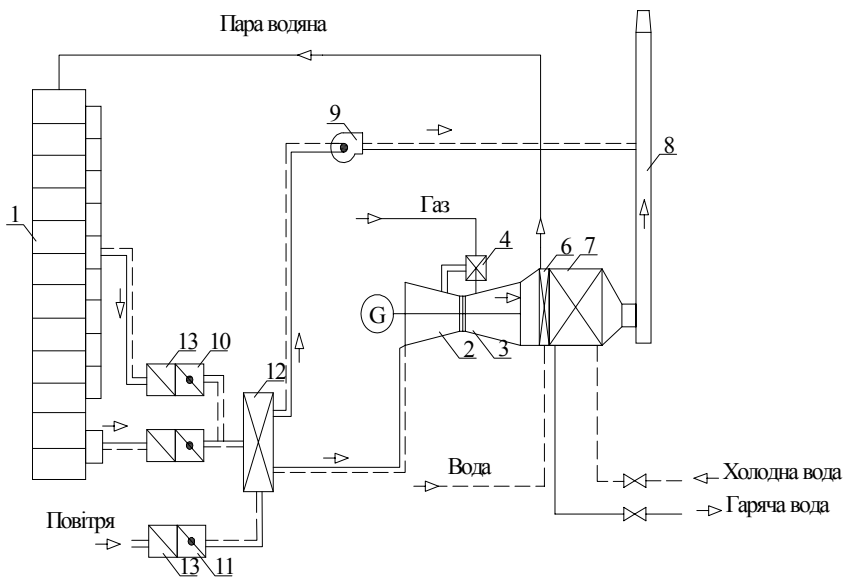


Рис.1. 1-сушилка, 2-компресор, 3-турбіна, 4-камера згорання, 5-генератор, 6-парова секція утилізаційного котла, 7- утилізаційний котел, 8-димова труба, 9-аварійний вентилятор, 10,11- клапан регулюючий, 12-вузол регулювання, 13- протипожежний клапан

Починаючи від сушилки 1, система включає комплекс змішування, що складається з клапанів регулювання повітряно-бензинової суміші 10 та надходження атмосферного повітря 11, обладнаних протипожежними клапанами 13. Повітряно-бензинова суміш направляється до вузла регулювання 12, який дозволяє через аварійний вентилятор 9 відправляти суміш безпосередньо до труби 8, а під час тривалої роботи створює можливість знаходження суміші до компресора 2. Повітряно-бензинова суміш, збагачена газом, спалюється у камері згорання 4. Гарячі продукти згорання приводять в дію турбіну 3, механічна енергія якої постачається для роботи компресора 2 і генератора 5, що виробляють електричну енергію. Струмені продуктів спалювання після віддачі частини теплової енергії в газовій турбіні далі несуть значну кількість теплової енергії на рівні температур 400–550 °С. Ця енергія утилізується в двосекційному котлі 7. Таким чином, в паровій секції утилізаційного

котла 6 генерується водяна пара з параметрами  $P = 1,0 \text{ МПа}$  і  $T = 180 \text{ }^\circ\text{C}$ . В той час у водяній секції утилізаційного котла 7 досягаються параметри води на рівні  $95/70 \text{ }^\circ\text{C}$ . Охолоджені до температури близько  $100 \text{ }^\circ\text{C}$  продукти спалювання видаляються через трубу 8 не впливаючи на стан атмосфери.

Необхідно зауважити, що температура газів, що викидаються в атмосферу, досить висока (близько  $100 \text{ }^\circ\text{C}$ ), а температура повітряно-бензинової суміші після вузла регулювання 12 перед компресором 2 також висока, що не сприяє роботі останнього. Внаслідок цього режим роботи когенераційної установки не можна вважати в достатній мірі енергозберігаючим.

Для підвищення ефективності роботи установки пропонується використання додаткової абсорбційної холодильної машини, принцип роботи якої показано на рис. 2.

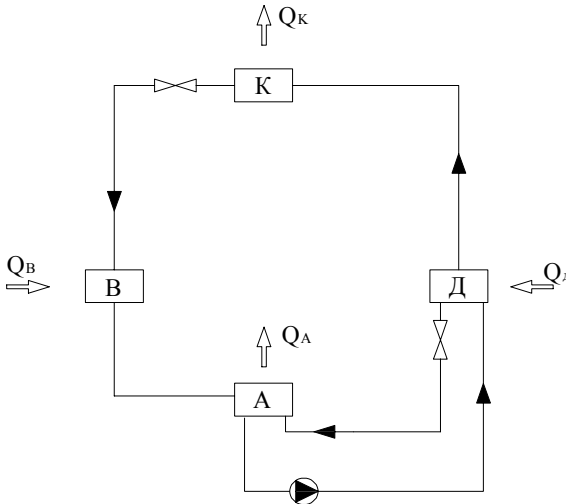
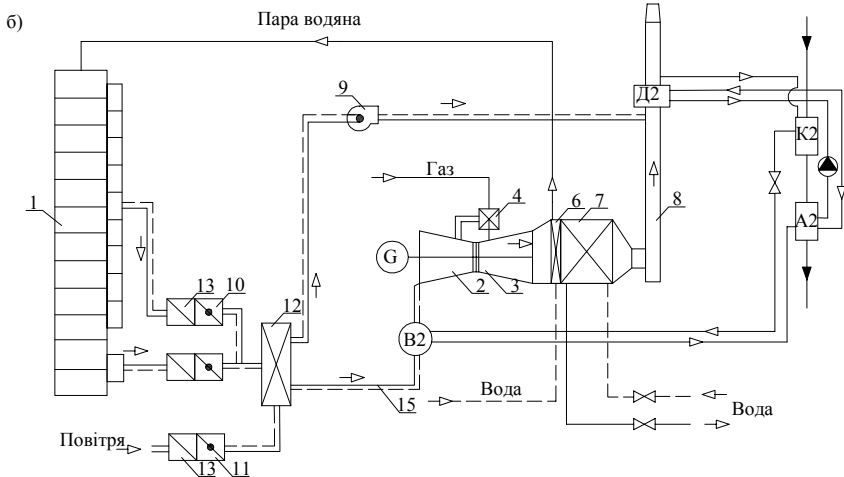
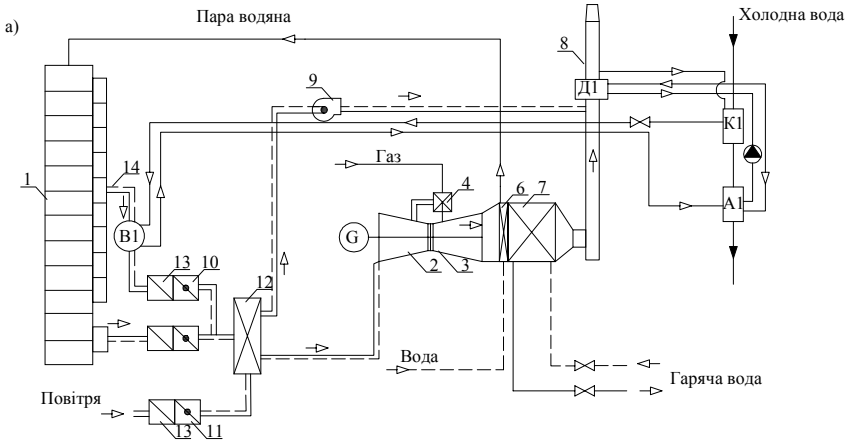


Рис.2. Д-десорбер, К- конденсатор, В- випарник, А- адсорбер

Теплова енергія, необхідна для роботи десорбера Д, надходить або від продуктів спалювання, або від повітряно-бензинової суміші, або з гарячої води після утилізаційного котла 7 (рис. 1). У десорбері Д відбувається процес десорбції робочого агента, яким є вода з розчину  $\text{BrLi}_2\text{-H}_2\text{O}$ . Пара робочого агента надходить до конденсатора К, де конденсується і віддає теплову енергію  $Q_k$ . Конденсат після зниження тиску на

регулюючому вентилі надходить до випарника В, де за рахунок тепла  $Q_v$  випаровується. З випарника В водяна пара надходить до адсорбера, де сорбується розчином з десорбера Д. А в процесі адсорбції виділяється теплова енергія  $Q_A$ . Далі розчин за допомогою насоса повертається знову до десорбера Д.







В результаті використання тепла при роботі абсорбційної холодильної машини з'являється можливість охолодження суміші «повітря-бензин» і покращення умов роботи та ефективності компресора когенераційної установки. Внаслідок цього покращуються енергетичні показники когенераційної установки.

У відповідності з даними робіт [1,2] витрата потоку суміші «повітря-бензин» в одній установці складає 1800–2200 м<sup>3</sup>/год (20–50 кг/год бензину). Проведені розрахунки свідчать, що при використанні холодної абсорбційної установки потужністю біля 100 кВт холоду в системі з когенераційною установкою можна отримати економічний ефект, який дозволить окупити її за 3...3,5 роки.

### Список літератури

1. *Rubik M.* Pompy ciepła – poradnik wydanie II, Ośrodek Informacji – Technika Instalacyjna w Budownictwie, Warszawa, 1999.
2. *Гламаздин В.* Реальна альтернатива // Монтаж і технологія. – 2003, № 2 с. 36–39.

## **ЕФЕКТИВНІСТЬ РОБОТИ ЦІЛОРІЧНИХ ГЕЛІОСИСТЕМ ПРИ ДИСКРЕТНІЙ ОРІЄНТАЦІЇ СОНЯЧНИХ КОЛЕКТОРІВ**

Незважаючи на велику різноманітність геліосистем, практично у всіх обов'язковою є наявність трьох основних елементів: енергосприймаючого вузла (сонячних колекторів), енергопереносного середовища (теплоносія) і енергоспоживчого вузла (приладів гарячого водопостачання, опалення тощо). Також може додаватись акумулятор тепла та додаткове джерело енергії. Від правильного та узгодженого функціонування вказаних вузлів у комплексі і кожного зокрема залежить повнота використання променевої енергії, що надходить від сонця.

Максимальне енергопоглинання поверхні прийняття сонячного колектора, що відповідає найвищому значенню коефіцієнта корисної дії і найповнішому використанню сонячної енергії, досягається шляхом надання поверхні положення, перпендикулярного до падаючих променів.

Переорієнтація колекторів дає змогу отримати більше енергії, але невідомо скільки разів на день потрібно повертати колектори, щоб затрати на зміну орієнтації були мінімальними, а отримана кількість енергії максимальною.

Багато робіт [1;2;3] присвячено знаходженню оптимальних кутів нахилу колектора до горизонту і азимута повороту, при яких надійде найбільше енергії сонячного випромінювання. Всі однозначно стверджують, що від колекторів, які змінюють кути положення кожного місяця надходить до 40% більше енергії, ніж від фіксовано встановлених [2].

Денна зміна кутів положення колектора може бути не постійною, а тільки періодичною. Так, сонячна установка [4] встановлюється в оптимальне для даного періоду роботи положення, колектор сонячної енергії дозволяє кілька разів у день вручну змінювати орієнтацію [5].

Поняття півстежного колектора було запропоноване в роботі [6]. Вісь колектора нахилилась до горизонту під кутом, оптимальним для даного місяця. Протягом доби колектор обертався навколо своєї осі кожні 30 хвилин. В результаті на колектор надійшла енергія у кількості майже рівній кількості енергії, яка б надходила на постійно стежний колектор і значно більше, ніж на стаціонарний колектор.

Всі дослідження показують, що денна переорієнтація колектора дає значний вигреш отриманої енергії, порівняно з енергією, що надійшла б від колектора незмінної орієнтації.

Мета даної роботи – знаходження простого і економічного способу орієнтації сонячних колекторів, при якому можна було би отримати максимально можливу кількість сонячної енергії.

Експериментальні дослідження проводились на установці, яка складається з двох сонячних колекторів, бака-ємності для теплоносія, розподільних трубопроводів і шлангів, запірно-регулюючої арматури (рис. 1).

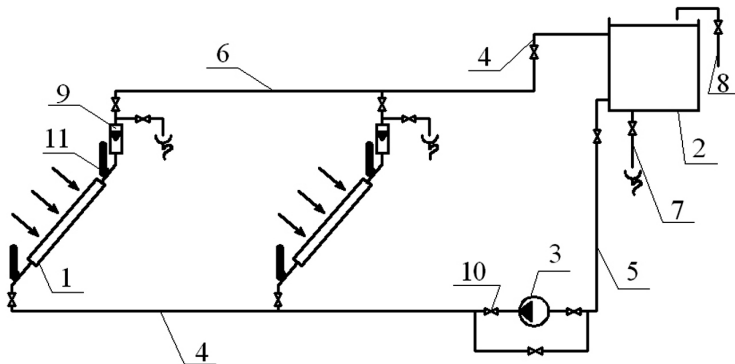


Рис. 1. Принципова схема дослідної установки

1. Сонячний колектор; 2. Ємність для теплоносія; 3. Циркуляційний насос;
4. Розподільний трубопровід; 5. Подаючий трубопровід; 6. Зворотний трубопровід;
7. Зливний трубопровід; 8. Трубопровід холодної води; 9. Витратомір;
10. Запірна арматура; 11. Ртутний термометр

Сумарна радіація на горизонтальну поверхню вимірювалась термоелектричним альбедометром (піранометром), а пряма радіація на перпендикулярну до променів поверхню – термоелектричним актинометром.

Всі сонячні колектори встановлені в заданих оптимальних площинах на спеціальних підставках з механізмами повороту, які можуть забезпечувати орієнтацію кожного колектора в потрібному напрямі і з заданим кутом нахилу до горизонту.

Для визначення температури теплоносія і повітря використовувались лабораторні термометри.

Експериментальні дослідження були проведені при таких умовах та спрощеннях:

- надходження сонячної радіації на колектори приймалося у долях відносно максимально можливої;
- всі сонячні колектори поставлені в заданих оптимальних площинах;
- лінійний розмір трубопроводів не змінювався;
- було прийнято незмінну (стаціонарну) орієнтацію колектора та 4 змінних його орієнтацій;
- заміри проводились 6 разів протягом року (рис. 2) з подальшим усередненням величини коефіцієнта ефективності  $K_{ef}$ ;
- прийнято довірчу ймовірність результатів експерименту і апроксимації  $\alpha = 0,95$ ;
- при математичній обробці результатів для дискретних орієнтацій приймалися неперервні функціональні залежності.

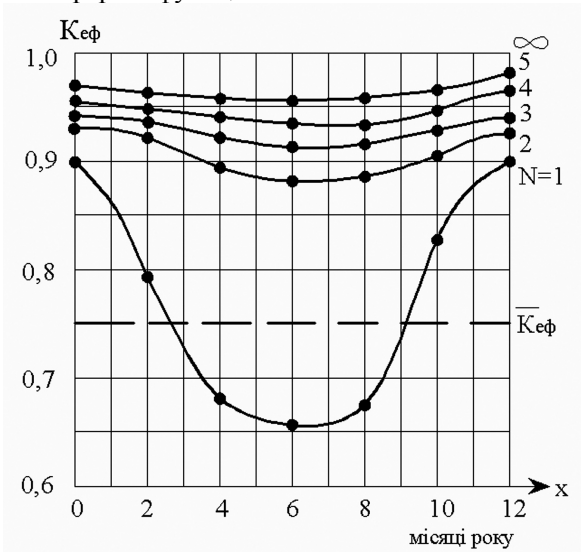


Рис. 2. Річна зміна коефіцієнту ефективності  $K_{ef}$  дискретних способів орієнтації  $N$

Добове надходження сонячної радіації на поверхню колектора буде максимальним, коли не тільки кожний напрям при дискретній орієнтації буде найкращим, але і час переорієнтації буде також оптимальним для двох сусідніх положень. Такий стан можливий при досягненні рівності кількості сонячної радіації, що надходить за одиницю часу на площу прийняття при попередній і наступній орієнтаціях [7].

На підставі даних графіка (рис. 2) можна констатувати, що стаціонарна незмінна орієнтація ( $N = 1$ ) сонячних колекторів на південь є найнеефективнішою, до того ж найменше значення  $K_{ef}$  ( $K_{ef} = 0,65...0,67$ ) припадає на літні місяці, коли надходження сонячної радіації найвище.

На рис. 2 наведені криві надходження сонячної радіації для всіх місяців року при різних варіантах орієнтації у відношенні до максимально можливого надходження радіації на колектори стежної орієнтації (у долях). Це відношення є коефіцієнтом ефективності  $\bar{E}$  дискретного способу орієнтації.

Графіки (рис. 2) апроксимовані наступним чином:

1. Для незмінної (стаціонарної) орієнтації сонячного колектора:

$$N = 1: K_{ef} = 0,66 + (x - 6)^2 * 0,010.$$

2. Для змінної орієнтації сонячного колектора:

$$- N = 2: K_{ef} = 0,88 + (x - 6)^2 * 0,002;$$

$$- N = 3: K_{ef} = 0,93 + (x - 6)^2 * 0,001;$$

$$- N = 4: K_{ef} = 0,95 + (x - 6)^2 * 0,001;$$

$$- N = 5: K_{ef} = 0,96 + (x - 6)^2 * 0,001,$$

де  $x$  – це порядковий номер місяця.

Далі за допомогою інтегрування визначалось середнє значення коефіцієнта ефективності  $K_{ef}$ , протягом року визначалась його середньорічна величина  $\bar{K}_{ef}$ , відповідно для різної кількості дискретних орієнтацій колектора  $N$ .

Усереднене значення  $\bar{K}_{ef}$  визначалось шляхом апроксимації графіків (рис. 2) та подальшого інтегрування в межах від 0 до 12 по місяцях. Відтак при забезпеченні рівності площ криволінійної трапеції

$$(S_1 = \int_0^{12} f_i(x)dx) \text{ та відповідних прямокутників } (S_2 = \bar{K}_{ef} * 12) \text{ усереднені значення становили:}$$

нені значення становили:

$$\bar{K}_{ef} = \frac{1}{12} \int_0^{12} f(x)dx. \quad (1)$$

На графіку (рис. 3) відкладені усереднені значення ефективності  $K_{ef}$  як для стаціонарного положення сонячного колектора ( $N = 1$ ), так і для його змінних ( $N = 2 \div 5$ ) дискретних орієнтацій з урахуванням річної зміни коефіцієнта ефективності (рис. 2).

Усереднене значення  $\bar{K}_{ef}$ , наприклад, для  $N = 1$  отримане таким чином:

$$\begin{aligned}\bar{K}_{ef} &= \frac{1}{12} \int_0^{12} (0,65 + (x-6)^2 * 0,01) dx = \frac{1}{12} (0,65x \Big|_0^{12} + 0,01 \frac{1}{3} (x-6)^2 \Big|_0^{12}) = \\ &= \frac{1}{12} (7,92 + 0,72) = 0,72.\end{aligned}$$

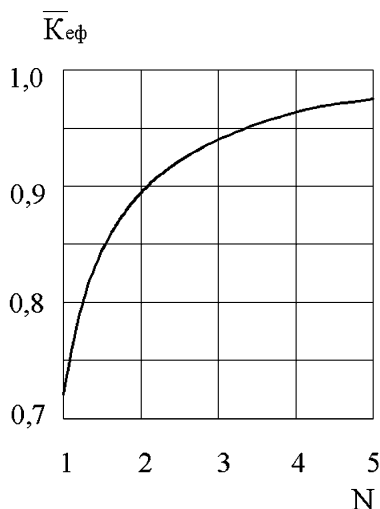


Рис. 3. Залежність коефіцієнту ефективності  $\bar{K}_{ef}$  від кількості дискретних орієнтацій  $N$

Як видно з графіку (рис. 3) на якому показана залежність  $\bar{K}_{ef}$  від кількості дискретних орієнтацій  $N$ , крива асимптотично наближається до прямої  $\bar{K}_{ef} = 1$ , яка відноситься до стежної системи орієнтації.

Графік (рис. 3) апроксимується залежністю:

$$1 - \bar{K}_{ef} = \frac{a}{N + a}, \quad (2)$$

де  $a$  – постійний коефіцієнт.

При застосуванні математичних методів обробки результатів експерименту кількісно визначено константу  $a$ :  $a = 0,21$ , формула набуває вигляду:

$$\bar{K}_{ef} = \frac{N}{N + 0,21}. \quad (3)$$

Але при збільшенні кількості дискретних поворотів збільшується вартість установки, тому необхідно навести відповідні економічні дані (рис. 4).

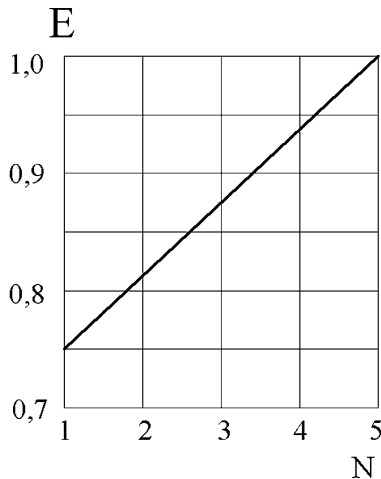


Рис. 4. Залежність відносної вартості  $\bar{E}$  від кількості дискретних орієнтацій  $N$

На графіку (рис. 4) зображена залежність відносної вартості  $\bar{E}$  (відношення вартості кількості дискретних орієнтацій  $E_i$  до максимальної вартості  $E_{max}$ , при стаціонарному ( $N = 1$ ) колекторі та чотирьох змінних орієнтаціях ( $N = 2 \div 5$ )  $\bar{E} = E_i / E_{max}$ ) від кількості дискретних орієнтацій сонячного колектора  $N$ .

Цей графік описується лінійною залежністю:

$$\bar{E} = 0,69 + 0,06N. \quad (4)$$

Графік (рис. 3), що характеризує ефективність  $K_{ef}$ , не має точок екстремуму і він монотонно зростає, але графік (рис. 4), що характеризує вартість, теж монотонно зростає. У зв'язку з цим, бажаного результату не можливо отримати в точках максимуму чи мінімуму, оскільки їх не існує. Для цього необхідно ввести критерій оптимізації – питому вартість  $E_o$ , як відношення відносної вартості  $\bar{E}$  до усередненого коефіцієнта ефективності сприйняття сонячної енергії  $\bar{K}_{ef}$ :

$$E_o = \frac{\bar{E}}{\bar{K}_{ef}}. \quad (5)$$



Враховуючи залежності (3) та (4), отримаємо:

$$E_o = 0,06N + 0,7 + \frac{0,145}{N}. \quad (6)$$

Функція  $E_o = f(N)$  вже не є монотонною, має точку мінімуму, тому не складно після диференціювання визначити  $N = 1,55$ .

Як було зазначено в умовах та спрощеннях, будуємо графічну залежність, табулюючи формулу (6). Цей графік (рис. 5) дає наочне представлення про характер функції  $E_o = f(N)$  і підтверджує наявність точки мінімуму (точка А), для якої дійсно  $N = 1,55$ .

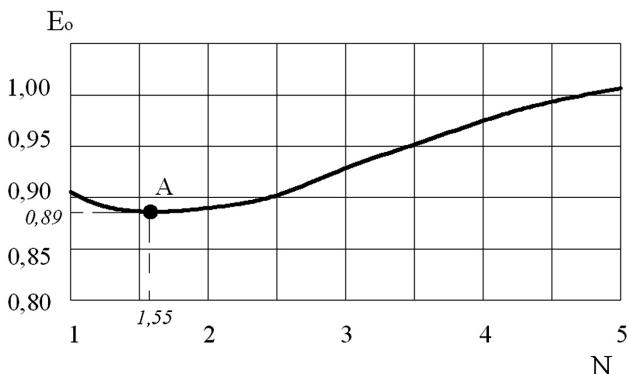


Рис. 5. Залежність питомої вартості  $E_o$  від кількості дискретних орієнтацій  $N$

З логічних міркувань необхідно заокруглити до цілого числа  $N = 2$ .

**Висновки.** Застосування дискретної орієнтації найефективніше літнім періодом, коли можна використовувати надходження енергії на колектор протягом всієї світлової доби (у порівнянні: при стаціонарній орієнтації період освітлення складає всього 70...80%). Отже, за допомогою дискретної орієнтації можливо збільшити енергозбирання з сонячних колекторів до значень, які практично мало відрізняються від максимально можливих.

Оскільки при збільшенні кількості дискретних поворотів збільшується вартість установки, економічно доцільнішою буде установка з найменшою кількістю поворотів, а саме з  $N = 2$ . Отже, подвійної орієнтації сонячного колектора цілком достатньо для забезпечення практич-

но максимального надходження сонячної енергії на колектор при мінімальних затратах на переорієнтацію.

### Список літератури

1. *Хрустов Б.В., Аvezов Р.Р., Шафеев А.И.* Энергетически оптимальный угол наклона плоских коллекторов // Гелиотехника, 1986, № 5. – С. 51–55.
2. *Ингиоя З.В., Пахапиль Л.Н., Рохумяз Т.А.* Оптимальная ориентация гелиоколлектора в Эстонской ССР // Исследования по строительству и строительной теплофизике. Долговечность конструкций. Таллин, 1987. – С. 15–18.
3. *Brugues P.M.* Utilizacion de la energia solar a baja temperatura por medio de captadores planos // Instalador, 1986, N 21 – P. 33–41.
4. Instalatie solara: Пат. 97101 Румунія / GernomazuD., In-treprinderea de Retele Elektrice- N 125872. Оpubл. 18.08.1989.
5. Solar energy collecting system: Пат. 4770162 США / L'Esperance P.M., Nikkei R.D.; Phillips Petroleum Co. - n498601; Оpubл. 13.09.1988.
6. *Satcunanatnan S., Jolly P., Persad P.* The desing and performance of semi-tracking flat-plate collectors // Solar World Congress Process // 8th Biln Congress International Solar Energy Socitty, Perth, August, 1984. - p. 757-761.
7. *Шнерх. А. С.* Способ ориентации гелиоустановок на Солнце / А.С. N 1490398 СССР. Б.И. № 24, 1989.

## **ТРУБОФІЛЬТРИ НА ОСНОВІ НОВИХ В'ЯЖУЧИХ РЕЧОВИН І ГРАВІЙНО-ПІЩАНИХ СУМІШЕЙ**

Промислові та житлові будівлі часто споруджуються на заболочених та підтоплованих територіях. У зв'язку з цим боротьбу з підземними водами або водопониження ведуть за допомогою водозабірних і водознижувальних свердловин, які забезпечуються фільтрами металевострижневими (металеві труби з використанням проволочи із платини, ніхрому та інші), керамічними та на основі дрібнозернистого портландцементного бетону з гравійною засипкою. Ці фільтри достатньо дорогі та не довговічні, а в умовах дії сульфатних підземних вод, швидко кородують та виходять з ладу.

З цих причин в техніці обладнання свердловин каркасно-стрижневими фільтрами з гравійною засипкою намітився прогресивний напрям по створенню фільтрів блочного типу, у яких гравійна обсыпка пов'язана різними цементуючими речовинами [1,2]. Такі блоки насаджують на опорні металеві перфоровані каркаси та занурюють у свердловину в готовому вигляді. В якості цементуючих речовин, використовують полімерні клеї (БФ-2, БФ-4), епоксидні смоли, бітуми, розчинне рідинне скло, бакелітовий лак та інші. Але у зв'язку з високою їх вартістю та складністю технологічного процесу виготовлення, ці в'язучі речовини не знайшли широкого застосування в практиці виготовлення трубофільтрів. Альтернативним варіантом, пропонуються трубофільтри на основі гравійно-піщаних сумішей і нових видів в'язучих речовин: лужних цементів та модифікованих полімерів холодного затвердження на акрилатній та поліефірних основах, які мають наступні переваги: простота виготовлення, підвищена міцність, корозійна стійкість, високий коефіцієнт фільтрації, довговічність.

Метою даної роботи є розробка складів дрібнозернистого бетону для отримання на їх основі трубофільтрів, призначених для довготривалої експлуатації в агресивних підземних водах.

Для виконання поставленої мети були виконані наступні роботи:

- проведено підбір складу в'язучих речовини по критерію показника коефіцієнта фільтрації та коефіцієнта корозійної стійкості;

- оптимізовані склади дрібнозернистих бетонів, які отримані на оптимальних видах в'язучих речовин за рахунок підбору зернового складу заповнювачів;

- досліджені основні фізико-механічні та гідравлічні властивості розроблених матеріалів для трубофільтрів.

У якості мінеральної складової трубофільтрів використовували гранітно-піщану суміш з максимальним розміром зерен 5 мм; у якості цементуючої основи – композиційні клеї типу ВАК-М, “Адгезив” і лужний цемент.

У склад органічних в'язучих речовин, в якості модифікаторів, вводили різні види ПАР (РПАР-АТЖ, МДІ та інші), які сприяли: зменшенню внутрішніх напружень в полімері при його перемішуванні з мінеральним наповнювачем; забезпечували легковкладальність суміші при формуванні виробів; забезпечували потрібну міцність та довговічність клеєних стиків.

Алюмосилікатною складовою лужного цементу був шлак доменний мелений ( $S_{\text{шт.}} \approx 450 \text{ м}^2/\text{кг}$ ); в якості лужного затворювача – розчин метасилікату натрію густиною  $1240 \text{ кг/м}^3$ ; також використовували комплекс домішок, які дозволяли регулювати строки тужавлення та показник легковкладальності бетонної суміші.

Характеристики фракціонованих зерен гранітного заповнювача в залежності від співвідношення фракцій поміж собою наведені в табл. 1.

Таблиця 1

### Характеристики заповнювачів

Зерновий склад заповнювача, % за масою, розміром, мм			Середня насипна густина, $\text{кг/м}^3$	Середня ущільнена маса, $\text{кг/м}^3$	Пустотність в ущільненому стані, %	Коефіцієнт різнозернистості, $\tau = \frac{D_{60}}{D_{10}}$	Водопоглинання за 10 хв., %
5...10	2,5...5	1,25...2,5					
100	–	–	1280	1450	42	1,57	0,73
–	100	–	1370	1470	40	1,60	1,08
–	–	100	1200	1425	39	1,75	2,02
50	50	–	1340	1550	39	2,24	0,91
50	–	50	1385	1580	38	3,63	1,37
–	50	50	1285	1500	37	1,87	1,58
33,3	33,3	33,3	1360	1560	38	3,02	1,34
30	60	10	1345	1520	40	2,91	1,10
10	60	30	1295	1480	41	2,77	1,19

Міцність при стиску у ванні зразків трубофільтрів на основі мінеральних заповнювачів і в'язучих речовин, представлених лужним цементом і модифікованими полімерами холодного затвердження, визначали по відомій формулі та по схемі, наведеній на рис. 1.

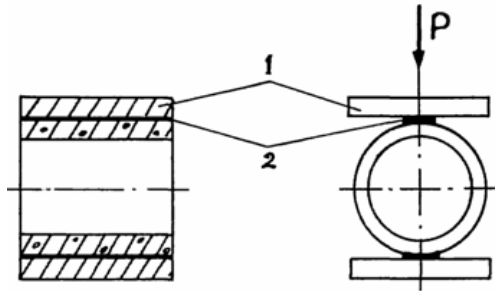


Рис. 1. Схема установки для механічних випробувань трубофільтрів:  
1 – опірні плити пресу; 2 – гумові підклади товщиною 5–10 мм

Коефіцієнт фільтрації розроблених трубофільтрів визначали за допомогою установки, наведеної на рис. 2 і розраховували по формулі [3]:

$$k_{\phi} = \frac{864vS}{T\pi D_{cep}l\Delta hr},$$

де  $T$  – час заповнення мірної ємкості водою, сек.;  $D_{cep} = \frac{D_n + D_{вн}}{2}$ , де  $D_n$  і  $D_{вн}$  – зовнішній та внутрішній діаметр зразка, см;  $l$  – довжина фільтруючої частини зразка, см;  $\Delta h$  – падіння напору, см;  $r = 0,7 + 0,03t$ ,  $t$  – температура профільтрованої води, °C;  $v$  – об'єм профільтрованої через зразок води, см<sup>3</sup>.

Корозійну стійкість трубофільтрів на різних видах в'язучих речовин досліджували на спеціальній установці конструкції НДІГіМ (рис. 3). Дана установка дозволяє проводити випробування кільцевих зразків в умовах неперервної циркуляції розчинів різного ступеня агресивності.

Швидкість фільтрації агресивного середовища через зразки була прийнята 8,6 м/добу як величина, вище якої інтенсивність процесу корозії мало залежить від швидкості фільтрації [4,5]. В якості агресивних середовищ використовували розчини сульфату натрію із вмістом сульфат-іонів 10000 і 30000 мг/л, суміші сульфату та хлориду натрію із вмістом сульфат – та хлорид – іонів по 30000 мг/л кожного та розчин соляної кислоти з рН = 3–5.

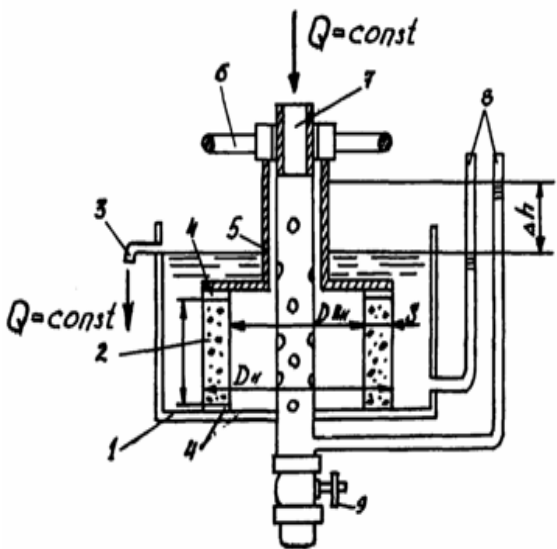


Рис. 2. Схеми установки для випробувань трубофільтрів на гідравлічні характеристики:

- 1 – бак; 2 – зразок;
- 3 – труба зливна;
- 4 – прокладка з м'якої гуми;
- 5 – притискувальний фланець; 6 – маховик, що знімається;
- 7 – труба приймальна перфорована;
- 8 – п'езометри;
- 9 – вентиль

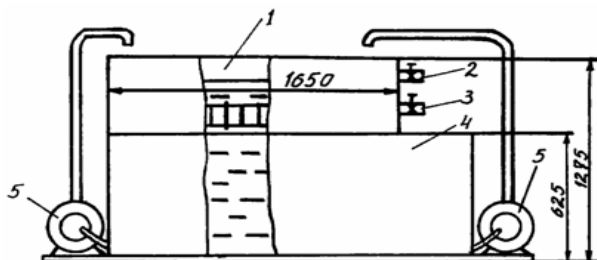
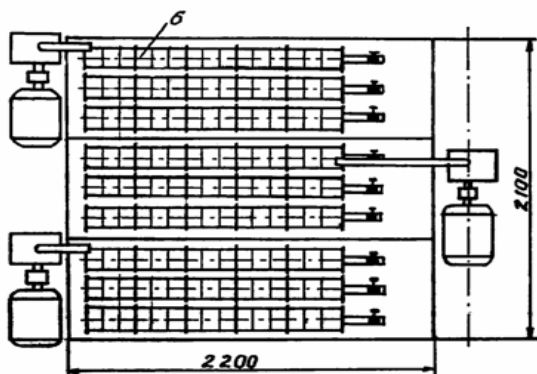


Рис. 3. Схеми установки для випробувань трубофільтрів на корозійні характеристики:

- 1 – бак; 2 – труба переливна; 3 – вентиль, що регулюється;
- 4 – бак накопичувач;
- 5 – насос; 6 – зразок



Стійкість зразків в агресивних розчинах оцінювали по величині коефіцієнта розм'якшення. Оптимізацію складу трубо фільтрів в залежності від технологічних параметрів вирішували шляхом реалізації експерименту по планам “суміш – технологія – властивості” [5].

Нижче наведені результати випробувань (табл. 2, 3) оптимальних складів трубофільтрів, які отримані на основі модифікованого полімеру типу “Адгезив”.

Таблиця 2

**Характеристики міцності трубофільтрів в залежності від зернового складу заповнювача та витрати матеріалів на одиницю виробу**

Зерновий склад заповнювача по масі, %, розміром, мм			Витрата матеріалів на одиницю виробу		Міцність при стиску (МПа) 5/30 діб
5...10	2,5...5	1,25...2,5	полімеру	заповнювача	
100	–	–	0,45	20	6,8/12,5
–	100	–	0,5	22	8,5/17,6
–	–	100	0,56	23	9,5/18,8
50	50	–	0,53	22	8,6/14,7
40	60	–	0,49	21,5	9,3/22,4
50	–	50	0,67	23	9,8/18,4

Таблиця 3

**Характеристики коефіцієнту фільтрації трубофільтрів в залежності від зернового складу заповнювача**

Зерновий склад заповнювача (мм) по масі, %			Витрата фільтрату, Q, м <sup>3</sup> /с, л/т	Втрата напору, Δh, см	Коефіцієнт фільтрації Kф, м <sup>3</sup> /с, л/т
5...10	2,5...5	1,25...2,5			
100	–	–	4,19/4,7	0,1	889,2/997,3
–	100	–	2,8/3,5	0,1	610,8/751,0
–	–	100	2,7/2,9	0,1	580,0/622,0
50	50	–	2,74/3,3	0,1	585,0/700,0
40	60	–	4,05/4,3	0,1	859,0/865,0
50	–	50	2,67/3,10	0,1	584,0/660,0

Аналізуючи отримані експериментальні дані можна сказати, що максимальною міцністю при стиску – 9,8 і 22,4 МПа на 5 та 30 добу тверднення – характеризуються трубофільтри, отримані з бетонних сумішей, що містять наступний зерновий склад гранітного заповнювача: фр. 5...10 мм – 40%, фр. 2,5...5 мм – 60% і відповідно фр. 5...10 мм –

50%, фр. 1,25...2,5 – 50% (табл. 2). За величиною коефіцієнта фільтрації максимальними значеннями – 889,2 і 859 м<sup>3</sup>/с характеризуються трубофільтри, отримані з бетонних сумішей, що містять наступний зерновий склад заповнювача: фр. 5...10 мм – 100% і, відповідно, фр. 5...10 мм – 40% та фр. 2,5...5 мм – 60% (табл. 3).

Що стосується даних по корозійній стійкості, то зразки трубофільтрів, в залежності від строку витримування в агресивних середовищах, характеризуються коефіцієнтом розм'якшення в межах від 0,90 до 0,97 незалежно від типу та співвідношення фракцій заповнювача (табл. 4).

Таблиця 4

**Характеристики корозійної стійкості трубофільтрів по величині коефіцієнту розм'якшення в залежності від зернового складу заповнювача**

Зерновий склад заповнювача (мм) по масі, %			Визначення коефіцієнту корозійної стійкості по величині коефіцієнта розм'якшення, діб			
5...10	2,5...5	1,25...2,5	3	30	90	180
100	–	–	0,90	0,90	0,92	0,95
–	100	–	0,90	0,92	0,93	0,93
–	–	100	0,90	0,92	0,92	0,94
50	50	–	0,91	0,94	0,96	0,96
40	60	–	0,93	0,94	0,95	0,97
50	–	50	0,92	0,95	0,97	0,97

Аналогічні дослідження були проведені для зразків трубофільтрів, які були отримані з бетонних сумішей на основі лужного цементу. Порівнюючи отримані експериментальні дані, в порівнянні з вище наведеними (табл. 2 – табл. 4), можливо сказати наступне: по міцносним характеристикам і коефіцієнту корозійної стійкості зразки трубо фільтрів на основі лужного цементу переважають тіж самі характеристики зразків, які отримані на основі модифікованого полімеру. По величині коефіцієнту фільтрації експериментальні дані майже однакові.

Максимальною міцністю при стиску – 17,0 і 41,5 МПа на 5 та 30 добу тверднення – характеризуються трубофільтри, які отримані з бетонних сумішей, що містять наступний зерновий склад гранітного заповнювача: фр. 5...10 мм – 50%, фр. 1,25...2,5 мм – 50%. По величині коефіцієнту фільтрації максимальними значеннями – 905 і 820 м<sup>3</sup>/с характеризуються трубофільтри, які отримані з бетонних сумішей, що містять наступний зерновий склад заповнювача: фр. 5...10 мм – 100% і, відповідно, фр. 5...10 мм – 50% та фр. 1,25...2,5 мм – 50%.



Що стосується даних по корозійній стійкості, то зразки трубофільтрів, в залежності від строку витримування в агресивних середовищах, характеризуються коефіцієнтом розм'якшення в межах від 0,90 до 0,98 незалежно від типу та співвідношення фракцій заповнювача (табл. 5).

Таблиця 5

**Характеристики міцності, коефіцієнту фільтрації і корозійної стійкості трубофільтрів в залежності від зернового складу заповнювача**

Зерновий склад заповнювача (мм) по масі, %			Міцність при стиску (МПа) 5/30 діб	Коефіцієнт фільтрації Кф, м <sup>3</sup> /с, л/т	Визначення коефіцієнта корозійної стійкості по величині коефіцієнта розм'якшення, діб	
5...10	2,5...5	1,25...2,5			14	28
100	–	–	7,8/18,2	905/1000	0,90	0,94
–	100	–	9,8/22,6	815/901	0,93	0,95
–	–	100	12,4/28,0	610/735	0,94	0,97
50	50	–	11,6/27,2	785/814	0,95	0,97
40	60	–	15,0/33,4	751/805	0,96	0,975
50	–	50	17,0/41,5	820/900	0,97	0,98

На рис. 4 наведені фотографії зразків трубофільтрів на різних видах в'язучих речовин, фізико-механічні та гідравлічні властивості яких було досліджено в даній роботі.



Рис. 4. Трубофільтри на основі модифікованого полімеру (а) та лужного цементу (б) із заповнювачем – гранітним відсівом фр. до 5 мм

## Висновки

1. У результаті експериментальних досліджень розроблені та оптимізовані рецептурно-технологічні параметри отримання пористих гравійних бетонів на основі лужного цементу та модифікованих полімерів для фільтраційних матеріалів, які забезпечують високу міцність і корозійну стійкість дренажних конструкцій.

2. Встановлено, що коефіцієнт фільтрації трубо фільтру, незалежно від виду в'язучої речовини, становить в середньому від  $3,5 \cdot 10^{-3}$  до 4,7 м/с (1050...1400 м/добу), фільтраційна пористість – 6...9%, середній діаметр гідравлічних пор – 0,3...0,6 мм, що визначає можливість його використання в дренажах різних конструкцій та гідрогеологічних умовах.

3. Отримані функціональні залежності міцносних і фільтрувальних властивостей від гранулометричного складу заповнювача та кількості цементуючої складової (мінерального чи органічного походження), що забезпечує отримання матеріалу з комплексом заданих властивостей.

4. Встановлена висока корозійна стійкість трубофільтрів, особливо на лужних цементах, в мінералізованих середовищах сульфатно-хлоридного типу, яка обумовлює можливість використання фільтрів в ґрунтових водах із вмістом сульфат-іонів до 30000 мг/л.

## Список літератури

1. Аюкаев Р.И., Мельцер В.З. Производство и применение фильтрующих материалов для очистки воды: Справ. Пособие. – Л.: Стройиздат, Ленингр. отд-ние, 1985. – 120 с.

2. Мироненко В.А., Устинов С.А., Волчанский В.Я., Сердюков Л.И. Опыт осушения бурогольных разрезов в ГДР. – М.: ЦНИЭИуголь, 1971. – 46 с.

3. Абрамов С.К., Коринченко И.В., Рубецкая Г.В. и др. Долговечность фильтрационного бетона в условиях коррозии первого вида // Бетон и железобетон. – 1974. - №7. – С. 35–36.

4. Минас А.И., Печикин О.Я. Трубофильтры из крупнопористого бетона для сбора минерализованных сульфатных вод // Трубофильтры в воздухо-застойственном строительстве. – К.: Знание, 1976. – С. 11–13.

5. Методические рекомендации по применению статистических моделей для анализа и оптимизации состава, технологи и свойств композиционных материалов на основе щелочных вяжущих систем / Вознесенский В.А., Кривенко П.В. – К.: УХЛ-Пресс, 1996. – 106 с.

## **ОПТИМІЗАЦІЯ КОНФІГУРАЦІЇ ПРОЕКТІВ РОЗВИТКУ ПРОЕКТНО-ОРІЄНТОВАНИХ ОРГАНІЗАЦІЙ**

Сталий розвиток організацій в період кризи потребує використання нових методологій та засобів управління, зокрема, використання сучасних методологій управління проектами і програмами, їх трансформації до сучасних умов, що є вирішальним фактором, який визначає ефективність їх розвитку. Відсутність системи управління проектами і програмами приводить до виконання непотрібних на сьогодні проектів або несинхронній їх реалізації, збиткам, авралам, зриванням робіт за найважливішими контрактами, несподіваним проблемам в проектах [1]. Таке управління притаманне сьогодні більшості організацій України [2-4]. І цю практику необхідно змінювати, у тому числі і шляхом розробки нових підходів до організації управління проектами змін в процесі розвитку організацій, що і лежить в основі даної роботи.

Проблемі створення методології розвитку організацій присвячено багато наукових розробок [1-4]. Особливо цікаві в цьому сенсі роботи Н.С. Бушуєвої, зокрема робота [1]. В основі її досліджень – розвиток науково – теоретичного і науково – практичного базису використання методології управління проектами для розвитку підприємств на основі розробки і використання матричної технології проактивного управління розвитком організації. Проте у наведених дослідженнях не розглядались питання розвитку проектно-орієнтованих організацій через реалізацію окремих проектів. Проведений аналіз дозволяє зробити висновок, про те, що задача створення науково-методичних основ управління окремими проектами розвитку в процесі удосконалення проектного управління представляє складну динамічну систему і потребує наукового рішення.

Реорганізацію і розвиток кожної організації представимо через реалізацію окремих проектів, які приводять до зміни будь-чого у функціональній або організаційній структурі підприємства. Такі проекти будемо називати проектами змін. А їх сукупність – мультипроектом розвитку проектно-орієнтованої організації (МРПО).

Конфігурація проектів змін, які входять в мультипроект розвитку проектно-орієнтованої організації, може бути описана наступними параметрами: структура робіт проекту змін, час виконання проекту змін, вартість виконання проекту змін, вимоги до виконавців, зовнішня інформація, інформаційна система.

Конфігурація проекту змін  $G_i \in \Lambda$ , який входить у багатопроектну структуру мультипроекту розвитку проектно-орієнтованої організації може бути описана наступним чином:

$$\pi_i = \langle O_i, N_i, T_i \rangle, \quad (1)$$

де  $\pi_i$  – перелік організаційних, методологічних та технологічних змін, направлених на розвиток організації;  $O_i$  – організаційні зміни;  $N_i$  – зміни у методології управління проектами, орієнтованої на організацію;  $T_i$  – зміни в інформаційній технології управління проектами.

Конфігурація проекту змін представляє собою сукупність організаційних, методологічних і технологічних змін в структурі організації, які направлені на поліпшення її проектно-орієнтованої діяльності.

Зміст проекту змін представляє собою сукупність робіт  $Z \supseteq Z_i$ , які направлені на формування ресурсів, необхідних для організаційних, методологічних і технологічних змін  $\pi_i$ ,

$$Z_i = f(\pi_i).$$

План проекту змін представляє собою модель проекту, яка дозволяє визначити основні параметри вартості та часу проекту.

$$S_i = f(\pi_i);$$

$$t_i - \tau_i = f(\pi_i).$$

Наведена очікувана оцінка ефективності управління проектом змін, який входить в структуру мультипроекту розвитку проектно-орієнтованої організації, визначається як різниця між ефективністю отриманих результатів після виконання необхідних заходів по розвитку організацій, витратами на створення МРПО і витратами, які виділяються на проведення необхідних робіт в МРПО:

$$\Omega = \Omega_0 - \Omega_1 - \Omega_2, \quad (2)$$

де  $\Omega$  – наведена очікувана оцінка ефективності управління проектом змін, який входить в структуру мультипроекту розвитку проектно-

орієнтованої організації;  $\Omega_0$  – наведений результат, отриманий після виконання організаційних, методологічних та технологічних змін по підвищенню ефективності діяльності в проєктах;  $\Omega_1$  – витрати на реалізацію проєктів змін в МРПО;  $\Omega_2$  – витрати на проєкти у проєктно-орієнтованої організації.

Величина  $\Omega_1$  визначається ефективністю діяльності по управлінню проєктом змін, які входять в структуру життєвого циклу мультіпроєкту розвитку проєктно-орієнтованої організації і, відповідно, розраховується як сукупність вартостей виконання робіт проєкту.

$$\Omega_1 = \sum_{g_i \in \Lambda^*} S(g_i), \quad (3)$$

де  $S(g_i)$  – витрати на проєкт змін  $g_i$ , який входить в мультіпроєкт розвитку проєктно-орієнтованої організації;  $\Lambda^* \subseteq \Lambda$  – підмножина реалізованих проєктів змін в мультіпроєкті розвитку проєктно-орієнтованої організації.

Величина  $\Omega_2$  представляє собою витрати, необхідні на реалізацію проєктів діяльності організації:

$$\Omega_2 = \sum_{G_j \in \Gamma} S(G_j / \Lambda^*), \quad (4)$$

де  $S(G_j / \Lambda^*)$  – витрати на проєкт  $G_j$ , який входить в множину проєктів  $\Gamma$ , які виконуються в організації після реалізації в ній проєктів змін, які входять в підмножину  $\Lambda^* \subseteq \Lambda$ .

Величина  $\Omega_0$  відображає наведений результат, отриманий при використанні продуктів проєктів МРПО в організації після реалізації в ній проєктів змін, які входять в підмножину  $\Lambda^* \subseteq \Lambda$ .

$$\Omega_0 = \sum_{\rho_i \in \Pi(\Gamma)} \mathcal{E}(\rho_i / \Lambda^*), \quad (5)$$

де  $\mathcal{E}(\rho_i / \Lambda^*)$  – вигоди від отримання продукту  $\rho_i$  після реалізації проєктів змін  $\Lambda^* \subseteq \Lambda$ ;  $\Pi(\Gamma)$  – продукти проєктів діяльності організації (множина  $\Gamma$ ), які реалізуються в організації, після її розвитку.

Результат визначається як сукупний ефект, який складається з локальних результатів роботи проектів змін, які входять в структуру мультипроєкту розвитку проектно-орієнтованої організації  $M_{st}$ .

Таким чином

$$\Omega = \sum_{\rho_i \in \Pi(\Gamma)} \mathcal{E}(\rho_i / \Lambda^*) - \sum_{G_j \in \Gamma} S(G_j / \Lambda^*) - \sum_{g_i \in \Lambda} S(g_i). \quad (6)$$

Під ефективним розвитком організації (через успішну реалізацію МРПО) розуміють такі результати проектів змін, які дозволять отримати результати проектів діяльності організації з меншими витратами, з меншим часом та з більш високою якістю.

$$\sum_{\rho_i \in \Pi(\Gamma)} \mathcal{E}(\rho_i) - \sum_{\rho_i \in \Pi(\Gamma)} \bar{\mathcal{E}}(\rho_i) = \sum_{\rho_i \in \Pi(\Gamma)} [\mathcal{E}(\rho_i) - \bar{\mathcal{E}}(\rho_i)] > 0, \quad (7)$$

де  $\bar{\mathcal{E}}(\rho_i)$  – вигоди від отримання продукту  $\rho_i$  без розвитку організації (без реалізації проектів змін).

Під ефективним управлінням мультипроєктом розвитку проектно-орієнтованої організації розуміють діяльність, яка забезпечує мінімізацію витрат на реалізацію проектів діяльності організації через отриману в проєктах розвитку оптимальну організацію, методологію і технологію управління проєктами

$$\sum_{g_i \in \Lambda^*} S(g_i) + \sum_{G_j \in \Gamma} S(G_j / \Lambda^*) < \sum_{G_j \in \Gamma} S(G_j), \quad (8)$$

де  $S(G_j)$  – витрати на проєкт організації  $G_j$  без розвитку організації (без реалізації проектів змін).

Або

$$\sum_{G_j \in \Gamma} S(G_j) - \sum_{G_j \in \Gamma} S(G_j / \Lambda^*) > \sum_{g_i \in \Lambda^*} S(g_i). \quad (9)$$

Виникає необхідність у визначенні оптимального змісту мультипроєкту, тобто тільки тих робіт, які направлені на формування ресурсів проєкту змін МРПО, необхідних для його ефективної діяльності. Ця умова, у свою чергу, потребує визначення саме тих продуктів  $\pi_i \in \Pi$ , які дозволяють максимізувати вираз (6).

Задача побудови раціонального змісту проєкту змін у структурі мультипроєкту розвитку проектно-орієнтованої організації формулюється-

ся таким чином: виходячи з представленої математичної моделі МРПО, сформулювати таке наповнення мультіпроєкту, для якого:

$$\exists \Lambda^* \subseteq \Lambda: \sum_{\rho_j \in \Pi(\Gamma)} \mathcal{E}(\rho_j / \Lambda^*) - \sum_{g_i \in \Lambda^*} S(g_i) - \sum_{G_j \in \Gamma} S(G_j / \Lambda^*) \rightarrow \max, \quad (10)$$

при обмеженнях:

$$\sum_{G_j \in \Gamma} S(G_j) \leq S_{\text{діяльності}};$$

$$\sum_{g_i \in \Lambda^*} S(g_i) \leq S_{\text{розвитку}};$$

$$W^\pi; \Gamma; \Lambda.$$

де  $S_{\text{розвитку}}$  – допустимі витрати на розвиток проектного управління в організації;  $S_{\text{діяльності}}$  – бюджет проєктів підприємства.

В загальному випадку

$$S_{\text{розвитку}} + S_{\text{діяльності}} = \text{const.}$$

Крім того, обмеженнями цільового виразу (10) можуть служити наступні міркування. Будемо вважати реалізацію МРПО **необхідною**, якщо виконуються умови (7) і (9). Реалізація МРПО **доцільна**, якщо виконується одно з двох умов (7) або (9) і значення виразу (6) додатне.

В реальних умовах може виникнути проблема, пов'язана з невідомістю проєктів змін, які не мають аналогів, і реалізація яких потребує врахування особливостей організації, в якому буде реалізовано мультіпроєкт. Необхідність введення заходу  $\pi_i$  у перелік продуктів МРПО може бути охарактеризовано вірогідністю  $p_{\pi_i}$  відповідності даного заходу оптимальному переліку проєктів  $\Lambda^*$ . Ця вірогідність може бути отримана на основі експертної оцінки сукупності проєктів змін і зв'язків їх продуктів, а також шляхом розрахунку відповідності різних комбінацій проєктів змін цільовому виразу (10).

**Висновки і перспективи розвитку.** Виходячи з вище сказаного створення ефективної схеми виконання дій в мультіпроєкті може базуватися на такій структуризації проєктів змін і робіт, яке забезпечує реалізацію необхідних організаційних заходів, які направлені на удосконалення діяльності організації. Структура мультіпроєкту визначається

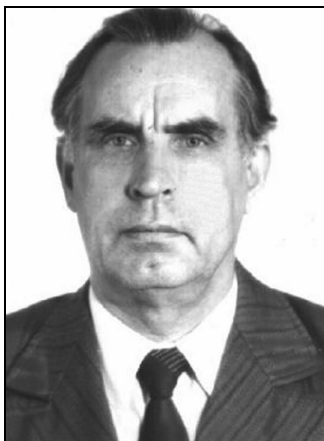
функціональними залежностями в інформаційному середовищі проєктів. Але структура робіт, яка може бути використана в інструментальних програмних засобах планування, не може бути визначена із цієї моделі. Її можна визначити лише шляхом об'єднання середовища проєктів змін в єдине взаємозв'язане середовище мультіпроєкту розвитку проєктного управління. Що і представлено у даній моделі.

### Список літератури

1. *Бушуева Н.С.* Модели и методы проактивного управления программами организационного развития. – К.: Наук. світ, 2007. – 200 с.
2. *Бушуев С.Д.* Развитие систем знаний и технологий управления проєктами // Управление проєктами. – М.: Изд. дом «Гребенникова», 2, 2005.– с. 18–24.
3. *Кононенко И.В.* Компьютеризация управления развитием производственно-экономических систем. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2006. – 239 с.
4. *Пригожин А.И.* Методы развития организаций. – Москва: МЦФЭР, 2003. – 368 с.



## ВИДАТНІ ВЧЕНІ, ПЕДАГОГИ



**ТКАЧУК Андрій Якович** народився 16 грудня 1928 р. в селі Ненадиха Тетіївського району Київської області. Закінчив Київський інженерно-будівельний інститут у 1953 році за спеціальністю «Теплогазопостачання і вентиляція». Науково-педагогічну діяльність розпочав у Київському інженерно-будівельному інституті аспірантом і асистентом кафедри теплогазо-постачання і вентиляції. В 1960 році перейшов на роботу в Науково-дослідний інститут санітарної техніки та обладнання будинків і споруд (НДІСТ)

Академії будівництва і архітектури УРСР, де працював головним конструктором, завідувачем лабораторії, заступником директора з наукової роботи. З 1977 року по 2000 рік завідував кафедрою теплогазопостачання і вентиляції Київського національного університету будівництва і архітектури, а з 2000 року працював професором кафедри.

А.Я. Ткачук у 1962 році захистив кандидатську дисертацію, йому присвоєно вчені звання старшого наукового співробітника у 1964 р., доцента – у 1980 р., професора – у 1989 р. З 1996 року А.Я. Ткачук дійсний член Академії будівництва України. Відзначений чотирма державними нагородами, знаком «Відмінник освіти України».

Андрію Яковичу випало завідувати кафедрою протягом трьох епох: радянської, перебудови та пострадянської, у скрутні часи, коли наука була позбавлена нормального фінансування, а заробітну платню платили з великими перебоями, коли кафедра трималася лише на ентузіазмі та відданості колег. Йому вдалося зберегти дух колективу, єдність та доброзичливі стосунки на кафедрі.

Андрій Якович є автором понад 190 наукових і методичних праць, серед них монографії, навчальні посібники, авторські свідоцтва і патенти на винаходи, він підготував 29 кандидатів

технічних наук. Науково-технічні праці Андрія Яковича були спрямовані на розробку нових і удосконалення існуючих опалювальних і вентиляційних систем та обладнання. З його безпосередньою участю розроблено понад 50 нових зразків опалювального та вентиляційного обладнання, значна частина якого впроваджена у виробництво. До останньої хвилини життя Андрій Якович продовжував свої наукові дослідження і не міг погодитися з практикою, коли для опису фізичних явищ, які відбуваються в системах опалення і вентиляції, вводяться малозрозумілі емпіричні поняття. Він керувався принципом, що теорія складних явищ повинна бути простою, доступною для сприйняття, позбавленою ускладнених величин і коефіцієнтів. Вже на самому початку своєї наукової діяльності він запропонував простий і зрозумілий метод розрахунку аерації будівель без уявних понять, якими були насичені тогочасні методики. Завдячуючи саме розробленій методиці студенти самостійно, без ускладнень, засвоюють і виконують аеродинамічні розрахунки.

Андрій Якович взяв на себе мабуть найбільш складну задачу своєї галузі – теоретичний опис усередненого руху в турбулентних потоках. Йому вдалося без використання понять «довжина шляху змішування», «турбулентна в'язкість» та ін. описати теоретично потоки в трубах і каналах, при обтіканні пластини та у струминних течіях. Він теоретично обґрунтував загальновідомі експериментальні та емпіричні формули.

У 2002 році Ткачука Андрія Яковича не стало, він помер 27 квітня. Світла йому пам'ять!

***Пригадує В.О. Мілейковський, викладач кафедри  
теплогазопостачання і вентиляції КНУБА,  
кандидат технічних наук***

Важко повірити, що вже більше шести років немає з нами Андрія Яковича Ткачука, прекрасної людини, видатного вченого і педагога, мого першого керівника. З його науковими розробками мені довелося вперше познайомитися на другому курсі при вивченні дисципліни «Аеродинаміка вентиляції». Але особисто з ним звела мене доля у 1999 році, коли він керував моєю магістерською роботою. Він докорінно змінив мої уявлення про наукові дослідження, навчив шукати простих і зрозумілих підходів до найскладніших задач.

Мені довелося бути останнім аспірантом Андрія Яковича. Перед нами стояла складна задача використання ефекту взаємодії криволінійних струминних течій при розподіленні припливного повітря у приміщеннях. Але своєю мудрістю Андрій Якович вселяв спокій та впевненість. З вдячністю пригадую зустрічі з ним, коли ми обговорювали одержані результати, шукали шляхи вирішення питань. Потім ми обговорювали нові результати, які Андрій Якович одержав у своїй науковій діяльності. Так було до останніх днів його життя. Він дав мені наукове спрямування для подальшої діяльності. Його доброзичливе ставлення до всіх колег, аспірантів, студентів – створювало теплу атмосферу на кафедрі.

Андрій Якович зберіг і продовжив на кафедрі традиції, закладені першим завідувачем, видатним вченим і педагогом Борисом Микитовичем Лобаєвим. Кафедра залишається і буде залишатися вірною цим традиціям.

## АНОТАЦІЇ

*Возняк О. Т., Миронюк Х. В., Сухолова І. Є.* **Повітророзподільник із взаємодією зустрічних неспіввісних плоских струмин в приміщеннях ювелірного заводу.**

Представлені результати експериментальних досліджень подачі припливного повітря в приміщення повітророзподільником з використанням взаємодії зустрічних некоаксіальних повітряних струмин для створення більш інтенсивної турбулізації повітряного потоку, а також динамічного мікроклімату в приміщенні. Результати цих досліджень дають змогу проводити інженерні розрахунки повітророзподілу із взаємодією зустрічних неспіввісних струминами при створенні динамічного мікроклімату в приміщенні.

Список літ.: 6 назв.

Ключові слова: повітророзподільник, неспіввісні струмини.

*Довгалюк В. Б., Мілейковський В. О.* **Розрахункова модель неізотермічної струмини, що насталяється на опуклу циліндричну поверхню.**

Описана аналітична модель струмини, випущеної тангенціально до опуклої поверхні та результати експериментальних досліджень.

Список літ.: 3 назви.

Ключові слова: неізотермічна струмина, криволінійна поверхня, повітророзподільник.

*Лабай В.Й.* **Вплив різниць температур перегрівання у випарнику і переохолодження у конденсаторі на ексергетичний ККД split-кондиціонерів.**

Використано ексергетичний метод аналізу роботи одноступеневих хладонових холодильних машин місцевих автономних кондиціонерів. Встановлено залежність ексергетичного ККД split-кондиціонера фірми "Sanyo" холодопродуктивністю 2020 Вт від різниць температур перегрівання у випарнику і переохолодження у конденсаторі.

Список літ.: 7 назв.

Ключові слова: випарник, конденсатор, ексергія, кондиціонер.

*Малкін Е. С., Фурат І. Е., Приймак О. В., Твердохліб О. С.* **Установки для обробки води в електричних і магнітних полях. Методи розрахунку.**

Наведені методики розрахунку магнітних установок для обробки води в полі сталого електричного струму та в полі природних магнітів.

Список літ.: 13 назв.

Ключові слова: магнітне поле, пом'якшення води, очищення води.

*Малкін Е. С., Вишегородська О. О., Склярєнко О. М., Вишегородська Я. В.* **Експериментальні дослідження теплообміну горизонтального циліндричного нагрівача в опалювальному конвекторі з термогравітаційною конвекцією.**

Досліджено тепловіддачу горизонтального циліндра в умовах гравітаційної конвекції у вертикальному каналі у широкому діапазоні перепадів температур поверхні циліндру і набігаю чого потоку. Отримано критеріальні рівняння типу  $Nu = a Re^n$ , в яких показник  $n$  співпадає з показником  $n$  для вимушеного руху.

Список літ.: 3 назви.

Ключові слова: теплообмін, опалювальний конвектор, термогравітація.

*Ратушняк Г.С., Анохіна К.В.* **Моделювання тепломасообмінних процесів в біогазових установках.**

Наведено рівняння масообміну в БГУ, що кількісно характеризує процес анаеробного бродіння у масовому співвідношенні. Запропоновано рівняння теплового балансу біогазової установки. Представлено рівняння, яке відображає зміну тиску в резервуарі з субстратом при його зброджуванні в біогазовій установці.

Список літ.: 7 назв.

Ключові слова: тепломасообмін, біогазова установка.

*Мамедов Н. Я.* **Математическая модель стохастического прогнозирования расхода тепловой энергии для зданий.**

В рамках создания эффективной системы оперативного учета тепловой энергии, а также разработки и внедрения систем оптимального управления режимами внутреннего микроклимата современных зданий, обеспечивающих рациональное использование энергоресурсов, предлагается математическая модель стохастического прогнозирования, которая позволяет

минимизировать расход энергии на отопление, вентиляцию и кондиционирование воздуха без нарушения внутренней климатизации.

Список літ.: 4 назви.

Ключові слова: стохастичне прогнозування, тепла енергія.

*Мороз П. М., Степанов М. В.* **Дослідження режимів експлуатації енергоефективної системи теплопостачання будинку.**

Наведені результати експериментальних досліджень водогрійних котлів СП «Укрінтерм» та опалювальних приладів в системі опалення будинку.

Список літ.: 6 назв.

Ключові слова: ефективність теплопостачання, децентралізоване теплозабезпечення, ефективність джерел енергії.

*Росковшенко Ю. К., Степанов М. В., Дудніков А. П., Штиленко В. П.* **Вимірювання та автоматичне регулювання теплового потоку в системах водяного опалення приміщень.**

Запропоновано спосіб, який забезпечує вимірювання та регулювання величини теплового потоку, а відтак і витрати використаної теплової енергії в опалювальних приладах приміщення та неізолюваних трубопроводах, прокладених в межах приміщення, при довільній конфігурації систем водяного опалення, в залежності від зміни температури зовнішнього повітря та потреб споживача. При цьому виключається необхідність вимірювання витрати теплоносія на кожному опалювальному приладі.

Список літ.: 3 назви.

Ключові слова: лічильник теплової енергії, вимірювання теплового потоку.

*Редько А. А., Харлампіді Д. Х.* **Методика розрахунку характеристик геотермальних теплонасосних установок.**

Наведена методика розрахунку геотермальних теплонасосних установок в залежності від зміни вхідних параметрів геотермальної води і теплоносія системи опалення.

Список літ.: 7 назв.

Ключові слова: тепловий насос, геотермальна скважина, геотермальне теплопостачання.

*Пісарев В. С., Степанов М. В.* **Схема сумісної роботи холодильно-абсорбційної машини з когенераційною установкою.**

Запропонована схема застосування когенераційної установки в системі регенерації бензину з повітряно-бензинової суміші в спеціальних сушилках.

Список літ.: 2 назви.

Ключові слова: когенерація, сушіння, абсорбція.

*Возняк О. Т., Дацько О. С., Шаповал С. П.* **Ефективність роботи ціло-річних геліосистем при дискретній орієнтації сонячних колекторів.**

Денна переорієнтація сонячного колектора дає значний вигравш отриманої енергії, порівняно з енергією, що надійшла б від стаціонарного колектора. Тому важливим є визначення оптимальної кількості поворотів сонячного колектора при його дискретній орієнтації з точки зору економічної та енергетичної ефективності.

Список літ.: 7 назв.

Ключові слова: сонячний колектор, енергопоглинання, орієнтація колектора.

*Константинівський Б. Я., Гузій С. Г.* **Трубофільтри на основі нових в'язучих речовин і гравійно-пісчаних сумішей.**

Наведені результати експериментальних досліджень трубофільтрів на основі лужного цементу та нових в'язучих речовин.

Список літ.: 5 назв.

Ключові слова: трубофільтр, в'язучі суміші, корозійна стійкість.

*Бондарчук О. В., Тесля Н. Ю.* **Оптимізація конфігурації проектів розвитку проектно-орієнтованих організацій.**

Запропоновано структурно-комбінаторний підхід і оптимізаційна модель формування складу портфеля проектів змін, які забезпечують розвиток проектно-орієнтованих організацій.

Список літ.: 4 назви.

Ключові слова: засоби управління, методологія розвитку організацій.

## ЗМІСТ

### ВЕНТИЛЯЦІЯ ТА КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

<i>Возняк О. Т., Миронюк Х. В., Сухолова І. Є.</i> Повітророзподільник із взаємодією зустрічних неспіввісних плоских струмин в приміщеннях ювелірного заводу.....	3
<i>Довгалюк В. Б., Мілейковський В. О.</i> Розрахункова модель неізотермічної струмини, що насталяється на опуклу циліндричну поверхню.....	11
<i>Лабай В.Й.</i> Вплив різниць температур перегрівання у випарнику і переохолодження у конденсаторі на ексергетичний ККД split-кондиціонерів.....	33

### ТЕПЛОБМІН, ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ, ГАЗОПОСТАЧАННЯ

<i>Малкін Е. С., Фурат І. Е., Приймак О. В., Твердохліб О. С.</i> Установки для обробки води в електричних і магнітних полях. Методи розрахунку.....	39
<i>Малкін Е. С., Вишегородська О. О., Склярєнко О. М., Вишегородська Я. В.</i> Експериментальні дослідження теплообміну горизонтального циліндричного нагрівача в опалювальному конвекторі з термогравітаційною конвекцією.....	46
<i>Ратушняк Г. С., Анохіна К. В.</i> Моделювання теплообмінних процесів в біогазових установках.....	53
<i>Мамедов Н. Я.</i> Математическая модель стохастического прогнозирования расхода тепловой энергии для зданий.....	59
<i>Мороз П. М., Степанов М. В.</i> Дослідження режимів експлуатації енергоефективної системи тепlopостачання будинку.....	67
<i>Роскошєнко Ю. К., Степанов М. В., Дудніков А. П., Штиленко В. П.</i> Вимірювання та автоматичне регулювання теплового потоку в системах водяного опалення приміщень.....	75

### ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ, НЕТРАДИЦІЙНІ ДЖЕРЕЛА ЕНЕРГІЇ. БУДІВНИЦТВО

<i>Редько А. А., Харлампіді Д. Х.</i> Методика розрахунку характеристик геотермальних теплонасосних установок.....	80
<i>Пісарєв В. Є., Степанов М. В.</i> Схема сумісної роботи холодильно-абсорбційної машини з когенераційною установкою.....	92
<i>Возняк О. Т., Дацько О. С., Шаповал С. П.</i> Ефективність роботи цілорічних геліосистем при дискретній орієнтації сонячних колекторів.....	98
<i>Константинівський Б. Я., Гузій С. Г.</i> Трубофільтри на основі нових в'язучих речовин і гравійно-пісчаних сумішей.....	106
<i>Бондарчук О. В., Тєсля Н. Ю.</i> Оптимізація конфігурації проектів розвитку проектно-орієнтованих організацій.....	114
Видатні вчені, педагоги.....	120
Анотації.....	123



**ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ  
ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ**

**Науково-технічний збірник**

**Випуск 12**

Підписано до друку 02.02. 2009 р. Формат 60×84/16.

Папір друк. № 1. Обл.-вид. арк. 8,25.

Тираж 150 прим. Зам. 8-1701.

Віддруковано на ЗАТ «ВПОЛ».

03151, Київ, вул. Волинська, 60.

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру  
серія ДК № 752 від 27. 12. 2001 р.