



# ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ

Випуск 28



70 РОКІВ

КАФЕДРА  
ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ  
І ВЕНТИЛЯЦІЇ

НАУКОВО-ПРАКТИЧНА  
КОНФЕРЕНЦІЯ

«ТЕОРІЯ І ПРАКТИКА  
ФОРМУВАННЯ МІКРОКЛІМАТУ  
ТА ЕНЕРГОПОСТАЧАННЯ  
БУДІВЕЛЬ І СПОРУД»

16-18 жовтня 2019 року



Київ 2019

MINISTRY OF EDUCATION AND SCIENCE OF UKRAINE

Kiev National University of Construction and Architecture

**VENTILATION, ILLUMINATION  
AND HEAT GAS SUPPLY**  
(VENTYLIATSIIA, OSVITLENNIA  
TA TEPLOHAZOPOSTACHANNIA)

SCIENTIFIC AND TECHNICAL COLLECTION

*founded in 2001*

ISSUE 28

Kyiv 2019

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Київський національний університет  
будівництва і архітектури

# **ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ**

НАУКОВО-ТЕХНІЧНИЙ ЗБІРНИК

*заснований у 2001 році*

ВИПУСК 28

Київ 2019

УДК 697

ISSN 2409-2606

В29

**Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання:** науково-технічний збірник. – Вип. 28 / відповідальний редактор Е. С. Малкін. – Київ: КНУБА, 2019. – 59 с.

У збірнику висвітлюються результати наукових досліджень, питання теорії і практики з опалення, вентиляції і кондиціонування повітря, теплопостачання та газопостачання. Призначений для наукових працівників, викладачів, виробників, докторантів, аспірантів та студентів.

**Редакційна колегія:** докт. техн. наук, професор Е. С. Малкін (відповідальний редактор); канд. техн. наук, професор В. Б. Довгалюк (заступник відповідального редактора); канд. техн. наук, доцент В. О. Мілейковський (відповідальний секретар); докт. техн. наук, професор, заслужений діяч науки і техніки України В. П. Корбут; докт. техн. наук, професор, заслужений діяч науки і техніки України В. М. Михайленко; докт. техн. наук, професор, заслужений діяч науки і техніки України О. Л. Підгорний; докт. техн. наук, професор О. В. Приймак; канд. техн. наук, професор В. В. Трофімович; докт. техн. наук, професор Б. Рашуо (Сербія); доктор наук, професор А. Рогожа (Литва); докт. техн. наук, професор Г. Собчук (Польща); докт. техн. наук, професор М. Улевіч (Польща); доктор інженер, доцент А. Ліс (Польща); доктор інженер, доцент А. Уйма (Польща); докт. техн. наук, професор О. Токмаджян (Вірменія); докт. техн. наук, професор А. Маргарян (Вірменія); докт. техн. наук, доцент В. Токмаджян (Вірменія); доктор Г. Глінцерер (Австрія).

Рекомендовано до випуску Вченою радою Київського національного університету будівництва і архітектури 29 березня 2019 року, протокол № 21.

Адреса редакційної колегії: Київський національний університет будівництва і архітектури, кафедра теплогазопостачання і вентиляції та кафедра теплотехніки, Повітрофлотський просп., 31, м. Київ, 03037, Україна.

тел. +380(44)245-48-33

## ЗМІСТ

<i>До відома авторів</i> .....	5
В. Б. Довгалюк, Ю. В. Човнюк, М. О. Шишина <i>Аналіз процесів тепломасообміну та деформації колоїдних капілярно-пористих тіл методами фрактального аналізу та дискретної нелінійної динаміки</i> .....	6
О. В. Задоянний, О. О. Товстограй <i>Порівняльний ексергетичний аналіз пристроїв із створення мікроклімату офісних приміщень</i> .....	17
В. О. Мілейковський, Т. М. Ткаченко, В. Г. Дзюбенко <i>Аналітичний опис розширення плоских напівобмежених струмин</i> .....	28
М. І. Кордюков <i>Метод розрахунку теплового навантаження на систему кондиціонування повітря та опалення від вентиляційної системи з теплоутилізацією</i> .....	36
І. О. Редько, А. О. Редько, О. В. Приймак, Ю. О. Бурда <i>Підвищення ефективності систем теплогенерації центрального теплопостачання</i> .....	41
С. Б. Проценко, М. Д. Кізєєв, О. С. Новицька <i>Розроблення методики розподілу витрат теплової енергії на опалення між споживачами багатоквартирного будинку</i> .....	48
В. І. Деньгуб, В. А. Коновалюк <i>Дослідження ексергетичного коефіцієнта корисної дії водяних теплових мереж і систем опалення</i> .....	53

## CONTENTS

<i>Information for the Authors</i> .....	5
V. Dovhaliuk, Y. Chovniuk, M. Shyshyna <i>Analysis of Heat And Mass Transfer and Deformation of Colloid Capillary- Porous Bodies Processes by Fractal Analysis and Discrete Nonlinear Dynamics Methods (in Ukrainian)</i> .....	6
O. Zadoiannyi, O. Tovstohrai <i>Comparative Exergy Analysis of Microclimate Support Devices in Office Premises (in Ukrainian)</i> .....	17
V. Mileikovskiy, T. Tkachenko, V. Dziubenko <i>An Analytical Description of the Expansion of Plane Wall Jets (in Ukrainian)</i> .....	28
M. Kordiukov <i>A Method of Calculating the Thermal Load on the Air-Conditioning and Heating from Ventilation with Heat Recovery (in Ukrainian)</i> .....	36
I. Redko, A. Redko, A. Priymak, Yu. Burda <i>Improving the efficiency of district heating systems (in Ukrainian)</i> .....	41
S. Protsenko, M. Kizeev, O. Novytska <i>Development of Methodology of Thermal Energy Distribution on Heating Between Consumers of The Multi-Apartment Building (in Ukrainian)</i> .....	48
V. Denhub, V. Konovaliuk <i>Research of the Exergy Efficiency of Water Heat Networks and Heating Systems (in Ukrainian)</i> .....	53

## До відома авторів

Шановні автори статей науково-технічного збірника “Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання”.

Починаємо публікацію статей за матеріалами міжнародної науково-практичної конференції “Теорія і практика формування мікроклімату та енергопостачання будівель і споруд”, присвяченої 70-річчю кафедри теплогазопостачання і вентиляції Київського національного університету будівництва і архітектури.

У цьому році завершено роботу щодо створення сайту Збірника

<http://www.vothp.org.ua>.

На сайті доступні всі випуски Збірника та Вимоги до рукописів. Звертаємо увагу авторів на неухильне дотримання Вимог.

Усі матеріали збірника крім реклами ліцензовані на умовах Ліцензії Creative Commons Зазначення Авторства 4.0 Міжнародна (<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>).

Реклама може бути вільно завантажена, відтворена без змін та передана іншим особам разом з матеріалами збірника.

## Information for the Authors

Dear authors of articles of the Scientific and Technical Collection “Ventyliatsiia, Osvitlennia ta Teplofazopostachannia” (“Ventilation, Illumination and Heat and Gas Supply”).

We start publication of articles on the materials of the international scientific and practical conference "Theory and Practice of Microclimate Formation and Energy Supply of Buildings and Structures", dedicated to the 70-Th anniversary of the Department of Heat Gas Supply and Ventilation of Kiev National University of Construction and Architecture.

This year, the work on creating the site of the Collection

<http://www.vothp.org.ua>

has been completed. All issues of the Collection and the Requirements for manuscripts are accessible on the site. Authors should strictly observe the Requirements.

All materials published in the Collection, except advertising, are licensed under a Creative Commons Attribution 4.0 International License (<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>)

Advertising can be freely downloaded, reproduced without modification, and transferred to other persons along with the materials of the collection.

УДК 551.551.8

## Аналіз процесів тепломасообміну та деформації колоїдних капілярно-пористих тіл методами фрактального аналізу та дискретної нелінійної динаміки

В. Б. Довгалюк<sup>1</sup>, Ю. В. Човнюк<sup>2</sup>, М. О. Шишина<sup>3</sup>

<sup>1</sup>к.т.н., проф. Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна, 2280170@ukr.net, ORCID: 0000-0002-4836-5354

<sup>2</sup>к.т.н., доц. Національний університет біоресурсів і природокористування України, м. Київ, Україна, uchovnyuk@ukr.net

<sup>3</sup>асист. Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна, shyshyna.mo@knuba.edu.ua

*Анотація.* Наведений фрактальний аналіз довгострокових рядів параметрів колоїдних капілярно-пористих тіл, які знаходяться в умовах тепломасообміну з навколишнім середовищем і викликаної цим процесом деформації. Здійснене фрактальне оцінювання відповідної статистичної інформації щодо вологовмісту, температури та деформації вказаних тіл. Алгоритм розрахунку показника Херста заснований на R/S – аналізі. На основі методики передпрогнозного фрактального аналізу часових рядів (яка базується на послідовному R/S – аналізі) визначений рівень персистентності й розраховані параметри (середні величини) неперіодичних циклів часових рядів. Запропоновано критерій визначення середньої довжини періодичного і неперіодичного циклів, який заснований на згладжуванні V-статистики за допомогою звичайних плинних середніх та адаптивної плинної Кауфмана. Запропоновано також процедуру якісного аналізу часових рядів, для яких не підтверджується гіпотеза про наявність тренда, із застосуванням методів нелінійної динаміки й теорії хаосу. Розглянуті реальні часові ряди, що характеризують параметри тепломасообміну (температура, вологовміст), напруження та деформації у колоїдних капілярно-пористих тілах (модель художніх картин), які беруть участь у конвективному тепломасообміні з середовищем, яке їх оточує (приміщення, де розміщені музейні експонати); до складу останнього входять також системи штучного клімату музейних приміщень і потік відвідувачів музею, які знаходяться в цьому приміщенні на даний момент часу. Обґрунтуванням для подібних досліджень є теорема Такенса. Хаотичність досліджуваної динамічної системи, що задана часовими реалізаціями, встановлена за допомогою показника Ляпунова. Оцінка стійкості стану оцінювалася фрактальною розмірністю Хаусдорфа та індексом фрактальності. Візуальна оцінка часового ряду проводилася за допомогою процедури відновлення фазових траєкторій. У результаті аналізу фазових точок фазового простору виявлений розщеплений аттрактор, що дає можливість говорити про його біфуркацію.

*Ключові слова:* тепломасообмін, деформація, напруження, капілярно-пористе тіло, колоїд, фрактальний аналіз, показник Херста, дискретна нелінійна динаміка, теорія хаосу, показник Ляпунова, фрактальна розмірність, індекс фрактальності, фазовий простір, біфуркація аттрактора.

**Постановка проблеми.** Дослідження довгострокових рядів параметрів тепломасообміну, деформації та напружень у колоїдних капілярно-пористих тілах, котрі моделюють експонати музеїв, розміщені в приміщеннях зі штучним кліматом за наявності потоків відвідувачів музейного приміщення (у даний момент часу) – важлива й актуальна проблема. Розв'язанням її є використання статистичних часових рядів даних спостережень за вказаними вище характеристиками тепломасообміну та параметрами напружено-деформованого стану таких тіл. У рядах динаміки параметрів напружено-деформованого стану (НДС) та характеристиках тепломасообміну (температура, вологовміст) закодовано інформацію про минулий і теперішній стан колоїдних капілярно-пористих тіл. Отримання такої інформації за допомогою методу «розкодування» часових рядів є надзвичайно важливим. Цю інформацію можна використати для прогнозування подальшої ди-

наміки та поведінки (як параметрів, характеристик, так і самих тіл в цілому) об'єктів дослідження.

**Актуальність дослідження.** Застосування методів нелінійної динаміки, теорії хаосу для дослідження довгострокових рядів параметрів тепломасообміну, деформації та напружень у колоїдних капілярно-пористих тілах дає можливість прогнозування та аналізу напружено-деформованого стану музейних експонатів.

**Останні дослідження та публікації.** Численні дослідження останніх десятиріч показали, що більшість динамічних процесів у природі описуються фрактальною геометрією [1-4]. Фрактальність означає самоподібність [5-8], тобто на різних масштабах часовий ряд зберігає свою структуру. У роботі [4] зазначається, що будь-який спосіб оцінювання можливості прогнозування зміни в часі показників динамічного ряду потребує врахування фрактальних властивостей самого часового ряду. Різного



роду фрактальні структури у відкритих динамічних системах зумовлюють фрактальну поведінку показників таких систем. У роботах [6, 7, 9 10] наведено алгоритм визначення показника Херста, що характеризує ці властивості. Динаміка відкритих динамічних систем записується у вигляді часових рядів, які є основою для аналізу, моделювання та прогнозування подальшого їхнього розвитку. Якість прогнозування залежатиме від того, наскільки правильно проведено оцінку системи щодо її детермінованості. Сучасний математичний інструментарій, зокрема  $R/S$ -аналіз, запропонований Херстом [5, 6], є потужним засобом, який дає змогу встановити «ступінь хаотичності» системи. Якщо часовий ряд виявляє довготермінову пам'ять, то відповідна система значною мірою є детермінованою. При цьому ефективніше застосовувати метод нормованого розмаху Херста. Поставлене завдання вирішується із застосуванням методів  $R/S$ -аналізу. Цей метод дає можливість досліджувати ефекти довготривалої пам'яті в часових рядах [9, 10], а за певних його модифікацій прогнозувати циклічність параметрів у довгострокових рядах спостережень [11].

Алгоритм розрахунку показника Херста, заснований на  $R/S$ -аналізі, наведено за методикою [9]. Спочатку визначаються відхилення від середнього значення. На кожній ітерації отримуємо  $N$  значень  $X$ . Далі відбувається нормування розмаху діленням на стандартне відхилення  $S$ , яке знаходиться за  $N$  значеннями. Логарифмуємо  $R/S$  та  $N$  і будемо на основі отриманих даних графік функції залежності значення  $R/S$  у логарифмічному масштабі. На графіку функції  $\ln(R/S)$  від  $\ln(t)$  знаходимо нахил через лінійну апроксимацію. Тангенс кута цього нахилу і є показником Херста, який пов'язаний із фрактальною розмірністю  $D$  кривої співвідношенням:  $D = 2 - H$ , де  $D$  – фрактальна розмірність кривої.

Показник  $H$  (Херста) за аналогією з узагальненим броунівським рухом може набувати значень від 0 до 1:

а) ( $0 < H < 0,5$ ) або ( $1,5 < D < 2$ ) – антиперсистентний або ергодичний часовий ряд («рожевий шум»). Спостерігається контртрендовість, схильність динамічної системи до постійної зміни тенденції (підвищення змінюється зниженням та навпаки). Стійкість антиперсистентної поведінки ряду залежить від того, наскільки  $H$  є близьким до 0. Чим  $H$  ближче до нуля, тим ряд більш мінливий або волатильний. Такий тип системи часто називають «повернення до середнього»;

б) ( $H = 0,5$ ) або ( $D = 1,5$ ) – числовий ряд абсолютно випадковий або стохастичний («білий шум»), відсутність довготривалої статистичної залежності (випадкова поведінка показника);

в) ( $0,5 < H < 1$ ) або ( $1 < D < 1,5$ ) – персистентний часовий ряд («чорний шум»), спостерігається тренд, збереження тенденції до підвищення чи зниження показника в минулому і майбутньому. При цьому, чим більше значення показника  $H$ , тим частіше за його підвищенням настає підвищення, а за зниженням – зниження.

Отже, відхилення показника Херста від 0,5 є своєрідним індикатором фрактальних властивостей процесів, які породжують часові ряди. Крім використання показника Херста, для аналізу тенденції ряду використовують кореляційне співвідношення для оцінки автокореляційного впливу попередніх значень динамічного ряду на його наступні значення й визначення майбутньої тенденції – міру автокореляції  $C = 2^{2H-1}$  [9].

Слід зазначити, що більшість фізичних, технічних і природних процесів є нестійкими і нестационарними. Часові ряди, які представляють дані процеси, є комплексом різнотипних складових: складова функції тренду, циклічні компоненти з різними періодами повторення, флуктуації тощо. Тому особливо актуальним є використання методів їхнього передпрогнозного оцінювання, що може бути реалізоване саме на базі фрактального аналізу. Метод фрактального аналізу часових рядів – це один із напрямків аналізу, зокрема, процесів тепломасообміну та деформації колоїдних капілярно-пористих тіл, був запропонований Б. Мандельбротом і Р. Хадсоном [2, 3] та розвинутий Е. Петерсом та Е. Федером [4, 12] і, як складова частина методів дискретної нелінійної динаміки, призначений для дослідження нелінійності в динаміці часових рядів. Автором [13] запропонована методика передпрогнозного фрактального аналізу часових рядів, яка може бути використана для ідентифікації в часовому ряді довготривалої пам'яті, визначення середньої довжини періодичного та неперіодичного циклів (квазіциклів). Описаний метод, на думку авторів даного дослідження, може бути також успішно впроваджений в інформаційні системи обробки даних та прогнозування або системи підтримки прийняття рішень щодо стратегії зберігання колоїдних капілярно-пористих тіл, котрі знаходяться в умовах конвективного тепло- і масообміну з навколишнім середовищем.

Основою методики аналізу часових рядів є алгоритм фрактального  $R/S$ -аналізу для визначення показника Херста. Детально різні підходи до розрахунку показника Херста на основі процедури  $R/S$ -аналізу описані в ряді робіт як закордонних [4, 12], так і вітчизняних [13, 14, 15] авторів. У роботі [16] наводиться порівняння різних методик проведення фрактального аналізу для розрахунку показника Херста. Емпіричні правила та вказівки для  $R/S$ -аналізу, а також особливості візуального аналізу  $V$ -статистики для визначення середньої довжини неперіодичного циклу описані у роботі [4]. Про ефект довготривалої пам'яті в часових рядах описано у роботах [2, 4, 5].

**Формулювання цілей статті.** Розробка та опис методики передпрогнозного фрактального аналізу часових рядів, які характеризують основні параметри процесів тепломасообміну та деформації колоїдних капілярно-пористих тіл, що знаходяться в умовах постійного конвективного тепломасопереносу з навколишнім середовищем, формулювання в межах цієї методики критеріїв оцінювання середньої довжини неперіодичних і періодичних циклів, ідентифікація рядів з довготривалою пам'яттю, шляхом розрахунку показника Херста, на основі реалізації процедури послідовного  $R/S$ -аналізу.

#### Фрактальний $R/S$ -аналіз часових рядів.

Фрактальний аналіз, як новий напрямок в аналізі динаміки показників, параметрів, характеристик процесів тепломасообміну та деформації колоїдних капілярно-пористих тіл стверджує, що розвиток вказаних процесів (в умовах постійного конвективного тепломасопереносу з навколишнім середовищем) у майбутньому, як і майбутні значення часових рядів, що показують ці процеси, залежить від ретроспективних змін. Вважаємо, що процеси тепломасообміну та деформації колоїдних капілярно-пористих тіл глобально загалом детерміновані і залежать від початкових умов, локально ж вони випадкові. Згідно з принципами фрактального аналізу, часові ряди мають фрактальну розмірність  $1 < D < 2$ , наділені властивостями масштабної інваріантності (самоподібності) і пам'яттю про свої початкові умови. Вважаємо, що часові ряди, які відповідають розвитку процесів тепломасообміну та деформації в капілярно-пористих (колоїдних) тілах, мають фрактальну структуру. Фрактальна розмірність вказує на ступінь «зазубреності» часового ряду. Наприклад, пряма лінія має фрактальну розмірність  $D = 1$ , якщо  $D = 1,5$ , то часовий ряд відповідає гаусово-

му випадковому процесу.

На практиці фрактальну розмірність замінюють показником Херста  $H$ , на основі якого визначається ступінь згладженості часового ряду [4, 6]. Показник  $H$  визначається на основі фрактальної розмірності за формулою  $H = 2 - D$ , де  $0 \leq H \leq 1$ . Якщо розбити часовий ряд на  $v$  ділянок однакової довжини, тоді показник Херста може бути визначений таким чином:  $(R/S)_v = \alpha \cdot v^H$ , де  $(R/S)_v$  – нормований розмах від накопиченого середнього;  $v$  – число часових відліків або кількість спостережень;  $\alpha$  – константа, незалежна від  $v$ .

Іншими словами, показник Херста – це число  $H \in [0,1]$ , яке характеризує відношення складової функції тренда до білого шуму і може використовуватися для класифікації часових рядів: встановлення невідповідних часових рядів зі стійким трендом та випадкових рядів (серед яких негаусові). Розрахунок показника Херста може проводитися на основі процедури  $R/S$ -аналізу, який було запропоновано Б. Мандельбротом. У роботі [1] він обґрунтував його застосовність для дослідження фінансово-економічних процесів.

Залежно від значення показника Херста часового ряду виокремлюють такі класифікації:

- якщо показник  $H$  часового ряду близький до 0,5, тоді це свідчить про його випадковість. У цьому випадку не буде жодної кореляції між ретроспективними даними і прогнозними;
- чим ближче показник  $H$  до 1 ( $H > 0,5$ ), тим більш персистентним або трендостійким є ряд. Припускається, що події не випадкові. І якщо виникає чітка тенденція часового ряду до зростання або падіння, то вона з великою ймовірністю збережеться і надалі;
- чим ближче показник  $H$  до 0 ( $H < 0,5$ ), тим більш антиперсистентним є ряд.

У даному дослідженні для розрахунку показника Херста застосовується методика, яка запропонована у роботі [14].

Нехай заданий часовий ряд з  $n$  спостережень  $Z = \{Z_i\}_{i=1}^n$ . Для кожного з початкових відрізків даного часового ряду  $Z = \{Z_i\}_{i=1}^{\tau}$  довжини  $\tau = 3, 4, \dots, n$  обчислимо середні значення за формулою  $\bar{Z}_\tau = \frac{1}{\tau} \sum_{i=1}^{\tau} Z_i$ , а накопичені відхилення знайдемо за формулою  $X_{\tau,t} = \frac{1}{\tau} \sum_{i=1}^t (Z_i - \bar{Z}_\tau)$ ,  $\tau = 3, 4, \dots, n$ , розмах  $R_\tau = \max_{1 \leq t \leq \tau} (X_{\tau,t}) - \min_{1 \leq t \leq \tau} (X_{\tau,t})$ . Тоді середньоквадратичне відхилення для кожного з відрізків ви-

значається за формулою  $S_\tau = \sqrt{\frac{1}{\tau} \sum_{i=1}^{\tau} (Z_i - \bar{Z}_i)^2}$ ,

$\tau = 3, 4, \dots, n$ . Розмах накопиченого відхилення нормалізується шляхом ділення на середньоквадратичне відхилення для кожного відрізка  $\tau$  і будується графік залежності  $\lg \frac{R_\tau}{S_\tau}$

від  $\lg(\tau)$  (так звана  $R/S$  траєкторія). Далі на основі методу найменших квадратів (МНК) будується рівняння лінійної регресії, коефіцієнт при незалежній змінній якого буде показником Херста. Рівняння буде мати вигляд  $\lg \frac{R_\tau}{S_\tau} = \lg \alpha + H \cdot \lg(\tau)$ , де  $\alpha = \text{const}$ .

Показник Херста можна також розглядати як функцію від  $\tau$  [4]:

$$H(\tau) = \frac{\lg \left[ \frac{R_\tau}{S_\tau} \right]}{\lg \left( \frac{\tau}{2} \right)}$$

Поведінка побудованих на основі цієї функції  $H$ -траєкторій або залежності функції  $H(\tau)$  від  $\lg(\tau/2)$ , а також  $R/S$  траєкторії, можуть бути використані для вияву таких властивостей часового ряду як:

1) інтервали довготривалої і короткотривалої залежності (ідентифікація у часовому ряді довготривалої пам'яті);

2) наявність циклічних складових і середньої довжини неперіодичного циклу.

Квазіциклом часового ряду можна назвати локально найбільшу ділянку часового ряду, яку можна умовно поділити на 2 частини, причому в першій частині спостерігається послідовність додатних (від'ємних) приростів членів ряду, а в другій частині – навпаки послідовність від'ємних (додатних) приростів. Якщо точки початку і закінчення квазіциклу знаходяться на одному рівні, то такий квазіцикл називається циклом. Під довжиною циклу (квазіциклу) розуміють кількість точок часового ряду, які утворюють цикл (квазіцикл). З теорії хаосу відомо, що під час руху будь-якої нелінійної системи завжди знаходиться точка, в якій втрачається пам'ять про початкові умови. Середньою довжиною циклу можна вважати цілочислову величину, яка характеризує стійку пам'ять для періодів, менших за цю величину.

Для знаходження довжини циклу (квазіциклу), як правило застосовується візуальний аналіз тенденцій кривої  $V$ -статистики. Він полягає у виявленні точок зміни тенденцій, що може сигналізувати про закінчення циклу, а також інтервалів зростання, стабілізації і спадан-

ня кривої, що при збільшенні числа спостережень визначає тяжіння процесу до персистентного або випадкового. Зростання  $V$ -статистики при збільшенні числа спостережень вказує на персистентність поточної ділянки ряду, а стабілізація – на переважання білого шуму.  $V$ -статистика розраховується за формулою:

$$V_\tau = \frac{R_\tau}{\sqrt{\tau} \cdot S_\tau}, \quad (1)$$

де  $R_\tau$  – розмах;  $S_\tau$  – середньоквадратичне відхилення,  $\tau = 3, 4, \dots, n$ .

У роботі [4] вказано, що момент зміни тенденції графіка  $V$ -статистики, що виражається залежністю  $V_\tau$  від  $\lg(\tau)$  вказує на довжину, як періодичного, так і неперіодичного циклу.

## 2. Методика передпрогнозного фрактального аналізу часових рядів.

Методика передпрогнозного фрактального аналізу складається з таких алгоритмів:

1) розрахунку показника Херста на основі послідовного  $R/S$ -аналізу часового ряду;

2) визначення середньої довжини неперіодичного циклу й ідентифікація «довгої пам'яті» в часовому ряді;

3) відбору режимів підтримки штучного клімату в приміщеннях (музеїв), де зберігаються колоїдні капілярно-пористі тіла (модель художніх цінностей, наприклад, художні картини митців минулих століть), що постійно контактують (беруть участь у конвективному тепломасопереносі) з середовищем, яке їх оточує (параметри мікроклімату приміщення музею та основні характеристики (температура, вологовміст) потоку відвідувачів даного музейного приміщення). Вказаний відбір здійснюється на основі розрахованих за  $R/S$ -аналізом показників (за великим рахунком на цьому етапі вирішується «подальша доля» художньої цінності – чи перебуватиме вона у цьому приміщенні й у подальшому, чи потрібно її перемістити в інше приміщення (музею, сховища) з іншими мікрокліматичними умовами, прийнятними саме для цієї художньої цінності).

Наведемо умовний приклад опису вказаних алгоритмів, ілюструючи розрахунки для конкретної задачі.

### Приклад 1.

Нехай задано часовий ряд вологовмісту колоїдного капілярно-пористого експонату (наприклад, картина). За період з 03.09.2007 р. до 05.03.2010 р., зібрані щоденні дані на момент закриття приміщення (музею), у якому знаходиться це тіло. Довжина часового ряду становить

775. Позначимо його через  $\bar{Z} = \left\{ \bar{Z}_i \right\}_{i=1}^{n+1}$ . Необхідно провести передпрогнозний аналіз цього ряду.

*Крок 1.* Візуалізуємо заданий часовий ряд, тобто побудуємо графік залежності  $\bar{Z}_\tau$ .

*Крок 2.* Реалізуємо процедуру послідовного R/S-аналізу. Розраховуємо показник Херста.

Для знаходження показника Херста будемо розглядати часовий ряд, який є результатом логарифмування вхідного ряду  $\bar{Z}_\tau$ . Ця вимога, що описана у роботі [4], не є обов'язковою. Позначимо новий часовий ряд через  $Z = \left\{ Z_i \right\}_{i=1}^n$ , де

$$Z_i = \frac{\lg(\bar{Z}_i)}{\lg(\bar{Z}_{i-1})}, i = 1, 2, \dots, n. \text{ Введемо позначення}$$

$X = (x_3, x_4, \dots, x_n)$ , де  $x_\tau = \lg(\tau)$  і  $Y = (y_3, y_4, \dots, y_n)$ , де  $y_\tau = \lg(R_\tau/S_\tau)$ ,  $\tau = 3, 4, \dots, n$  і припустимо, що між факторами  $X$  та  $Y$  існує лінійна залежність  $Y = a + bX$ . Ідентифікуємо значення коефіцієнтів  $a$  і  $b$  з умови мінімізації функції

$$\sum_{\tau=3}^n \left[ y_\tau - [a + bx_\tau] \right]^2 \rightarrow \min \text{ за методом найменших}$$

квадратів (МНК) [17]. У результаті для часового ряду  $Z$  отримали, наприклад, такі оцінки:  $a = -0,549$ ,  $b = 0,783$ . Оцінка коефіцієнта  $b$  буде показником Херста часового ряду  $Z$ , тобто  $H = 0,783$ . Коефіцієнт детермінації становить  $R^2 = 0,9198$ .

Для ряду  $Z$  будемо на одному графіку R/S та  $H$ -траєкторії та лінію регресії  $Y = -0,549 + 0,783 X$ . (Всі графіки легко побудувати у програмах електронних таблиць).

*Крок 3.* Перевірка гіпотези про значущість показника Херста для ряду  $Z$ .

Особливістю розрахованої статистики є те, що для невеликого  $\tau$  вона характеризується незначним відхиленням. Для перевірки значущості показника Херста з урахуванням відхилень статистики скористаємося підходом, запропонованим у роботі [18]. Розрахуємо значення:

$$E \left( \frac{R_\tau}{S_\tau} \right) = \frac{\Gamma \left( \frac{\tau-1}{2} \right)}{\sqrt{\pi} \cdot \Gamma \left( \frac{\tau}{2} \right)} \cdot \sum_{i=1}^{\tau-1} \sqrt{\frac{\tau-i}{i}}, \quad (4)$$

де  $\Gamma(q)$  – гамма-функція аргументу  $q$ . Вираз (4) відповідає істинності основної гіпотези про випадковість часового ряду  $Z$ . Оскільки для великих значень  $\tau$  значення гамма-функції ( $\Gamma(q)$ ) швидко зростає при зростанні  $q$ , то в роботі [4] для  $\tau > 300$  пропонується використовувати фу-

нкцію Стірлінга:

$$E \left( \frac{R_\tau}{S_\tau} \right) = \sqrt{\frac{2}{\pi(\tau-1)}} \cdot \sum_{i=1}^{\tau-1} \sqrt{\frac{\tau-i}{i}}. \quad (3)$$

Для ряду  $Z$ , який розглядається, теоретичний показник  $E(R_\tau/S_\tau)$  за формулою (3) становить 0,5452. Отже, оскільки показник Херста для даного ряду  $H = 0,783$ , то гіпотеза про випадковість даного ряду відкидається. Значення показника Херста  $H$  вказує на те, що вхідний часовий ряд  $Z$  персистентний, а процес, що описується даним часовим рядом, характеризується наявністю довготривалої пам'яті та має трендостійкий характер.

*Крок 4.* Розрахунок середньої довжини неперіодичного циклу.

Критерій визначення довжини періодичного циклу на основі  $V$ -статистики базується на згладжуванні кривої  $V$ -статистики та ідентифікації моментів зміни початкової тенденції кривої з урахуванням згладжених значень. Згладимо ряд  $V_\tau = 3, 4, \dots, n$  за допомогою звичайної плинної середньої з періодом  $p$  за формулою:

$$S_{\tau+p} = \frac{1}{p} \cdot \sum_{j=0}^{p-1} V_{\tau+p-j}, \tau = 3, 4, \dots, n-p \quad (4)$$

та адаптивної плинної середньої Кауфмана за формулою:

$$a_i = c_i \cdot V_i + (1 - c_i) a_{i-1}, \quad (5)$$

$$\text{де } c_i = \{E_i(f-S) + S\}^2; \quad E_i = \frac{V_i - V_{i-r}}{\sum_{i=0}^{r-1} |V_{i-i} - V_{i-i-1}|} -$$

коефіцієнт ефективності як відношення загального руху (вологомісту тіла) до суми абсолютних значень шумового руху (вологомісту) за період  $r$ ;  $t = (\overline{\tau+r}, n)$ , а  $f = 1 / (p_1 - 1)$  і  $S = 2 / (p_2 - 1)$  – відповідно, швидкий і повільний коефіцієнти згладжування,  $p_1 < p_2$ .

Довжина неперіодичного циклу дорівнює  $k$ , якщо в момент  $k$  виконуються умови:

1) починаючи з моменту  $k$ , фіксується падіння індексу Кауфмана принаймні протягом двох наступних точок, тобто  $a_k > a_{k+1} > a_{k+2}$ . Зазначимо, що до  $k$ -ої точки індекс Кауфмана повинен монотонно зростати, що пояснюється поведінкою  $V$ -статистики;

2) звичайна плинна середня у цей момент не перевищує значення індексу Кауфмана, тоб-

то  $S_k < a_k, S_{k+1} < a_{k+1}$ ;

3) фіксується різка зміна тенденції  $V$ -статистики зі зростання на падіння:  $V_{k-1} < V_k, V_k > V_{k+1}$ . При цьому значення  $V$ -статистики у  $k$ -й точці досягає локального максимуму, перевищуючи значення простої плинної середньої та індексу Кауфмана:  $V_k > a_k > S_k$ .

Вибір фільтром плинної Кауфмана пояснюється адаптивним характером її коефіцієнтів. Таким чином, система за умови використання даного критерію може розраховувати величину неперіодичного циклу без втручання людини, тобто в автоматичному режимі.

Необхідно зазначити, що вісь абсцис для графіка, на якому будується  $V$ -статистика і плинні середні відповідає прологарифмованим значенням  $\tau$ . Тобто після отримання моменту, для якого виконуються вказані умови, точку з осі абсцис  $x_k$  треба використати для визначення самого  $k$ :  $k = 10 \lg(xk)$ .

За графіком  $V$ -статистики і плинних середніх для ряду, який досліджується, можна побачити, що вказані умови виконуються при  $x_k = 1,255$ . Тобто величина неперіодичного циклу для даного часового ряду становить:  $10 \lg(1,255) \approx 18$  (при цьому, наприклад, на графіку  $V$ -статистики та плинних середніх видно, що  $p = 7, \tau = 4, p_1 = 3, p_2 = 10$ ). Слід зазначити, що перевірка умов повинна здійснюватися (у цьому випадку), починаючи з точки  $k = 10, x_k = 1$ , так само як і побудова лінії регресії для визначення показника Херста. Це емпіричне правило сформульоване у роботі [4] (графік  $V$ -статистики та плинних середніх слід зображати у залежності від  $\lg(\tau)$ ).

Критерій визначення середньої довжини неперіодичного циклу може базуватися на основі поведінки  $H$ - та  $R/S$ -траєкторій. Відомо, що момент перелому або різкої зміни початкової тенденції  $H$ -траєкторії, як правило, з такою, що зростає, на таку, що спадає, за умови, що  $R/S$ -траєкторія попередньо змінила свою початкову тенденцію, вказує на довжину циклу.

Позначимо через  $F(Z)$  сімейство рядів фіксованої довжини  $m$ , кожен з яких будується з вхідного часового ряду  $Z$  методом плинного вікна, тобто ряди  $\{z_i\}_{i=1}^m, \{z_i\}_{i=2}^{m+1}, \dots, \{z_i\}_{i=n-m+1}^n$ . Для кожного з цих рядів застосовуємо процедуру послідовного  $R/S$ -аналізу. Побудуємо відповідні  $H$ - та  $R/S$ -траєкторії і визначимо довжину циклів  $k_j, j = \overline{(1, n - m + 1)}$  з умови: точка  $k_j$  буде відповідати довжині циклу для часових рядів  $\{z_i\}_{i=j}^{m+j-1}$ , якщо  $H$ -траєкторія в точці  $k_{j+1}$  або  $k_{j+2}$  перетинає  $R/S$ -траєкторію. При цьому обидві

траєкторії змінюють попередню тенденцію на спадання, починаючи з точки  $k_j$ , тобто

$$H_{k_{j+1}} < H_{k_j} \text{ і } \left(\frac{R}{S}\right)_{k_{j+1}} < \left(\frac{R}{S}\right)_{k_j}, \left(\frac{R}{S}\right)_{k_{j+2}} < \left(\frac{R}{S}\right)_{k_{j+1}}$$

і  $R/S$ -траєкторія не знаходиться в зоні антиперсистентності, тобто  $(R/S)_{k_j} < 0,5$ .

Далі побудуємо гістограму розподілу довжини циклів  $k_j$  для сімейства часових рядів  $\{z_i\}_{i=j}^{m+j-1}, j = \overline{(1, n - m + 1)}$ . На основі гістограми можна оцінити середню довжину циклу. Для вхідного ряду медіана становить, наприклад, 18, а середнє значення – 18,81. Тобто середня довжина циклу становить 18 (днів, місяців, років або годин).

Кожен з описаних критеріїв показує високу ефективність встановлення величини циклів під час роботи в автоматичному режимі.

*Крок 5. Дослідження поведінки показника Херста в динаміці.*

З метою більш детального аналізу часового ряду пропонується досліджувати поведінку показника Херста в динаміці. Результати цього дослідження можуть використовуватися для розбиття ряду на ділянки за рівнем їх персистентності. Це дозволяє прослідкувати поточний розвиток процесу та спрогнозувати його на майбутнє. Плинний показник – це функція, яка будується за показниками Херста для сімейства рядів  $F(Z)$ , які утворюються з досліджуваного часового ряду  $Z$  методом плинного вікна. Для часового ряду, який досліджується, графік зміни показника Херста демонструє те, що часовий ряд персистентний як загалом, так і на локальних відрізках ( $m=500$ ).

*Крок 6. Визначення якості обраних режимів створення штучного клімату в музейному приміщенні, де зберігаються колоїдні капілярно-пористі матеріали, що представлені часовими рядами їхніх параметрів (вологівміст, температура, деформація, напруження).*

Задача формулювання на основі  $R/S$ -аналізу критерію відбору оптимальних режимів створення штучного клімату в музейних приміщеннях, які представляються часовими рядами характерних параметрів тепловологопереносу, також може ставитися з точки зору оцінки ризиків деструкції художніх цінностей (картини майстрів минулих століть, зокрема). Ця задача може бути використана для побудови критеріїв вибору режимів систем, які створюють штучний клімат у приміщенні музею. Задача, яка ставиться перед суб'єктом, який приймає

рішення, у даному випадку полягає у виборі з множини можливих режимів таких, створення котрих у музейному приміщенні забезпечило б максимальний позитивний ефект відповідно до вимог суб'єкта (як правило це директор музею) з урахуванням ризиків деструкції художніх цінностей музею. При цьому враховується наявність потоку відвідувачів музею, які вносять у приміщення збурення характеристик тепломасообміну розміщених тут колоїдних капілярно-пористих тіл.

Нехай кожному режиму створення штучного мікроклімату ставиться у відповідність ретроспективна інформація у вигляді часового ряду характерних параметрів тепломасообміну колоїдних капілярно-пористих тіл. Режим, який забезпечує конкретний варіант штучного мікроклімату музейного приміщення, вважати мемо якісним (серед іншого, й за показниками економічної ефективності), якщо:

1) часовий ряд є рядом з довготривалою пам'яттю;

2) поведінка показника Херста в динаміці демонструє стійку персистентність на ділянці ряду, яка передує моменту початку запровадження режиму штучного мікроклімату;

3) при високих значеннях показника Херста та за умови наявності коротких циклів можна стверджувати, що режим обраний вдало, і навпаки, якщо значення показника Херста низькі, то у випадку наявності довгих циклів, можна стверджувати, що режим обраний невдало.

#### Приклад 2.

Нехай відомі з архівних даних динамічні ряди зміни температури, вологовмісту, параметрів напружено-деформованого стану колоїдних капілярно-пористих тіл, розміщених у музейних приміщеннях за 100, 40 і 20 років. При цьому обчислені статистичні параметри тепломасообміну вказаних вище тіл, а саме: показник Херста ( $H$ ), фрактальна розмірність ( $\Phi P$ ), коефіцієнт автокореляції ряду ( $C$ ). ці параметри визначені за зиму, весну, літо, осінь та за рік, а потім усереднені за весь період визначення (100, 40, 20 років) (див. табл. 1). В останньому стовпчику вказаної таблиці наведена вірогідна характеристика ряду. При цьому  $C$  визначається зі співвідношення

$$C = 2^{2H-1} - 1.$$

Слід зазначити, що коефіцієнт автокореляції ряду становить:

а) для випадкового варіанту характеристики ряду ( $H = 0,5$ ) –  $C = 0$ ;

б) для антиперсистентного (ергодичного) часового ряду («рожевий шум») –  $C < 0$  ( $0 < H < 0,5$ );

в) для персистентного часового ряду («чорний шум») –  $C > 0$  ( $1 > H > 0,5$ ).

**Висновки.** Проведення процедури  $R/S$ -аналізу характерних параметрів тепломасообміну колоїдних капілярно-пористих тіл, розміщених в приміщеннях музеїв (серед яких зі штучним мікрокліматом), дозволяє виявляти проміжки часових масштабів антиперсистентності/персистентності поведінки рядів (указаних параметрів) за тривалий період часу (моніторингу), а також наявність циклів. Запропоновані в роботі методика передпрогнозного фрактального аналізу часових рядів параметрів, критерії для визначення середньої довжини періодичного і неперіодичного циклів та інших фрактальних характеристик можуть бути застосовані для вибору оптимальних режимів функціонування систем штучного мікроклімату у музейних приміщеннях, де зберігаються художні цінності. На основі проведених теоретичних досліджень за допомогою комп'ютерного моделювання можна встановити, що більшість часових рядів, які характеризують еволюцію характерних параметрів, котрі описують процеси тепломасообміну в колоїдних капілярно-пористих тілах, є більш або менш персистентними і наділені довготривалою пам'яттю про свої початкові умови (створення конкретної художньої цінності). Також, якщо  $H$ -траєкторія для малих значень  $\tau$  деякого часового ряду демонструє різку зміну тенденції на спадання, причому значення  $H_\tau$  опиняються нижче рівня, то це може свідчити про те, що ряд не належить до часових рядів з довгою пам'яттю. Але остаточний висновок можна зробити з урахуванням показник Херста, який у цьому випадку буде близьким або меншим за теоретичний показник  $E(R_\tau/S_\tau)$ .

Статистична оцінка характерних параметрів процесів тепломасообміну та напружено-деформованого стану колоїдних капілярно-пористих тіл, розміщених у музейних приміщеннях (конкретного музею) за період 1913-2015 рр.

Період визначення, років	Статистичний параметр	Періоди визначення за:					Вірогідна характеристика ряду
		зиму	весну	літо	осінь	рік	
<b>Температура в приміщенні, °С</b>							
100	Показник Херста (H)	0,335	0,310	0,325	0,317	0,310	Антиперсистентний
	Фрактальна розмірність (ФР)	1,67	1,69	1,68	1,68	1,69	
	Коефіцієнт автокореляції ряду (C)	-0,205	-0,231	-0,215	-0,224	-0,232	
40	Показник Херста (H)	0,378*	0,344	0,325	0,375*	0,319	Антиперсистентний
	Фрактальна розмірність (ФР)	1,63	1,65	1,67	1,63	1,68	
	Коефіцієнт автокореляції ряду (C)	-0,156	-0,195	-0,215	-0,159	-0,222	
20	Показник Херста (H)	0,410	0,362	0,415	0,388	0,319**	Випадковий
	Фрактальна розмірність (ФР)	1,59	1,64	1,59	1,61	1,68	
	Коефіцієнт автокореляції ряду (C)	-0,117	-0,174	-0,111	-0,156	-0,224	
<b>Вологовміст, %</b>							
100	Показник Херста (H)	0,317	0,290	0,322	0,323	0,335	Антиперсистентний
	Фрактальна розмірність (ФР)	1,683	1,710	1,669	1,667	1,665	
	Коефіцієнт автокореляції ряду (C)	-0,224	-0,331	-0,205	-0,218	-0,205	
40	Показник Херста (H)	0,353	0,395	0,372	0,386	0,353	Випадковий
	Фрактальна розмірність (ФР)	1,647	1,605	1,628	1,614	1,647	
	Коефіцієнт автокореляції ряду (C)	-0,184	-0,135	-0,163	-0,146	-0,184	
20	Показник Херста (H)	0,412	0,375	0,388	0,403	0,401	Випадковий
	Фрактальна розмірність (ФР)	1,558	1,625	1,612	1,597	1,591	
	Коефіцієнт автокореляції ряду (C)	-0,159	-0,159	-0,156	-0,126	-0,190	
<b>Деформації, %</b>							
100	Показник Херста (H)	0,331	0,301	0,332	0,320	0,310	Антиперсистентний
	Фрактальна розмірність (ФР)	1,669	1,699	1,688	1,679	1,691	
	Коефіцієнт автокореляції ряду (C)	-0,209	-0,241	-0,205	-0,283	-0,232	
40	Показник Херста (H)	0,347*					Випадковий
		*	0,389	0,369	0,371	0,381	
	Фрактальна розмірність (ФР)	1,653	1,611	1,631	1,631	1,619	
20	Коефіцієнт автокореляції ряду (C)	-0,191	-0,143	-0,166	-0,165	-0,152	Випадковий
	Показник Херста (H)	0,433	0,378	0,321	0,371	-0,471	
	Фрактальна розмірність (ФР)	1,567	1,622	1,681	1,631	1,532	
<b>Напруження, МПа</b>							
100	Показник Херста (H)	0,204	0,230	0,336	0,349	0,334	Антиперсистентний
	Фрактальна розмірність (ФР)	1,790	1,721	1,664	1,651	1,666	
	Коефіцієнт автокореляції ряду (C)	-0,337	-0,339	-0,203	-0,189	-0,206	
40	Показник Херста (H)	0,305*	0,374	0,421	0,373	0,361	Випадковий
	Фрактальна розмірність (ФР)	1,651	1,626	1,588	1,627	1,639	
	Коефіцієнт автокореляції ряду (C)	-0,238	-0,161	-0,105	-0,173	-0,175	
20	Показник Херста (H)	0,301	0,321	0,321	0,248	0,377**	Антиперсистентний
	Фрактальна розмірність (ФР)	1,699	1,679	1,679	1,752	1,623	
	Коефіцієнт автокореляції ряду (C)	-0,241	-0,219	-0,219	-0,263	-0,157	

**Примітки:**

\* – випадковий, \*\* – антиперсистентний

**Література**

1. Mandelbrot B. B. When can price be arbitrated efficiently? A limit to the validity of the random walk and martingale models / B. B. Mandelbrot // Review of Economics and Statistics. – 1971. – Vol. 53. – No 3.- P. 225-236. DOI: 10.2307/1937966
2. Mandelbrot B. B. Statistical methodology for Non-Periodic cycles: from the covariance to R/S analysis / B. B. Mandelbrot // Annals of Economic and Social Measurement. – 1972. – Vol. 1. – No 3. – P. 259-290.
3. Mandelbrot B. B., Hudson The (mis) behavior of markets: a fractal view of risk, ruin and reward / B. B. Mandelbrot, R. Hudson R. New York, N.Y.: Basic Books, 2004 – 328 p.
4. Peters E. E. Fractal market analysis: applying chaos theory to investment and economics / E. E. Peters. – N.Y.: John Wiley & Sons, Inc., 1994. – 336 p.
5. Parzen E. Long memory of statistical time series modeling / E. Parzen. – Texas A&M University, NBER/NSF

Time Series Confrence, 2004. – 10 p.

6. Hurst H. E. Long-term storage of reservoirs / H. E. Hurst // Transactions of the American Society of Civil Engineers. – 1951. – Vol. 116. – P. 770-799.

7. Hurst H. E. Long-term storage capacity of reservoirs / H. E. Hurst // Transactions of the American Society of Civil Engineers. – 1951. – Vol. 116. – P. 799-808.

8. Моисеев К. Г. Применение методов подобия к физическому эксперименту. Физические, химические и климатические факторы продуктивности полей / К.Г. Моисеев. – СПб.: ПИЯО РАН, 2007. – С. 72-77.

9. Найман Э. Расчёт показателя Херста с целью выявления трендовости (персистентности) финансовых рынков и макроэкономических индикаторов // Экономист. – 2009. – №. 10. – С. 25-29.

10. Лыков И. А. Влияние изменения функции Хёрста на возможности экономического прогнозирования / И. А. Лыков, С. А. Охотников // Фундаментальные исследования. – 2013. – Т. 7. – №. 10. – С. 294-297.

11. Грицюк П. М. Дослідження циклічності природних процесів методом полігармонічного аналізу / П. М. Грицюк. – Штучний інтелект. – 2006. – №. 2. – С. 294-297.

12. Федер Е. Фракталы / Е. Федер, Ю. А. Данилов, А. Шукуров. – Мир, 1991. – 254 с.

13. Берзлев О. Ю. Методика передпрогнозного фрактального аналізу часових рядів / О. Ю. Берзлев // Управління розвитком складних систем. – 2013. – №. 16. – С. 76-81.

14. Максишко Н. К. Анализ и прогнозирование эволюции экономических систем / Н. К. Максишко, В. А. Перепелица. – Запорожье: Полиграф. – 2006.

15. Кириченко Л. О. Оценивание самоподобия стохастического временного ряда методом вейвлет-анализа / Л. О. Кириченко, Ж. В. Дейнеко // Радиоелектронні і комп'ютерні системи. – 2009. – №. 4. – С. 99–105.

16. Даниленко В. А. Альтернативные методики проведения фрактального анализа / В. А. Даниленко // Экономика промышленности. – 2010. – №. 2 (50). – С. 8-12.

17. Снитюк В. Є. Прогнозування. Моделі, методи, алгоритми / В. Є. Снитюк. – Київ: Маклаут. – 2008. – 364с.

18. Annis A. A., Lloyd E. H. The expected value of the adjusted rescaled Hurst range of independent normal summands / Annis A. A., Lloyd E. H. // Biometrika. – 1976. – Т. 63. – №. 1. – С. 111-116. DOI: 10.2307/2335090

#### References

1. Mandelbrot B. B. “When can price be arbitrated efficiently? A limit to the validity of the random walk and martingale models.” *Review of Economics and Statistics*. 1971. Vol. 53.No 3. P. 225-236. DOI: 10.2307/1937966

2. Mandelbrot B. B. “Statistical methodology for Non-Periodic cycles: from the covariance to R/S analysis.” *Annals of Economic and Social Measurement*. 1972. No 1. P. 259-290.

3. Mandelbrot B. B., Hudson R. *The (mis) behavior of markets: a fractal view of risk, ruin and reward*. Basic Books, 2004.

4. Peters E. E. *Fractal market analysis: applying chaos theory to investment and economics*. John Wiley & Sons, Inc., 1994.

5. Parzen E. *Long memory of statistical time series modeling*. Texas A&M University, NBER/NSF Time Series Confrence, 2004.

6. Hurst H. E. “Long-term storage of reservoirs.” *Transactions of the American Society of Civil Engineers*. 1951. Vol. 116. P. 770-799.

7. Hurst H. E. “Long-term storage capacity of reservoirs.” *Transactions of the American Society of Civil Engineers*. 1951. Vol. 116. P. 799-808.

8. Moiseev K. G. *Primenenie metodov podobiya k fizicheskomu eksperimentu. Fizicheskie, himicheskie i klimaticheskie faktory produktivnosti poley*. PIYAO RAN, 2007. pp. 72-77.

9. Nayman E. “Raschet pokazatelya Hersta s tselyu vyyavleniya trendovosti (persistentnosti) finansovyih rynkov i makroekonomicheskikh indikatorov.” *Ekonomist*. 2009. №. 10. pp. 25-29.

10. Lykov I. A., Ohotnikov S. A. “Vliyanie izmeneniya funktsii Hersta na vozmojnosti ekonomicheskogo prognozirovaniya.” *Fundamentalnyie issledovaniya*. 2013. Vol. 7. № 10. pp. 294-297.

11. Gritsyuk P. M. “Doslidjennya tsiklichnosti prirodni protsesiv metodom poligarmonichnogo analizu.” *Shtuchniy intelekt*. 2006. №. 2. pp. 294-297.

12. Feder E., Danilov Yu. A., SHukurov A. *Fraktaly*. Mir, 1991.

13. Berzlev O. Yu. “Metodika peredprognoznoogo fraktalnogo analizu chasovih ryadiv.” *Upravlinnya rozvitkom skladnih sistem*. 2013. №. 16. pp. 76-81.

14. Maksishko N. K., Perepelitsa V. A. *Analiz i prognozirovanie evolyutsii ekonomicheskikh sistem*. Poligraf. 2006.

15. Kirichenko L. O., Deyneko J. V. “Otsenivanie samopodobiya stohasticheskogo vremennogo ryada metodom veyvlet-analiza.” *Radioelektronni i kompyuterni sistemi*. 2009. №. 4. pp. 99–105.

16. Danilenko V. A. “Alternativnyie metodiki provedeniya fraktalnogo analiza.” *Ekonomika promyishlennosti*. 2010. №. 2 (50). pp. 8-12.

17. Snityuk V. E. *Prognozuvannya. Modeli, metodi, algoritmi*. Maklout. 2008.

18. Annis A. A., Lloyd E. H. “The expected value of the adjusted rescaled Hurst range of independent normal summands.” *Biometrika*. 1976. Vol. 63. №. 1. pp. 111-116. DOI: 10.2307/2335090



УДК 551.551.8

## Анализ процессов теплообмена и деформации коллоидных капиллярно-пористых тел методами фрактального анализа и дискретной нелинейной динамики

В. Б. Довгалюк<sup>1</sup>, Ю. В. Човнюк<sup>2</sup>, М. О. Шишина<sup>3</sup>

<sup>1</sup>к.т.н., проф. Киевский национальный университет строительства и архитектуры, г. Киев, Украина, 2280170@ukr.net, ORCID: 0000-0002-4836-5354

<sup>2</sup>к.т.н., доц. Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины, г. Киев, Украина, ychovnyuk@ukr.net

<sup>3</sup>асист. Киевский национальный университет строительства и архитектуры, г. Киев, Украина, shyshyna.mo@knuba.edu.ua

*Аннотация. Приведён фрактальный анализ долгосрочных рядов параметров коллоидных капиллярно-пористых тел, находящихся в условиях теплообмена с окружающей средой и вызванной этим процессом деформации. Осуществлено фрактальное оценивание соответствующей статистической информации по влагосодержанию, температуре и деформации указанных тел. Алгоритм расчёта показателя Хёрста основан на R/S-анализе. На основе методики предпрогнозного фрактального анализа временных рядов (основанной на последовательном R/S-анализе) определён уровень персистентности и рассчитаны параметры (средние величины) неперiodических циклов временных рядов, предложен критерий определения средней длины периодического и неперiodического циклов, который основан на сглаживании V-статистики с помощью обычных скользящих средних и адаптивной скользящей Кауфмана. Предложена также процедура анализа временных рядов, для которых не подтверждается гипотеза о наличии тренда, с применением методов нелинейной динамики и теории хаоса. Рассмотрены реальные временные ряды, характеризующие параметры теплообмена (температура, влагосодержание), напряжения и деформации в коллоидных капиллярно-пористых телах (модель художественных картин), которые принимают участие в конвективном теплообмене с окружающей их средой (помещение, где размещены музейные экспонаты); в состав последнего входят также системы искусственного климата музейных помещений и поток посетителей музея, которые находятся в этом помещении в данный момент времени. Обоснованием для подобных исследований является теорема Такенса. Хаотичность исследуемой динамической системы, заданная временными реализациями, установлена с помощью показателя Ляпунова. Устойчивость состояния оценивалась фрактальной размерностью Хаусдорфа и индексом фрактальности. Визуальная оценка временного ряда проводилась с помощью процедуры восстановления фазовых траекторий. В результате анализа фазовых точек фазового пространства обнаружен расцепленный аттрактор, что даёт возможность говорить о его бифуркации.*

*Ключевые слова: теплообмен, деформация, напряжение, капиллярно-пористое тело, коллоид, фрактальный анализ, показатель Хёрста, дискретная нелинейная динамика, теория хаоса, показатель Ляпунова, фрактальная размерность, индекс фрактальности, фазовое пространство, бифуркация аттрактора.*

UDC 551.551.8

## Analysis of Heat And Mass Transfer and Deformation of Colloid Capillary-Porous Bodies Processes by Fractal Analysis and Discrete Nonlinear Dynamics Methods

V. Dovhaliuk<sup>1</sup>, Y. Chovniuk<sup>2</sup>, M. Shyshyna<sup>3</sup>

<sup>1</sup>PhD, professor. Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine, 2280170@ukr.net, ORCID: 0000-0002-4836-5354

<sup>2</sup>PhD, associate professor. National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, Kyiv, Ukraine, ychovnyuk@ukr.net

<sup>3</sup>Assistant. Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine, shyshyna.mo@knuba.edu.ua, ORCID: 0000-0001-9384-7662

*Abstract. The fractal analysis of long-term series of parameters of colloidal capillary-porous bodies in conditions of heat and mass transfer to the environment and the resulting deformation process are presented. A fractal estimation of relevant statistical information on the moisture content, temperature and deformation of the above bodies is carried out. The algorithm for calculating the Hurst exponent is based on the R/S analysis. On the basis of the methodology for pre-predictive fractal analysis of time series (based on the sequential R/S analysis), the level of persistence is determined and*

*the parameters (average values) of aperiodic cycles of time series are calculated. Based on smoothing of V-statistics using the ordinary moving averages and Kaufman's adaptive moving average, the criterion for determining the average length of periodic and aperiodic cycles is proposed. The procedure of qualitative analysis of time series for which the hypothesis about the presence of a trend is not confirmed, using methods of nonlinear dynamics and chaos theory is also proposed. The real time series representative of the heat and mass transfer parameters (temperature, moisture content), stress and deformation in colloidal capillary-porous bodies (model of artistic paintings) involved in convective heat and mass transfer to their environment (premises where the museum exhibition is located) are examined; the latter also includes the artificial climate systems for museum premises and the museum visitors flow being present in this area at this time. Tuckens's theorem is the support for such studies. The chaotic nature of the dynamical system under study, as prescribed by the time realizations, is determined with Liapunov exponent. The estimation of the persistence was evaluated using Hausdorff fractal dimension and fractal index. The visual estimation of time series was carried out using procedure for the reconstruction of phase trajectories. As a result of the phase area's phase points analysis, a split attractor is discovered allowing to suppose its bifurcation.*

*Keywords: heat and mass transfer, deformations, stress, capillary-porous bodies, colloids (colloidal materials), methods, fractal analysis, Hurst exponent, discrete nonlinear dynamics, chaos theory, qualitative analysis, time series, Liapunov exponent, fractal dimension, fractal index, phase area, attractor, attractor bifurcation.*

Надійшла до редакції / Received 21.01.2019

УДК 697.94

## Порівняльний ексергетичний аналіз пристроїв із створення мікроклімату офісних приміщень

О. В. Задоянний<sup>1</sup>, О. О. Товстограй<sup>2</sup>

<sup>1</sup>к.т.н., доц., Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна, zadoiannyi.ov@knuba.edu.ua, ORCID:0000-0001-6781-9756

<sup>2</sup>Департамент Державної архітектурно-будівельної інспекції у Донецькій області, м. Краматорськ, Україна, tovstohraioleksandr@gmail.com

*Анотація.* Завдяки сучасним термодинамічним методам дослідження технічних систем із застосуванням ексергетичного аналізу стає можливою коректна оцінка показників енергоощадності систем кондиціонування повітря. У даній роботі подано результати апробації методології визначення ексергетичної ефективності двох схемних рішень систем кондиціонування повітря для схожих за тепловологісною характеристикою приміщень. Метою роботи було отримання коректної порівняльної оцінки відносних і абсолютних показників споживання всіх видів енергії, притаманних системам кондиціонування повітря. Для порівняння було взято системи "чилер-фанкойл" та "чилер-радіаційна панель" у межах офісного приміщення. Було складено термодинамічні схеми пристроїв, визначено й обчислено основні ексергетичні вхідні й вихідні потоки обох схемних рішень, складено відповідні балансові рівняння, визначено на їхній підставі "корисні" й "витратні" ексергетичні потоки, підраховано значення ексергетичних потоків для теплового й холодного розрахункових періодів, деструкції ексергії та ексергетичні коефіцієнти корисної дії. Результати розрахунків ексергетичних потоків і порівняльний аналіз показали певну перевагу схеми "чилер-радіаційна панель" для теплового періоду, а для схеми "чилер-фанкойл" – не суттєву – для холодного. Результати розрахунків доводять достатню коректність застосованої методології та її подальшу перспективність в оцінці показників енергоощадності систем кондиціонування повітря та їхніх окремих елементів.

*Ключові слова:* системи кондиціонування повітря, радіаційна панель, фанкойл, ексергетичний аналіз, ексергетичні потоки, "корисна" й "витратна" деструкція, порівняння схемних рішень.

**Постановка проблеми.** Поглиблений ексергетичний аналіз систем кондиціонування повітря в цілому (СКП) та їхніх окремих елементів дає коректні чисельні значення показників енергоощадності, доводить свою ефективність та перспективність у вирішенні конкретних технічних задач при прийнятті проектних рішень [1]. Саме через коректне визначення відносних та абсолютних значень показників енергоощадності окремих функціональних вузлів та елементів можливе вдосконалення й розробка нових СКП з поліпшеним використанням енергії. Чинні в Україні державні будівельні нормативи регламентують забезпечення основної вимоги "економія енергії" на різних етапах створення й експлуатації будівель стосовно обладнання для нагрівання, охолодження й осушення повітря за допомогою коефіцієнта корисної дії [2]. На сьогодні гармонізованої й закріпленої законодавчо методології щодо визначення вказаних показників не існує. У даній роботі, як і в попередніх [3,4,5], наведено окремі методики, які можуть бути складовими методології оцінки показників енергоощадності СКП на основі поглибленого ексергетичного аналізу. Слід також додати, що невиконання вимог державних будівельних нормативів призводить до ускладнень із подоланням енергетичної кризи в Україні.

**Актуальність дослідження.** В сучасних проектах марки ОВ, ХП відповідно до усталених правил та традицій у загальних даних наводять в основному окремі показники, які характеризують витрати енергії, потужність, продуктивність, значення перепадів тиску та інші характеристики обладнання СКП. Зазначені показники лише однобічно й не завжди коректно можуть характеризувати енергоощадність кліматичного обладнання, яке на наш погляд може визначатися коректними відносними та абсолютними показниками ексергетичного аналізу. Такої самої думки автори чисельних вітчизняних і закордонних видань та публікацій [6, 7, 8]. В Україні на сьогодні ексергетичний метод аналізу систем створення мікроклімату не розвинутий до потрібного рівня задля задоволення вимогам державних нормативів з економії енергії. В окремих роботах вітчизняних авторів періодично з'являються результати досліджень СКП із застосуванням ексергетичного аналізу, але вони не носять системного характеру і не розкривають всі його можливості, які аргументовано претендують на створення гармонізованої методології [9]. Із зазначеного витікає нагальна потреба в створенні такої методології, що є актуальним завданням.

**Останні дослідження та публікації.**

Досконалість й універсальність ексергетичного аналізу полягає в можливості визначення відносних й абсолютних показників енергоощадності будь-яких за структурою технічних систем [6]. Ці властивості дозволяють проаналізувати в СКП як всю систему в цілому, так і її окремі елементи та функціональні вузли. Разом це дає можливість коректно порівняти різні схемні рішення й характеристики за показником не тільки ексергетичної, а й ексергоекономічної ефективності. Подібний порівняльний аналіз нами було проведено й опубліковано в роботі [10]. За його результатами було вибрано відповідне схемне рішення із найменшою ексергетичною вартістю. Було застосовано метод, який передбачає порівняння схемних рішень за параметром накопичуваної ексергетичної вартості повітря. Цей метод було застосовано тому, що попередні результати розрахунків ексергетичної ефективності не дали переконливих аргументів на користь конкретного схемного рішення. З декількох варіантів схемних рішень за показником ексергетичної ефективності найкращим з найбільшим ексергетичним коефіцієнтом корисної дії (ЕККД) виявилось рішення з найбільшою ексергетичною вартістю. Але остаточно з урахуванням тарифів на енергоносії для кожного виду ексергії найкращим було рішення з меншою кінцевою ексергетичною вартістю.

У роботі [11] подано результати порівняльних досліджень енергоспоживання трьох різних схемних рішень СКП за параметром "Cooling impact ratio" (CIR), який є відношенням охолоджувальної спроможності до споживаної холодильної потужності. У двох схемних рішеннях було використано радіаційну панель для охолодження в теплий період року, завдяки чому крім суттєвої енергетичної ефективності досягнуто ще й більшого комфорту. На наш погляд, поданий у зазначеній роботі аналіз, хоча й показує певну відносну характеристику енергоощадності, але не є повним. Наприклад, показник CIR не враховує такі енергетичні потоки як радіаційний теплообмін та потоки теплонадходжень, а також електричної енергії приводу вентиляторів та насосів тощо. Подібні дослідження доцільно проводити із використанням методів сучасної термодинаміки, яка дозволяє в набагато більш повному обсязі визначати й аналізувати всі енергетичні потоки СКП як в обладнанні системи, так і в приміщенні, що обслуговується. Крім того, як вже було зазначено вище, до ексергетичного аналізу органічно додається економічна

складова, яка в певних випадках є домінантною при прийнятті проектних рішень.

**Цілі статті.** Порівняльний аналіз щодо енергоощадності схемних рішень СКП дає коректні результати в разі його проведення на основі ексергоекономічного аналізу (ЕЕА) [7]. Це було неодноразово підтверджено й висвітлено в багатьох наукових роботах, зокрема і в роботах авторів [10]. Однією з вагомих переваг ЕЕА перед іншими методами є коректність отриманого результату незалежно від технічних особливостей об'єктів дослідження. Так, наприклад, при порівнянні декількох схемних рішень для обробки повітря при кондиціонуванні повітря приміщень зберігання контрольних зразків ліків технічні особливості обладнання СКП та процеси обробки повітря взагалі не бралися до уваги, а аналіз було проведено тільки за ексергетичними потенціалами [10]. У другій частині роботи, що подається, ця особливість ЕЕА була використана при порівнянні двох варіантів створення мікроклімату в офісному приміщенні. Схема СКП – традиційна для офісних будівель – складається з центрального кондиціонера з попереднім охолодженням та осушенням повітря і кондиціонерами-довідниками безпосередньо в приміщеннях. У першому варіанті як довідник прийнято три експериментальні радіаційні панелі (РП), а в другому – фанкойл-юніт (ФКЮ).

**Основна частина.** Процеси обробки повітря для системи з РП подано на I-d-діаграмах для теплого (рис. 1) та холодного (рис. 2) періодів.

У центральному кондиціонері зовнішнє повітря охолоджується (*ext-k*), потім осушується з охолодженням (*k-o*) та підігрівається у вентиляторі (*o-o'*). Далі процес зміни стану повітря проходить в РП та приміщенні - (*o'-m*) – змішування рециркуляційного охолодженого повітря з повітрям, яке пройшло обробку в центральному кондиціонері, підігрів цієї суміші *c* в РП за рахунок радіаційної теплоти теплонадлишків приміщення, асимільованих РП до параметрів *in* та подача в приміщення для асиміляції решти теплонадлишків уздовж променя *in-l*.

У холодний період року РП віддає до приміщення теплоту за рахунок опромінення. У центральному кондиціонері зовнішнє повітря нагрівається й зволожується (*ext-k-o*), далі змішується з рециркуляційним повітрям уздовж лінії *o-H<sub>2</sub>* і з параметрами точки суміші *c* подається до приміщення.

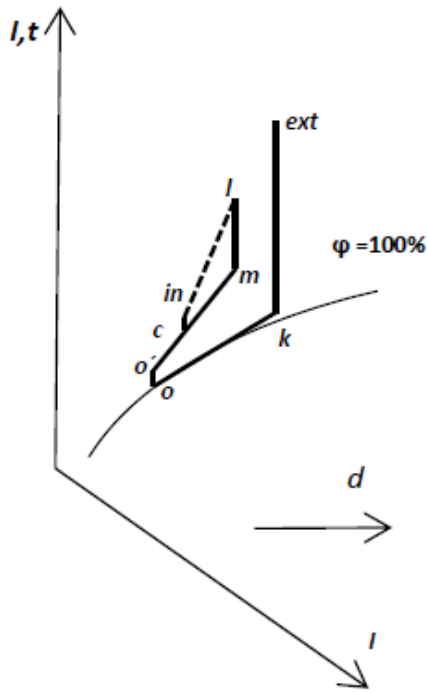


Рис. 1. Процес обробки повітря при використанні РП в теплий період року

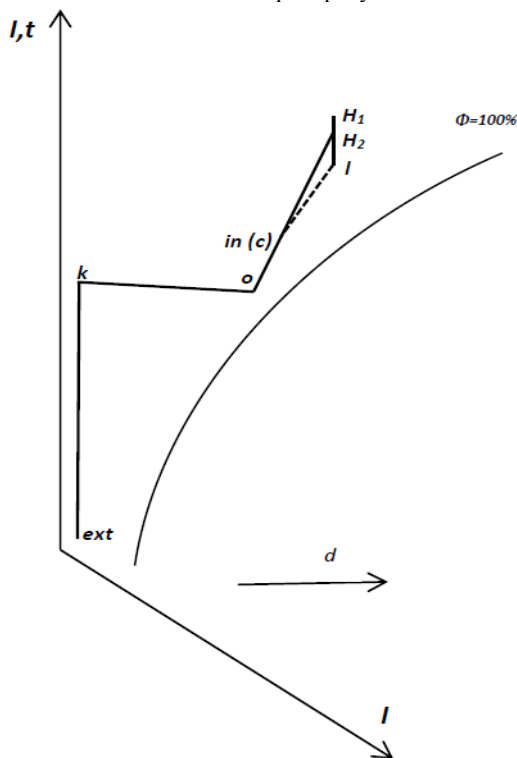


Рис. 2. Процес обробки повітря при використанні РП в холодний період року

Рециркуляційне повітря потрапляє до РП з параметрами точки  $I$ , нагрівається в повітронегрівачі до стану точки  $H_1$ , охолоджується до стану  $H_2$  з віддачею променевої теплоти панелю до приміщення і змішується з повітрям центрального кондиціонера до стану точки  $c$ .

Конструкція РП представлена на рис. 3.

При проектуванні РП в основу її функціонування було покладено забезпечення радіаційної складової комфортних умов для теплового й холодного періодів, що зменшило в порівнянні з ФКЮ подачу повітря від центрального кондиціонера майже на 40 %. Але суттєве зменшення витрати зовнішнього повітря не є достатнім аргументом на користь енергоощадності РП і в певних випадках може бути оманливим.

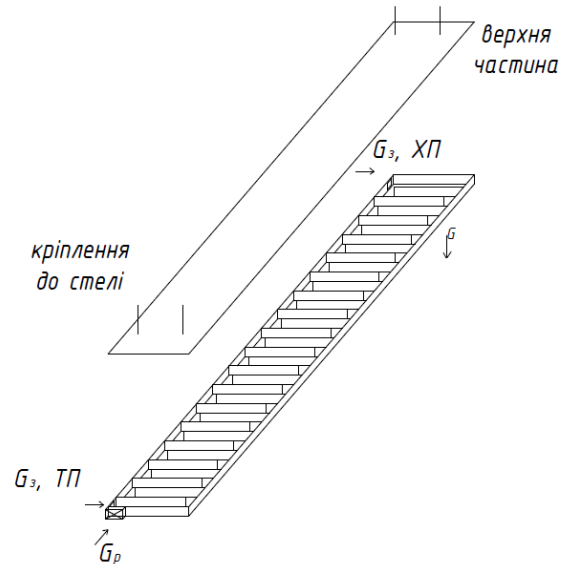


Рис. 3. Конструкція РП

$G_z$  – зовнішнє свіже повітря;  $G_p$  – рециркуляційне повітря;  $G$  – припливне повітря в приміщення;  $ТП$  – теплий період;  $ХП$  – холодний період

Відповідно до нормативних вимог [2] схемне рішення мікроклімату приміщення з РП повинно бути розраховано з визначенням ексергетичного ККД (аналога ККД) із наступною оцінкою за БЕА [7]. Послідовність цих розрахунків наступна:

- визначення схеми системи та її меж;
- визначення всіх матеріальних та енергетичних потоків системи;
- обчислення ексергетичних потоків;
- складання балансових рівнянь енергетичних та ексергетичних потоків;
- визначення корисних та витратних ексергетичних потоків;
- складання залежностей для ЕККД та визначення відносних та абсолютних ексергетичних втрат;
- визначення вартості ексергетичних потоків;
- порівняння схемних рішень за визначеними показниками ЕККД та вартістю ексергетичних потоків.

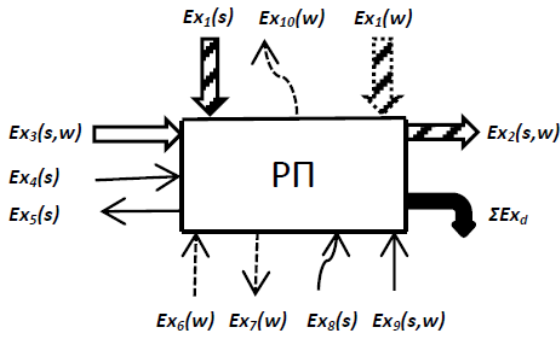


Рис. 4. Схема РП з ексергетичними потоками:  
s – теплий період; w – холодний період

Схема РП з ексергетичними потоками подана на рис. 4. Пояснення щодо визначення матеріальних та енергетичних потоків РП у даній роботі не наводяться з огляду на те, що їх підрахунок не складний.

Ексергетичні потоки розраховано за залежностями, які наведено в роботах [4, 6]. Основні ексергетичні потоки в даній схемі:  $E_{x_1}$  – ексергетичний потік зовнішнього повітря від центрального кондиціонера, кДж/с;  $E_{x_2}$  – ексергетичний потік припливного повітря, кДж/с. Ексергетичні потоки РП, які впливають на деструкцію основних потоків повітря:  $E_{x_3}$  – потік рециркуляційного повітря, кДж/с;  $E_{x_4}$  та  $E_{x_5}$  – прямий та зворотній ексергетичні потоки холодноносія для теплого періоду року, кДж/с;  $E_{x_6}$  та  $E_{x_7}$  – прямий та зворотній ексергетичні потоки теплоносія для холодного періоду року, кДж/с;  $E_{x_8}$  – ексергетичний потік надлишку променевої теплоти, кДж/с;  $E_{x_9}$  – ексергетичний потік електричної енергії приводу вентилятора, кДж/с;  $E_{x_{10}}$  – ексергетичний потік радіаційної теплоти обігріву, кДж/с;  $E_{x_d}$  – сумарні втрати ексергії від незворотності термодинамічних процесів у РП, кДж/с.

Балансові ексергетичні рівняння для РП складено з урахуванням напрямків ексергетичних потоків, які можуть не збігатися із напрямками матеріальних та енергетичних потоків:

- для теплого розрахункового періоду

$$E_{x_1} - E_{x_2} + E_{x_3} + \Delta E_{x_{4-5}} + E_{x_8} + E_{x_9} - E_{x_d} = 0, \quad \text{кДж/с}; \quad (1)$$

- для холодного розрахункового періоду

$$E_{x_1} - E_{x_2} + E_{x_3} + \Delta E_{x_{6-7}} + E_{x_8} + E_{x_9} - E_{x_d} = 0, \quad \text{кДж/с}. \quad (2)$$

З наведених балансових рівнянь (1) і (2) складено залежності для ЕККД РП за принципом функціональної ексергетичної ефективності [12]:

- для теплого розрахункового періоду

$$\eta_{ex}^{ps} = \frac{|\Delta E_{x_{1-2}}|}{|\Delta E_{x_{4-5}}| + E_{x_3} + E_{x_8} + E_{x_9}}, \quad (3)$$

- для холодного розрахункового періоду

$$\eta_{ex}^{pw} = \frac{|\Delta E_{x_{1-2}}|}{|\Delta E_{x_{6-7}}| + E_{x_3} + E_{x_9} + E_{x_{10}}}. \quad (4)$$

Схема ФКЮ з ексергетичними потоками подана на рис. 5, а процеси обробки повітря в ФКЮ – на рис. 6 та рис. 7. Процеси обробки повітря в ФКЮ достатньо відомі і в даній роботі не наводяться.

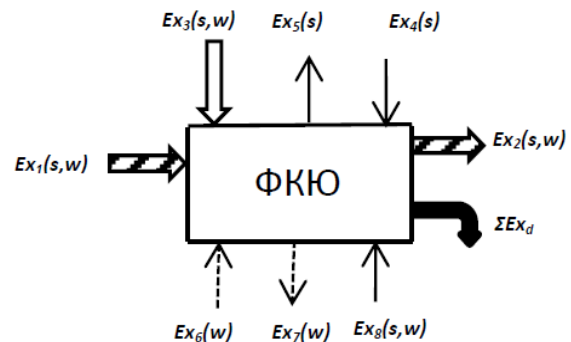


Рис. 5. Схема ФКЮ з ексергетичними потоками

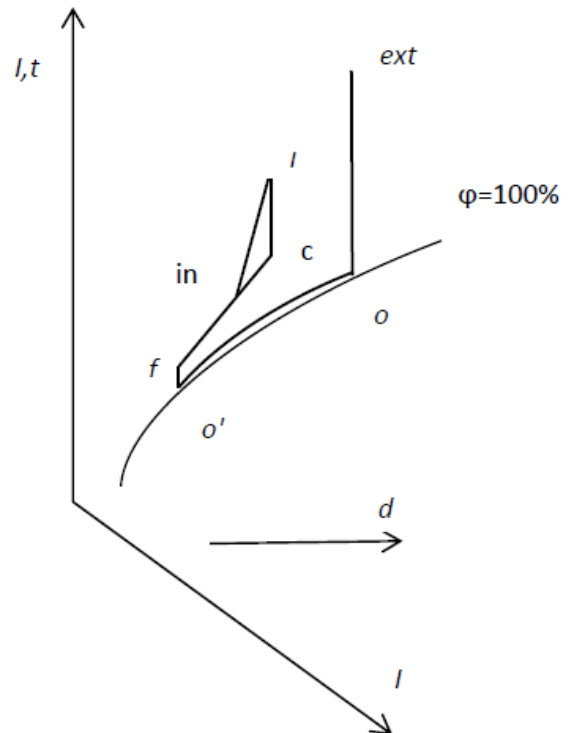


Рис. 6. Процес обробки повітря в ФКЮ в теплий період року

Ексергетичні потоки в схемі ФКЮ:  $E_{x_1}$  та  $E_{x_2}$  – основні потоки зовнішнього повітря від

центрального кондиціонера, кДж/с. Інші потоки, що впливають на деструкцію основних, такі:  $Ex_3$  – ексергетичний потік рециркуляційного повітря, кДж/с;  $Ex_4$  та  $Ex_5$  – прямий та зворотній ексергетичні потоки холодоносія для теплого періоду року, кДж/с;  $Ex_6$  та  $Ex_7$  – прямий та зворотній ексергетичні потоки теплоносія для холодного періоду року, кДж/с;

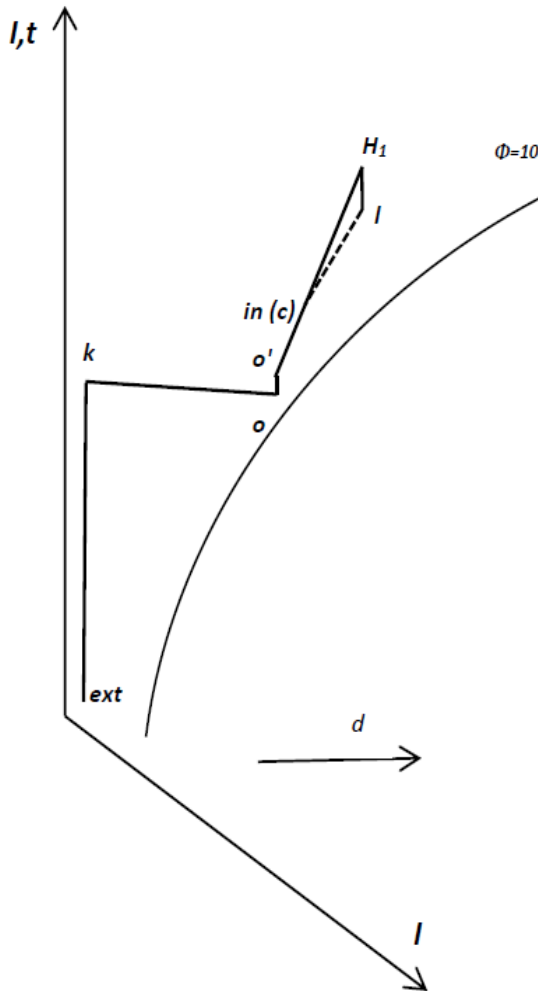


Рис. 7. Процес обробки повітря в ФКЮ в холодний період року

$Ex_8$  – ексергетичний потік електричної енергії, кДж/с;  $Ex_d$  – сумарні втрати ексергії від незворотності термодинамічних процесів у ФКЮ, кДж/с.

Як видно при порівнянні схем РП та ФКЮ відмінність ексергетичних потоків спостерігається за рахунок наявності в РП радіаційних ексергетичних потоків.

Балансові ексергетичні рівняння для ФКЮ:

- для теплого розрахункового періоду

$$Ex_1 - Ex_2 + Ex_3 + \Delta Ex_{4-5} + Ex_8 - Ex_d = 0, \text{ кДж/с; } (5)$$

- для холодного розрахункового періоду

$$Ex_1 - Ex_2 + Ex_3 + \Delta Ex_{6-7} + Ex_8 - Ex_d = 0, \text{ кДж/с. } (6)$$

Ексергетична ефективність для ФКЮ за функціональним принципом:

- для теплого розрахункового періоду

$$\eta_{ex}^{f,s} = \frac{|\Delta Ex_{1-2}|}{|\Delta Ex_{4-5}| + Ex_3 + Ex_8}, (7)$$

для холодного розрахункового періоду

$$\eta_{ex}^{f,w} = \frac{|\Delta Ex_{1-2}|}{|\Delta Ex_{6-7}| + Ex_3 + Ex_8}. (8)$$

Розрахунки проведено для офісної будівлі в Києві за даними параметрів зовнішнього повітря в табл. 1.

Таблиця 1.

Показник	Період	
	Теплий	Холодний
Температура, °C	28,5	-22
Вологовміст, г/кг	10,6	0,5
Ентальпія, кДж/кг	56,1	-20,87
Відносна вологість, %	43	50
Атмосферний тиск, кПа	97	97
Фонова концентрація двоокису вуглецю, кг/кг повітря	0,0006	0,0006

У табл. 2 представлено результати розрахунків повітрообміну в розрахункових офісних приміщеннях з двома різними технічними рішеннями пристроїв. Результати свідчать про ідентичні умови застосування обох типів пристроїв, що дозволяє говорити про допустиму коректність при їх порівнянні. Єдиним параметром, що не збігається, є витрата повітря. Цей параметр обумовлений технічними характеристиками виробника ФКЮ.

Значення ексергетичних потоків за рівняннями (1, 2, 5, 6) наведено в табл. 3. У розрахункових приміщеннях, які досліджено, встановлено три пристрої РП та один ФКЮ, тому в таблицях для РП значення ексергетичних потоків подано окремо для трьох пристроїв та для одного – в дужках.

Порівняння значень ексергетичних потоків РП та ФКЮ основного повітря  $Ex_1$  та  $Ex_2$ , кДж/с, не показує особливих відмінностей. Їхні значення відповідають параметрам повітря (табл. 2).

Таблиця 2.

Результати розрахунків повітрообміну в приміщеннях

Розрахункова величина	Значення параметрів повітрообміну для схемних рішень			
	РП		ФКЮ	
	Теплий період	Холодний період	Теплий період	Холодний період
Свіже повітря від центрального кондиціонера:				
витрата, м <sup>3</sup> /год	360 (120)		360	
температура, °С	12,8	8	12,5	5
ентальпія, кДж/кг	32,5	22,5	33,0	18
вологівміст, г/кг	7,1	5,6	8,1	4,9
відносна вологість, %	90	90	88	90
Рециркуляційне повітря:				
витрата, м <sup>3</sup> /год	180 (60)		300	
температура, °С	24	21,5	24	21
ентальпія, кДж/кг	48,0	38	47,5	37
вологівміст, г/кг	9,7	6,9	9,2	6,8
відносна вологість, %	51	43	49	42
Припливне повітря (суміш свіжого та рециркуляційного):				
витрата, м <sup>3</sup> /год	540 (180)		660	
температура, °С	17	16	17,6	14
ентальпія, кДж/кг	37,5	31	39,4	27
вологівміст, г/кг	8,4	6,0	8,6	5,7
відносна вологість, %	68	53	67	57

Таблиця 3

Результати розрахунку значень ексергетичних потоків для РП та ФКЮ

Найменування ексергетичного потоку	Значення ексергетичного потоку, кДж/с			
	РП		ФКЮ	
	Теплий період	Холодний період	Теплий період	Холодний період
1. Ексергетичний потік зовнішнього повітря на вході $Ex_1$ (основний потік)	0,0636 (0,0212)	0,3195 (0,1065)	0,0581	0,2586
2. Ексергетичний потік припливного повітря, $Ex_2$ (основний потік)	0,0474 (0,0158)	0,6762 (0,2254)	0,0495	0,7466
3. Ексергетичний потік рециркуляційного повітря, $Ex_3$ (другорядний потік)	0,0024 (0,0008)	0,2880 (0,0960)	0,0039	0,4984
4. Ексергетичний потік рідинного холодоносія прямий, $Ex_4$	0,0540 (0,0180)	–	0,2246	–
5. Ексергетичний потік рідинного холодоносія зворотний, $Ex_5$	0,0300 (0,0100)	–	0,1330	–
6. Ексергетичний потік рідинного теплоносія прямий, $Ex_6$	–	1,119 (0,3730)	–	0,0888
7. Ексергетичний потік рідинного теплоносія зворотний, $Ex_7$	–	0,6918 (0,2310)	–	0,0365
8. Ексергетичний потік променевої теплоти теплонадлишку, $Ex_8$	0,0120 (0,0040)	–	–	–
9. Ексергетичний потік електричної енергії приводу вентилятора, $Ex_9$	0,2100 (0,0700)	0,2100 (0,0700)	0,2500	0,2500
10. Ексергетичний потік променевої теплоти на обігрів $Ex_{10}$	–	0,1320 (0,0440)	–	–
11. Сумарні ексергетичні втрати, $Ex_d$	0,2685 (0,0895)	0,4380 (0,1460)	0,4445	0,8092



Для потоку  $E_{x3}$ , кДж/с, різниця значень спостерігається як для холодного так і для теплого періодів, що відповідає загалом параметрам матеріальних потоків і певною мірою різниці значень температури.

Значення основних потоків та їхня різниця  $\Delta E_{x_{2-1}}$ , кДж/с, відіграють основну роль при визначенні ексергетичної ефективності відповідно до формул (3, 4, 7, 8), а їх потенціали залежать від параметрів (табл.2). Різниця  $\Delta E_{x_{2-1}}$ , кДж/с, є "корисною" деструкцією ексергії кожного з пристроїв, тобто деструкцією, яка є "продуктом" їх функціонування.

Значення потоків  $E_{x3}$ , кДж/с, які характеризують рециркуляційне повітря, на порядок менше за основні потоки  $E_{x1}$  та  $E_{x2}$ , кДж/с, для теплого періоду, що цілком логічно пояснюється їх відносно невеликими значеннями матеріальних потоків і певною мірою температури. Для холодного періоду року потоки  $E_{x3}$ , кДж/с, пристроїв РП та ФКЮ значно відрізняються один від другого, що обумовлено в основному різницею значень їхніх матеріальних потоків. Значення ексергетичних потоків повітря  $E_{x1}$ ,  $E_{x2}$  та  $E_{x3}$ , кДж/с, є відправними за потреби подальшої оптимізації в разі її виникнення, яка відповідно до ексергетичної теорії є неодмінним продовженням аналізу [7].

У табл.4 представлено результати розрахунку деструкції ексергетичних потоків та характерні показники ексергетичної ефективності досліджених пристроїв.

Аналіз результатів розрахунків у табл.4 показує наступне. Як вказано вище, значення деструкції ексергії основного потоку повітря  $\Delta E_{x_{2-1}}$ , кДж/с, після обробки його в пристрої характеризує корисний ефект, або "продукт" процесу [6, 12]. Виходячи з цього, зіставлення значень деструкції основного потоку повітря  $\Delta E_{x_{2-1}}$ , кДж/с, показує для теплого періоду перевагу на користь РП майже вдвічі. Для холодного періоду – навпаки – перевага присутня на користь ФКЮ приблизно на 40 %.

Вторинні ексергетичні потоки характеризують витрату і, з огляду на це, їх оцінюють за мінімальними значеннями. Деструкція потоків рециркуляційного повітря  $E_{x3}$ , кДж/с, значно менше для обох періодів для РП, ніж для ФКЮ, що говорить про незначні витрати та вплив даного потоку на деструкцію основного в РП, ніж в ФКЮ. Для ФКЮ значення деструкції потоків  $E_{x3}$  та  $\Delta E_{x_{2-1}}$ , кДж/с, сумірні для холодного періоду, що говорить про суттєву вагомість рециркуляційного повітря на деструкцію основного, а для теплого періоду ця вагомість менша.

Таблиця 4

Результати розрахунку показників ексергетичного аналізу

Ексергетичні потоки, їхня деструкція, кДж/с, та ексергетична ефективність, %	Значення показників ексергетичної ефективності			
	РП		ФКЮ	
	Теплий період	Холодний період	Теплий період	Холодний період
Основні ексергетичні потоки (корисні)				
Деструкція основних ексергетичних потоків повітря $\Delta E_{x_{2-1}}$ , кДж/с	0,0162 (0,0054)	0,3567 (0,1189)	0,0086	0,4879
Вторинні ексергетичні потоки (витратні)				
Деструкція ексергетичних потоків рециркуляційного повітря, $E_{x3}$ , кДж/с	0,0024 (0,0008)	0,2886 (0,0962)	0,0039	0,4984
Деструкція ексергетичних потоків холодноносія, $\Delta E_{x_{4-5}}$ , кДж/с	0,0240 (0,0080)	-	0,0915	-
Деструкція ексергетичних потоків теплоносія, $\Delta E_{x_{6-7}}$ , кДж/с	-	0,4286 (0,1429)	-	0,0523
Деструкція потоку променевої теплоти, $E_{x8}$ , (теплий період), $E_{x10}$ (холодний період), кДж/с	0,0123 (0,0041)	0,1316 (0,0439)	-	-
Деструкція потоку електричної енергії приводу вентилятора, $E_{x9}$ , кДж/с,	0,2100 (0,0700)	0,2100 (0,0700)	0,2500	0,2500
Абсолютне значення деструкції ексергії вторинних потоків, кДж/с,	0,2487	1,0588	0,3454	0,8007
Ексергетична ефективність, $\eta_{ex}$	6,56	33,69	2,49	60,94

Для РП спостерігається подібне співвідношення у відносному порівнянні, але майже вдвічі менше в абсолютному.

Деструкція ексергетичних потоків холодоносія,  $\Delta Ex_{4-5}$ , кДж/с, значно менша для РП, ніж для ФКЮ, і є пропорційною енерговитратам. Порівняння ексергетичних потоків теплоносія  $\Delta Ex_{6-7}$ , кДж/с, показує значно більші витрати енергії для РП ніж для ФКЮ. Дані потоки обумовлені вибором джерел теплопостачання й потребують при оптимізації або коригування, або вибору іншого джерела для РП. Значення деструкції ексергетичних потоків електричної енергії в обох пристроях сумірні і відповідають вибраним вентиляторам.

Абсолютні значення витратної деструкції вторинних ексергетичних потоків показують несуттєву відмінність для обох пристроїв, де перевага наявна на боці РП для теплого періоду та для ФКЮ для холодного.

Значення ексергетичної ефективності цілком логічно впливають з результатів розрахунків деструкції всіх потоків. Пристрій РП вдвічі ефективніший за ФКЮ для теплого періоду і навпаки для холодного. Значення ексергетичної ефективності для обох пристроїв можна вважати коректними й сумірними зі значеннями для інших подібних пристроїв.

Наведені результати розрахунків ексергетичних потоків та ЕККД відповідають принципу, де за "корисну" приймається деструкція ексергії основного потоку  $\Delta Ex_{2-1}$ , кДж/с, який є потоком припливного зовнішнього повітря з параметрами "in" (рис. 1, 2, 6, 7), що надходить у зону обслуговування. Ця "корисна" деструкція є спільною для обох пристроїв щодо порівняння, але не враховує додаткові "корисні" ексергетичні потоки РП. З функціонального призначення РП впливає її додатковий корисний ефект у поглинанні влітку надлишку радіаційної теплоти приміщення (потік  $Ex_{8(s)}$ , кДж/с, (рис. 4) та випромінювання радіаційної теплоти для опалення взимку  $Ex_{10(w)}$ , кДж/с. Ці потоки у вищенаведених розрахунках враховано як "витратні" (табл. 4).

Указані ексергетичні потоки в подальших розрахунках враховано як "корисні" й відповідно скореговано "витратні" ексергетичні потоки. Розрахункові залежності ексергетичної ефективності будуть мати вигляд:

- для теплого розрахункового періоду

$$\eta_{ex}^{ps} = \frac{|\Delta Ex_{2-1}| + Ex_8}{|\Delta Ex_{4-5}| + Ex_3 + Ex_9}, \quad (9)$$

- для холодного розрахункового періоду

$$\eta_{ex}^{pw} = \frac{|\Delta Ex_{2-1}| + Ex_{10}}{|\Delta Ex_{6-7}| + Ex_3 + Ex_9}. \quad (10)$$

Відповідні значення показників ексергетичного аналізу для РП наведено в табл. 5.

За даними таблиць 4 та 5 бачимо суттєве перевищення значень ЕККД для РП в 1,85 рази для теплого та в 1,56 рази для холодного періодів. А порівняно з ФКЮ для теплого періоду ексергетична ефективність РП більше в 4,84 рази, а для холодного – приблизно однакові.

Таблиця 5

Результати розрахунку показників ексергетичного аналізу для РП

Ексергетичні потоки, їхня деструкція, кДж/с, та ексергетична ефективність, %	Результати розрахунків для РП	
	Теплий період	Холодний період
Основні ексергетичні потоки (корисні)		
Деструкція основного ексергетичного потоку повітря, $\Delta Ex_{2-1}$	0,0162 (0,0054)	0,3567 (0,1189)
Додаткові ексергетичні потоки (корисні)		
Деструкція ексергетичного радіаційного потоку, $Ex_{8(s)}$ та $Ex_{10(w)}$	0,0123 (0,0041)	0,1316 (0,0439)-
Абсолютне значення деструкції ексергії основних та додаткових "корисних" потоків: для ТП ( $\Delta Ex_{2-1} + Ex_{8(s)}$ ) для ХП ( $\Delta Ex_{2-1} + Ex_{10(w)}$ )	0,0285	0,4883
Вторинні ексергетичні потоки (витратні)		
Деструкція ексергетичних потоків рециркуляційного повітря, $Ex_3$	0,0024 (0,0008)	0,2886 (0,0962)
Деструкція ексергетичних потоків холодоносія, $\Delta Ex_{4-5}$	0,0240 (0,0080)	-
Деструкція ексергетичних потоків теплоносія, $\Delta Ex_{6-7}$	-	0,4286 (0,1429)
Деструкція потоку електроенергії приводу вентилятора, $Ex_9$	0,2100 (0,0700)	0,2100 (0,0700)
Абсолютне значення деструкції ексергії вторинних потоків	0,2364	0,9272
Ексергетична ефективність (ЕККД), $\eta_{ex}$	12,06	52,66

**Висновки.** Наведений порівняльний ексергетичний аналіз двох пристроїв для обробки й подачі вентиляційного повітря в офісне приміщення показує коректність оцінки з точки зору енергоощадності. За відносним критерієм ЕККД РП порівняно з ФКЮ має в п'ятеро більшу ефективність у теплий період року та приблизно однакову в холодний. Абсолютні показники втрати ексергії в РП менше і в теплий і в холодний періоди ніж в ФКЮ. Для остаточної оцінки енергоощадності пристроїв потрібно доповнити аналіз економічними показниками.

**Перспективи подальших досліджень.** У наступній роботі буде надано результати аналізу з економічними показниками, у яких буде враховано ексергетичну вартість наведених ексергетичних потоків для кожного пристрою. Подальші дослідження варто проводити в декількох напрямках.

По-перше, для більш вагомого результату

аналізу потрібно до розгляду брати систему СКП всієї будівлі. На підставі аналізу СКП всієї будівлі та відповідних результатів щодо окремих елементів і функціональних вузлів, можна аналізувати проблемні ділянки та елементи і відповідним чином проводити оптимізацію та коригування.

По-друге, ексергетичний аналіз дозволяє оцінювати не тільки функціональні елементи й системи СКП, а ще й ефективність організації повітрообміну в приміщеннях, тобто схемні рішення розподілення повітря, що також достатньо вагомо впливає на показники енергоощадності СКП [13].

По-третє, для повноти аналізу та задля врахування місцевих кліматичних особливостей слід проводити аналіз з визначенням не тільки розрахункових, а й цілорічних показників з відповідними коригуваннями за сезонними тарифами енергоносіїв.

#### Література

1. Морозюк Т. В. Углубленный эксергетический анализ – современная потребность оптимизации энергопреобразующих систем / Морозюк Т. В., Тсатсаронис Д. // Промышленная теплотехника. – 2005 – т. 27. – № 2. – с. 88-92.
2. ДБН В.1.2-11-2008. Система забезпечення надійності та безпеки будівельних об'єктів. Основні вимоги до будівель і споруд економія енергії. – Чинні від 01 10 2008. – Київ: Мінрегіонбуд України, 2008. – V, 14 с.
3. Задоянний О. В. Ексергетичні критерії при оцінці енергоощадності систем кондиціонування повітря будівель і споруд / О. В. Задоянний // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: наук.-техн. зб. / Київський національний університет будівництва і архітектури. – 2014. – Вип. 17. – с. 3-18.
4. Задоянний О. В. Види ексергії в системах кондиціонування повітря та їх визначення / О. В. Задоянний, Ю. М. Євдокименко // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: наук.-техн. зб. / Київський національний університет будівництва і архітектури. – 2016. – Вип. 19. – с. 3-15.
5. Задоянний О. В. Дослідження функції термічної складової ексергетичного потоку вологого повітря в кондиціонованому приміщенні / О. В. Задоянний // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: наук.-техн. зб. / Київський національний університет будівництва і архітектури. – 2018. – Вип. 25. – с. 19-24.
6. Бродянский В. М. Эксергетические расчеты технических систем: справ. пособие / В. М. Бродянский и др. – Київ: Наукова думка, 1991. – 360 с.
7. Тсатсаронис Д. Взаимодействие термодинамики и экономики для минимизации стоимости энергопреобразующей системы / Д. Тсатсаронис. – Одесса: Студия «Негоциант», 2002. – 152 с.
8. Schmidt D. Low Exergy Systems for High-Performance Buildings and Communities / D. Schmidt // Energy and Buildings. – 2009. – Vol. 41. – Iss. 3. – p. 331-336. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2008.10.005>
9. Лабай В. Й. Діаграма Грассмана в ексергетичному аналізі систем кондиціонування повітря чистих приміщень / В. Й. Лабай, Д. І. Гарасим // Холодильна техніка і технологія. – 2014. – Т. 50. – № 5. – с. 17-22. – DOI: 10.15673/0453-8307.5/2014.28691. – URL: <http://reftech.irce.od.ua/index.php?menu=archive#1>.
10. Zadoyanny O. V. Exergoeconomic Analysis of Air Cooling Systems / O. V. Zadoyanny, Y. M. Yevdokymenko // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: наук.-техн. зб. / Київський національний університет будівництва і архітектури. – 2016. – Вип. 20. – с. 14-23.
11. Shixin Cui. Performance Evaluation of Hybrid Radiant Cooling System Integrated with Decentralized Ventilation System in Hot and Humid Climates / ShixinCui, Moon Keun Kim, Konstantinos Papadikis // Procedia Engineering. – 2017. – Vol. 205. – С. 1245-1252. – <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.10.367> URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1877705817350427>
12. Bejan A. Advanced Engineering Thermodynamics / A. Bejan. – John Wiley & Sons, New York, 2016. – DOI:10.1002/9781119245964
13. Задоянний О. В. Особливості визначення ексергетичної ефективності процесу повітрообміну в приміщенні / О. В. Задоянний, Ю. М. Євдокименко // Енергоефективність в будівництві та архітектурі: наук.-техн. зб. / Київський національний університет будівництва і архітектури. – 2017. – Вип. 9. – с. 80-83.

## References

1. Moroziuk T. V., Tsatsaronys D. "Uglublennyyi eksergeticheskii analiz – sovremennaia potrebnost optimizatcii energopre-obrazuiushchikh sistem." *Promyshlennaia teplotekhnika*, T. 27, no. 2, 2005, pp. 88-92.
2. *Systema zabezpechennia nadiinosti ta bezpeky budivelnykh obektiv. Osnovni vymohy do budivel i sporud ekonomiiia energii*. DBN V.1.2-11-2008. Minrehionbud Ukrainy, 2008.
3. Zadoiannyi O. V. "Eksergetichny kriteriyyi pri otsyntsi energooschadnosti sistem konditsionuvannya povitrya budivel i sporud." *Ventylatsiia, osvittennia ta teplohapostachannia: Naukovo-tekhnichnyi zbirnyk*, Iss. 17, Kyiv National University of Construction and Architecture, 2014, pp. 3-18.
4. Zadoiannyi O. V., Evdokimenko Yu. M. "Vydy ekserhii v systemakh konditsionuvannya povitrya ta ikh vyznachennia." *Ventylatsiia, osvittennia ta teplohapostachannia: Naukovo-tekhnichnyi zbirnyk*, Iss. 19, Kyiv National University of Construction and Architecture, 2016, pp. 3-15.
5. Zadoiannyi, O. V. Doslidzhennia funktsii termichnoi skladovoi ekserhetychnoho potoku volohoho povitrya v kondytsyonovanomu prymyshchenni." *Ventylatsiia, osvittennia ta teplohapostachannia: Naukovo-tekhnichnyi zbirnyk*, Iss. 25, Kyiv National University of Construction and Architecture, 2018, pp. 19-24.
6. Brodianskii V. M. i dr. *Eksergeticheskie raschety tekhnicheskikh sistem*. Naukova dumka, 1991.
7. Tsatsaronns D. *Vzaimodeistvie termodinamiki i ekonomiki dlia minimizatsii stoimosti energopreobrazuiushchei sistemy*. Studiiia «Negotsiant», 2002.
8. Schmidt D. "Low Exergy Systems for High-Performance Buildings and Communities." *Energy and Buildings*. Vol. 41. Iss. 3. 2009, pp. 331-336. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2008.10.005>
9. Labai V. Y., Garasim D. I. "Diagrama Grassmana v ekserhetychnomu analizi system kondytsiuvannya povitrya chystykh prymishchen." *Holodylna tekhnika i tekhnologiiia*. T. 50. № 5. 2014, pp. 17-22. DOI: 10.15673/0453-8307.5/2014.28691 URL: <http://reftech.irce.od.ua/index.php?menu=archive#1>.
10. Zadoiannyi O. V., Evdokymenko Yu. M. "Eksergoeconomic Analysis of Air Cooling Systems." *Ventylatsiia, osvittennia ta teplohapostachannia: Naukovo-tekhnichnyi zbirnyk*, Iss. 20, Kyiv National University of Construction and Architecture, 2016, pp. 14-23.
11. ShixinCui, Moon Keun Kim, Konstantinos Papadikis. "Performance Evaluation of Hybrid Radiant Cooling System Integrated with Decentralized Ventilation System in Hot and Humid Climates." *Procedia Engineering*. Vol. 205. 2017, pp. 1245-1252. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.10.367> URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1877705817350427>
12. Bejan A. *Advanced Engineering Thermodynamics*. John Wiley & Sons, New York, 1997.
13. Zadoiannyi O. V., Evdokymenko Yu. M. "Osoblyvosti vyznachennia ekserhetychnoi efektyvnosti protsesu povitroobminu v prymyshchenni." *Enerhoefektyvnist v budivnytstvi ta arkhitekturi: Naukovo-tekhnichnyi zbirnyk*, Iss. 9, Kyiv National University of Construction and Architecture, 2017, pp. 80-83.

УДК 697.94

## Сравнительный эксергетический анализ устройств обеспечения микроклимата в офисных помещениях

А. В. Задоянний<sup>1</sup>, О. О. Товстограй<sup>2</sup>

<sup>1</sup>к.т.н., доц. Киевский национальный университет строительства и архитектуры, г. Киев, Украина, [zadoiannyi.ov@knuba.edu.ua](mailto:zadoiannyi.ov@knuba.edu.ua), ORCID:0000-0001-6781-9756

<sup>2</sup>Департамент Государственной архитектурно-строительной инспекции в Донецкой области, г. Краматорск, Украина, [tovstohraioleksandr@gmail.com](mailto:tovstohraioleksandr@gmail.com)

*Аннотация. Благодаря современным термодинамическим методам исследования технических систем с применением эксергетического анализа становится возможной корректная оценка показателей энергоэффективности систем кондиционирования воздуха. В данной работе представлены результаты апробации методологии определения эксергетической эффективности двух схемных решений систем кондиционирования воздуха для одинаковых по тепловлажностной характеристике помещений. Целью работы было получение корректной сравнительной оценки относительных и абсолютных показателей потребления всех видов энергии, присущих системам кондиционирования воздуха. Для сравнения были взяты системы «чиллер-фанкойл» и «чиллер-радиационная панель» в пределах офисного помещения. Были составлены термодинамические схемы устройств, определены и рассчитаны основные эксергетические входные и выходные потоки обеих схемных решений, составлены соответствующие балансовые уравнения, определены на их основании «полезные» и «расходные» эксергетические потоки, подсчитаны значения эксергетических потоков для тёплого и холодного расчётных периодов, деструкции эксергии и эксергетические коэффициенты полезного действия. Результаты вычислений эксергетических потоков и сравнительный анализ показали значительное преимущество схемы «чиллер-радиационная панель» в тёплый период, а для схемы «чиллер-фанкойл» – незначительное преимущество в холодный. Результаты вычислений показывают достаточную корректность применённой методологии и её дальнейшую перспективность в оценке показателей энергосбережения систем кондиционирования воздуха и их отдельных элементов.*

*Ключевые слова:* Системы кондиционирования воздуха, радиационная панель, фанкойл, эксергетический анализ, эксергетические потоки, "полезная" и "затратная" деструкция, сравнение схемных решений.

**UDC 697.94**

## **Comparative Exergy Analysis of Microclimate Support Devices in Office Premises**

O. Zadoianni, O. Tovstohrai<sup>2</sup>

<sup>1</sup>PhD, associate professor, Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine, zadoianni.ov@knuba.edu.ua, ORCID:0000-0001-6781-9756

<sup>2</sup>Department of State Architectural and Construction Inspection in Donetsk region, Kramatorsk, Ukraine, tovstohraioleksandr@gmail.com

*Abstract.* Thanks to modern thermodynamic methods of researching technical systems using exergy analysis, it becomes possible to correctly estimate the energy efficiency indicators of air conditioning systems. This paper presents the results of testing the methodology for determining the exergy efficiency of two solutions for air conditioning systems of rooms with the same thermal and humidity characteristics. The exergy analysis was conducted for two options for the calculation of "useful" flows. In the first analysis, exergy flows was taken into account, which are common to both devices – flows of inlet air. In the second variant, for the "radiation panel" radiation beam exergy flows are taken into account. The aim of the work was to obtain a correct comparative assessment of the relative and absolute indicators of the consumption of all types of energy inherent in air conditioning systems. For comparison, the systems "chiller-fan-coil" and "chiller-radiation panel" were taken within the office premises. The thermodynamic schemes of the devices were compared, the main exergy input and output flows of both circuit solutions were determined and calculated, the corresponding balance equations were written, the "useful" and "consumable" exergy flows were determined based on them, the values of exergy flows for warm and cold calculation periods, exergy destruction and exergy efficiencies were calculated. The results of exergy flow calculations and comparative analysis showed a significant advantage of the "chiller-radiation panel" scheme for the warm period, and for the "chiller-fan coil" scheme – small advantage for the cold period. The results of the calculations show sufficient correctness of the applied methodology and its further perspective in assessing the indicators of energy saving of air conditioning systems and their individual elements. In the future works, the results of a comparative analysis of these devices with exergy economic indicators will be presented.

*Keywords:* Air conditioning systems, radiation panel, fan coil unit, exergy analysis, exergy flows, "useful" and "consumable" destruction of exergy, comparison of circuit solutions

Надійшла до редакції / Received 15.03.2019.

УДК 697.92

## Аналітичний опис розширення плоских напівобмежених струмин

В. О. Мілейковський<sup>1</sup>, Т. М. Ткаченко<sup>2</sup>, В. Г. Дзюбенко<sup>3</sup>

<sup>1</sup>к.т.н., доц. Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна, v\_mil@ukr.net  
ORCID: 0000-0001-8543-1800

<sup>2</sup>д.т.н., доц. Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна, tkachenkoknuba@gmail.com  
ORCID: 0000-0003-0428-4509

<sup>3</sup>к.т.н., доц. Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна, ilay19@ukr.net  
ORCID: 0000-0003-2105-5951

*Анотація. Ефективність формування мікроклімату будівель і споруд залежить від рішень організації повітрообміну. Одним з вирішальних факторів, які впливають на ефективність повітрообміну, є розвиток вентиляційних струминних течій. При цьому широко застосовується настилення струминних течій на поверхні огорожувальних конструкцій (напівобмежені струмини). У роботі отримано закономірності розвитку плоских напівобмежених струмин на підставі геометричного та кінематичного аналізу великомасштабної вихрової структури. Для цього побудовано схему турбулентної макроструктури у вигляді пелени дотичних великомасштабних вихорів (клубів) у межах струминного примежового шару. Прийнято припущення, що в зовнішній частині міжклубного шару реалізується лише підтікання навколишнього середовища до струмини перпендикулярно до напрямку її руху. В такому разі при русі клубу струмина має спожити весь об'єм, який клуб займає на своєму шляху. Реалізація такої моделі найбільш ефективна у САПР, яка дозволяє автоматично з високою точністю визначати площі складних фігур. Щоб отримати чотири точних знаки тангенса кута розширення струмини достатньо шести ітерацій. Отримані результати збігаються з відомими дослідними даними Г. Н. Абрамовича, що дозволяє стверджувати адекватність отриманих результатів. Також проведено аналогічні розрахунки за уточненою гіпотезою І. А. Шепелева, яка дозволяє вилучити пристінний примежовий шар з розгляду. Уточнення гіпотези полягає в тому, що струминний примежовий шар слід умовно розтягнути до поверхні настилення. Різниця результатів знаходиться в межах 1 %, що дозволяє рекомендувати таку гіпотезу для практичного вжитку.*

*Ключові слова: напівобмежена струмина, струминний примежовий шар, великомасштабний вихор, турбулентний потік, організація повітрообміну.*

**Вступ.** Організація повітрообміну є одним з пріоритетних напрямків підвищення енергоефективності вентиляції та кондиціонування повітря. Процеси, що при цьому відбуваються, є складними. Постановка експериментів вимагає значних витрат ресурсів і часу. Тому значну увагу приділяють аналітичним методам розрахунку та передбачення цих процесів.

**Актуальність дослідження.** Енергоефективність є одним з пріоритетних напрямків розвитку систем вентиляції та кондиціонування повітря. Одним з головних чинників, що впливають на ефективність повітрообміну в приміщеннях, є розвиток припливних струминних течій. Тому задача аналітичного опису струминних течій є актуальною.

**Останні дослідження та публікації.** На сьогодні всі теорії розвитку струминних течій є напівемпіричними і мають експериментальні коефіцієнти, наприклад, кут розширення струмини [1]. Серед методів обчислювальної гідромеханіки для турбулентних течій лише пряме розв'язання рівнянь Навіє-Стокса (що втратили стійкість) вимагає лише експериментальних значень фізичних властивостей

повітря і дає точні результати [2, 3]. Однак, через надмірну обчислювальну складність для турбулентних течій цей метод вимагає неадекватних обчислювальних потужностей та витрат часу. Емпіричне підтвердження отриманих результатів дозволяє стверджувати достатність рівнянь Навіє-Стокса для турбулентних течій.

Інші методи обчислювальної гідродинаміки штучно повертають стійкість цим рівнянням шляхом уведення тензора так званих турбулентних напружень з використанням так званої турбулентної в'язкості. При цьому з'являється потреба в додаткових (транспортних) рівняннях, що пов'язують нововведені величини і містять емпіричні константи [4, 5, 6, 7, 8]. Обидві ці дії є надлишковими, однак дозволяють отримати наближені розв'язки з адекватними витратами часу та обчислювальної потужності. Проблемою такого підходу є не універсальність емпіричних коефіцієнтів, що призводить до значних похибок при розв'язанні окремих задач.

На відміну від цих підходів, професор кафедри теплогазопостачання і вентиляції А. Я. Ткачук запропонував уживати метод

особливостей. Рідина розглядається як ідеальна, а особливостями є вихрові утворення [1]. При цьому зникає потреба в емпіричних коефіцієнтах. Результати для прилежових шарів з турбулентною мікроструктурою відповідають відомим дослідним даним.

Особливістю струминних течій є упорядкована макроструктура з великомасштабних вихорів – клубів. Це дозволяє виконувати геометричний та кінематичний аналіз такої структури.

**Формулювання цілей статті.** Метою даного дослідження є аналітичний опис розширення напівобмеженої струмини на підставі геометричного та кінематичного аналізу її турбулентної макроструктури

**Основна частина.** Для визначення кута розширення та темпу затухання плоскої напівобмеженої струмини розглянемо біля плоскої поверхні  $w$  плоске джерело Толміна (рис. 1), тобто струмину що витікає з нескінченно тонкої щілини  $O$ . Вісь  $x$  спрямуємо від щілини  $O$  вздовж поверхні настилення в напрямку руху струмини. Абсцису центрів  $O_i$  позначимо  $x_i$ , м.

Струминний прилежовий шар подається як пелена дотичних циліндричних клубів ..., 1, 2, ... з центрами в точках ...,  $O_1, O_2, \dots$ , що котяться вільною межею. Між ними формуються міжклубні шари. Проведемо діаметри клубів  $B_i S_i$  перпендикулярно до поверхні настилення. Перетин цих діаметрів з поверхнею настилення позначимо  $W_i$ . Лінія  $b$ , що відповідає межі струмини, проходить крізь точки  $B_i$ . Лінія  $o$  сполучає центри  $O_i$ . Лінія  $s$  проходить крізь точки  $S_i$ . Точки дотику клубів 1 і 2 позначимо  $T_{12}$ . Вони лежать на лінії  $o$ .

Проекцію точки  $T_{12}$  на відрізок  $B_1 S_1$  позначимо  $J_{12}$ , а на відрізок  $A_3 B_3 - J_{21}$ . Вісь  $O_1$  клуба 1 рухається з поступальною швидкістю  $w$ , м/с, у напрямку осі  $x$  та віддаляється від неї за рахунок зростання. Кути нахилу ліній  $b, o$  та  $s$  до поверхні настилення  $w$  позначимо, відповідно,  $\beta_b, \beta_o$  та  $\beta_s$ . Тангенси цих кутів становлять, відповідно,  $\Theta_b, \Theta_o$  та  $\Theta_s$ .

Розглянемо рух клуба За час  $dt$ , с, послідовно як зміщення вздовж осі  $x$  зі швидкістю  $w$ , м/с, на нескінченно малу величину

$$dx = w dt, \text{ м} \quad (2)$$

та відповідне нескінченно мале зростання. Клуб 1 займе положення 1'. Всі його точки змістяться у точки, позначені штрихом. Позначимо  $C_i$  точку перетину клуба  $i$  з межею струмини, відмінну від  $B_i$ .

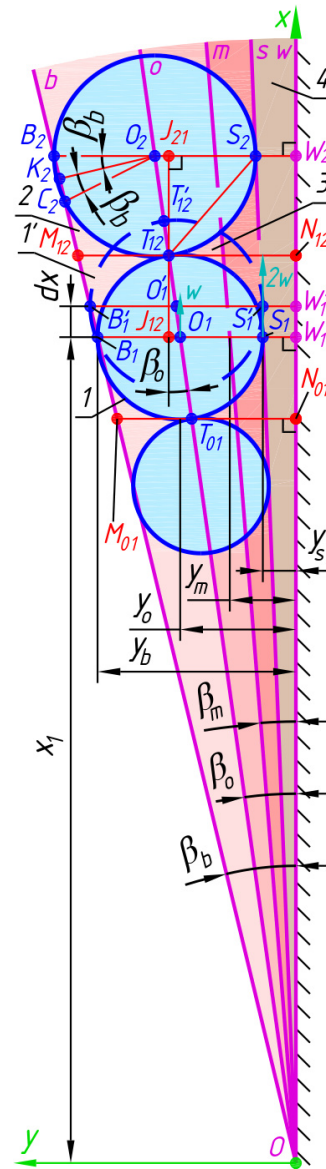


Рис. 1. Схема плоского напівобмеженого джерела Толміна:

- 1 – клуб;
- 2 – зовнішня частина міжклубного шару;
- 3 – внутрішня частина міжклубного шару;
- 4 – пристінний прилежовий шар

У криволінійному трикутнику  $B_1 T_{12} C_2$  відбувається лише підтікання до струмини в напрямку, перпендикулярному до осі  $x$  [9]. А це можливе лише якщо як мінімум вся рідина або газ криволінійної фігури  $B_1 B' T_{12} T_{12}$  буде спожита струминою. Якщо спожито менше, то клуб 1 буде або створювати рух у напрямку осі  $x$  або виштовхувати рідину або газ зі струмини, що суперечить фізичному змісту задачі. Площа цієї фігури,  $\text{м}^2$ , може бути подана як добуток довжини відрізка  $|B_1 J_{12}|$ , м, та її зсуву  $dx$ , м:

$$dA_c = |B_1 J_{12}| dx = R_1 (1 - \sin(\beta_o)) dx =$$

$$= R_1 \left( 1 - \frac{\Theta_o}{\sqrt{1+\Theta_o^2}} \right) w d\tau. \quad (3)$$

Спожита площа йде лише на зростання сумарної площі  $A_\Sigma$ , м<sup>2</sup>, клуба 1, криволінійного трикутника зовнішньої частини міжклубного шару  $B_1T_1C_3$  і криволінійної фігури  $W_1S_1T_1S_2W_2$ . Остання містить внутрішню частину міжклубного шару та пристінний примезжовий шар.

Для отримання зручних залежностей слід увести опорну фігуру площею  $A_{ref}$ , м<sup>2</sup>.

Сумарна площа  $A_\Sigma$ , м<sup>2</sup>, яка споживає площу  $dA_c$ , м<sup>2</sup>, пропорційна до  $A_\Sigma$ , м<sup>2</sup>, у даній струмині:

$$\bar{A} = A_{ref} / A_\Sigma = \text{const}. \quad (4)$$

Слід вибирати опорну фігуру так, щоб отримати якомога більш прості рівняння, а коефіцієнт  $\bar{A}$  був якомога ближчий до одиниці. Остання рекомендація пришвидшує його визначення ітераційними методами. Бажано, щоб побудовані на кожному клубі опорні фігури заповнили практично всю струмину, але це також не є принциповим. Не знижує точність заміна площі  $A_{ref}$  наближеним або умовним значенням з розмірністю площі, якщо воно ж використовується при визначенні коефіцієнта  $\bar{A}$ . Але це ускладнює розуміння фізичної суті. Тоді балансове рівняння

$$dA_c = dA_\Sigma = dA_{ref} / \bar{A}. \quad (5)$$

У даному випадку зручно прийняти опорною фігурою трапецію  $N_{01}M_{01}M_{12}N_{12}$ . Відрізки  $M_{i(i+1)}N_{i(i+1)}$  проходять крізь точки торкання  $T_{i(i+1)}$  перпендикулярно до осі  $x$ . Точки  $M_{i(i+2)}$  лежать на межі струмини  $b$ , а  $N_{i(i+2)}$  – на осі  $x$ . Якщо побудувати такі трапеції на кожному клубі, то буде заповнено весь струминний примезжовий шар з невеликим перекриванням, окрім сегментів клубів за межами ліній  $b$ , площа яких незначна.

Довжина середньої лінії трапеції  $|B_1S_1| = y_{b,1} - y_{s,1} = (\Theta_b - \Theta_s) x_1$  м. Висота

$$\begin{aligned} |N_{01}N_{12}| &= |T_{01}T_{12}| \cos(\beta_o) = \\ &= 2 R_1 \cos(\beta_o) = 2 R_1 / \sqrt{1+\Theta_o^2}, \text{ м}. \end{aligned} \quad (6)$$

Тоді площа зазначеної трапеції

$$\begin{aligned} A_{ref} &= |B_1X_1| |N_{01}N_{12}| = 2 \Theta_b x_1 R_1 / \sqrt{1+\Theta_o^2} = \\ &= \frac{2 \Theta_b x_1^2 [R_1/x_1]}{\sqrt{1+\Theta_o^2}} = \frac{2 \Theta_b (\Theta_b - \Theta_o) x_1^2}{\sqrt{1+\Theta_o^2}}. \end{aligned} \quad (7)$$

Приріст цієї площі за час  $d\tau$ , с,

$$\begin{aligned} dA_{ref} &= \frac{4 \Theta_b x_1 [R_1/x_1]}{\sqrt{1+\Theta_o^2}} dx_1 = \frac{4 \Theta_b R_1 w}{\sqrt{1+\Theta_o^2}} d\tau = \\ &= \frac{4 \Theta_b (\Theta_b - \Theta_o) x_1 w}{\sqrt{1+\Theta_o^2}} d\tau, \text{ м}^2. \end{aligned} \quad (8)$$

Підставляємо формули (3) й (8) до рівняння (5)

$$\begin{aligned} 1 - \frac{\Theta_o}{\sqrt{1+\Theta_o^2}} &= \frac{4 \Theta_b}{\bar{A} \sqrt{1+\Theta_o^2}} \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow \sqrt{1+\Theta_b^2} \left( \frac{\Theta_o}{\Theta_b} \right)^2 - \Theta_b \frac{\Theta_o}{\Theta_b} &= \frac{4 \Theta_b}{\bar{A}}. \end{aligned} \quad (9)$$

Оскільки  $y_s/y_b = 0,0461$  за даними [9], то маємо  $\Theta_o/\Theta_b = (1 + 0,0461) / 2 = 0,52305 \approx 0,523$ . Тоді рівняння може бути розв'язано відносно тангенса кута розширення  $\Theta_b$  та відношення площ  $\bar{A}$ :

$$\Theta_b = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{4}{\bar{A}} + \frac{\Theta_o}{\Theta_b}\right)^2 - \left(\frac{\Theta_o}{\Theta_b}\right)^2}} \approx \frac{1,912}{\sqrt{\left(\frac{7,648}{\bar{A}} + 1\right)^2 - 1}}. \quad (10)$$

Розширення струминного примезжового шару відповідає значенню

$$(y_s - y_b) / x = \Theta_s - \Theta_b = 0,9539 \Theta_b. \quad (11)$$

Розрахунки зручно виконувати в САПР. При цьому параметричне моделювання не є обов'язковим. З  $\Delta OW_2O_2$  знаходимо кут  $\angle OO_2W_2 = (\pi/2) - \beta_o = (\pi/2) - \text{arctg}(\Theta_o)$ . З рівнобедреного трикутника  $\Delta T_{12}O_2S_2$  та прямокутного трикутника  $\Delta T_{12}J_{21}S_2$ .

$$\begin{aligned} \angle O_2S_2T_{12} &= (\pi - \angle OO_2W_2) / 2 = \\ &= (\pi/4) + (\text{arctg}(\Theta_o) / 2) = \\ &= (\pi/4) + (\text{arctg}(0,523 \Theta_b) / 2) \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow \angle J_{21}T_{12}S_2 &= (\pi/2) - \angle O_2S_2T_{12} = \\ &= (\pi/4) - (\text{arctg}(\Theta_o) / 2) \approx \end{aligned}$$



$$\approx (\pi/4) - (\arctg(0,523 \Theta_b) / 2). \quad (12)$$

Крім цього, для уникнення перетинання або відстані між колами значення тангенса  $\Theta_o$  має точно відповідати заокругленим значенням інших тангенсів, тобто  $\Theta_o / \Theta_b = 0,52305$ . У програму побудови слід вводити всі розраховані на комп'ютері знаки результатів (за допомогою копіювання і вставки). За цих умов кола мають торкатися, однак на практиці може залишатися відстань або виникати занурення кіл на кілька одиниць останнього розряду умовних одиниць побудови.

Послідовність побудови:

1. Обираємо довільну точку  $O$  і з неї проводимо горизонтальну лінію та лінії  $b, o$  й  $s$  під кутом, відповідно,  $\beta_b, \beta_o$  та  $\beta_s$ ;
2. Проводимо вертикальний відрізок  $B_1S_1$  на довільній відстані від точки  $O$ ;
3. З середини відрізка  $B_1S_1$  будуємо коло (клуб 1) з діаметром  $B_1S_1$ ;
4. З точки перетину  $T_{12}$  кола та лінії  $O$  проводимо відрізок  $T_{12}S_2$  під кутом за залежністю (12). Точка  $S_2$  є точкою перетину з лінією  $S$ ;
5. Вертикально будуємо відрізок  $B_2S_2$  між лініями  $b$  та  $s$ ;
6. З середини відрізка  $B_2S_2$  будуємо коло

(клуб 2) з діаметром  $B_2S_2$ ;

7. Визначаємо потрібні площі,  $m^2$ .

Приймаємо перше наближення  $A = 1$  (табл. 1, рис. 2, синій колір). Для більшості розрахунків друга ітерація дає достатню точність – до 0,5 %. Послідовні наближення збігаються (з наступною ітерацією) до трьох значущих цифр відношення площ  $\bar{A}$  на четвертій ітерації (табл. 1) та до чотирьох – на п'ятій ітерації (табл. 1, рис. 2, червоний колір).

У роботі [10] на рис 11.9 (рис. 3) наведені дані для відносної ширини струминного примежового шару  $\bar{b} = (y_b - y_s) / y_{in}$  залежно від  $\bar{x} = (x - x_0) / y_{in}$ , де  $y_{in}$  – ширина щілини, м, а  $x_0$  – абсциса, м, щілини, відрахована від полюса струмини. Оскільки абсциса може бути знайдена лише після розгляду початкової ділянки, обмежуємося лише кутом нахилу.

Як бачимо, значення  $\Theta_b - \Theta_s = 0,203$  збігається з дослідними даними (зелений колір на рис. 3). А якщо привести ці дані до  $\Theta_s / \Theta_b = 0,1$ , за яким побудовано графік, тобто прийняти  $\Theta_b - \Theta_s = 0,9 \Theta_b = 0,1916$ , то збіг (червона лінія) буде практично ідеальним. Отже, наведений підхід дозволяє без експериментальних даних отримати достовірне значення розширення струмини.

Таблиця 1.

Результати комп'ютерного геометричного моделювання

Ітерація	Наближення $\bar{A}$	$\Theta_b$	$\Theta_o$	$\Theta_s \times 10^{-3}$	$\Theta_b - \Theta_s$	кут $\beta_b$		$\angle J_{21}T_{12}S_2$		$A_{ref}, m^2$	$A_{\Sigma}, m^2$	Наступне $\bar{A}$
						°	рад	°	рад			
1	1,0000	0,2226	0,1164	10,26	0,2123	12,55	0,2190	41,68	0,7274	23002	24231	0,9493
2	0,9493	0,2124	0,1111	9,792	0,2026	11,99	0,2093	41,83	0,7301	21013	22029	0,9539
3	0,9539	0,2133	0,1116	9,835	0,2035	12,04	0,2102	41,82	0,7298	21143	22225	0,9513
4	0,9513	0,2128	0,1113	9,811	0,2030	12,01	0,2097	41,82	0,7300	21041	22115	0,9514
<b>5;6</b>	<b>0,9514</b>	<b>0,2128</b>	<b>0,1113</b>	<b>9,812</b>	<b>0,2030</b>	<b>12,02</b>	<b>0,2097</b>	<b>41,82</b>	<b>0,7300</b>	<b>21046</b>	<b>22120</b>	<b>0,9514</b>

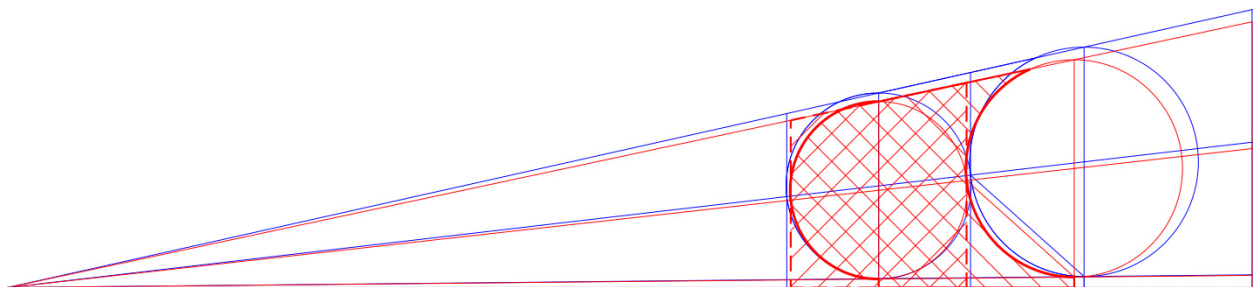


Рис. 2. Виконання ітерацій у САПР DraftSight:  
синій колір – перша ітерація; червоний колір – останні (п'ята та шоста) ітерації;  
штрихування з правого верхнього до лівого нижнього кута – площа  $A_{ref}, m^2$ ;  
штрихування з лівого верхнього до правого нижнього кута – площа  $A_{\Sigma}, m^2$

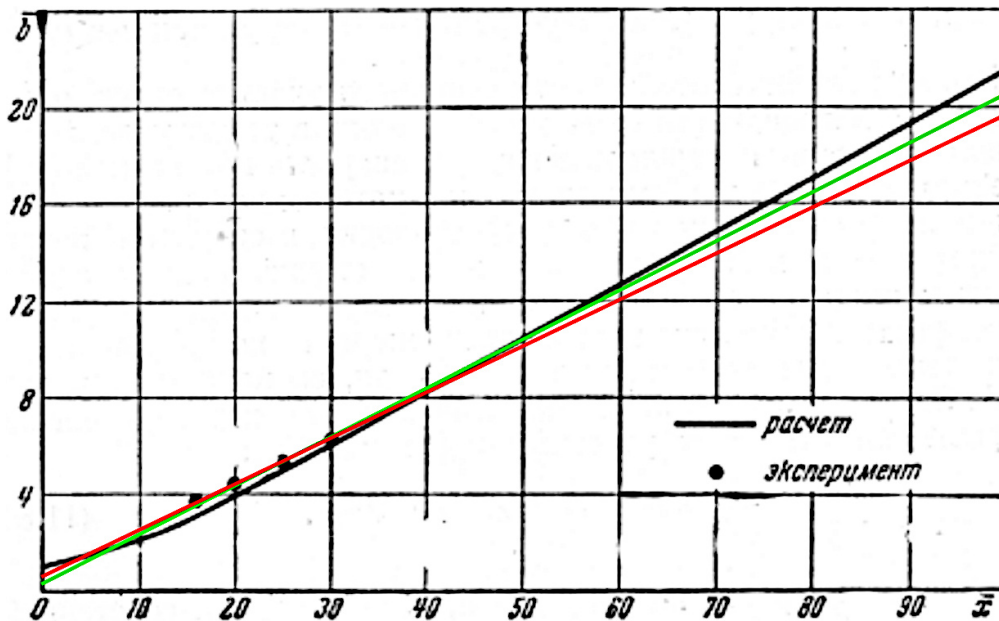


Рис. 3. Скан-копія рис. 11.9 роботи [10] з нанесеними результатами аналітичного опису:  
 чорна лінія – за теорією Г. Н. Абрамовича  $\bar{b}=0,22\bar{x}$ ; чорні круги – дослідні дані Г. Н. Абрамовича;  
 зелена лінія – результати розрахунків струминного примежового шару; червона лінія – те ж приведене до  $\Theta_s / \Theta_b = 0,1$ :  
 $\bar{b} = (y_b - y_s) / y_{in}$  – безрозмірна товщина струминного примежового шару;  
 $\bar{x} = (x - x_0) / y_{in}$  – безрозмірна абсциса;  $y_{in}$  – ширина щілини, м;  $x_0$  – абсциса, м, щілини, відрахована від полюса струмини

Уточнена гіпотеза І. А. Шепелева дозволяє умовно розтягнути клуби до поверхні настилення. При цьому наведені залежності залишаться без змін окрім співвідношень характерних розмірів: радіус клубів  $R_i$ , м, приблизно дорівнює половині ширини  $y_b$ , м, струмини:

$$R_i = y_o = y_b / 2, \text{ м.} \quad (13)$$

Тангенс кута розширення струмини

$$\Theta_b = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{4}{\bar{A}} + \frac{\Theta_o}{\Theta_b}\right)^2 - \left(\frac{\Theta_o}{\Theta_b}\right)^2}} = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{4}{\bar{A}} + \frac{1}{2}\right)^2 - \frac{1}{4}}} = \frac{2}{\sqrt{\left(\frac{8}{\bar{A}} + 1\right)^2 - 1}} \quad (14)$$

За формулою (14) відсутня необхідність рахувати значення  $\Theta_o$ . Більш ефективно для побудови лінії  $o$  використовувати прив'язку до середини відрізка в САПР. Залежності (12) з урахуванням співвідношень (13) набудуть вигляду:

$$\angle O_2 S_2 T_{12} = (\pi/4) + (\arctg(\Theta_o) / 2) = (\pi/4) + (\arctg(\Theta_b / 2) / 2) \quad (15)$$

або

$$\angle J_{21} T_{12} S_2 = (\pi/4) - (\arctg(\Theta_o) / 2) \approx (\pi/4) - (\arctg(\Theta_b / 2) / 2). \quad (16)$$

Результати (табл. 2, рис. 4) практично збігаються з табл. 1 та рис. 2. Розбіжність остаточного тангенса кута розширення  $\Theta_b$

$$100 \cdot (0,2150 - 0,2128) / 0,2128 = 1,03 \%$$

На рис. 4 ці результати відхиляються від нанесених у межах товщини ліній. Таким чином, використання уточненої гіпотези І. А. Шепелева суттєво не впливає на результат. Ця гіпотеза рекомендується до широкого вжитку.

**Висновки.** Геометричний та кінематичний аналіз макроструктури плоских напівобмежених струмин дозволяє без залучення дослідних даних отримати достовірні значення характерних кутів розвитку цих струмин. При цьому рекомендується використання систем автоматизованого проектування. Уточнена гіпотеза І. А. Шепелева щодо умовного розтягнення струминного примежового шару до поверхні настилення дає відхилення в межах одного відсотка і рекомендується до широкого вжитку.

**Перспективи подальших досліджень.** Завершується геометричний та кінематичний аналіз макроструктури криволінійних напівобмежених струмин, що буде опублікований у найближчих випусках.

Таблиця 2.

Результати комп'ютерного геометричного моделювання з використанням уточненої гіпотези І. А. Шепелева

Ітерація	Наближення $A$	$\Theta_b$	кут $\beta_b$		$\angle J_{21}T_{12}S_2$		$A_{ref},$ мм <sup>2</sup>	$A_{\Sigma},$ мм <sup>2</sup>	Наступне наближення $A$
			°	рад	°	рад			
1	1,0000	0,2236	12,60	0,2115	41,81	0,7297	24348	25471	0,9559
2	0,9559	0,2147	12,12	0,2118	41,94	0,7319	22458	23453	0,9575
3	0,9575	0,2150	12,14	0,2118	41,93	0,7218	22526	23527	0,9575
<b>4;5</b>	<b>0,9575</b>	<b>0,2150</b>	<b>12,14</b>	<b>0,2118</b>	<b>41,93</b>	<b>0,7318</b>	<b>22524</b>	<b>23524</b>	<b>0,9575</b>

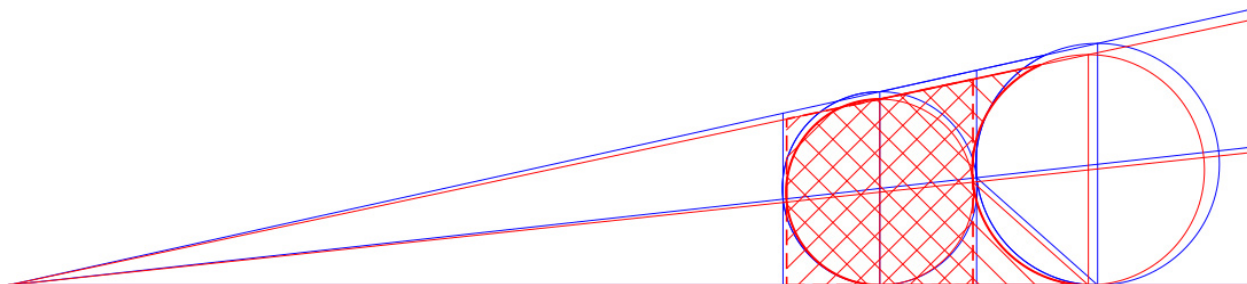


Рис. 4. Виконання ітерацій у САПР DraftSight за вживання уточненої гіпотези І. А. Шепелева:  
синій колір – перша ітерація; червоний колір – останні (четверта і п'ята) ітерації;  
штрихування з правого верхнього до лівого нижнього кута – площа  $A_{ref},$  м<sup>2</sup>;  
штрихування з лівого верхнього до правого нижнього кута – площа  $A_{\Sigma},$  м<sup>2</sup>

### Література

1. Довгалюк В. Б. Аеродинаміка вентиляції: навч. посіб. / В. Б. Довгалюк. – Київ: ІВНВКП «Укреліотех», 2015. – 366 с.
2. Gui N. Numerical Study of Particle-particle Collision in Swirling Jets: a DEM-DNS Coupling Simulation / N. Gu, J. R. Fan, S. Chen // Chemical Engineering Science. – 2014. – Vol. 65. – No 10. – pp. 3268-3278. <https://doi.org/10.1016/j.ces.2010.02.026>
3. Gui N. Direct Numerical Simulation of Confined Swirling Jets / N. Gui, J. Yan, Z. Li, J. Fan // International Journal of Computational Fluid Dynamics. – 2014. – Vol. 28. – No 1-2. – pp. 76–88. <https://doi.org/10.1080/10618562.2014.898754>
4. SolidWorks 2007/2008. Компьютерное моделирование в инженерной практике / Алямовский А. А. и др. – Санкт-Петербург: БХВ-Петербург, 2008. – 1040 с.
5. SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике / Алямовский А. А. и др. – Санкт-Петербург: БХВ-Петербург, 2005. – 800 с.
6. Numerical Evaluation of Two-Fluid Mixing in a Swirl Micromixer / Jin S.-Y. et al. // Journal of Hydrodynamics. – 2006. – Vol. 18. – No 5. – pp. 542-546. [https://doi.org/10.1016/S1001-6058\(06\)60132-7](https://doi.org/10.1016/S1001-6058(06)60132-7)
7. Di Pierro B. Instabilities of Variable-Density Swirling Flows / Di Pierro B., Abid M. // Physical Review E—Statistical, Nonlinear, and Soft Matter Physics. – 2010. – Vol. 82. – Iss. 4. Article ID 046312. <https://doi.org/10.1103/PhysRevE.82.046312>
8. Weakly Swirling Turbulent Flow in Turbid Water Hydraulic Separation Device / Li L. et al. // Journal of Hydrodynamics. – 2008. – Vol. 20. – Iss. 3. – P. 347-355. [https://doi.org/10.1016/S1001-6058\(08\)60067-0](https://doi.org/10.1016/S1001-6058(08)60067-0)
9. Мілейковський В.О. Геометричне моделювання плоских напівобмежених струмин / В.О. Мілейковський // Прикладна геометрія та інженерна графіка : наук.-техн. зб. / Київський національний університет будівництва і архітектури. – 2010. – Вип. 56. – С. 187-191.
10. Абрамович Г. Н. Теория турбулентных струй / Г. Н. Абрамович. – Москва: ЭКОЛИТ, 2011. – 750 с.

## References

1. Dovhaliuk V. B. *Aerodynamika ventyliatsii*. IVNVKP «Ukrheliotekh», 2015.
2. Gui N., Fan J. R., Chen S. “Numerical Study of Particle-particle Collision in Swirling Jets: a DEM-DNS Coupling Simulation.” *Chemical Engineering Science*. 2014. Vol. 65. No 10. pp. 3268-3278. <https://doi.org/10.1016/j.ces.2010.02.026>
3. Gui N., Yan J., Li Z., Fan J. “Direct Numerical Simulation of Confined Swirling Jets.” *International Journal of Computational Fluid Dynamics*. 2014. Vol. 28. No 1-2. pp. 76–88. <https://doi.org/10.1080/10618562.2014.898754>
4. Aliamovskiy A. A. i dr. *SolidWorks 2007/2008. Kompiuternoe modelirovanie v inzhenernoi praktike*. BKhV-Peterburh, 2008.
5. Aliamovskiy A. A. i dr. *SolidWorks. Kompiuternoe modelirovanie v inzhenernoi praktike*, 2005.
6. Jin S.-Y. et al. “Numerical Evaluation of Two-Fluid Mixing in a Swirl Micromixer.” *Journal of Hydrodynamics*. 2006. Vol. 18. No 5. pp. 542-546. [https://doi.org/10.1016/S1001-6058\(06\)60132-7](https://doi.org/10.1016/S1001-6058(06)60132-7)
7. Di Pierro B., Abid M. “Instabilities of Variable-Density Swirling Flows.” *Physical Review E—Statistical, Nonlinear, and Soft Matter Physics*. 2010. Vol. 82. Iss. 4. Article ID 046312. <https://doi.org/10.1103/PhysRevE.82.046312>
8. Li L. et al. “Weakly Swirling Turbulent Flow in Turbid Water Hydraulic Separation Device.” *Journal of Hydrodynamics*. 2008. Vol. 20. Iss. 3. pp. 347-355. [https://doi.org/10.1016/S1001-6058\(08\)60067-0](https://doi.org/10.1016/S1001-6058(08)60067-0)
9. Mileikovskiy V. O. “Heometrychne modeliuвання плоских напівобмежених струмін.” *Prykladna heometriia ta inzhenerna hrafika : nauk.-tekhn. zb. Kyivskiy natsionalnyi universytet budivnytstva i arkhitektury*. 2010. Vol. 56. pp. 187-191.
10. Abramovich H. N. *Teoriia turbulentnykh strui*. EKOLIT, 2011.

УДК 697.92

## Аналитическое описание расширения плоских полуограниченных струй

В. А. Милейковский<sup>1</sup>, Т. Н. Ткаченко<sup>2</sup>, В. Г. Дзюбенко<sup>3</sup>

<sup>1</sup>к.т.н., доц. Киевский национальный университет строительства и архитектуры, г. Киев, Украина, v\_mil@ukr.net  
ORCID: 0000-0001-8543-1800

<sup>2</sup>д.т.н., доц. Киевский национальный университет строительства и архитектуры, г. Киев, Украина,  
tkachenkoknuba@gmail.com, ORCID: 0000-0003-0428-4509

<sup>3</sup>к.т.н., доц. Киевский национальный университет строительства и архитектуры, г. Киев, Украина, ilay19@ukr.net  
ORCID: 0000-0003-2105-5951

*Аннотация. Эффективность формирования микроклимата зданий и сооружений зависит от решений организации воздухообмена. Одним из решающих факторов, влияющих на эффективность воздухообмена, является развитие вентиляционных струйных течений. При этом широко применяется настиление струйных течений на поверхности ограждающих конструкций (полуограниченные струи). В работе получены закономерности развития плоских полуограниченных струй на основании геометрического и кинематического анализа крупномасштабной вихревой структуры. Для этого построена схема турбулентной макроструктуры в виде пелены касающихся крупномасштабных вихрей (клубов) в пределах струйного пограничного слоя. Принято предположение, что во внешней части межклубного слоя реализуется только подтекания окружающей среды к струе перпендикулярно направлению её движения. В таком случае при движении клуба струя должна поглотить весь объём, который клуб занимает на своём пути. Реализация такой модели наиболее эффективна в САПР, которая позволяет автоматически с высокой точностью определять площади сложных фигур. Чтобы получить четыре точных знака тангенса угла расширения струи достаточно шести итераций. Полученные результаты совпадают с известными опытными данными Г. Н. Абрамовича, что позволяет утверждать адекватность полученных результатов. Также проведены аналогичные расчёты по уточнённой гипотезе И. А. Шепелева, которая позволяет исключить пристенный пограничный слой из рассмотрения. Уточнение гипотезы заключается в том, что струйный пограничный слой следует условно растянуть до поверхности настиления. Расхождение результатов находится в пределах 1 %, что позволяет рекомендовать такую гипотезу для практического употребления.*

*Ключевые слова: полуограниченная струя, струйный пограничный слой, крупномасштабный вихрь, турбулентный поток, организация воздухообмена.*

UDC 697.92

## An Analytical Description of the Expansion of Plane Wall Jets

V. Mileikovskiy<sup>1</sup>, T. Tkachenko<sup>2</sup>, V. Dziubenko<sup>3</sup>

<sup>1</sup>PhD., Associate Professor. Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine, mileikovskiy@gmail.com, ORCID: 0000-0001-8543-1800

<sup>2</sup>Dr. Hab., Associate Professor. Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine, tkachenkoknuba@gmail.com, ORCID: 0000-0003-0428-4509

<sup>3</sup>PhD., Associate Professor. Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine, ilay19@ukr.net ORCID: 0000-0003-2105-5951

*Abstract. The effectiveness of forming microclimate of buildings and structures depends on the decisions of air exchange organization. One of the influencing factors of the efficiency of air exchange organization is the development of ventilation flow jets. In this case, the laying of jet streams on surfaces of the enclosing structures (wall jets) is widely used. In this work, the laws of the development of plane wall jets on the basis of geometric and kinematic analysis of large-scale vortex structure are obtained. For this purpose, a turbulent macrostructure scheme was constructed. The macrostructure is represented in the form of a sheet of tangent large-scale vortices (puffs) within the jet boundary layer. It is assumed that in the outer part between the puffs there is only the injection of the environmental liquid or gas to the jet in the direction perpendicular to the direction of its movement. In this case, when the puff moves, the jet should use the entire volume that the puff occupies on its path. Implementation of such model is most effective in computer aided design (CAD) systems, which allows automatic precise determination of the areas of complex figures. In this work, free version of DraftSight has been used. To get the four exact signs of the tangent of the angle of expansion of the jet, there are only six iterations. The obtained results coincide with the known experimental data of G. Abramovych, which confirms the adequacy of the results obtained. Similar calculations have also been made for the refined hypothesis of I. Shepelev, which allows removing the wall boundary layer from consideration. Clarification of the hypothesis is that the jet boundary layer should be stretched to the wall. The difference in results is within 1 %, which allows to recommend the hypothesis for widespread practical use.*

*Keywords: wall jet, jet boundary layer, large-scale vortex, turbulent flow, air exchange organization.*

Надійшла до редакції / Received 06.03.2019

УДК 697.9: 628.87: 504.05

## Метод розрахунку теплового навантаження на систему кондиціонування повітря та опалення від вентиляційної системи з теплоутилізацією

М. І. Кордюков<sup>1</sup><sup>1</sup>асист. Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна, melco@ukr.net

*Анотація.* Сучасна нормативна документація вимагає застосування вентиляції з теплоутилізацією в житлових та громадських будівлях. Більшість виробників обладнання надають спрощену технічну документацію, яка не дає можливості точно розрахувати теплове навантаження від системи вентиляції на систему опалення та кондиціонування повітря (в зимовий час - на систему опалення) у значній мірі залежить від режиму роботи та використаної технології припливної вентиляції. У публікації надається метод розрахунку теплового навантаження для підбору обладнання систем опалення та кондиціонування повітря. Викладений метод розрахунку теплового навантаження не тільки дає можливість точно підібрати обладнання для системи опалення та кондиціонування повітря, а й виконати в декількох варіантах числове моделювання процесу витрати енергії на підтримання заданих параметрів мікроклімату та вибрати режим найбільшої енергоефективності. Даний метод дає можливість провести економічний аналіз капітальних витрат при підборі всього комплексу обладнання й отримати оптимальну конфігурацію. Наприклад, збільшення типорозміру припливної установки при фіксованій витраті веде до збільшення коефіцієнта теплоутилізації та зниженні вартості теплогенератора і кондиціонера, внаслідок зниження навантаження на них.

*Ключові слова:* вентиляція з теплоутилізацією, енергоефективність, енергозбереження, теплове навантаження на систему опалення, теплове навантаження на систему кондиціонування, тепловий розрахунок

**Вступ.** У житлових і громадських приміщеннях у літній час теплове навантаження на систему кондиціонування повітря (у зимовий час – на систему опалення) у значній мірі залежить від режиму роботи й використаної технології припливної вентиляції. Для наочності будемо розглядати варіант з літнім навантаженням, як більш складний, а зимовий варіант буде розраховуватись аналогічно. У зв'язку з жорсткістю вимог до енергоефективності будівель фактично відбувся перехід на використання комбінованої схеми вентиляції:

- 1 – постійна припливно-витяжна вентиляція з теплоутилізацією;
- 2 – періодична витяжна вентиляція без теплоутилізації з туалетів, ванних, кухонь і від технологічного обладнання.

**Формулювання цілей статті.** У цій статті пропонується метод розрахунку теплового навантаження на систему кондиціонування повітря та опалення від системи вентиляції з теплоутилізацією за різних режимів роботи.

**Основна частина.** Розрахункові параметри повітря приймаємо:

- зовнішнього відповідно до [1]  
 $t_{ext} = + 35 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $\varphi_{ext} = 30 \%$ ;
- внутрішнього відповідно до [2]  
 $T_{int} = + 25 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $\varphi_{int} = 40 \%$ .

Комбіновані (постійна припливно-витяжна та періодична витяжна) системи вентиляції ви-

користовуються як у житлових, так і в громадських будівлях. Режим роботи такої комбінованої системи наступний:

- припливно-витяжна вентиляція працює постійно у всіх обслуговуваних приміщеннях;
- витяжна вентиляція працює лише в період практичного користування, відповідно, приміщенням та обладнанням, яке вона обслуговує.

Необхідно визначити теплове навантаження для підбору обладнання опалення та кондиціонування повітря. При розрахунку енергоспоживання враховують, що використовується таймер зниження витрати повітря в нічний час. У даній роботі це не розглядається.

У загальному випадку теплове навантаження від системи вентиляції з теплоутилізацією обчислюється за формулою:

$$Q_{ym} = \frac{(1 - \eta_{ym})G(I_{int} - I_{ext})}{3,6}, \text{ Вт}, \quad (1)$$

де  $Q_{ym}$  – кількість теплоти, потрібної для доведення параметрів повітря, що проходить через вентустановку з теплоутилізацією до параметрів повітря приміщення;  $\eta_{ym}$  – коефіцієнт теплоутилізації;  $G$  – масова витрата повітря через вентиляційну установку, кг/год;  $I_{int}$  – ентальпія повітря в приміщенні,

кДж/кг;  $I_{ext}$  – ентальпія зовнішнього повітря, кДж/кг.

У цій формулі значення  $\eta_{ym}$  зазвичай вибирається з документації виробника теплоутилізатора і, як правило, його значення завищено [3] в рекламних цілях. Далеко не всі виробники дають програми для підбору вентиляційних установок, які дозволяють урахувати всі особливості робочого режиму. Для отримання точного значення теплового навантаження від вентустановки введемо показник  $\eta_{pob}$  який будемо обчислювати:

$$\eta_{pob} = \eta_{ym} \cdot k_1 \cdot k_2, \quad (2)$$

де:  $k_1$  – коефіцієнт, що враховує зміну робочої витрати повітря в теплоутилізаторі порівняно з мінімальною;  $k_2$  – коефіцієнт, що враховує дисбаланс припливного і витяжного повітря.

Введення коефіцієнта  $k_1$  пояснюється тим, що зазвичай виробники в документації наводять значення коефіцієнта теплоутилізації при мінімальній витраті повітря, а при підборі вентиляційної установки використовують робочу витрату, близьку до максимальної, з метою зниження капітальних витрат. Приклад для однієї з установок виробника ВЕНТС представлений на рис. 1:

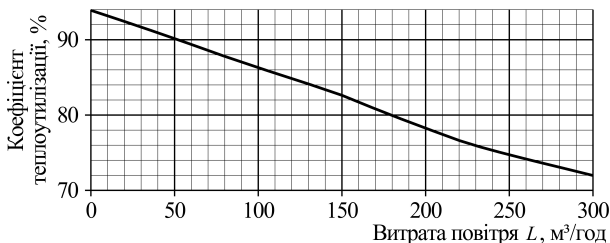


Рис. 1. Залежність коефіцієнта теплоутилізації для установки Вентс ВУЕ 270 В5Б ЕС за даними [4]

Зауважимо, що для установки, наведеної на графіку, мінімальна витрата становить 80 м³/год, а максимальна – 240 м³/год. ВЕНТС дає детальну технічну документацію на своє обладнання. У тих випадках, коли такої інформації немає, слід користуватися коефіцієнтом  $k_1$ . Його значення приймається за табл. 1, що побудована на підставі аналізу даних від різних виробників теплоутилізаторів.

Таблиця 1

**Коефіцієнт, що враховує зміну робочої витрати повітря в теплоутилізаторі**

Відсоток витрати від максимальної	0	30	50	75	100
$k_1$	1,0	0,9	0,8	0,7	0,6

Уведення коефіцієнта  $k_2$  пояснюється тим, що при роботі витяжної вентиляції виникає дисбаланс у припливно-витяжній вентиляції, що впливає на ефективність утилізації теплоти. При цьому припливно-витяжна вентиляція подає повітря ( $L_{in}$ , м³/год) більше, ніж видаляє ( $L_{out}$ , м³/год) відповідно до коефіцієнта дисбалансу

$$k = L_{el} / L_{in}. \quad (3)$$

Залежно від цього коефіцієнт теплоутилізації  $\eta$  змінюється в значній мірі. Наприклад, при  $k = 0,67$   $\eta = 55\%$ , а при  $k = 0,92$   $\eta = 64\%$  в режимі кондиціонування повітря.

Дані для табл. 2 взяті з розрахункової програми підбору припливно-витяжних установок DAIKIN «Ventilation Xpress 6.8.2» n.v. 23.02.2019 р. Цей виробник – один з небагатьох, хто дає можливість програмним шляхом розраховувати режим роботи установки з дисбалансом припливного і витяжного повітря. У технічних характеристиках обладнання не наводиться межове значення дисбалансу. Проте, при практичному використанні програми можна зрозуміти, що дисбаланс менше 75% виробником не рекомендується.

Тут слід зробити кілька важливих зауважень:

1. У комерційній документації (в каталогах обладнання), зазвичай, наводять рекламні значення показників ефективності теплоутилізації. Як правило, ці значення відносяться до режиму роботи на найменшій продуктивності і без дисбалансу. У табл. 2 розрахунок режиму проведений на найвищій продуктивності вентиляторів, на якій ефективність теплоутилізатора набагато нижча, ніж на низькій продуктивності.

2. У комерційній документації (в каталогах обладнання) зазвичай наводять показник термічної ефективності теплоутилізації в зимовому режимі. Він обчислюється без урахування конденсації вологи, яка видаляється з приміщень витяжним повітрям, тобто при температурі зовнішнього повітря + 7 °С. При більш низькій температурі відбувається конденсація вологи, що збільшує ефективність. При від'ємній температурі, °С, вимагається періодична дефростація інею, що випадає на теплообміннику. Це вимагає витрати енергії і часу, що суттєво погіршує показники ефективності теплоутилізації. У режимі кондиціонування повітря також зазвичай представляється термічна ефективність (тобто сухе охолодження повітря) в теплоутилізаторі.

Розрахунок ентальпійної (з урахуванням конденсації вологи) ефективності теплоутилізатора та коефіцієнта  $k_2$ 

№	Витрата повітря, м <sup>3</sup> /год, на		Дисбаланс $k$	Режим кондиціонування повітря			Режим опалення		
	приплив	витяжку		Коефіцієнт теплоутилізації		Коефіцієнт $k_2$	Коефіцієнт теплоутилізації		Коефіцієнт $k_2$
				розрахунковий	фактичний		розрахунковий	фактичний	
1	360	360	1,00	64,7	64,7	1,0	75,0	75,0	1,0
2	360	350	0,97	64,7	63,9	0,99	75,0	74,1	0,99
3	360	340	0,94	64,7	63,0	0,97	75,0	73,1	0,97
4	360	330	0,92	64,7	62,2	0,96	75,0	72,1	0,96
5	360	320	0,89	64,7	61,3	0,95	75,0	71,0	0,95
6	360	280	0,83	64,7	57,6	0,89	75,0	65,7	0,88
7	360	275	0,78	64,7	57,2	0,88	75,0	65,1	0,87

Припускається що висаджування надмірної вологи з припливного повітря відбувається в повітроохолоджувачі. У табл. 2 проведений розрахунок ентальпійної (з урахуванням відносної вологості повітря, %) ефективності теплоутилізації, яка фактично відбувається у вентиляційній установці.

При зменшенні аеродинамічного опору мережі (а увімкнення додаткової витяжної системи вентиляції може розглядатися як зниження опору припливної мережі) зростає витрата припливного повітря, в той час як витяжка через вентиляційну установку залишається незмінною. У різних типах приміщень можливо класифікувати три режими дисбалансу потоків повітря:

1. Короткочасне (до 20 % від загального часу роботи припливно-витяжної вентиляції) увімкнення витяжної вентиляції в об'ємі, що не перевищує 25 % від витрати припливно-витяжної вентиляції (режим, характерний для житлових приміщень, невеликих офісів і частини громадських будівель): у цьому випадку можливо не вживати ніяких заходів щодо компенсації дисбалансу: теплова інерція будівельних конструкцій не дозволить температурі в приміщеннях вийти із зони комфорту.

2. Постійна робота витяжної вентиляції в об'ємі 25..50 % від витрати припливно-витяжної вентиляції (режим, характерний для великих офісів, частини громадських приміщень): у цьому випадку слід передбачити окрему прямопливну припливну установку, що забезпечує дисбаланс основний установки в межах 0..25%

від робочої витрати.

3. Постійна робота витяжної вентиляції в об'ємі понад 50 % від витрати припливно-витяжної (режим, характерний для технологічних приміщень): у цьому випадку слід передбачити на додаток до припливно-витяжної вентиляції окрему постійну припливно-витяжну з теплоутилізацією. Тип теплоутилізатора вибрати залежно від категорійності обслуговуваних приміщень. Найчастіше використовують теплоутилізатори з проміжним теплоносієм.

Відповідно, на цих трьох режимах по-різному повинно бути розраховане теплове навантаження від системи вентиляції на систему опалення та кондиціонування. Даний метод дає можливість провести економічний аналіз капітальних витрат при підборі всього комплексу обладнання й отримати оптимальну конфігурацію. Наприклад, збільшення типорозміру припливної установки за фіксованої витрати веде до збільшення коефіцієнта ефективності теплоутилізації та зниження вартості теплогенератора і кондиціонера внаслідок зниження навантаження на них.

**Висновки.** Викладений в статті метод розрахунку теплового навантаження не тільки дає можливість якісно підібрати обладнання для системи опалення та кондиціонування повітря, а й виконати в декількох варіантах числове моделювання процесу витрати енергії на підтримання заданих параметрів мікроклімату і вибрати режим найбільшої енергоефективності.



### Література

1. Кордюков М. І. Оцінка енергоспоживання систем вентиляції та кондиціонування повітря / М. І. Кордюков // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання : наук.-техн. зб. / Київський національний університет будівництва і архітектури. – 2016. – Вип. 20. – с. 46-53.
2. ДСТУ Б EN 15251:2011. Розрахункові параметри мікроклімату приміщень для проектування та оцінки енергетичних характеристик будівель по відношенню до якості повітря, теплового комфорту, освітлення та акустики (EN 15251:2007, IDT). – Чинні від 01.01.2013. – Київ: Укрархбудінформ, 2012. – 71 с.
3. Каталог теплоутилізаторів. Технічні дані [Електронний ресурс]. Режим доступу: <https://ccktm.prom.ua/p555526033-plastinchatuj-teploutilizador-dlya.html>. Дата звернення 12.09.2018 р.
4. Приточно-вытяжные установки с рекуперацией тепла. Серия ВЕНТС ВУТ/ВУЭ 270 В5(Б) ЕС [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://vents.ua/uploads/download/vutvue270v5bec201905pagesrus.pdf>. – Дата обращения 01.03.2019.

### References

1. Kordiukov M. I. "Otsinka enerhospozhyvannia system ventyliatsii ta kondytsionuvannia povitria ." *Ventyliatsiia, osviltennia ta teplohozopostachannia: Naukovo-tekhnichniy zbirnyk*, Iss. 20, Kyiv National University of Construction and Architecture, 2016, pp. 46-53.
2. *Rozrahunkovi parametry mikroklimatu prymishchen dlia proektuvannia ta otsinky enerhetychnykh kharakterystyk budivel po vidnoshenniu do yakosti povitria, teplovoho komfortu, osviltennia ta akustyky (EN 15251:2007, IDT)*. DSTU B EN 15251:2011, Ukrarkhbuildinform, 2012.
3. "Kataloh teploutilizadoriv. Tekhnichni dani." [Electronic resource]. <https://ccktm.prom.ua/p555526033-plastinchatuj-teploutilizador-dlya.html>. Accessed 12 September 2108 p.
4. Pritочно-вытяжные установки с рекуперацией тепла. Serii VENTS VUT/VUE 270 V5(B) ES [Electronic resource]. Access mode: <https://vents.ua/uploads/download/vutvue270v5bec201905pagesrus.pdf>. – Accessed 01.03.2019.

УДК 697.9: 628.87: 504.05

## Метод расчёта тепловой нагрузки на систему кондиционирования воздуха и отопления от вентиляционной системы с теплоутилизацией

М. И. Кордюков<sup>1</sup>

<sup>1</sup>ассист. Киевский национальный университет строительства и архитектуры, г. Киев, Украина, melco@ukr.net

*Аннотация. Современная нормативная документация требует применения вентиляции с теплоутилизацией в жилых и общественных зданиях. Большинство производителей оборудования дают упрощённую техническую документацию, которая не даёт возможность точно рассчитать тепловую нагрузку от системы вентиляции на систему отопления и кондиционирования. В жилых и общественных зданиях в летнее время тепловая нагрузка на систему кондиционирования воздуха (в зимнее время – на систему отопления) в значительной степени зависит от режима работы и использованной технологии приточной вентиляции. В публикации предоставляется метод расчёта тепловой нагрузки для подбора оборудования систем отопления и кондиционирования воздуха. Изложенный в статье метод расчёта нагрузки не только даёт возможность точно подобрать оборудование для системы отопления и кондиционирования воздуха, но и выполнить в нескольких вариантах численное моделирование процесса затраты энергии на поддержание заданных параметров микроклимата и выбрать режим наибольшей энергоэффективности. Данный метод даёт возможность провести экономический анализ капитальных затрат при подборе всего комплекта оборудования и получить оптимальную конфигурацию. Например, увеличение типоразмера приточной установки при фиксированной расходе ведёт к увеличению коэффициента теплоутилизации и снижению стоимости теплогенератора и кондиционера, вследствие снижения нагрузки на них.*

*Ключевые слова: вентиляция с теплоутилизацией, энергоэффективность, энергосбережение, тепловая нагрузка на систему отопления, тепловая нагрузка на систему кондиционирования, тепловой расчёт.*

UDC 697.9: 628.87: 504.05

## A Method of Calculating the Thermal Load on the Air-Conditioning and Heating from Ventilation with Heat Recovery

M. Kordiukov<sup>1</sup>

<sup>1</sup> assistant professor. Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine, melco@ukr.net

*Abstract. Modern regulatory documentation requires the use of ventilation with heat recovery in residential and public buildings. Most manufacturers of equipment provide a simplified technical documentation that does not allow accurate calculation of the heat load from the ventilation system to the heating and air conditioning systems. The publication provides a method for calculating the thermal load for the design of heating and air conditioning equipment. In residential and public premises in the summer (in the winter time – on the heating system), the thermal load on the air conditioning system depends to a large extent on the mode of operation and the used technology of ventilation. For simplicity we will consider the variant with the summer load, as more complex, and the winter variant will be calculated similarly. Due to the stiffness of the requirements for energy efficiency of buildings, the transition to the use of a combined ventilation scheme has actually taken place: 1 – constantly operating general exchange combined extract and input ventilation with heat recovery; 2 – periodically running straight-line exhaust ventilation from the toilets, bathrooms, kitchens and local ventilation from the technological equipment. The method of calculation of heat load presented in the article not only gives the opportunity to precisely select the equipment for the heating and air conditioning system, but also perform in several variants a numerical modelling of the process of energy consumption to maintain specified microclimate parameters and choose the mode of greatest energy efficiency. This method makes it possible to conduct an economic analysis of capital costs when selecting the whole set of equipment and obtain the optimal configuration. An increase in the size of the fuel system at a fixed flow rate leads to an increase in the coefficient of recovery and a decrease in the cost of the heat generator and the air conditioner; due to a decrease in the load on them.*

*Keywords: ventilation with heat recovery, energy efficiency, energy saving, heat load on the heating system, heat load on the air conditioning system, heat calculations*

Надійшла до редакції / Received 06.12.2018

УДК 621.176

## Підвищення ефективності систем теплогенерації центрального теплопостачання

І. О. Редько<sup>1</sup>, А. О. Редько<sup>2</sup>, О. В. Приймак<sup>3</sup>, Ю. О. Бурда<sup>4</sup>

<sup>1</sup>к.т.н., доц. Київський національний університет будівництва та архітектури, м. Київ, Україна, germes\_s2006@ukr.net, ORCID:0000-0002-9863-4487

<sup>2</sup>д.т.н., проф. Харківський національний університет будівництва та архітектури, м. Харків, Україна, andrey.ua-mail@ukr.net ORCID: 0000-0003-2331-7273

<sup>3</sup>д.т.н., проф. Київський національний університет будівництва та архітектури, м. Київ, Україна, 02opriymak@gmail.com

<sup>4</sup>к.т.н., асист. Харківський національний університет будівництва та архітектури, м. Харків, Україна, malafiko@gmail.com, ORCID 0000-0003-3470-1334

*Анотація. Відомо, що енергетично ідеальне теплотехнологічне підприємство повинно використовувати електроенергію, яка виробляється комбінованим засобом на власному вторинних ресурсах. Відтак необхідна заміна обладнання, яке використовує дорогі види енергії на альтернативні. До таких технологій відносяться холодильні машини і теплові насоси, які використовують абсорбційні процеси. Теплові насоси мають велику перевагу за рахунок незначної вартості енергоресурсів: потреба в їхньому використанні раніше була відсутня, оскільки нагрів можливо було здійснювати альтернативними технологіями, більш прийнятими, а в утилізації низькопотенційних теплових потоків не було економічної необхідності. Аналіз ефективності систем центрального теплопостачання України показує, що в сучасних економічних умовах тенденція систем теплопостачання може розвиватися в наступних напрямках: застосування знижених параметрів температурного графіка, засобів регулювання і автоматизації, застосування конденсаційних потоків з глибоким охолодженням продуктів згоряння біопаливних котлів, застосування парокомпресійних і абсорбційних теплових насосів, використання вторинних енергоресурсів промислових підприємств, когенераційних установок, підвищення теплотехнічних характеристик будівель. Модернізація з застосуванням даних заходів може суттєво підвищити економічні і технічні характеристики теплогенераційного і теплопостачального обладнання.*

*Ключові слова: тепловий насос, теплоенергетична система, система центрального теплопостачання, вторинний енергоресурс, енергоефективність, охолодження продуктів згоряння, теплогенераційне обладнання, абсорбційні процеси.*

**Вступ.** Аналіз ефективності систем центрального теплопостачання України показує, що в сучасних економічних умовах тенденція систем теплопостачання може розвиватися в наступних напрямках: застосування знижених параметрів температурного графіка, засобів регулювання й автоматизації, застосування конденсаційних потоків з глибоким охолодженням продуктів згоряння біопаливних котлів, застосування парокомпресійних і абсорбційних теплових насосів, використання вторинних енергоресурсів промислових підприємств, когенераційних установок, підвищення теплотехнічних характеристик будівель. Модернізація з застосуванням даних заходів може суттєво підвищити економічні та технічні характеристики теплогенераційного й теплопостачального обладнання.

**Актуальність дослідження.** Однією з найактуальніших проблем для нашої країни є проблема енергоефективності. Вирішення актуальних на сьогодні задач модернізації виробництва для переходу на новітні технології, підвищення якості нерозривно пов'язані з удосконаленням енергопостачання технологі-

чних процесів як нових, так існуючих [1]. До таких технологій відносяться використання абсорбційних процесів, на підставі яких можуть працювати установки зворотного циклу: холодильні машини та теплові насоси. Для подальшого розширення області використання й підвищення ефективності таких систем необхідно додатково провести комплекс теоретичних і експериментальних досліджень, який дозволить отримати методичку, що дозволяє розраховувати та проектувати ефективні системи центрального теплопостачання [2].

**Останні дослідження та публікації.** Дослідження ефективності систем теплогенерації центрального теплопостачання виконані в роботах [1-11].

На даний час проблема енергоефективності є однією з найважливіших для України. Одним з варіантів енергоефективних технологій є застосування абсорбційних теплових насосів. Поява абсорбційних установок зворотного циклу, які відомі вже декілька десятиліть, дозволяє витіснити дорожчі та складніші в експлуатації компресійні насоси [4].

В установках зворотного циклу відбуває-

ться передача теплоти від більш холодної системи до більш гарячої, що не відповідає природному руху процесів у навколишньому середовищі. Для компенсації такого порушення в циклічності даних установок необхідно додатково витратити енергію. У компресійних машинах зворотного циклу ця компенсація застосовується у формі роботи, в абсорбційних – у формі теплоти. Оскільки тепла енергія є дешевшою, абсорбційні системи є вигіднішими. Для збільшення ефективності абсорбційних машин можливо використовувати теплову енергію ТЕЦ, яка є дешевшою за інші джерела.

Типовим прикладом європейської практики є геотермальна пілотна установка, створена в 1984 році, що передає теплоту до тепломережі в Тистеді (Данія) від 35 м<sup>3</sup>/год геотермальних вод через тепловий насос з електроприводом DONG. Вона була розширена [5] для використання абсорбційного теплового насоса для отримання 4 МВт з геотермальної води в об'ємі 150 м<sup>3</sup>/год у 1988 році і 7 МВт від 200 м<sup>3</sup>/год геотермальних вод у 2001 році.

До сучасних енергоефективних технологій відноситься використання бромисто-літієвих [6] абсорбційних теплових насосів (АБТН).

Номінальне значення коефіцієнта перетворення для абсорбційного бромисто-літієвого АБТН дорівнює 1,72. Типовий розподіл потоків енергії при використанні такого теплового насоса наведено на рис. 1.

Для приводу АБТН може використовуватися пара з тиском 0,4 МПа, димові та вихлопні гази, вода з температурою більше 140 °С або

безпосередньо природний газ. Джерелом низькопотенційної теплової енергії, яка утилізується за допомогою АБТН, є потоки рідини з температурою 15...50 °С.

Потоки з більш високою температурою доречно використовувати безпосередньо. Середовище, що нагрівається на виході АБТН, може мати температуру до 85 °С, що значно розширює коло потенційних споживачів теплової енергії [7].

Якщо АБТН використовує теплову енергію навколишнього середовища, то він називається опалювальним. Якщо використовуються теплові потоки вторинних енергоресурсів, які залишають процес з більш високою температурою ніж навколишнє середовище, АБТН вважається теплоутилізаційним [8].

Використання АБТН можливе для заміни випарних градирень повітряними охолоджувачами, або як ще їх називають – сухими градирнями. Це актуально в тих випадках, коли з тих чи інших причин потрібно унеможливити розсіювання води до навколишнього середовища і відповідне підживлення водою системи охолодження (рис. 2).

Аналіз параметрів різноманітних котельних агрегатів показав, що температура відхідних газів становить близько 150...250 °С (табл. 1, 2, рис. 3). Котел КВ-ГМ-50-150 водогрійний теплопродуктивністю 50 Гкал/год (58 МВт) використовується як в опалювальному основному режимі (70/150) так і в піковому (100/150). Використання АБТН у тепловій схемі ТЕЦ розглядається в [9].

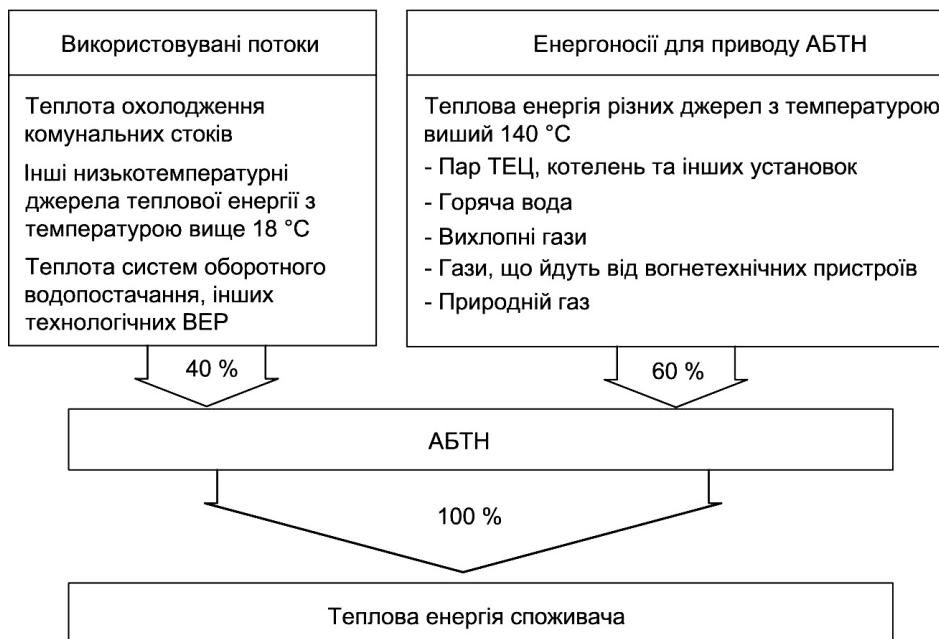


Рис. 1 Теплові потоки АБТН

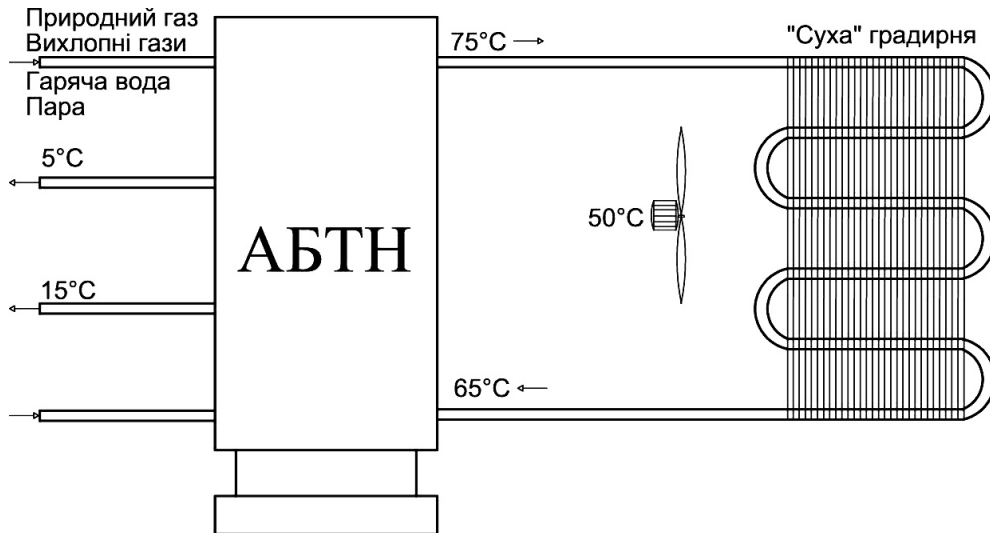


Рис. 2. Використання повітряних охолоджувачів для усунення втрат оборотної води.

Таблиця 1

Теплотехнічні характеристики водогрійних котлів

Характеристика котла	КВ-ГМ-10-150	КВ-ГМ-20-150	КВ-ГМ-30-150
Теплопродуктивність, Гкал/год, МВт	10/11,6	20/23,3	30/34,9
ККД, % на газі/мазуті	91,9/88,4	91,9/88	91,2/82,7
Витрата палива: газ м <sup>3</sup> /год.	1260	2520	3680
Температура відхідних газів: газ/мазут, °С	185/230	190/242	195/250

Таблиця 2

Теплотехнічні характеристики котлів ДКВР та ДЕ

Параметри	ДКВР-4-13	ДКВР-6,5-13	ДКВР-10-13	ДЕ-4-13	ДЕ-6,5-13	ДЕ-10-14
Паропродуктивність, т/год	4	6,5	10	4	6,5	10
Витрата палива: газ, м <sup>3</sup> /год / мазут, кг/год	295/-	478/-	705/-	291/273	274/443	718/673
Розрахунковий ККД брутто: газ/мазут, %	90/88,96	91/88,9	91/88,9	90,9/89,6	91,2/89,8	92,1/91,0
Температура відхідних газів: газ/мазут, °С	150/165	155/170	160/180	164/197	162/197	162/195

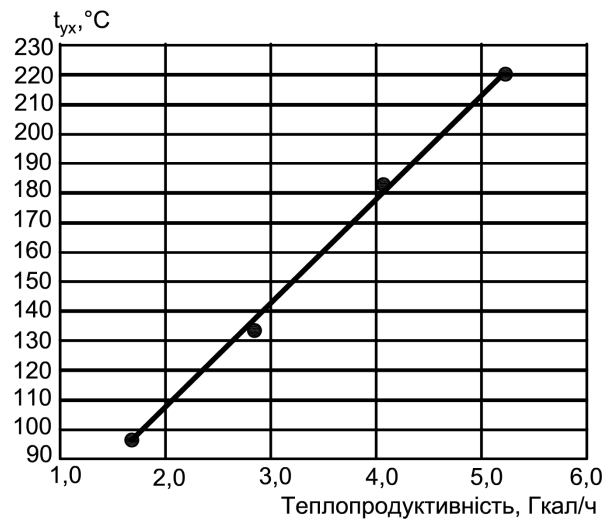


Рис. 3. Зміна температури відхідних газів залежно від теплопродуктивності котла.

Характеристика комерційних АБТН наведена нижче.

Одноступеневий тепловий насос серії ВДН на гарячій воді (фірма Broad) [12]:

- низькотемпературне джерело теплоти: вихід/вхід 20/30 °С;
- джерело теплоти: гаряча вода 75-140 °С;
- вода що нагрівається: вихід/вхід 80/50 °С або 90/60 °С;
- теплопродуктивність: 282-56489 кВт

Теплова потужність АБТН 700-1000 кВт забезпечується наступними параметрами теплоносіїв:

- низькотемпературне джерело:
- масова втрата 25-37 м<sup>3</sup>/год;
- витрата пару, 632-946 кг/год;
- нагріта вода, 20-30 м<sup>3</sup>/год.

**Формулювання цілей статті.** Метою даної роботи є розробка схем використання абсорбційного теплового насоса в котельних установках для глибокого охолодження продуктів згоряння.

**Основна частина.** У результаті аналізу потоків теплоти в котельній установці визначена можливість використання теплоти відхідних газів котлів (приблизно 5...10 % теплової потужності) [10]. Температура цього потоку теплоти може становити 50...60 °С. Більш великий тепловий потік забезпечується підігрівом води до температури 95 °С та використання її частини (приблизно 5 %) високотемпературного теплоносія АБТН [11].

Таким чином, в АБТН може використовуватися приблизно 15 % теплоти теплової потужності котельної установки. При роботі двох котлів ця потужність може бути збільшена

до 30 %, що суттєво може збільшити ефективність теплогенерації.

Теплова схема котельної установки зображена на рис. 4. Схема складається з котла - 1, газоходу - 2, економайзера і теплоутилізатора, димової труби, насоса, абсорбційного теплового насоса. Розглянемо варіанти роботи котельної установки.

**Варіант 1.** Режим роботи котельної установки в літній час для підігріву води системи гарячого водопостачання. Один котел працює при номінальному режимі, інший – при зниженому.

Необхідна теплова потужність забезпечується роботою абсорбційного теплового насоса (АБТН), долученого до теплової схеми. Для роботи АБТН необхідно виконання умов:

- наявність допоміжного джерела теплоти
- наявність низькотемпературного джерела теплоти.

У цій схемі високотемпературним джерелом теплоти є вода, яка подається в прямий трубопровід з температурою 80...95 °С. Низькотемпературним джерелом теплоти є вода, яка нагрівається в економайзері і теплоутилізаторі з температурою 50...60 °С. Нагрів водопровідної води від 15 °С до 65 °С забезпечується в АБТН. При використанні одноступінчастого АБТН з коефіцієнтом перетворення 0,75 кількість теплоти від спалювання палива знижується до 25 %. Таким чином, другий котел може працювати при пониженому тепловому навантаженні (25 % від номінальної теплової потужності) і забезпечувати необхідний підігрів води, яка подається в систему гарячого водопостачання.

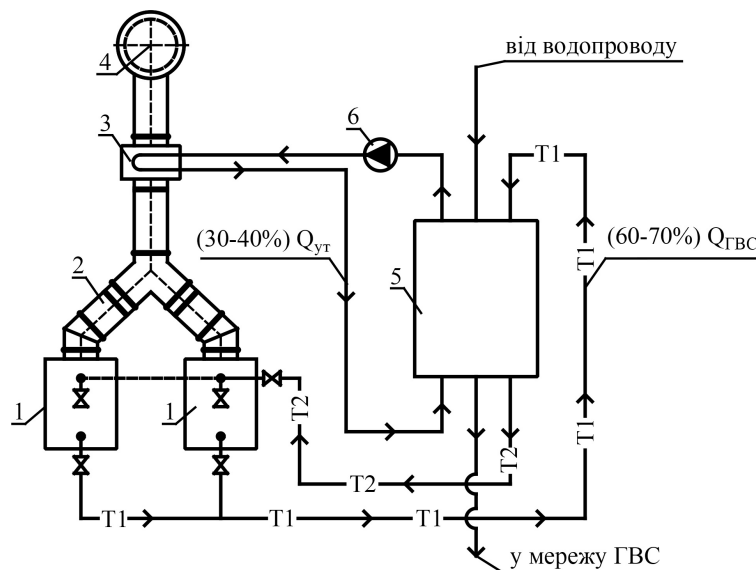


Рис. 4 Теплова схема котельної установки:

1 – котел; 2 – газохід; 3 – теплоутилізатор; 4 – димова труба, 5 – АБТН, 6 – насос

**Варіант 2.** У зимовий час котельна установка працює в опалювальному режимі і підігріві води для системи гарячого водопостачання. Режим роботи наступний. Котли працюють в номінальному режимі. Кількість теплоти, яка утилізується в системі «економайзер – теплоутилізатор» збільшується до 30...40 %, що дозволяє суттєво зменшити витрату палива при використанні АБТН.

Залежно від температури навколишнього повітря, зміна теплової потужності котельної установки регулюється подачею води в АБТН і температурою її підігріву.

У піковому режимі працюють котли і АБТН при підігріві води зі зворотного трубопроводу та підживлювальну воду при зниженні теплового навантаження відпускають

споживачам. Теплова потужність котлів знижується, при цьому АБТН працює при номінальному тепловому навантаженні. Теплова схема котельної установки зображена на рис 6. Таким чином, долучення до теплової схеми АБТН дозволяє забезпечити економію палива.

**Висновки:** Аналіз теплових схем опалювальних і промислових котельних установок показує можливості долучення АБТН і використання системи глибокого охолодження продуктів згоряння.

**Перспективи подальших досліджень.** В подальшому планується дослідити абсорбційні установки зворотного циклу та можливість інтеграції абсорбційних теплових насосів в теплові технології України.

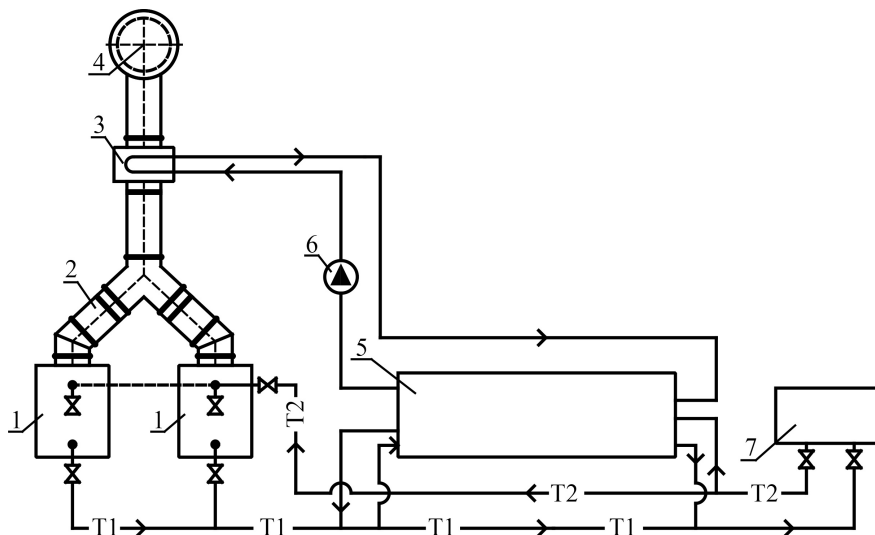


Рис. 5. Теплова схема котельної установки

1 – котел; 2 – газохід; 3 – теплоутилізатор; 4 – димова труба, 5 – АБТН, 6 – насос; 7 – споживач

### Література

1. Абсорбционные тепловые насосы в теплоэнергетических системах промышленных предприятий для снижения энергетических и финансовых затрат / В.Н. Романюк, А.А. Бобич, Д.В. Муслина и др. // Энергохозяйство предприятия: технологии, проекты, опыт. – 2013. – № 2(71). – С 32-37.
2. Абсорбционные тепловые насосы в тепловой схеме ТЭЦ для повышения ее энергетической эффективности / В. Н. Романюк, А. А. Бобич, Д. В. Муслина и др. // Энергия и менеджмент. – 2013. – № 1. – С. 14-19.
3. Шински Ф. Управление процессами по критерию экономии энергии / Шински Ф. – Москва: Мир, 1981. – 388 с.
4. Романюк В. Н. К вопросу о развитии систем теплоснабжения в Беларуси. Взгляд в ближайшее будущее и обозримую перспективу / В. Н. Романюк, Б. М. Хрусталёв, Т. В. Бубырь // Энергия и Менеджмент. – 2014. – № 4-5. – С. 2-7.
5. Mahler A. Country Update Report for Denmark / A. Mahler, J. Magtengaard // Proceedings World Geothermal Congress 2010, Bali, Indonesia, 25-29 April 2010. – Access mode: <https://www.geothermal-energy.org/pdf/IGASstandard/WGC/2010/0131.pdf>
6. Забелло Е. П. Косвенные методы управления электрическими нагрузками в Белорусской энергосистеме / Е. П. Забелло, А. И. Сульжиц, А. М. Сульжиц // Энергетика и ТЭК. – 2009. – № 5. – С. 16-18.
7. Гуртовцев А. Л. Электрическая нагрузка энергосистемы. Выравнивание графика / А. Л. Гуртовцев, Е. П. Забелло // Новости электротехники. – 2008. – № 5(53). – С. 108-114.

8. Simulation and optimization of heat-exchanger parameters of heat pipes by changes of entropy / A. Redko, N. Kulikova, S. Pavlovskiy, O. Redko // *Heat Transfer Research*. – 2018. – Vol. 49. – Iss. 16. – P. 1545-1557. DOI: 10.1615/HeatTransRes.2018019336
9. Янченко И.В. Влияние абсорбционного теплового насоса на тепловую экономичность ТЭС и АЭС: дис. ... канд. техн. наук.: 05.14.14: защ. 14.05.2015 / Янченко Илья Владимирович; Министерство образования и науки Российской Федерации, Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) имени М.И. Платова. – Новочеркасск, 2015. – 180 с.
10. Редько А. Ф. Сжигание твёрдого топлива в вихревой топке со встречными закрученными потоками / А. Ф. Редько, И. А. Редько // *Проблемы региональной энергетики*. – 2017. – №3(35). – С. 33-44.
11. Ковалев, Д. В. Перспективные режимы работы генерирующего оборудования в составе белорусской энергосистемы после 2020 года / Д. В. Ковалев // *Энергетическая стратегия*. – 2013. – № 4(40). – С. 20-23.
12. Абсорбционные технологии [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://broad-ctx.by/>

#### References

1. Romanyuk V. N., Bobich A. A., Muslin D. V., Kolomytskaya N. A., Bubyр T. V., Malkov S. V. “Absorbtsionnye teplovye nasosy v teploenergeticheskikh sistemakh promyshlennykh predpriatii dlia snizheniia energeticheskikh i finansovykh zatrat.” *Energokhoziaistvo predpriatii: tekhnologii, proekty, opyt*, No 2(71), 2013, pp. 32-37.
2. Romanyuk V. N., Bobich A. A., Muslin D. V., Kolomytskaya N. A., Malkov S. V., Bubyр T. V. “Absorbtsionnye teplovye nasosy v teplovoi skheme TETS dlia povysheniia ee ergeticheskoi effektivnosti.” *Energiia i Menedzhment*, No 1, 2013, pp. 14-19.
3. Shinsky F. *Upravlenie protsessami po kriteriiu ekonomii energii*. Mir, 1981, 388 p.
4. Romanyuk V. N., Khrustalev B. M., Bubyр T. V. “K voprosu o razvitii sistem teplosnabzheniia v Belarusi. Vzgliad v blizhaishee budushchee i obozrimuiu perspektivu.” *Energiia i Menedzhment*. No 4-5. 2014. pp. 2-7.
5. Mahler A., Magtengaard J. “Country Update Report for Denmark.” *Proceedings World Geothermal Congress 2010, Bali, Indonesia, 25-29 April 2010*: <https://www.geothermal-energy.org/pdf/IGASstandard/WGC/2010/0131.pdf>
6. Zabello E. P., Sulzhyts A. I., Sulzhyts A. M. “Kosvennye metody upravleniia elektricheskimi nagruzkami v Belorusskoi energosisteme.” *Energetika i TEK*, No 5, 2009, pp. 16-18.
7. Gurtovtsev A.L., Zabello E. P. “Elektricheskaiia nagruzka energosistemy. Vyranivanie grafika.” *Novosti elektrotekhniki* No 5(53), 2008, pp. 108-114.
8. Redko A., Kulikova N., Pavlovskiy S., Redko O. “Simulation and optimization of heat-exchanger parameters of heat pipes by changes of entropy.” *Heat Transfer Research*, Vol. 49, Iss. 16, 2018, pp. 1545-1557. DOI: 10.1615/HeatTransRes.2018019336
9. Yanchenko I. V. *Vliianie absorbtsionnogo teplovogo nasoca na teplovuiu ekonomichnost TES i AES*. Diss. Platov South Russian State Polytechnic University, 2015.
10. Redko A. F., Redko I. A. “Szhiganie tverdogo topliva v vikhrevoi topke so vstrechnymi zakruchennymi potokami.” *Problemy regionalnoi energetiki*, No 3(35), 2009, pp. 33-44.
11. Kovalev, D. V. “Perspektivnye rezhimy raboty generiruiushchego oborudovaniia v sostave belorusskoi energosistemy posle 2020 goda.” *Energeticheskaiia strategiia*, No 4(40), 2013, pp. 20-23.
12. “Absorbtsionnye tekhnologii.” *Elektronnoe izdanie*, <https://broad-ctx.by/>

УДК 621.176

## Повышение эффективности систем теплогенерации центрального теплоснабжения

И.А. Редько<sup>1</sup>, А.А. Редько<sup>2</sup>, А.В. Приймак<sup>3</sup>, Ю.А. Бурда<sup>4</sup>

<sup>1</sup>к.т.н., доц. Киевский национальный университет строительства и архитектуры, г. Киев, Украина, Украина, [germes\\_s2006@ukr.net](mailto:germes_s2006@ukr.net), ORCID:0000-0002-9863-4487

<sup>2</sup>д.т.н., проф. Харьковский национальный университет строительства и архитектуры, г. Харьков, Украина, [andrey.ua-mail@ukr.net](mailto:andrey.ua-mail@ukr.net) ORCID: 0000-0003-2331-7273

<sup>3</sup>д.т.н., проф. Киевский национальный университет строительства и архитектуры, г. Киев, Украина, [02opriymak@gmail.com](mailto:02opriymak@gmail.com)

<sup>4</sup>к.т.н., асист. Харьковский национальный университет строительства и архитектуры, г. Харьков, Украина, [malafiko@gmail.com](mailto:malafiko@gmail.com), ORCID 0000-0003-3470-1334

*Аннотация. Анализ эффективности систем центрального теплоснабжения Украины показывает, что в современных экономических условиях тенденция систем теплоснабжения может развиваться в следующих направлениях: применение пониженных параметров температурного графика, средств регулирования и автоматизации, применение конденсационных потоков с глубоким охлаждением продуктов сгорания биотопливных котлов, применение парокомпрессионных и абсорбционных тепловых насосов, использования*



вторичных энергоресурсов промышленных предприятий, когенерационных установок, повышение теплотехнических характеристик зданий. Известно, что энергетически идеальное теплотехнологическое предприятие должно использовать электроэнергию, которая производится комбинированным средством на собственных вторичных энергоресурсах. Поэтому необходима замена оборудования, которое использует дорогие виды энергии, на альтернативное. К таким технологиям относятся холодильные машины и тепловые насосы, использующие абсорбционные процессы. Тепловые насосы имеют большое преимущество за счёт незначительной стоимости энергоресурсов. Потребность в их использовании ранее отсутствовала, поскольку нагрев можно было осуществлять альтернативными технологиями, более принятыми, а в утилизации низкопотенциальных тепловых потоков не было экономической необходимости. Модернизация с применением данных мер может существенно повысить экономические и технические характеристики теплогенерирующего оборудования.

*Ключевые слова:* тепловые насосы, теплоэнергетические системы, системы центрального теплоснабжения, ВЭР, энергоэффективность, охлаждения продуктов сгорания, теплогенерирующее оборудование, абсорбционные процессы.

UDC 621.176

## Improving the efficiency of district heating systems

I. Redko<sup>1</sup>, A. Redko<sup>2</sup>, A. Priymak<sup>3</sup>, Yu. Burda<sup>4</sup>

<sup>1</sup>PhD, associate professor, Kiev National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine, gemes\_s2006@ukr.net, ORCID: 0000-0002-9863-4487

<sup>2</sup>ScD, professor, Kharkov National University of Construction and Architecture, Kharkov, Ukraine, andrey.ua-mail@ukr.net, ORCID: 0000-0003-2331-7273

<sup>3</sup>Sc.D, professor, Kiev National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine, 02opriymak@gmail.com

<sup>4</sup>PhD, assistant professor, Kharkiv National University of Construction and Architecture, Kharkiv, Ukraine, malafiko@gmail.com, ORCID 0000-0003-3470-1334

*Abstract.* Analysis of the efficiency of central heat supply systems in Ukraine shows that in modern economic conditions, the trend of heat supply systems can develop in the following areas: the use of reduced parameters of the temperature of heat carrier; regulation and automation equipment, the use of condensation flows with deep cooling of combustion products of bio-fuel boilers, the use of vapor compression and absorption heat pumps, use of secondary energy resources of industrial enterprises, cogeneration plants, increased thermal performance of buildings. It is known that the ideal heat energy technology enterprise should use electricity, which is produced on its own secondary thermal resources. Therefore, it is necessary to replace equipment that uses expensive forms of energy with alternative ones. These technologies include chillers and heat pumps that use absorption processes. Heat pumps have a great advantage due to the insignificant cost of energy resources. The need for their use was absent earlier, since heating could be carried out using alternative technologies that were more accepted, and there was no economic necessity in utilizing low-potential heat fluxes. At present, the situation has changed and there is a need to get acquainted with the above-mentioned installations, the potential of which in industry is only starting to use. The absorption reverse cycle, known for several decades, make it possible to replace more expensive and difficult-to-operate compression machines, which cause great harm to the environment. They uses heat energy to compensate the violation of the direction of natural heat transfer. As it is shown on the basis of the analysis of operation parameters of boilers, modernization using these measures can significantly improve the economic and technical characteristics of heat-generating equipment. In the work, two schemes of using the absorption heat pumps for deep cooling of combustion products are proposed. The operation conditions of them are shown. The economy of fuel is very significant - 25...40 %.

*Keywords:* heat pumps, heat and power systems, central heating systems, secondary energy resource, energy efficiency, cooling of combustion products, heat generating equipment, absorption processes.

Надійшла до редакції / Received 04.03.2019.

УДК 536.6

## Розроблення методики розподілу витрат теплової енергії на опалення між споживачами багатоквартирного будинку

С. Б. Проценко<sup>1</sup>, М. Д. Кізеєв<sup>2</sup>, О. С. Новицька<sup>3</sup>

<sup>1</sup>к.т.н., доц. Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне, Україна, s.b.protsenko@nuwm.edu.ua

<sup>2</sup>к.т.н., доц., зав. каф. Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне, Україна, m.d.kizieiev@nuwm.edu.ua

<sup>3</sup>к.т.н., доц. Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне, Україна, o.s.novytska@nuwm.edu.ua

*Анотація.* Відповідно до Закону України «Про комерційний облік теплової енергії та водопостачання» облік споживання теплової енергії в будівлях має здійснюватися будинковими вузлами комерційного обліку теплової енергії. Відповідно до вимог Житлового кодексу України співвласники багатоквартирного житлового будинку зобов'язані сплачувати не тільки за ту кількість теплової енергії, що була визначена приладами розподільного обліку теплоти, але й за відповідну частку теплової енергії, що була витрачена на опалення місць загального користування та на функціонування системи опалення будинку. Запропонована методика розподілу витрат теплової енергії на опалення квартир, місць загального користування та на функціонування системи опалення між окремими споживачами багатоквартирного будинку у випадку застосування вузлів розподільного обліку з лічильниками теплоти. Розподіл обсягу спожитої за розрахунковий період у будинку теплової енергії між усіма споживачами визначений для приміщення яких оснащені і не оснащені вузлами розподільного обліку теплової енергії, та які обладнані індивідуальними (автономними) системами теплопостачання. Також розглянуто розрахунок розподілу витрат теплової енергії у випадку, коли в будинку повністю відсутні споживачі, приміщення яких оснащені вузлами розподільного обліку.

*Ключові слова:* багатоквартирні житлові будинки, водяні системи опалення, будинковий лічильник теплової енергії, квартирний лічильник теплової енергії, прилади-розподільвачі теплової енергії, комерційний облік теплоти, розподільний облік теплоти

**Вступ.** У зв'язку із набуттям чинності Закону України «Про комерційний облік теплової енергії та водопостачання» [1] облік споживання теплової енергії в будівлях має здійснюватися будинковими вузлами комерційного обліку теплової енергії. На підставі показів засобів вимірювальної техніки цих вузлів проводяться розрахунки між споживачами та виконавцями комунальних послуг щодо постачання теплової енергії.

У будівлях із двома та більшою кількістю споживачів можуть також встановлюватися прилади розподільного (індивідуального) обліку споживання теплової енергії на опалення. Пропорційно до їхніх показів здійснюється розподіл обсягу теплової енергії, визначеної за показами будинкового вузла комерційного обліку, крім того обсягу теплової енергії, що був витрачений на приготування гарячої води для системи гарячого водопостачання, на опалення місць загального користування та на функціонування системи опалення будівлі

**Актуальність дослідження.** Загалом можливі два способи технічної організації індивідуального обліку споживання тепла на опалення: шляхом встановлення лічильників теплоти на ввіді трубопроводів опалення у квартиру (для двотрубних горизонтальних систем опале-

ння з поквартирними приладовими вітками) та шляхом встановлення на опалювальних приладах приладів-розподільвачів теплової енергії (для термомодернізованих систем опалення), що виготовляються відповідно до ДСТУ EN 834:2006 [2] та ДСТУ EN 835:2007 [3].

Водночас, згідно з вимогами Житлового кодексу України [4], співвласники багатоквартирного житлового будинку зобов'язані платити не тільки за ту кількість теплової енергії, що була визначена приладами розподільного обліку теплоти, але й за відповідну частку теплової енергії, що була витрачена на опалення місць загального користування (сходових кліток, ліфтових холів, спільних коридорів, візкових тощо) та на функціонування системи опалення будинку (втрати теплоти в індивідуальному тепловому пункті, магістральних трубопроводах, стояках та підводках до квартирних вузлів вводу). При цьому, згідно з вимогами Закону України «Про комерційний облік теплової енергії та водопостачання» [1], ця частка теплової енергії має розподілятися між споживачами пропорційно до площі (а за різної висоти приміщень – до об'єму) квартири чи іншого приміщення споживача.

**Формулювання цілей статті.** Розробити методику розподілу витрати теплової енергії на опалення квартир, місць загального користування та на функціонування системи опалення між окремими споживачами багатоквартирного будинку у випадку застосування вузлів розподільного обліку з лічильниками теплоти.

**Основна частина.** У загальному випадку обсяг спожитої на опалення будівлі теплової енергії  $Q_o$ , ГДж, який визначають за показами вузла комерційного обліку (загальнобудинкового лічильника теплоти), можна записати як суму обсягів теплової енергії, ГДж, на опалення всіх споживачів, що оснащені вузлами розподільного обліку  $\Sigma Q_{io}$ , таких, що не оснащені вузлами розподільного обліку  $\Sigma Q_{ino}$ , на опалення місць загального користування  $Q_{мзк}$  та на забезпечення функціонування внутрішньобудинкової системи опалення  $Q_{фо}$

$$Q_o = \Sigma Q_{io} + \Sigma Q_{ino} + Q_{мзк} + Q_{фо}, \text{ ГДж.} \quad (1)$$

Обсяги спожитої за розрахунковий період теплової енергії на опалення споживачів, приміщення яких оснащені справними вузлами розподільного обліку теплової енергії, визначають за показаннями цих вузлів  $Q_{iоп}$ , ГДж, і на підставі цих значень обчислюють середнє питоме споживання теплової енергії  $q$  за формулою

$$q = \Sigma Q_{iоп} / \Sigma F_{io}, \text{ ГДж/м}^2, \quad (2)$$

де  $\Sigma F_{io}$  – площа приміщень усіх споживачів будинку,  $\text{м}^2$ , приміщення яких оснащені справними вузлами розподільного обліку.

Для кожного зі споживачів будинку, приміщення яких оснащені вузлами розподільного обліку, порівнюють обсяг спожитої за розрахунковий період теплової енергії, визначений за показаннями вузла розподільного обліку  $Q_{iоп}$ , ГДж, з величиною мінімального споживання теплової енергії  $Q_{iMIN}$ , ГДж, яку обчислюють за формулою

$$Q_{iMIN} = K_{MIN} \cdot q \cdot F_{io}, \text{ ГДж,} \quad (3)$$

де  $F_{io}$  – площа приміщень даного споживача,  $\text{м}^2$ ;  $K_{MIN}$  – коефіцієнт мінімально допустимого зменшення споживання теплової енергії споживачем, який рекомендується визначати за виразом

$$K_{MIN} = [(t_H - \Delta t) - t_{CO}] / (t_H - t_{CO}), \quad (4)$$

де  $t_H$  – нормована температура,  $^{\circ}\text{C}$ , у приміщеннях споживача, яку приймають згідно з вимогами табл. 4 ДБН В.2.2-15-2005 [5];  $\Delta t$  – допустиме пониження температури,  $^{\circ}\text{C}$ , у приміщеннях споживача, яке приймають згідно з вимогами п. 5.3 ДБН В.2.5-67:2013 [6];  $t_{CO}$  – середня за опалювальний період температура зовнішнього повітря,  $^{\circ}\text{C}$ , для району розташування об'єкта, яку визначають згідно з вимогами п. 5.13 ДБН В.2.5-67:2013 [6] за табл. 2 ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010 [7].

Для тих споживачів, для яких визначений за показаннями вузла розподільного обліку обсяг спожитої за розрахунковий період теплової енергії  $Q_{iоп}$ , ГДж, виявиться меншим за мінімальне споживання теплової енергії  $Q_{iMIN}$ , ГДж, приймають обсяг спожитої теплової енергії рівним мінімально допустимій величині, тобто  $Q_{io} = Q_{iMIN}$  [1, ст. 10, ч. 2, п. 5]. Для решти споживачів обсяг спожитої за розрахунковий період теплової енергії приймають рівним величині, визначеній за показаннями вузла розподільного обліку, тобто  $Q_{io} = Q_{iоп}$ .

Обчислюють обсяги спожитої за розрахунковий період теплової енергії на опалення споживачів, приміщення яких не оснащені вузлами розподільного обліку теплової енергії, за формулою

$$Q_{iHO} = q \cdot F_{iHO} \cdot K_i, \text{ ГДж,} \quad (5)$$

де  $F_{iHO}$  – площа приміщень відповідного споживача,  $\text{м}^2$ ;  $K_i$  – поправковий (квартирний) коефіцієнт, що може встановлюватися співвласниками багатоквартирного будинку або іншої будівлі, де налічується два чи більше споживачів [1, ст. 10, ч. 2, п. 7] і враховує особливості розташування приміщень даного споживача, який пропонується обчислювати за виразом

$$K = K_{i1} \cdot K_{i2} \cdot \dots \cdot K_{iN}, \quad (6)$$

де  $K_{i1}$  – поправковий коефіцієнт, що враховує розташування даного споживача у плані будівлі (наріжне або рядове);  $K_{i2}$  – поправковий коефіцієнт, що враховує розташування даного споживача по вертикалі будівлі (на нижньому, на верхньому або на проміжних житлових поверхах);  $K_{iN}$  – інші поправкові коефіцієнти, що можуть встановлюватися співвласниками багатоквартирного будинку.

Питомі фіксовані витрати теплоти за розрахунковий період на опалення місць загального користування будинку та на функціонування внутрішньобудинкової системи опалення обчислюють за формулою

$$q_{\phi} = \frac{Q_o - \sum Q_{iO} - \sum Q_{iHO}}{\sum F_o + \sum F_{iHO} + \sum F_{i.Aem}}, \text{ ГДж/м}^2, \quad (7)$$

де  $\sum F_{i.Aem}$  – сумарна площа приміщень усіх споживачів будинку, що обладнані індивідуальними (автономними) системами теплопостачання (за наявності таких споживачів у будинку).

Розподіляють обсяг спожитої за розрахунковий період у будинку теплової енергії між усіма споживачами за такими формулами:

- для споживачів, приміщення яких оснащені вузлами розподільного обліку теплової енергії

$$Q_{i.3az} = Q_{iO} + q_{\phi} \cdot F_{iO}, \text{ ГДж}; \quad (8)$$

- для споживачів, приміщення яких не оснащені вузлами розподільного обліку теплової енергії

$$Q_{i.3az} = Q_{iHO} + q_{\phi} \cdot F_{iHO}, \text{ ГДж}; \quad (9)$$

- для споживачів, що обладнані індивідуальними (автономними) системами теплопостачання

$$Q_{i.3az} = q_{\phi} \cdot F_{i.Aem}, \text{ ГДж}. \quad (10)$$

У випадку, коли в будинку повністю відсутні споживачі, приміщення яких оснащені вузлами розподільного обліку, розрахунок розподілу витрат теплової енергії пропонується здійснювати таким способом.

За відсутності в будинку споживачів, що обладнані індивідуальними (автономними) системами теплопостачання, обсяг спожитої за розрахунковий період на опалення будинку теплової енергії  $Q_o$  розподіляють між усіма споживачами будинку пропорційно до площі їх приміщень  $F_i$  за формулою

$$Q_{i.3az} = Q_o \cdot F_i / \sum F_i, \text{ ГДж}, \quad (11)$$

де  $\sum F_i$  – сумарна площа приміщень усіх споживачів будинку.

За наявності в будинку споживачів, що

обладнані індивідуальними (автономними) системами теплопостачання, обсяг спожитої теплової енергії  $Q_o$  розподіляють між споживачами за такими формулами:

- для споживачів, що обладнані внутрішньобудинковою центральною системою опалення

$$Q_{i.3az} = (q_o + q_{\phi}) \cdot F_{i.Ц}, \text{ ГДж}; \quad (12)$$

- для споживачів, що обладнані індивідуальними (автономними) системами теплопостачання

$$Q_{i.3az} = q_{\phi} \cdot F_{i.Aem}, \text{ ГДж}, \quad (13)$$

де  $F_{i.Ц}$  та  $F_{i.Aem}$  – площі приміщень споживачів,  $\text{м}^2$ , що обладнані, відповідно, центральною системою опалення та індивідуальними (автономними) системами теплопостачання;  $q_o$  – питомі витрати,  $\text{ГДж/м}^2$ , теплоти за розрахунковий період на опалення приміщень споживачів, що обладнані центральною системою опалення, які визначають за формулою

$$q_o = (1 - K_{\phi}) \cdot Q_o / \sum F_{i.Ц}, \text{ ГДж/м}^2; \quad (14)$$

$q_{\phi}$  – питомі фіксовані витрати теплоти,  $\text{ГДж/м}^2$ , за розрахунковий період на опалення місць загального користування будинку та на функціонування внутрішньобудинкової системи опалення, які визначають за формулою

$$q_{\phi} = K_{\phi} \cdot Q_o / (\sum F_{i.Ц} + \sum F_{i.Aem}), \text{ ГДж/м}^2, \quad (15)$$

де  $K_{\phi}$  – коефіцієнт, що враховує частку загальних витрат теплової енергії в будинку, які припадають на опалення місць загального користування та на функціонування внутрішньобудинкової системи опалення. Значення коефіцієнта  $K_{\phi}$  приймається за рішенням співвласників багатоквартирного будинку або іншої будівлі, де налічується два чи більше споживачів. Рекомендований діапазон значень цього коефіцієнта становить від 0,3 до 0,4.

У випадку різної висоти приміщень споживачів у будинку в усі розрахункові формули замість площі приміщень  $F$ ,  $\text{м}^2$ , слід підставляти їхній об'єм  $V$ ,  $\text{м}^3$ . При цьому питомі витрати теплоти виражатимуться у  $\text{ГДж/м}^3$ .

**Висновки.** Розроблена методика розподілу обсягів спожитої на опалення теплової енергії між споживачами багатоквартирних будинків у випадку застосування вузлів розподільного

обліку теплової енергії, приміщення яких оснащені та не оснащені вузлами розподільного обліку теплової енергії, які обладнані індивідуальними (автономними) системами теплопостачання. Методика розроблена відповідно до науково-дослідної розробки на замовлення Міністерства регіонального розвитку, будівництва та житлово-комунального господарства України (договір №23-39/2017).

**Перспективи подальших досліджень.** Після апробації методики розподілу обсягів спожитої на опалення теплової енергії між споживачами багатоквартирних будинків необхідно врахувати зауваження та недоліки, які виникнуть під час розрахунку кількості теплової енергії між споживачами багатоквартирних будинків, та удосконалити дану методику.

#### Література

1. Закон України «Про комерційний облік теплової енергії та водопостачання» від 22.06.2017 № 2119-VIII (Текст для друку). [Електронний ресурс. Режим доступу: <http://zakon3.rada.gov.ua/laws/show/2119-19/print1504692425555062>].
2. ДСТУ EN 834:2017. Вимірювачі витрат тепла для визначення тепловіддачі кімнатних опалювальних батарей. Прилади з електроживленням (EN 834:2013, IDT). – Чинні від 01.08.2017. – Київ: ГП “УкрНИУЦ”, 2017.
3. ДСТУ EN 835:2007. Вимірювачі витрат тепла для визначення тепловіддачі кімнатних опалювальних батарей. Прилади випарувального типу без електроживлення (EN 835:1994, IDT). – Чинні від 01.01.2009. – Київ: ТК 48 “Енергозбереження”, 2007.
4. Житловий кодекс Української РСР від 30.06.1983 № 5464-X [Електронний ресурс. Режим доступу: <http://zakon2.rada.gov.ua/laws/show/5464-10>].
5. ДБН В.2.2-15-2005. Будинки і споруди. Житлові будинки. Основні положення. (Зі змінами № 1 від 23.07.2008 р., № 2 від 8.05.2009 р., № 3 від 1.10.2012 р., № 4 від 14.06.2018 р.). – Чинні від 01.01.2006. – Київ: Укрархбудінформ, 2005. – 40 с.
6. ДБН В.2.5-67:2013. Опалення, вентиляція та кондиціонування. – Чинні від 01.01.2014. – Київ: Укрархбудінформ, 2013. – V, 141 с.
7. ДСТУ-Н В В.1.1-27:2010. Будівельна кліматологія. – Чинні від 01.11.2011. – Київ: Укрархбудінформ, 2011. – IV, 123 с.

#### References

1. Zakon Ukrainy «Pro komertsiiinyi oblik teplovoi enerhii ta vodopostachannia» vid 22.06.2017 № 2119-VIII (Tekst dlia druku). [Elektronnyi resurs. Rezhym dostupu: <http://zakon3.rada.gov.ua/laws/show/2119-19/print1504692425555062>].
2. *Vymiriuvachi vytrat tepla dlia vyznachennia teploviddachi kimnatnykh opaliuvalnykh batarei. Prylady z elektrozhyvlenniam (EN 834:1994, IDT)*. DSTU EN 834:2017, UkrNYUTS, 2017.
3. *Vymiriuvachi vytrat tepla dlia vyznachennia teploviddachi kimnatnykh opaliuvalnykh batarei. Prylady vyparovuvalnogo typu bez elektrozhyvlennia (EN 835:1995, IDT)*. DSTU EN 835:2007, TK 48 “Enerhozberezhennia”, 2007.
4. Zhytlovyi kodeks Ukrainskoi RSR vid 30.06.1983 № 5464-KH [Elektronnyi resurs. Rezhym dostupu: <http://zakon2.rada.gov.ua/laws/show/5464-10>].
5. *Budynky i sporudy. Zhytlovi budynky. Osnovni polozhennia*. DBN V.2.2-15-2005 (Zi zminamy № 1 vid 23.07.2008 r., № 2 vid 8.05.2009 r., № 3 vid 1.10.2012 r., № 4 vid 14.06.2018 r.), Ukrarkhbudinform, 2005.
6. *Opalennia, ventyliatsiia ta kondytsionuvannia*. DBN V.2.5-67:2013, Ukrarkhbudinform, 2013.
7. *Budivelna klimatohia*. DSTU-N B V.1.1-27:2010, Ukrarkhbudinform, 2011.

УДК 536.6.

## Разработка методики распределения расходов тепловой энергии на отопление между потребителями многоквартирного дома

С. Б. Проценко<sup>1</sup>, Н. Д. Кизеев<sup>2</sup>, О. С. Новицкая<sup>3</sup>

<sup>1</sup>к.т.н., доц. Национальный университет водного хозяйства и природопользования, г. Ровно, Украина, [s.b.protsenko@nuwm.edu.ua](mailto:s.b.protsenko@nuwm.edu.ua)

<sup>2</sup>к.т.н., доц., зав. каф. Национальный университет водного хозяйства и природопользования, г. Ровно, Украина, [m.d.kizieiev@nuwm.edu.ua](mailto:m.d.kizieiev@nuwm.edu.ua)

<sup>3</sup>к.т.н., доц. Национальный университет водного хозяйства и природопользования, г. Ровно, Украина, [o.s.novytska@nuwm.edu.ua](mailto:o.s.novytska@nuwm.edu.ua)

*Аннотация. В соответствии с Законом Украины «О коммерческом учёте тепловой энергии и водоснабжения» учёт потребления тепловой энергии в зданиях должен осуществляться домовыми узлами коммерческого учёта тепловой энергии. В соответствии с требованиями Жилищного кодекса Украины совладельцы многоквартирного жилого дома обязаны платить не только за то количество тепловой энергии, которая была определена приборами распределительного учёта теплоты, но и за соответствующую долю тепловой энергии, которая была затрачена на отопление мест общего пользования и на функционирование системы отопления дома. Предложена методика распределения затрат тепловой энергии на отопление квартир, мест общего пользования и на функционирование системы отопления между отдельными потребителями многоквартирного дома в случае применения узлов распределительного учёта со счётчиками теплоты. Распределение объёма потреблённой за расчётный период в доме тепловой энергии между всеми потребителями определён для потребителей, помещения которых оснащены и не оснащены узлами распределительного учёта тепловой энергии, и которые оборудованы индивидуальными (автономными) системами теплоснабжения. Также рассмотрен расчёт распределения расходов тепловой энергии в случае, когда в доме полностью отсутствуют потребители, помещения которых оснащены узлами распределительного учёта.*

*Ключевые слова: многоквартирные жилые дома, водяные системы отопления, домовый счётчик тепловой энергии, квартирный счётчик тепловой энергии, распределители тепловой энергии, коммерческий учёт теплоты, распределительный учёт теплоты.*

UDC 536.6

## Development of Methodology of Thermal Energy Distribution on Heating Between Consumers of The Multi-Apartment Building

S. Protsenko<sup>1</sup>, M. Kizeev<sup>2</sup>, O. Novytska<sup>3</sup>

<sup>1</sup>PhD, associate professor. National University of Water and Environmental Engineering, City Rivne, Ukraine, s.b.protsenko@nuwm.edu.ua

<sup>2</sup>PhD, associate professor, head of department. National University of Water and Environmental Engineering, City Rivne, Ukraine, m.d.kizeiev@nuwm.edu.ua

<sup>3</sup>PhD, associate professor. National University of Water and Environmental Engineering, City Rivne, Ukraine, o.s.novytska@nuwm.edu.ua

*Abstract. According to the Law of Ukraine "On Commercial Accounting for Thermal Energy and Water Supply", the accounting of heat energy consumption in buildings should be carried out by building units of commercial accounting of thermal energy. According to the requirements of the Housing Code of Ukraine, the co-owners of the multi-apartment building are obliged to pay not only for the amount of heat energy accounted by heat meters, but also for the corresponding share of heat energy for heating of commonly used places and for operation of the heating system. The methodology of heat energy distribution is proposed for heating of apartments, commonly used places and on the operation of the heating system between the individual consumers of a multi-apartment building with units of individual accounting with heat meters. The distribution of the consumed thermal energy during the estimated period in the building between individual consumers is determined for consumers whose apartments are equipped and are not equipped with heat cost allocators and which are equipped with individual (autonomous) heat supply systems. The calculation of heat energy distribution is also considered in case if not all consumers' apartments in the building are equipped with heat cost allocators. The methodology is developed according to the research development under the order of the Ministry of Regional Development, Construction and Housing and Communal Services of Ukraine (Contract No. 23-39 / 2017). After approbation of the methodology for distributing the amount of heat consumed for heating among consumers of multi-apartment buildings, it is necessary to take into account the observations and disadvantages that will arise when calculating the amount of heat energy between the consumers of multi-apartment buildings and improve this methodology.*

*Keywords: multi-apartment buildings, water heating systems, building heat meter, apartment heat meter, heat allocators of thermal energy, commercial heat accounting, distribution heat accounting.*

Надійшла до редакції / Received 12.02.2019.

УДК 697.34(0.75):621.1.016.7

**Дослідження ексергетичного коефіцієнта корисної дії водяних теплових мереж і систем опалення**В. І. Деньгуб<sup>1</sup>, В. А. Коновалюк<sup>2</sup><sup>1</sup>к.т.н., доц. Криворізький національний університет, м. Кривий Ріг, Україна, vitdengub@gmail.com<sup>2</sup>к.т.н., доц. Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна, viktorija.konovalyuk@gmail.com

*Анотація. Проведене дослідження ефективності ексергії шляхом визначення ексергетичного коефіцієнта корисної дії (ЕККД) залежно від режиму роботи теплових мереж та температури зовнішнього повітря на основі визначень характеристик ексергії  $\epsilon$  (корисно використаної теплоти) та анергії  $a$  (безповоротно втраченої теплоти) в навколишньому середовищі. Отримана розрахункова формула для визначення ексергетичного коефіцієнту корисної дії  $\eta_e$  для теплових мереж. Виконані розрахунки ексергетичного коефіцієнта корисної дії для різних режимів регулювання теплового навантаження. Визначено, що при регулюванні режимів теплопостачання за «підвищеними» графіками значення ексергетичного коефіцієнта корисної дії зменшується і знаходиться в діапазоні 0,90...0,941. Також виконана оцінка ексергетичної ефективності систем опалення житлових будинків при режимах регулювання за «опалювальними» та «підвищеними» графіками. Визначені ексергетичні коефіцієнти корисної дії опалювальних систем, які на 1,2...1,8 % вищі за ексергетичний коефіцієнт корисної дії теплових мереж. Це пояснюється тим, що в системі опалення не враховується анергія безповоротних втрат теплоти від подавального теплопроводу. Наведені результати розрахунків ексергетичного коефіцієнта корисної дії для опалювальних систем: при режимах регулювання за «опалювальними» графіками –  $\eta_e$ ; за «підвищеними» графіками –  $\eta_e'$ . Доведено, що зі зменшенням температури зовнішнього повітря значення ексергетичного коефіцієнта корисної дії також зменшуються. Рекомендується при середньорічній температурі зовнішнього повітря за опалювальний період в інтервалі від 1,0 до 2,0 °C для теплових мереж застосовувати «опалювальні» графіки регулювання.*

*Ключові слова: ексергетичний ККД, теплові мережі, анергія, ексергетична ефективність.*

**Вступ.** У містах України централізоване теплопостачання переважно здійснюється через закриті водяні теплові мережі з якісним регулюванням теплового навантаження. На основі мінімізації приведених річних економічних витрат розроблені наступні методики: визначення оптимальних перепадів температури між теплоносієм в подавальному і зворотному трубопроводах; лінійних втрат тиску в теплопроводах; товщини теплової ізоляції трубопроводів мереж [1, 2].

**Актуальність дослідження.** Через зношеність теплових мереж і зростання потоку відмов роботи елементів мережі збільшується кількість аварій різного типу. Для їхнього зменшення підприємства теплопостачання частково вимушені змінювати режими експлуатації теплових мереж порівняно з оптимальними. Внаслідок цього зменшується якість обслуговування абонентів теплової мережі при опаленні будівель та постачанні гарячої води. Одним із методів оцінки ефективності роботи теплових мереж є дослідження ексергетичного коефіцієнта корисної дії  $\eta_e$  (ЕККД).

**Останні дослідження та публікації.** Проводились дослідження і аналіз ЕККД окремих санітарно-гігієнічних систем та обладнання теплових мереж. Так, наприклад, в дослідженнях В. Й. Лабая та О. В. Задояного проаналізовані ексергетичні коефіцієнти кори-

сної дії систем кондиціонування повітря різного призначення [3, 4]. Е. С. Малкіним і Н. Є. Журавською виконані енергетичні та ексергетичні розрахунки ефективності систем гарячого водопостачання житлових будинків [5]. Авторами даної роботи визначено ексергії теплових потоків теплообмінних апаратів різного типу для підготовки гарячої води [6, 7].

**Формулювання цілей статті.** Метою роботи є дослідження ексергетичного коефіцієнта корисної дії (ЕККД) теплових мереж та систем опалення житлових будинків залежно від режиму роботи самої мережі та температури зовнішнього повітря.

**Основна частина.** Оцінка значень ЕККД проводилася на основі досліджень характеристик ексергії  $\epsilon$  (корисно використаної теплоти), Дж, та анергії  $a$  (безповоротно втраченої теплоти), Дж, у навколишньому середовищі. [8, 9, 10].

Значення анергії  $a$ , Дж, при передаванні однакової кількості теплоти  $q$ , Дж, від тіла з температурою  $T_z$ , К, до тіла з температурою  $T_x$ , К, ( $T_z > T_x$ ) і розсіюванні енергії в навколишнє середовище з температурою  $T_0$ , К, становить

$$a = q T_0 (T_x^{-1} - T_z^{-1}), \text{ Дж.} \quad (1)$$

Ексергетичний коефіцієнт корисної дії (ЕККД) у такому випадку для розрахунків має

наступний вигляд:

$$\beta_3 = 1 - \beta_2; \quad (7)$$

$$\eta_\epsilon = [1 + T_0 (T_x^{-1} - T_z^{-1})]^{-1}. \quad (2)$$

Частинні похідні  $\delta\eta_\epsilon/\delta T_x$  та  $\delta\eta_\epsilon/\delta T_z$  характеризуються залежностями:

$$\delta\eta_\epsilon/\delta T_x = T_0 T_x^{-2} [1 + T_0 (T_x^{-1} - T_z^{-1})]^{-2}, \text{ K}^{-1}. \quad (3)$$

$$\delta\eta_\epsilon/\delta T_z = -T_0 T_z^{-2} [1 + T_0 (T_x^{-1} - T_z^{-1})]^{-2}, \text{ K}^{-1}. \quad (4)$$

Аналіз частинних похідних (3) і (4) показує наступне. При фіксованому значенні  $T_z$ , К, похідна (3) завжди додатна, а тому при зростанні  $T_x$ , К, ексергетичний коефіцієнт  $\eta_\epsilon$  теж зростає. Частина похідної (4) при фіксованому значенні  $T_x$ , К, завжди від'ємна. В такому випадку при зростанні  $T_z$ , К, коефіцієнт  $\eta_\epsilon$  зменшується. У зв'язку з тим, що в залежність (2) входять значення  $T_x$  і  $T_z$ , К, які змінюються в певних інтервалах, а похідні (3) і (4) дають різний характер зміни  $\eta_\epsilon$ , остаточну зміну  $\eta_\epsilon$  необхідно досліджувати на конкретних вихідних даних.

У граничному випадку всі графіки регулювання температури  $\tau_1$ ,  $\tau_2$ ,  $\tau_3$ , К, в подавальному, зворотному та «опалювальному» теплопроводах, відповідно, перетинаються в точці з температурою зовнішнього повітря  $t_3 = 20^\circ\text{C}$  ( $T_0 = 293$  К). Температури теплоносія  $T_1$ ,  $T_2$ ,  $T_3$ , К, приймають однакове значення  $T_1 = T_2 = T_3 = T_0$ .

На основі загальної залежності (1) енергія  $a$ , Дж, дорівнює нулю відповідно до  $T_x = T_z = T_0$  і  $(T_x^{-1} - T_z^{-1}) = 0$ . При рівності температур термодинамічної системи температурі зовнішнього середовища відсутнє розсіювання теплової енергії, але при цьому відсутнє і саме явище передачі теплоти в термодинамічній системі.

Оцінка ексергетичної ефективності теплових мереж здійснювалась наступним чином. Кількість теплоти, Дж, яка передається від подавального трубопроводу з температурою  $\tau_1$ , К, до зворотного з температурою  $\tau_2$ , К, і від подавального до «опалювального» з температурою  $\tau_3$ , К, відповідно, будуть дорівнювати:

$$q_2 = q \beta_2, \text{ Дж}; \quad q_3 = q \beta_3, \text{ Дж}, \quad (5)$$

де  $q$  – загальна ексергія для теплової мережі, Дж;  $\beta_2$  і  $\beta_3$  – відношення надлишкової температури:

$$\beta_2 = (\tau_2 - t_i) / (\tau_1 - t_i); \quad (6)$$

$t_i = 20^\circ\text{C}$  – температура повітря в будівлі.

Енергія  $a_2$ , Дж, безповоротних втрат теплоти від зворотного теплопроводу до навколишнього середовища з температурою  $T_0 = t_3 + 273$ , К, буде становити

$$a_2 = q \beta_2 T_0 (T_2^{-1} - T_1^{-1}), \text{ Дж}. \quad (8)$$

Енергія  $a_3$ , Дж, розсіювання при передачі теплоти «опалювального» теплопроводу з температурою  $T_3 = \tau_3 + 273$ , К, становитиме

$$a_3 = q \beta_3 T_0 (T_3^{-1} - T_1^{-1}), \text{ Дж}. \quad (9)$$

Ексергетичний коефіцієнт корисної дії  $\eta_\epsilon$  для теплових мереж характеризується загальним відношенням:

$$\eta_\epsilon = q / (q + a_2 + a_3). \quad (10)$$

З врахуванням залежностей (8), (9) і (10) отримана розрахункова формула:

$$\eta_\epsilon = [1 + \beta_2 T_0 (T_2^{-1} - T_1^{-1}) + \beta_3 T_0 (T_3^{-1} - T_1^{-1})]^{-1}. \quad (11)$$

У табл. 1. наведені розрахунки ЕККД для різних режимів регулювання теплового навантаження за: «нормальними» (опалювальними) графіками  $\eta_\epsilon$  та «підвищеними» графіками  $\eta_\epsilon'$ . Значення температури графіків регулювання для режимів

$$\tau_1/\tau_3/\tau_2 = 130^\circ\text{C}/95^\circ\text{C}/65^\circ\text{C} (403 \text{ К}/368 \text{ К}/338 \text{ К})$$

та

$$\tau_{1II}/\tau_3/\tau_{2II} = 130^\circ\text{C}/95^\circ\text{C}/56^\circ\text{C} (403 \text{ К}/368 \text{ К}/329 \text{ К})$$

взяті з посібника [11].

Для теплової мережі з режимом регулювання

$$\tau_1/\tau_3/\tau_2 = 150^\circ\text{C}/95^\circ\text{C}/70^\circ\text{C} (423 \text{ К}/368 \text{ К}/343 \text{ К})$$

та для

$$\tau_{1II}/\tau_3/\tau_{2II} = 150^\circ\text{C}/95^\circ\text{C}/53^\circ\text{C} (423 \text{ К}/368 \text{ К}/326 \text{ К})$$

дані взяті з розрахунків, що наведені в роботі [12].

Аналіз результатів розрахунків показує наступне.



Таблиця 1  
Результати розрахунків ексергетичного коефіцієнта  
корисної дії  $\eta_e$  (ЕККД) теплових мереж

$t_3, ^\circ\text{C}$	8	5	0	-10	-21
$T_0, \text{K}$	281	278	273	263	252
$T_1, \text{K}$	330	338	351	376	403
$T_2, \text{K}$	313	316	322	333	338
$T_3, \text{K}$	320	325	335	351	368
$\eta_e$	0,952	0,950	0,948	0,931	0,917
$T_{1П}, \text{K}$	344	344	356	379	403
$T_{2П}, \text{K}$	308	308	313	321	329
$T_{3П}, \text{K}$	325	325	335	351	368
$\eta_e'$	0,941	0,941	0,936	0,928	0,921
$T_1, \text{K}$	330	349	355	386	423
$T_2, \text{K}$	310	315	320	330	343
$T_3, \text{K}$	315	323	330	350	368
$\eta_e'$	0,958	0,943	0,935	0,919	0,902
$T_{1П}, \text{K}$	350	350	360	388	423
$T_{2П}, \text{K}$	306	306	309	317	326
$T_{3П}, \text{K}$	323	323	330	350	368
$\eta_e$	0,927	0,927	0,924	0,916	0,900

Примітка: для графіків регулювання  $T_{1П} / T_{3П} / T_{2П}$ , К, розрахунки  $\eta_e$  проведені з урахування «зламів» графіків.

Функція (11) має спадний характер зі зростанням температури, К,  $T_1$  та  $T_3$  при зменшенні температури зовнішнього повітря  $T_0$ , К. Для режимів регулювання  $130^\circ\text{C} / 65^\circ\text{C}$  та  $150^\circ\text{C} / 70^\circ\text{C}$  при однакових значеннях  $T_0$ , К, значення ЕККД  $\eta_e$  суттєво не відрізняються. При зміні  $t_3$  у межах від мінус  $21^\circ\text{C}$  до плюс  $8^\circ\text{C}$  в цілому  $0,902 < \eta_e < 0,962$ .

При регулюванні режимів теплопостачання за «підвищеними» графіками значення  $\eta_e'$  зменшується в порівнянні з  $\eta_e$  для «опалювальних» графіків. В цілому при зміні температури  $t_3$  від мінус  $21^\circ\text{C}$  до плюс  $8^\circ\text{C}$   $0,90 < \eta_e' < 0,941$ . Зменшення  $\eta_e'$  у такому випадку пояснюється зменшенням температур  $T_{2П} < T_2$ , К, і збільшенням енергії  $a_2'$ , Дж, від зворотного теплопроводу.

Оцінка ексергетичної ефективності опалювальних систем виконана за наступною методикою. При наданні ексергії  $\varepsilon_0 = q_0$ , Дж, від подавального трубопроводу опалювальній системі енергія  $a_0$ , Дж, розсіювання через зворотний теплопровід буде рівною:

$$a_0 = q_0 \left[ 1 - \frac{\tau_{20} - t_i}{\tau_{30} - t_i} \right] T_0 (T_e^{-1} - T_3^{-1}), \quad (12)$$

де  $T_e = 273 + 20 = 293$  К, при температурі пові-

тря всередині житлового приміщення  $t_e = 20^\circ\text{C}$ .

На основі загальної залежності для ЕККД  $\eta_e$  опалювальної системи:

$$\eta_0 = q_0 / (q_0 + a_0). \quad (13)$$

і значенні  $a_0$ , Дж, за виразом (12), отримана розрахункова залежність:

$$\eta_0 = [1 + \beta_0 T_0 (T_e^{-1} - T_3^{-1})]^{-1}, \quad (14)$$

де параметр  $\beta_0$  обчислюється за формулою:

$$\beta_0 = 1 - (\tau_{20} - 20) / (\tau_{30} - 20). \quad (15)$$

У табл. 2 наведені результати розрахунків ЕККД для опалювальних систем: при режимах регулювання за «опалювальними» графіками –  $\eta_0$ ; за «підвищеними» графіками –  $\eta_0'$ . Відповідні вихідні дані взяті з табл. 1.

Аналіз розрахунків, що наведені в табл. 2, показує наступне. Ексергетичні коефіцієнти корисної дії опалювальних систем вищі, за аналогічний параметр для теплових мереж ( $\eta_0 > \eta_e, \eta_0' > \eta_e'$ ).

Таблиця 2  
Результати розрахунків ексергетичних коефіцієнтів  
корисної дії  $\eta_0$  та  $\eta_0'$  опалювальних систем

$t_3, ^\circ\text{C}$	8	5	0	-10	-21
$T_0, \text{K}$	281	278	273	263	252
$T_2, \text{K}$	313	216	322	333	338
$T_3, \text{K}$	320	325	335	351	368
$\eta_0$	0,979	0,974	0,965	0,956	0,934
$T_{2П}, \text{K}$	308	308	313	321	329
$T_{3П}, \text{K}$	325	325	335	351	368
$\eta_0'$	0,952	0,952	0,942	0,928	0,916
$T_2, \text{K}$	310	315	320	330	343
$T_3, \text{K}$	315	323	330	350	368
$\eta_0$	0,983	0,977	0,972	0,951	0,942
$T_{2П}, \text{K}$	306	306	300	317	326
$T_{3П}, \text{K}$	323	323	330	350	368
$\eta_0'$	0,952	0,952	0,944	0,922	0,911

Отримана закономірність справедлива для аналогічних вихідних даних  $t_3$  у межах від мінус  $21^\circ\text{C}$  до плюс  $8^\circ\text{C}$  та режимів регулювання  $\tau_1 / \tau_2$  і  $\tau_{1П} / \tau_{2П}$ , К. Це пояснюється тим, що в системі опалення не враховується енергія безповоротних втрат теплоти від подавального теплопроводу.

За характером зміни монотонності функція (14) теж спадає зі зростанням значень  $T_2, T_{2П}$ , К,

(або є зростальною зі зміною температури зовнішнього повітря у зазначених межах). У цілому високі значення ЕККД в діапазоні від 0,934 до 0,962 і  $\eta_0'$  в діапазоні від 0,900 до 0,941 пояснюється тим, що при передачі теплоти термодинамічні системи не виконують механічної роботи.

**Висновки.** Ексергетичний ККД ідеальних теплових мереж змінюється в межах від 0,902 до 0,962 і більший для мереж, що працюють за «нормальними» (опалювальними) графіками. Збільшення значень ЕККД в такому випадку порівняно з мережами, що працюють за «підвищеними» графіками не перевищує 0,22...2,20%. Ексергетичний ККД опалювальних систем вищий за ЕККД теплових мереж на 1,2...1,8 % і за характером зміни подібний до зміни ЕККД теплових мереж: зі зменшенням температури зовнішнього повітря

значення

ЕККД також зменшуються. При середньорічній опалювальній температурі, що знаходиться в інтервалі  $t_{з\ вид}$  1,0 °С до 2,0 °С для теплових мереж бажано застосовувати «опалювальні» графіки регулювання. Підготовку гарячої води слід здійснювати в індивідуальних теплових пунктах із застосуванням електричних чи газових водонагрівачів або використання альтернативних видів теплової енергії.

**Перспективи подальших досліджень.** На підставі проведеного дослідження ексергетичного коефіцієнта корисної дії (ЕККД) теплових мереж із застосуванням отриманих розрахункових залежностей бажано було б оцінити анергію, Дж, безповоротних втрат при транспортуванні теплової енергії залежно від товщини теплової ізоляції та способів прокладання теплопроводів.

### Література

1. Громов Н. К., Шубин Е. П. Тепловые сети. Справочное пособие по проектированию. – Москва: Энергоатомиздат, 1988. – 376 с.
2. Сафонов А. П. Сборник задач по теплофикации и тепловым сетям. Учебное пособие для вузов. – Москва: Энергоатомиздат, 1985. – 320 с.
3. Лабай В. Й. Залежність ексергетичного ККД кондиціонера від зміни температур тепло- та холодоносіїв / В. Й. Лабай // Нова тема. – 2008. – №2. – с. 27–28.
4. Задоянний О. В. Ексергетичні критерії при оцінці енергоощадності систем кондиціонування повітря будівель і споруд / О. В. Задоянний // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання : наук.-техн. зб. / Київський національний університет будівництва і архітектури. – 2014. – Вип. 17. – с. 3-9.
5. Малкін Е. С. Розрахунки енергетичної та ексергетичної ефективності систем гарячого водопостачання об'єктів житловокомунального сектора / Е. С. Малкін, Н. Є. Журавська // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання : наук.-техн. зб. / Київський національний університет будівництва і архітектури. – 2016. – Вип. 20. – с. 3-13.
6. Голишев О. М. Аналіз та розрахунки ексергетичного коефіцієнта корисної дії швидкісних водоводяних теплообмінників для гарячого водопостачання / О. М. Голишев, В. І. Деньгуб, В. А. Коновалюк // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання : наук.-техн. зб. / Київський національний університет будівництва і архітектури. – 2018. – Вип. 25. – с. 13-17.
7. Деньгуб В. І. Дослідження ексергії теплових потоків, що контактено змішуються / В. І. Деньгуб // Строительство, материаловедение, машиностроение. Сб.науч.трудов. Серия: Безопасность жизнедеятельности / Придніпровська державна академія будівництва та архітектури. – 2018. – Вып. 105 – с. 199-203. DOI: 10.30838/P.SMM.2415.250918.201.152
8. Янтовский Е. И. Потоки энергии и эксергии. – Москва: Наука, 1988. – 144 с.
9. Эксергетические расчеты технических систем: справ. пособие / В. М. Бродянский, Г. П. Верхивкер, Я. Я. Карчев и др.; под ред. А. А. Долинского, В. М. Бродянского; Ин-т технической теплофизики АН УССР. – Киев: Наукова думка, 1991. – 360 с.
10. Техническая термодинамика / Под. ред. В. И. Крутова. – Москва: Машиностроение, 1991. – 384 с.
11. Ковальчук В. А. Теплопостачання: Навчальний посібник / В. А. Ковальчук, Т. С. Мацєєва Т. С. – Рівне: НУВГП, 2013. – 300 с.
12. Єнін П. М. Теплопостачання: Навчальний посібник / П. М. Єнін, Н. А. Швачко. – Київ: Кондор, 2007. – 244 с.

### References

1. Gromov N.K., Shubin E.P. *Teplovye seti. Spravochnoe posobie po proektirovaniuu*. Energoatomizdat, 1988.
2. Safonov A. P. *Sbornik zadach po teplofikatsii i teplovym setiam*. Energoatomizdat, 1985.
3. Labai V. Y. “Zalezhnist ekserhetychnoho KKD kondytsionera vid zminy temperatur teplo- ta kholodonosiiiv.” *Nova tema*, no. 2, 2008. pp. 27-28.
4. Zadoiannyi O. V. “Ekserhetychni kryterii pry otsyntsi enerhooshchadnosti system kondytsionuvannia povitria

budivel i sporud.” *Ventylatsiia, osvittlennia ta teplofazopostachannia: Naukovo-tekhnichnyi zbirnyk*, Iss. 17, Kyiv National University of Construction and Architecture, 2014, pp. 3-9.

5. Malkin E. S., Zhuravska N. Ye. “Rozrakhunky enerhetychnoi ta ekserhetychnoi efektyvnosti system hariachoho vodopostachannia ob'ektiv zhytlvokomunalnoho sektora.” *Ventylatsiia, osvittlennia ta teplofazopostachannia: Naukovo-tekhnichnyi zbirnyk*, Iss. 20, Kyiv National University of Construction and Architecture, 2016, pp. 3-13.

6. Holyshev O. M., Denhub V. I., Konovaliuk V. A. “Analiz ta rozrakhunky ekserhetychnoho koefitsiienta korysnoi dii shvydkisnykh vodovodianykh teploobminnykiv dlia hariachoho vodopostachannia.” *Ventylatsiia, osvittlennia ta teplofazopostachannia: Naukovo-tekhnichnyi zbirnyk*, Iss. 25, Kyiv National University of Construction and Architecture, 2018, pp. 13-17.

7. Denhub V. I. “Doslidzhennia ekserhii teplovykh potokiv, shcho kontaktno zmishuiutsia.” *Stroitelstvo, materialovedenie, mashinostroenie: Sbornik nauchnykh trudov. Seriya: Bezopasnost zhyznedielnosti*. Iss. 105, Prydniprovsk State Academy of Civil Engineering and Architecture, 2018. pp. 199-203. DOI: 10.30838/P.CMM.2415.250918.201.152

8. Yantovskii E. I. *Potoki energii i eksergii*. Nauka, 1988.

9. Brodianskii V. M., Verkhivker G. P., Karchev Ya. Ya. i dr. *Eksergeticheskie raschety tehnikeskih sistem*. Edited by Dolinskii A. A., Brodianskii V. M., Naukdif dumka, 1991.

10. *Tekhnicheskaia termodinamika*. Edited by Krutov V. I. Mashinostroenie, 1991.

11. Kovalchuk V. A., Matsyeva T. S. *Teplopostachannia*. National University of Water and Environmental Engineering, Rivne. 2013.

12. Yenin P. M. Shvachko N. A. *Teplopostachannia*. Kondor, 2007.

УДК 697.34(0.75):621.1.016.7

## Исследование эксергетического коэффициента полезного действия водяных тепловых сетей и систем отопления

В. І. Деньгуб<sup>1</sup>, В. А. Коновалюк<sup>2</sup>

<sup>1</sup>к.т.н., доц. Криворожский технический университет, г. Кривой Рог, Украина, vitdengub@gmail.com

<sup>2</sup>к.т.н., доц. Киевский национальный университет строительства и архитектуры, viktorija.konovalyuk@gmail.com

*Аннотация. Проведено исследование эффективности эксергии путём определения эксергетического коэффициента полезного действия (ЕКПД) в зависимости от режима работы тепловых сетей и температуры наружного воздуха на основе расчётов характеристик эксергии  $\epsilon$  (полезно использованной теплоты) и анергии  $a$  (безвозвратно потерянной теплоты) в окружающей среде. Получена расчётная формула для определения эксергетического коэффициента полезного действия  $\eta_e$  для тепловых сетей. Выполнены расчёты эксергетического коэффициента полезного действия для различных режимов регулирования тепловой нагрузки. Определено, что при регулировании режимов теплоснабжения по "повышенному" графику значения эксергетического коэффициента по сравнению с "отопительными" графиками уменьшается и находится в диапазоне 0,90...0,941. Также выполнена оценка эксергетической эффективности систем отопления жилых домов при режимах регулирования по "отопительному" и "повышенному" графикам регулирования. Определены эксергетические коэффициенты полезного действия отопительных систем, которые на 1,2...1,8 % превышают эксергетический коэффициент полезного действия тепловых сетей. Это объясняется тем, что в системе отопления не учитывается анергия безвозвратных потерь теплоты от подающего теплопровода. Приведены результаты расчётов эксергетического коэффициента полезного действия для отопительных систем: при режимах регулирования по «отопительным» графиками –  $\eta_0$ ; по «повышенным» графиками –  $\eta_0'$ . Доказано, что с уменьшением температуры наружного воздуха значения эксергетического коэффициента полезного действия также уменьшаются. Рекомендуется при среднегодовой отопительной температуре, находящейся в интервале от 1,0 до 2,0 °C для тепловых сетей применять "отопительные" графики регулирования.*

*Ключевые слова: эксергетический КПД, тепловые сети, анергия, эксергетическая эффективность.*

UDC 697.34(0.75):621.1.016.7

## Experimental Research of the Exergy Efficiency of Water Heat Networks and Heating Systems

V. Denhub<sup>1</sup>, V. Konovaliuk<sup>2</sup>

<sup>1</sup>PhD, associate professor. Kryvyi Rih National University, Kryvyi Rih, Ukraine, vitdengub@gmail.com

<sup>2</sup>PhD, associate professor. Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine.  
viktoria.konovalyuk@gmail.com

*Abstract. A study of the exergy efficiency and a procedure for calculating the exergy efficiency has been carried out, depending on the conditions of operation of the heat supply networks and the temperature of the outside air; based on the definitions of the exergy characteristics  $\epsilon$  of the useful heat and anergy  $a$  - the irreversibly lost heat in the environment. The calculation formula for determining the exergy efficiency coefficient  $\eta_\epsilon$  for heat supply networks is obtained. Exergy efficiency calculations for different options of thermal load regulation are executed. The results of calculations of exergy efficiency coefficient  $\eta_\epsilon$  of heat supply networks are shown. It is determined that when adjusting the modes of heat supply for "high" temperature charts, the value of the exergy efficiency decreases in comparison with the "heating" charts and is in the range of 0,90...0,941. Also, an estimation of exergy efficiency of heating systems in residential buildings under the control regimes for "heating" and "elevated" chart has been performed. We obtain the dependence for definition of calculations heating systems. The exergy efficiency of heating systems, which is 1.2...1.8 % higher than the exergy efficiency of the heat supply networks, are determined. The exergy coefficients of the usefulness of the heating systems are higher; with the same parameter for heat supply networks. This is due to the fact that the heating system does not take into account the energy of irreversible heat losses from the supply pipeline. It is proved that with the decrease of the temperature of external air the value of exergy efficiency also decreases. It is recommended to use "heating" control schedules for heat supply networks at an average annual heating temperature, which is in the interval from 1.0 °C to 2.0 °C) for heat supply networks.*

*Keywords: exergy effectiveness, thermal networks, anergy, exergy efficiency.*

Надійшла до редакції / Received 05.02.2019

Наукове видання

# ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ

НАУКОВО-ТЕХНІЧНИЙ ЗБІРНИК

Випуск 28

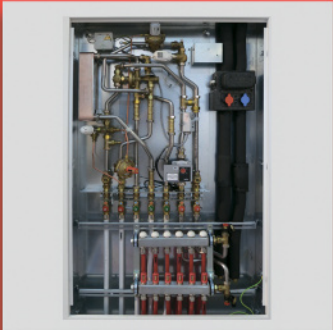
Визнаний ВАК України як наукове фахове видання України, в якому можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття ступенів доктора і кандидата наук (Наказ Міністерства освіти і науки України № 515 від 16.05.2016 р.)

Збірник «Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання» представлений на сайті <http://www.nbuv.gov.ua> національної бібліотеки НАН України ім. В.І. Вернадського та на сайті КНУБА [library.knuba.edu.ua](http://library.knuba.edu.ua) (<http://library.knuba.edu.ua/node/78>).

Підписано до друку 01.04.2019. Формат 60×84 1/8  
Друк офсетний. Папір офсетний. Гарнітура Times New Roman.  
Умов. друк. арк. 5,50. обл. вид. арк. 6,00.  
Наклад 100 прим. Замовлення № 161117

Надруковано в ТОВ «Видавництво «Юстон»  
01034, м. Київ, вул. О. Гончара, 36-а т: (044) 360-22-66, [www.yuston.com.ua](http://www.yuston.com.ua)  
Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи до державного реєстру видавців, виготовлювачів  
і розповсюджувачів видавничої продукції серія дк № 797 від 09.09.2015 р.

НАДІЙНО  
ЕФЕКТИВНО



HERZ.UA