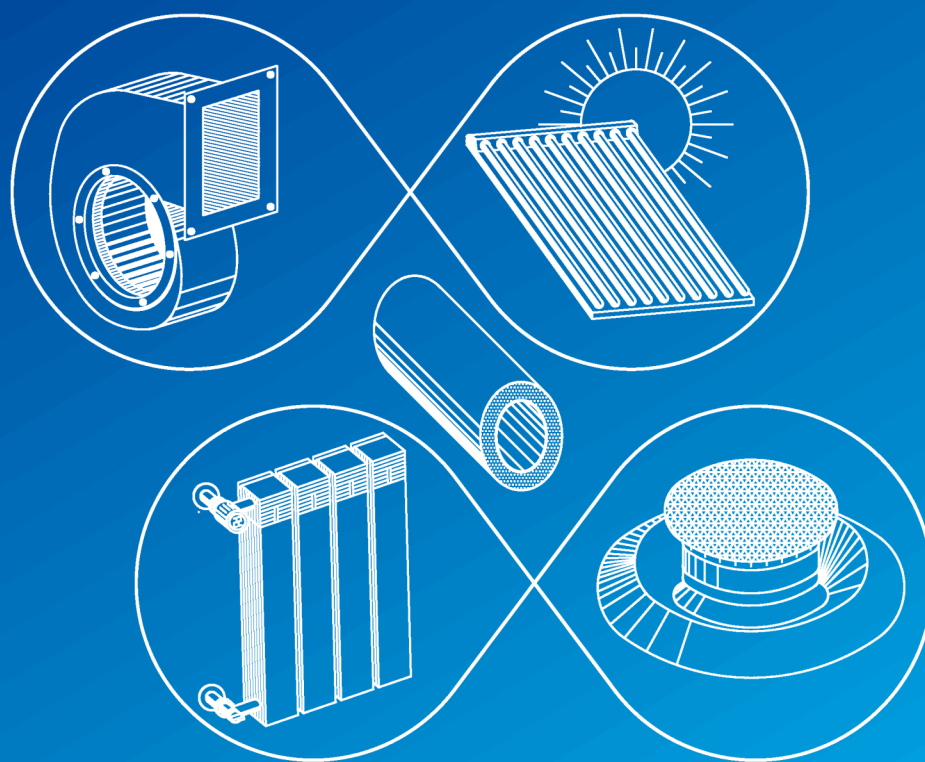


ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ



2022

Випуск 41



**Міжнародна науково-практична конференція
Екологія, ресурси, енергія
ERE-2022
23-25 листопада 2022 р.**

КИЇВ 2022

MINISTRY OF EDUCATION AND SCIENCE OF UKRAINE
Kiev National University of Construction and Architecture

**VENTYLIATSIIA, OSVITLENNIA
TA TEPLOHAZOPOSTACHANNIA**

SCIENTIFIC AND TECHNICAL COLLECTION

founded in 2001

ISSUE 41

Kyiv 2022

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Київський національний університет
будівництва і архітектури

**ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ
ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ**

НАУКОВО-ТЕХНІЧНИЙ ЗБІРНИК

заснований у 2001 році

ВИПУСК 41

Київ 2022

УДК 697

ISSN 2409-2606

B29

Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: науково-технічний збірник. – Вип. 41 / відповідальний редактор В. О. Мілейковський. – Київ: КНУБА, 2022. – 61 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 В. О. Мілейковський (відповідальний редактор); докт. техн. наук, професор В. П. Корбут (заступник відповідального редактора); 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. екон. наук, доцент К. М. Предун; докт. техн. наук, професор О. В. Приймак; докт. техн. наук, професор Т. М. Ткаченко; канд. техн. наук, професор В. В. Трофімович; докт. техн. наук, ст. наук. співр. Г. В. Жук; докт. техн. наук, професор В. А. Кравець; докт. техн. наук, професор Г. Гавардашвілі (Грузія); докт. техн. наук, професор З. Гвішіані (Грузія); докт. техн. наук, професор Н. Мамедов (Азербайджан); 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 11 квітня 2022 року, протокол № 49.

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
Б. І. Басок, Б. В. Давиденко, В. Г. Новіков, С. М. Гончарук, Л. М. Кужель, О. М. Лисенко <i>Виникнення автоколивань тиску в потоках теплоносіїв та розроблення механізмів зменшення амплітуди цих коливань</i>	6
І. І. Венгрин, С. П. Шаповал, В. М. Желих, Х. Р. Козак, Б. І. Гулай <i>Теплозабезпечення будівель екологічно чистими джерелами енергії із застосуванням сонячної енергії</i>	18
П. М. Гламаздін, П. О. Пасічник, О. В. Приймак <i>Можливості вдосконалення конструкції секційного алюмінієвого опалювального приладу</i>	24
Д. І. Вакулєнко, В. О. Мілейковський <i>Моделювання ефективності теплоутилізації регенеративного прітвірювача за різними підходами</i>	32
В. В. Попов, В. О. Мілейковський, О. С. Тригуб <i>Експертне експрес-оцінювання впливу тепломасообмінних процесів на залишковий ресурс корпусу реактора ВВЕР-1000 через окрихнення його металу</i>	39
С. В. Барановська, В. Н. Філоненко <i>Енергоефективність експлуатаційних режимів теплоелектроцентралей промислових підприємств</i>	50
В. Р. Вахула <i>Енергоефективне формування мікроклімату в історичній культовій споруді-пам'ятці з настінним живописом</i>	55

CONTENTS

<i>Information for the Authors</i>	5
B. Basok, B. Davydenko, V. Novikov, S. Goncharuk, L. Kuzhel, O. Lysenko <i>The emergence of pressure self-oscillations in the flow of heat carriers and the development of mechanisms for reducing the amplitude of these oscillations (in Ukrainian)</i>	6
I. Venhryn, S. Shapoval, V. Zhelykh, Kh. Kozak, B. Gulai <i>Heat supply of buildings with environmentally friendly sources using solar energy (in Ukrainian)</i>	18
P. Glamazdin, P. Pasichnyk, O. Priymak <i>Possibilities of improving the design of sectional aluminium radiator (in Ukrainian)</i>	24
D. Vakulenko, V. Mileikovsky <i>Simulation the effectiveness of heat recovery of the regenerative ventilator using different approaches (in Ukrainian)</i>	32
ument building with wall paintings Submission Remove	
V. Popov, V. Mileikovskyi, O. Tryhub <i>Expert Express Assessment of the Impact of Heat and Mass Transfer Processes on the Residual Life of the WWER-1000 Reactor Vessel Due to Metal Embrittlement (in Ukrainian)</i>	39
S. Baranovska, V. Filonenko <i>Energy efficiency of operational regimes of combined heat and power plants of industrial enterprises (in Ukrainian)</i>	50
V. Vakhula <i>Energy-efficient microclimate formation in a historical religious monument building with wall paintings (in Ukrainian)</i>	55

До відома авторів

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

В умовах воєнного часу під вий сирен та вибухи ракет і бомб, вдома, в університетах та в бомбосховищах ми продовжуємо працювати над випуском Збірника. Відновлення зруйнованих міст і сіл стає першочерговим завданням. При цьому головними умовами стане швидкість відбудови, енергоефективність і безпека, зокрема енергетична. Висока науковість такого будівництва вимагає від нас не зупинятися, а продовжувати розробляти енергоефективні рішення в галузі вентиляції, освітлення та теплогазопостачання і суміжних галузях.

Продовжуємо публікацію статей за матеріалами Третьої Міжнародної науково-практичної конференції “Довкілля, ресурси, енергія” ERE-2022 факультету інженерних систем та екології Київського національного університету будівництва і архітектури. Сподіваємося провести цей захід вчасно.

Звертаємо увагу на неухильне дотримання Вимог до рукописів, розміщених на сайті <http://vothp.knuba.edu.ua/about/submissions>.

Особливо зараз просимо максимально зосередитися на виконанні цих вимог. Адже рецензування, коригування та верстання відбувається в дуже складних умовах.

Information for the Authors

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

During the war, we continue to work on the Collection under the accompaniment of sirens, missiles and bombs explosions, at home, in universities, and in bomb shelters. Restoring destroyed cities, towns and villages is becoming a priority. The main conditions will be the speed of reconstruction, energy-efficiency and security, in particular energy. The high knowledge intensity of such construction requires us not to stop, but to continue to develop energy efficient solutions in the field of ventilation, lighting and heat and gas supply and related industries.

We continue to publish articles based on the materials of the Third International Scientific and Practical Conference "Environment, Resources, Energy" ERE-2022, Faculty of Engineering Systems and Ecology, Kyiv National University of Construction and Architecture. We hope to hold this event in time.

We draw your attention to the strict compliance with the Requirements for manuscripts at the site <http://vothp.knuba.edu.ua/about/submissions>.

Especially now, we ask you to focus as much as possible on fulfilling these requirements. After all, reviewing, correcting and compiling takes place in very difficult conditions.

УДК 532.542:534.142

Виникнення автоколивань тиску в потоках теплоносіїв та розроблення механізмів зменшення амплітуди цих коливань

Б. І. Басок¹, Б. В. Давиденко², В. Г. Новіков³, С. М. Гончарук⁴, Л. М. Кужель⁵, О. М. Лисенко⁶

¹д.т.н., проф., член-кор. НАН України, зав. відділу, Інститут технічної теплофізики НАН України, м. Київ, Україна, basok@itf.kiev.ua, ORCID:0000-0002-8935-4248

²д.т.н., ст. наук. співробітник, гол. наук. співробітник/ Інститут технічної теплофізики НАН України, м. Київ, Україна, bdavydenko@ukr.net, ORCID:0000-0001-8738-7612

³к.т.н., ст. наук. співробітник/ Інститут технічної теплофізики НАН України, м. Київ, Україна, nvg52@i.ua, ORCID:0000-0003-1062-7336

⁴к.т.н., пров. наук. співробітник. Інститут технічної теплофізики НАН України, м. Київ, Україна, goncharuk-s@ukr.net, ORCID: 0000-0002-5609-7337

⁵к.т.н., ст. наук. співробітник Інститут технічної теплофізики НАН України, м. Київ, Україна, kuzhel_liliya@ukr.net, ORCID:0000-0002-5481-4566

⁶к.т.н., ст. наук. співробітник Інститут технічної теплофізики НАН України, м. Київ, Україна, lisenko_oks@ukr.net, ORCID:0000-0003-3981-9796

Анотація. Автоколивання тиску, що виникають в елементах енергетичного обладнання з внутрішнім підведенням теплоти, можуть у ряді випадків погіршувати роботу цього обладнання. При високих амплітудах автоколивань можуть створюватися умови для його пошкодження. Термоакустичні автоколивання є наслідком нестійкості течії. Відомим прикладом процесів, що супроводжуються генерацією термоакустичних автоколивань, є вібраційне горіння, що спостерігається в ракетних двигунах, в підігрівачах повітря для доменних печей та ін. З метою визначення характеристик автоколивань тиску виконуються чисельні дослідження природної конвекції у вертикальному каналі при внутрішньому локальному виділенні теплоти. Виділення теплоти від внутрішніх джерел відбувається на обмеженій ділянці каналу, що знаходиться ближче до його вхідного перерізу. Біля вхідного перерізу каналу розташовується система коаксіальних циліндричних тіл, що утворюють додатковий місцевий гідравлічний опір повітряній течії. Характеристики повітряної течії в каналі, що супроводжується автоколиваннями швидкості і тиску, визначаються з чисельного розв'язання системи рівнянь динаміки і перенесення теплоти для стислого середовища з урахуванням залежності теплофізичних властивостей повітря від температури. За результатами цього розв'язання визначаються поля швидкості, тиску й температури в потоці. Показано, що зміни в часі швидкості й тиску в потоці мають характер коливань зі змінною амплітудою. Коливання швидкості на виході з каналу протікають у протифазі з коливаннями швидкості на вході в канал. Знайдено амплітуди та частоти цих коливань. Визначено заходи, що сприяють зменшенню амплітуди коливань тиску в потоці. Серед них – розосередження джерела внутрішнього виділення теплоти та зменшення місцевого гідравлічного опору. Ці заходи можна застосовувати для зменшення негативного впливу автоколивань на енергетичне обладнання.

Ключові слова: природна конвекція, чисельне моделювання, автоколивання тиску, амплітуда коливань, джерело тепловиділення.

Вступ. При підведенні теплоти в стисливе газове середовище за певних умов виникають автоколивання швидкості й тиску в потоці. Ці коливання можуть утворюватися при спалюванні паливних сумішей у різних теплових пристроях, а також при конвекційному підведенні теплоти до потоку від стороннього джерела. Відомим проявом цього ефекту є вібраційне горіння, яке спостерігається в камерах згорання реактивних двигунів. Цей ефект необхідно враховувати при проектуванні теплоенергетичного обладнання. Коливання тиску можуть створювати додаткові механічні навантаження на елементи конструкцій цього обладнання, що може призводити до його пошкодження. Режим

автоколивань тиску та швидкості змінює також умови перебігу тепломасообмінних процесів. У зв'язку з цим виникає необхідність поглибленого вивчення цього ефекту. Важливою проблемою є також визначення залежності характеристик автоколивань від геометричних та режимних параметрів роботи енергетичного обладнання, а також розроблення механізмів зменшення амплітуди цих коливань.

Актуальність дослідження. Термоакустичні коливання, що виникають в камерах згорання реактивних двигунів, в повітрянагрівачах доменних печей та в інших елементах теплоенергетичного обладнання, можуть бути причиною їх пошкодження та виходу з ладу. Крім то-

го, ці явища змінюють характеристики протікання процесів тепломасообміну в цьому обладнанні. Автоколивання тиску через залежність їхньої амплітуди від рівня теплового навантаження не дозволяють підвищувати температуру дуття доменних печей та покращувати економічні характеристики виробництва.

Термоакустичні автоколивання виникають у газовому потоці внаслідок втрати стійкості. Нестійкі режими течії виникають в енергетичному обладнанні, у якому відбувається внутрішнє виділення теплоти в обмеженому об'ємі або існує зовнішнє підведення теплоти. Закономірності цього явища на сьогодні ще недостатньо вивчені. Тому визначення цих закономірностей та розроблення методів зменшення амплітуди автоколивань тиску для запобігання їхній руйнівній дії на обладнання є на сьогодні актуальною проблемою.

Останні дослідження та публікації.

Теоретичні дослідження термоакустичних коливань виконувалися переважно при спрощених математичних постановках задач гідродинаміки та теплообміну, які дозволяють отримувати їхні аналітичні розв'язання. У роботі [1] наведено результати досліджень автоколивань тиску, що виникають в установках з горінням. В основу теоретичних досліджень покладено енергетичний метод. На його основі розроблено модель, що дозволяє розглядати самозбудження поздовжніх акустичних коливань газу в типових пристроях з горінням. При цьому вважається, що автоколивання виникають унаслідок наявності феноменологічного запізнення процесу горіння.

У роботі [2] зазначається, що автоколивання тиску виникають не лише при горінні, а й при конвекційному підведенні теплоти до потоку. Тобто крім феноменологічного запізнення процесу горіння існують також інші причини збудження автоколивань, серед яких важливе значення має т.з. "негативний" в'язкісний опір тертя. Він проявляється як зниження за певних умов опору тертя в каналі при зростанні швидкості потоку. Адже збільшення швидкості течії супроводжується зменшенням температури. Останнє знижує в'язкість повітря, що і призводить до зменшення опору тертя. Аналіз впливу негативного в'язкісного опору на виникнення автоколивань тиску представлено в роботі [3].

У статті [4] розглядається можливість виникнення негативного опору й автоколивань у потоці рідини, що має експоненціальну залежність в'язкості від температури. Збільшення температури рідини відбувається за рахунок її саморозігріву при русі.

У роботі [5] визначалися механізми теплогідравлічної нестійкості течії газу при локальному підведенні теплоти. Побудовано відповідну математичну модель руху газу. Для розглянутої моделі визначено тензор дисипації теплової енергії, що характеризує наявність негативного опору.

У статті [6] досліджено характер зміни амплітуди автоколивань у камері горіння, що виникають унаслідок феноменологічного запізнення згоряння палива в камері. Встановлено, що при витоку продуктів згоряння через сопло, що звужується, опір в'язкісного тертя зменшується зі збільшенням масової витрати продуктів згоряння. Це призводить до нестійкості стаціонарного режиму горіння.

Математичну модель з зосередженими параметрами, що описує автоколивання в трубі Рійке при розташуванні ресивера на її вході, запропоновано в [7]. З її використанням досліджено вплив потужності електронагрівача і об'єму вхідної ємності на умови самозбудження і форму розглянутих автоколивань.

Спрощену методику для розрахунку параметрів автоколивань, що збуджуються при нестійкому вібраційному горінні у вертикальних камерах згоряння повітрянагрівачів доменних печей, розроблено у роботі [8]. В основу запропонованої методики покладено нелінійну автономну динамічну систему, що подібна до рівнянь теорії помпажа лопатевого нагнітача. У статті [9] розглянуто варіант побудови тривимірної математичної моделі, що описує режим вібраційного горіння у вертикальній камері горіння регенеративного повітрянагрівача доменної печі. У цій моделі камера згоряння розглядається як розподілена динамічна система.

Шляхом аналітичних досліджень у роботі [10] визначено характеристики автоколивань вібраційного горіння в моделі РРД, які збуджуються при дії різних механізмів нестійкості. Встановлено особливості зміни параметрів автоколивань вібраційного горіння залежно від системи подачі рідкого палива однокомпонентного рідинного реактивного двигуна. Обґрунтовано можливість зниження амплітуди розглянутих коливань.

У роботі [11] наведено узагальнення результатів аналітичних досліджень автоколивань тиску. Ці результати отримано розв'язанням системи рівнянь руху суцільного середовища у формі, що аналогічна рівнянням теорії помпажу.

Розглянуті результати досліджень одержано за спрощеними математичними моделями, що дозволяють отримувати аналітичні розв'язки.

Ці результати описують переважно умови виникнення та якісний характер автоколивань. Для визначення кількісних характеристик автоколивань необхідно застосовувати більш точні постановки задач гідродинаміки і перенесення теплоти та чисельні методи для їхнього розв'язання.

Формулювання цілей статті. Дослідження виконуються з метою визначення закономірностей розвитку автоколивань тиску в потоці стисливого середовища при локальному внутрішньому підведенні теплоти та розроблення заходів щодо зниження амплітуди цих коливань для запобігання їхній руйнівній дії на теплоенергетичне обладнання.

Основна частина. Для дослідження характеристик автоколивань тиску в потоці та визначення способів зменшення їхньої амплітуди виконується чисельне моделювання динаміки повітряної течії та перенесення теплоти у вертикальному каналі при локальному внутрішньому підведенні теплоти до потоку. Течія повітря відбувається за рахунок природної конвекції. Вона виникає внаслідок локального підводу теплоти до повітряного середовища всередині каналу. Теплота підводиться на деякій ділянці обмеженої довжини Δz , м, за рахунок дії внутрішніх джерел. Ця ділянка розташовується ближче до вхідного перерізу каналу.

Чисельні дослідження гідродинаміки і перенесення теплоти у вертикальному циліндричному каналі виконуються в розрахунковій області (рис.1), яка охоплює циліндричний канал, що розміщений в циліндричній порожнині з відкритими верхнім та нижнім перерізами. Радіус порожнини становить r_{max} , м, а висота її – z_{max} , м.

У пристроях, у яких відбувається процес горіння паливної суміші (камери згорання), зазвичай присутні окремі елементи, що створюють додатковий місцевий гідравлічний опір потоку газу. Такими елементами можуть бути, наприклад, стабілізатори полум'я. Схематично їх можна представити у вигляді системи концентричних кілець, що знаходяться біля вхідного перерізу каналу і мають з каналом спільну вісь симетрії.

Рух стисливого повітряного середовища в циліндричному вертикальному каналі вважається симетричним відносно осі циліндра. Цей рух описується системою рівнянь, до якої входять:

- рівняння нерозривності;
- рівняння перенесення імпульсу;
- рівняння енергії.

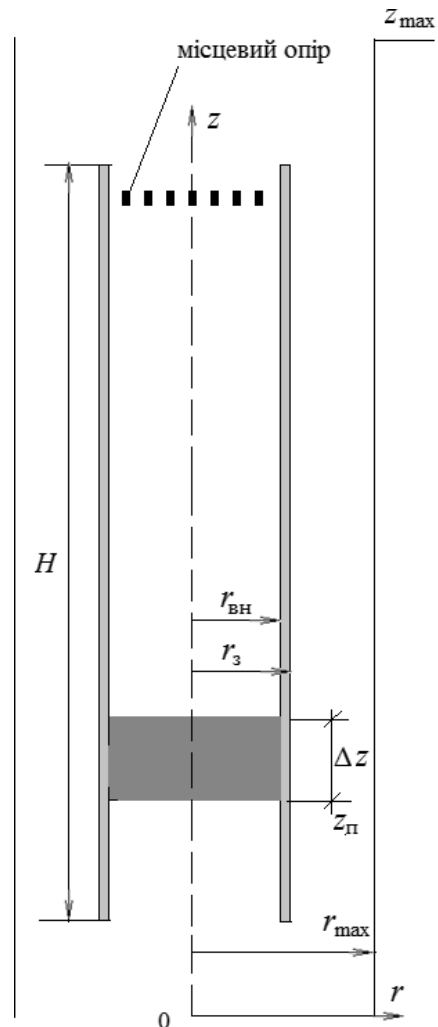


Рис. 1. Схема розрахункової області

Додається також рівняння стану ідеального газу та залежності теплофізичних властивостей газу від температури. Граничними умовами для цієї системи рівнянь будуть значення тиску у вхідному та вихідному перерізах розрахункової області, а також значення температури газу у вхідному перерізі.

Тиск повітря у вихідному перерізі визначається з умови рівності між перепадом тиску між нижнім та верхнім перерізами розрахункової області та вагою стовпа повітря, що знаходиться між цими перерізами. У вихідному перерізі похідна від температури за вертикальною координатою вважається рівною нулю. На поверхнях твердих елементів швидкість повітря дорівнює нулю. Ці поверхні вважаються адиабатичними.

Система диференціальних рівнянь перенесення з зазначеними граничними умовами розв'язується методом скінчених різниць. Для цього будується розрахункова сітка та виконується апроксимація диференціальних рівнянь у частинних похідних скінченими різницями за схемою, наведеною в роботі [12]. Система різницевих рівнянь розв'язується методом матри-

чної прогонки [13]. За результатами її розв'язання визначаються поля швидкості, тиску і температури, що змінюються у часі.

Для визначення закономірностей автоколивань тиску розглядається течія повітря у вертикальному каналі заввишки $H = 1,1$ м, діаметром $D = 2r_{\text{вн}} = 0,1$ м за умов підведення теплоти потужністю $Q = 3000$ Вт від внутрішнього об'ємного джерела. Початок ділянки підведення теплоти знаходиться на відстані $z_n = 0,16$ м від вхідного перерізу каналу. Довжина цієї ділянки становить $\Delta z = 0,12$ м. Приймається, що у вхідному перерізі розрахункової області температура повітря дорівнює $T_\infty = 293$ К, а тиск $-p_0 = 101000$ Па.

За результатами побудовано зміну в часі швидкості повітряної течії у вхідному (рис. 2 а) та у вихідному (рис. 2 б) перерізах каналу на часовому інтервалі $6,50 \text{ с} < \tau < 6,55 \text{ с}$. Ці криві мають характер коливань зі змінною амплітудою. Середня швидкість у вхідному перерізі становить $0,575 \dots 0,59$ м/с, а у вихідному перерізі – $1,31 \dots 1,335$ м/с. Середня швидкість на виході з каналу більш ніж у двічі перевищує швидкість потоку на вході. Частота коливань швидкості становить $\omega_v \sim 220 \dots 240$ Гц.

Характерною особливістю коливального руху газового середовища у вертикальному каналі з локальним підведенням теплоти є те, що коливання швидкості на виході з каналу протікають у протифазі з коливаннями швидкості на вході в канал. Отже, при максимальній швидкості потоку на виході з каналу, швидкість потоку на вході в канал буде мінімальною, а при мінімальній швидкості на виході з каналу, швидкість на вході буде максимальною. Це свідчить про те, що газовий потік, рухаючись поступально вгору під дією термогравітаційної сили, здійснює водночас коливальний рух, розширюючись і звужуючись у напрямках вхідного та вихідного перерізів каналу.

Також побудовано (рис. 3) зміну в часі надлишкового тиску в перерізі каналу, що знаходиться на відстані $0,1$ м від його вихідного перерізу. Цей переріз знаходиться перед місцевим гідравлічним опором на відстані $0,03$ м від нього. Результати відповідають двом часовим інтервалам: $6,3 \text{ с} < \tau < 6,35 \text{ с}$ (рис. 3 а) та $6,5 \text{ с} < \tau < 6,55 \text{ с}$ (рис. 3 б). Надлишковий тиск відраховується від його значення при $z = 0$, де він дорівнює p_0 .

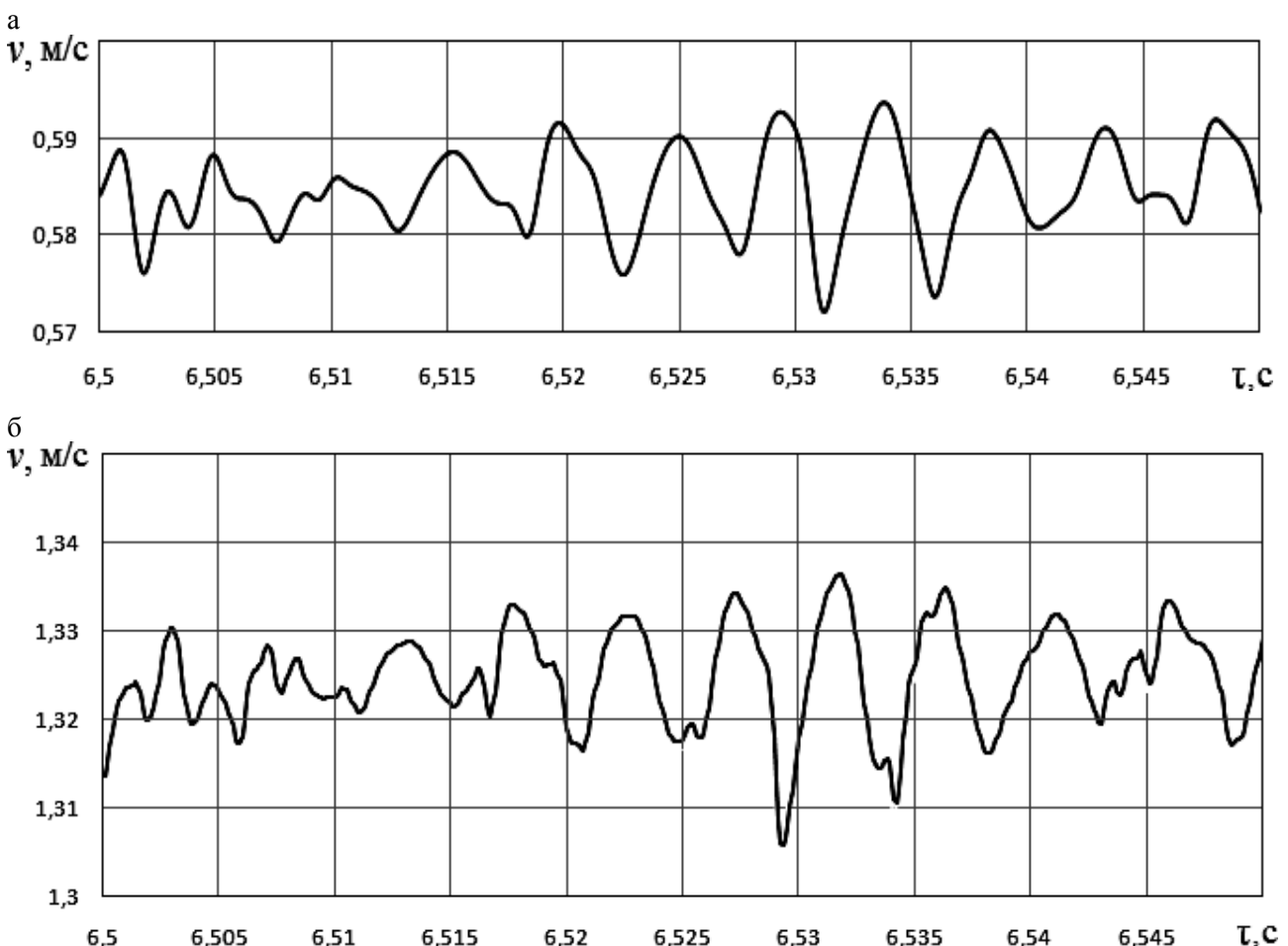


Рис. 2. Зміна швидкості течії на часовому інтервалі $6,5 \text{ с} < \tau < 6,55 \text{ с}$ за умов підведення теплоти потужністю $Q = 3000$ Вт у перерізі: а – вхідному; б – вихідному

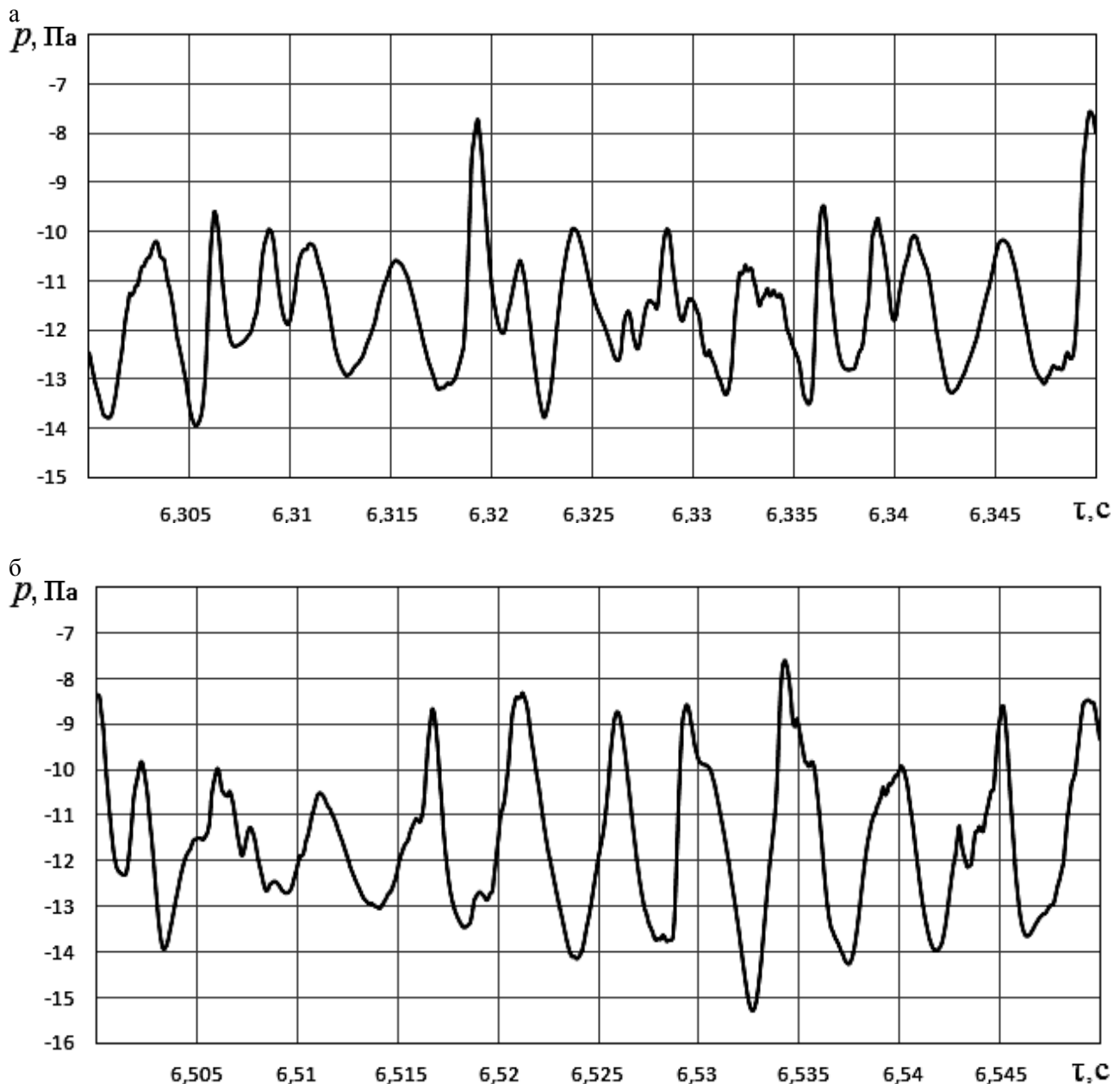


Рис. 3. Зміна надлишкового тиску в перерізі, що знаходиться на відстані 0,1 м від вихідного перерізу каналу, за умов підведення теплоти потужністю $Q = 3000$ Вт на часовому інтервалі:
а – $6,3 \text{ с} < \tau < 6,35 \text{ с}$; б – $6,5 \text{ с} < \tau < 6,55 \text{ с}$

Як видно з цього рисунку, зміна в часі тиску в цьому перерізі має характер негармонійних коливань, що відбуваються зі змінною амплітудою $A_p \sim 2,0 \dots 3,0$ Па та з частотою $\omega_p \sim 220 \dots 240$ Гц.

Найчастіше автоколивання тиску, що виникають при роботі теплоенергетичного обладнання, вважається негативним та несприятливим явищем. Особливо це стосується випадків, коли коливання тиску відбуваються зі значною амплітудою, або якщо частота цих коливань збігається з однією з власних частот елементів обладнання. У таких випадках необхідно вживати заходи щодо зменшення амплітуди або зміни частоти коливань.

Згідно з даними [11], дієвим заходом зі

зменшення амплітуди коливань тиску при внутрішньому виділенні теплоти може бути розосередження джерел тепловиділення або розподіл теплового навантаження за довжиною вертикального каналу. Для підтвердження цього способу зменшення амплітуди коливань тиску досліджуються характеристики повітряної течії у вертикальному каналі висотою $H = 1,1$ м з місцевим гідравлічним опором біля вихідного перерізу для двох випадків внутрішнього підведення теплоти в потік.

Порівнюються випадки суцільної ділянки внутрішнього підведення теплоти потужністю $Q = 3000$ Вт (рис. 4 а), а також двох ділянок підведення теплоти, кожна з яких має потужність $Q = 1500$ Вт (рис. 4 б).

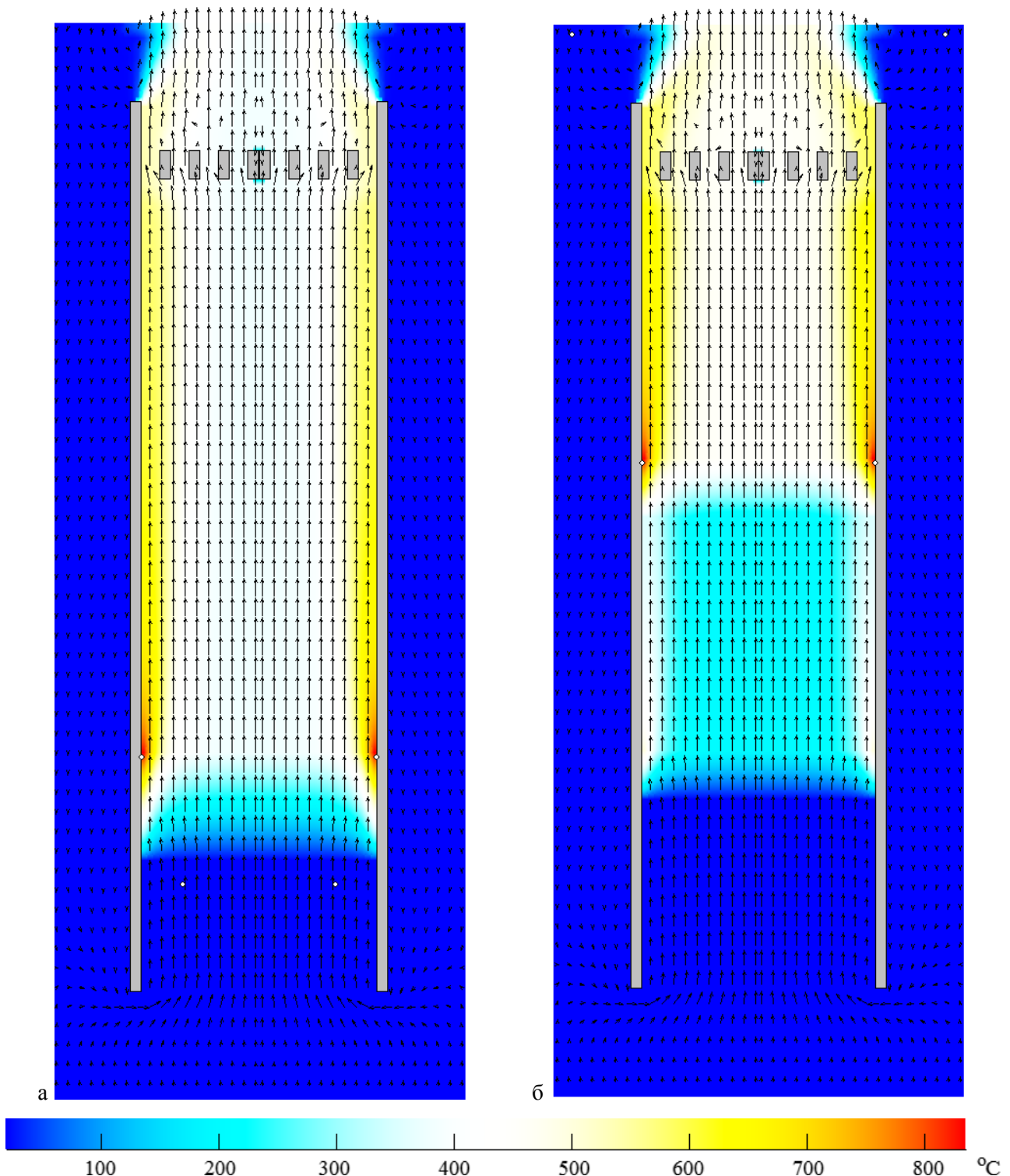


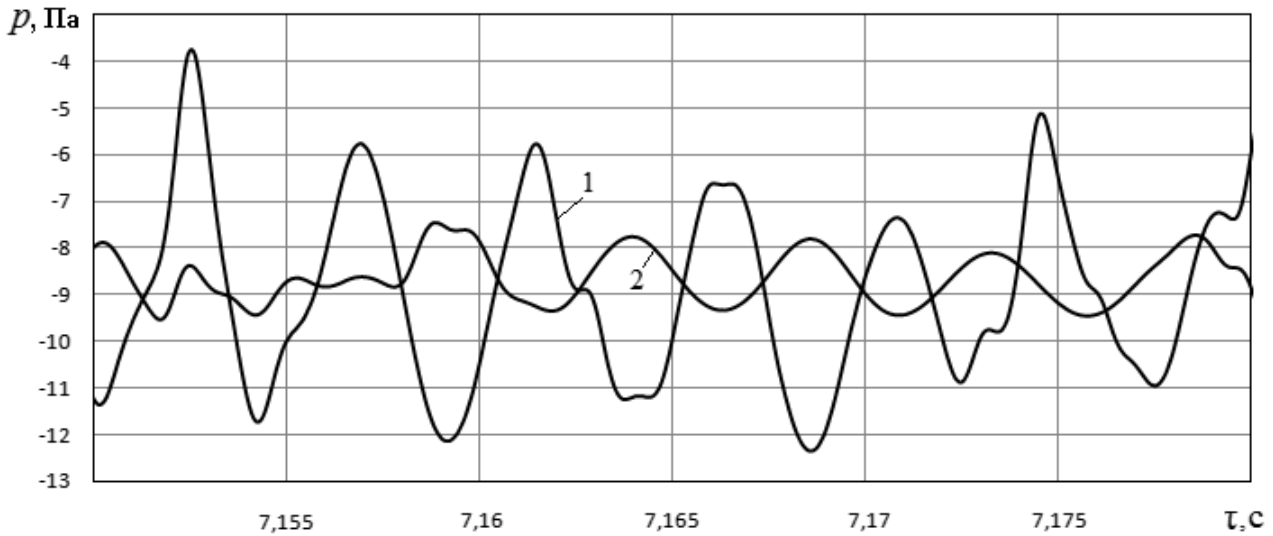
Рис. 4. Поля швидкості і температури у вертикальному каналі заввишки $H = 1,1$ м, діаметром $D = 0,1$ м при $\tau = 6$ с:
 а – при одноступінчастому підведенні теплоти потужністю $Q = 3000$ Вт; б – при двохступінчастому підведенні теплоти (два джерела тепловиділення по $Q = 1500$ Вт)

Як видно з цих рисунків, у випадку двох ділянок (рис. 4 б) має місце ступінчасте зміння температури за висотою каналу. Після першої ділянки потік нагрівається до певної температури, яка залежить від потужності джерела тепловиділення. Після другої ділянки температура потоку знову підвищується

Виконано порівняння характеру зміни у часі надлишкового тиску в перерізі на відстані

0,3 м від вхідного перерізу (рис. 5 а), та у перерізі, що знаходиться на відстані 0,1 м (рис. 5 б) від вихідного перерізу, при одноступінчастому та двоступінчастому способах підведення теплоти. Як видно з цих рисунків, амплітуда коливань тиску при двоступінчастому підведенні зменшується порівняно з випадком одноступінчастого підведення від $A_p \sim 2,0 \dots 3,0$ Па до $A_p \sim 0,75 \dots 1,0$ Па.

а



б

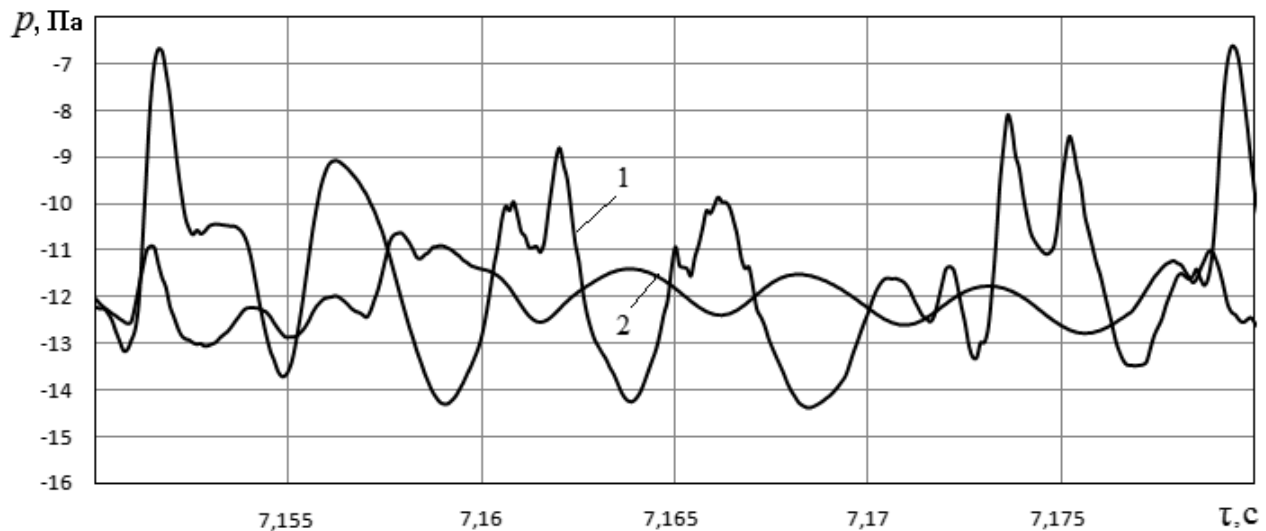


Рис. 5. Зміна в часі надлишкового тиску в каналі заввишки $H = 1,1$ м при сумарному підведенні теплоти $Q = 3000$ Вт у перерізі, що знаходиться на відстані: а – 0,3 м від вхідного перерізу; б – 0,1 м від вихідного перерізу:
1 – одноступінчасте підведення теплоти; 2 – двоступінчасте підведення теплоти

Також виконано порівняння характеру зміни в часі швидкості у вхідному та вихідному перерізах каналу при одноступінчастому та двоступінчастому підведенні теплоти (рис. 6). Як видно з цього рисунку, при двоступінчастому підведенні амплітуда коливань швидкості зменшується порівняно з випадком одноступінчатого підведення. При цьому зменшується також і середня швидкість потоку як у вхідному, так і у вихідному перерізах каналу.

Розглянуті вище результати стосувалися випадку місцевого додаткового гідравлічного опору у вигляді чотирьох концентричних циліндричних тіл, що знаходяться біля вихідного перерізу каналу. Далі розглядається варіант додаткового гідравлічного опору, що складається з двох концентричних циліндрів. Гідродинамічний опір цієї системи менше, ніж опір си-

стеми з чотирьох кілець, що розглядалася раніше. Всі інші умови залишаються незмінними.

Наостанок виконано порівняння (рис. 7) характеру зміни в часі надлишкового тиску в перерізі, що знаходиться на відстані 0,3 м від вхідного перерізу, та у перерізі, що знаходиться на відстані 0,1 м від вихідного перерізу, при більш високому (криві 1) та зниженому (криві 2) гідравлічних опорах.

Як видно з рис. 7, при зменшенні гідравлічного опору амплітуда коливань тиску також суттєво знижується. Знижується також амплітуда коливань швидкості у вхідному і вихідному перерізах каналу (рис. 8). Сама ж середня швидкість повітря при зниженому гідравлічному опорі підвищується: з 0,6 м/с до 0,9 м/с у вхідному перерізі каналу та з 1,35 м/с до 1,78 м/с у вихідному перерізі.

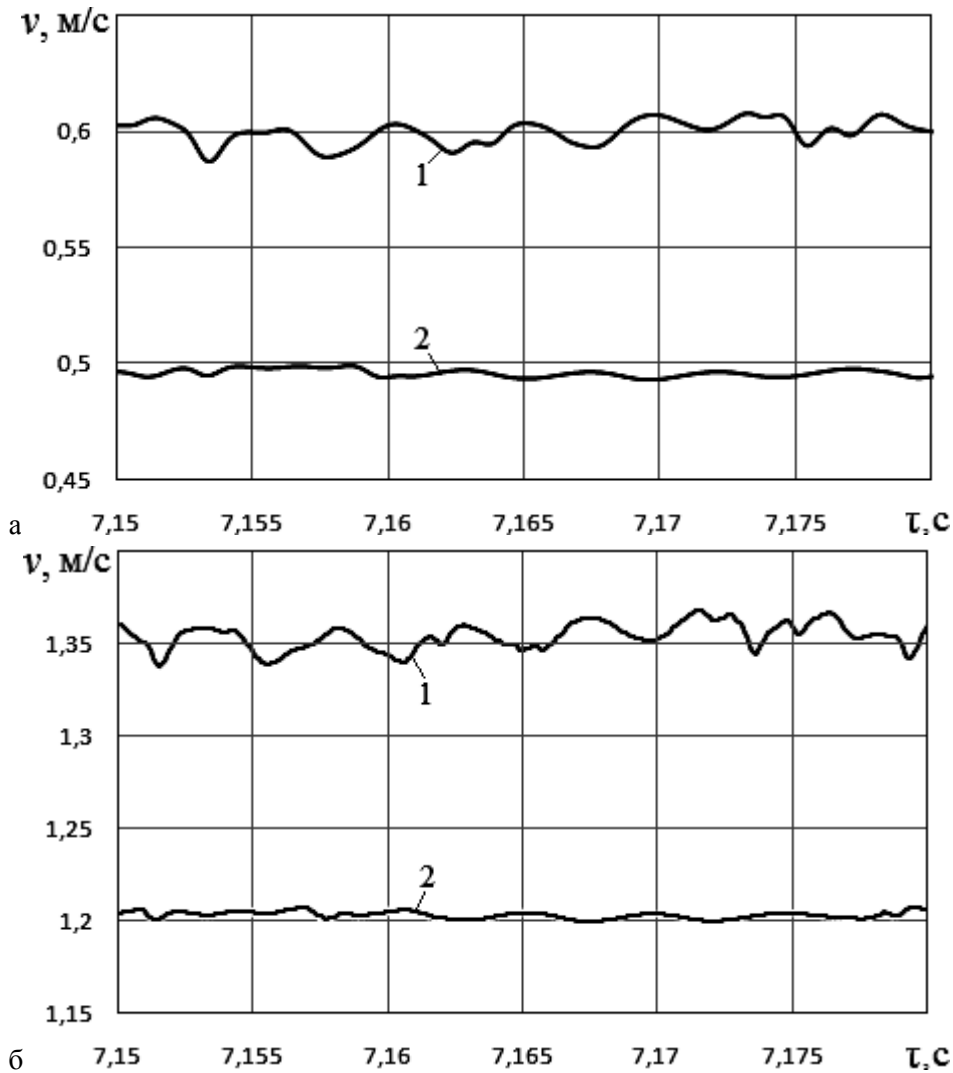


Рис. 6. Зміна в часі швидкості в каналі заввишки $H = 1,1$ м при сумарному підведенні теплоти $Q = 3000$ Вт:
 а – у вхідному перерізі; б – у вихідному перерізі:
 1 – одноступінчасте підведення теплоти; 2 – двоступінчасте підведення теплоти

Висновки. Виконано чисельне моделювання природної конвективної течії повітря у вертикальному каналі з внутрішнім виділенням теплоти на обмеженій ділянці. З результатів чисельних досліджень випливає, що при локальному підведенні теплоти в стисливе газове середовище, що знаходиться у вертикальному каналі з місцевим гідравлічним опором, виникають автоколивання тиску та швидкості. Характер цих автоколивань негармонійний. Вони відбувається з непостійною амплітудою. Результати досліджень показали, що величина швидкості повітряної течії у нижньому (вхідному) перерізі каналу завжди менша, ніж у верхньому (вихідному) перерізі. Коливання швидкості в нижньому та верхньому перерізах каналу відбуваються в протифазі. При

мінімальній швидкості у верхньому перерізі швидкість у нижньому перерізі буде максимальна, і навпаки. Для каналів заввишки 1,1 м та діаметром 0,1 м частота коливань тиску і швидкості становить 220...240 Гц. При розосередженні джерел внутрішнього виділення теплоти амплітуди автоколивань швидкості й тиску зменшуються. Зменшуються також значення швидкості у вхідному та вихідному перерізах каналу. Також амплітуда коливань швидкості й тиску знижується при зменшенні місцевого гідравлічного опору, що знаходиться біля верхнього перерізу каналу. Але при цьому зростають значення швидкості повітря у вхідному та вихідному перерізах. Ці заходи можна застосовувати для зменшення негативного впливу автоколивань на енергетичне обладнання.

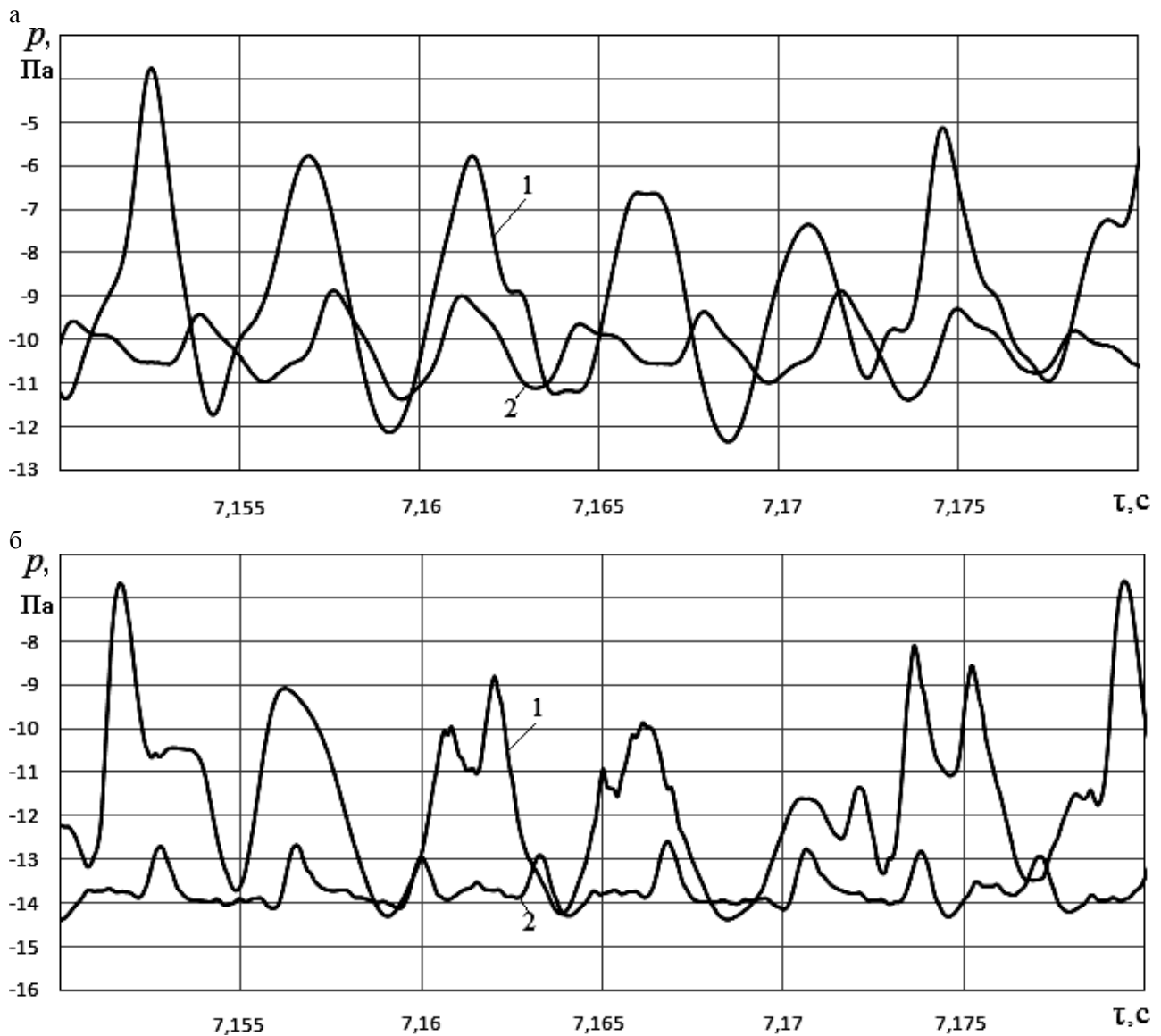


Рис. 7. Зміна в часі надлишкового тиску в каналі заввишки $H = 1,1$ м при сумарному підведенні теплоти $Q = 3000$ Вт у перерізі, що знаходиться на відстані: а – 0,3 м від вхідного перерізу; б – 0,1 м від вихідного перерізу:
1 – підвищений місцевий гідравлічний опір; 2 – знижений місцевий гідравлічний опір

Література

1. Ларинов В. М. Автоколебания газа в установках с горением / В. М. Ларинов, Р. Г. Зарипов. – Казань: Изд-во Казан. гос. техн. Ун-та. 2003. – 227 с.
2. Басок Б. И. Автоколебания в трубе Рийке при расположении электронагревателя непосредственно на ее входе / Б. И. Басок, Б. В. Давыденко, В. В. Гоцуленко // Сибирский журнал индустриальной математики. – 2013. – Т. 14. – № 2(54). – С. 50-61.
3. Басок Б. И. Отрицательное тепловое сопротивление в одномерном установившемся течении совершенного невязкого газа / Б. И. Басок, В. В. Гоцуленко // Труды МФТИ. – 2014. – Т. 6. – № 4(24). – С. 153-157.
4. Мелких А. В. Автоколебания неизотермического течения вязкой жидкости в канале / А. В. Мелких, В. Д. Селезнев // Теплофизика высоких температур. – 2008. – Т. 46. – № 1. – С. 100-109.
5. Басок Б. И. Механизмы теплогидродинамической неустойчивости при локальном подводе теплоты к газу / Б. И. Басок, В. В. Гоцуленко // Доповіди Національної академії наук України. – 2018. – № 3. – С. 69-79. – <http://dx.doi.org/10.15407/dopovidi2018.03.069>
6. Гоцуленко В. В. К проблеме управления амплитудой автоколебаний поющего пламени / В. В. Гоцуленко, В. Н. Гоцуленко // Инженерно-физический журнал. – 2014. – Т. 87. – № 2. – С. 312-316.
7. Басок Б. И. Автоколебания в трубе Рийке при расположении ресивера на её входе / Б. И. Басок, В. В. Гоцуленко // Теплофизика и аэромеханика. – 2014. – Т. 21. – № 4. – С. 487-496.
8. Басок Б. И. Расчёт параметров автоколебаний в вертикальной камере горения воздухонагревателя доменной печи при неустойчивом горении / Б. И. Басок, В. В. Гоцуленко // Теплоэнергетика. – 2015. – № 1. – С. 59-64.

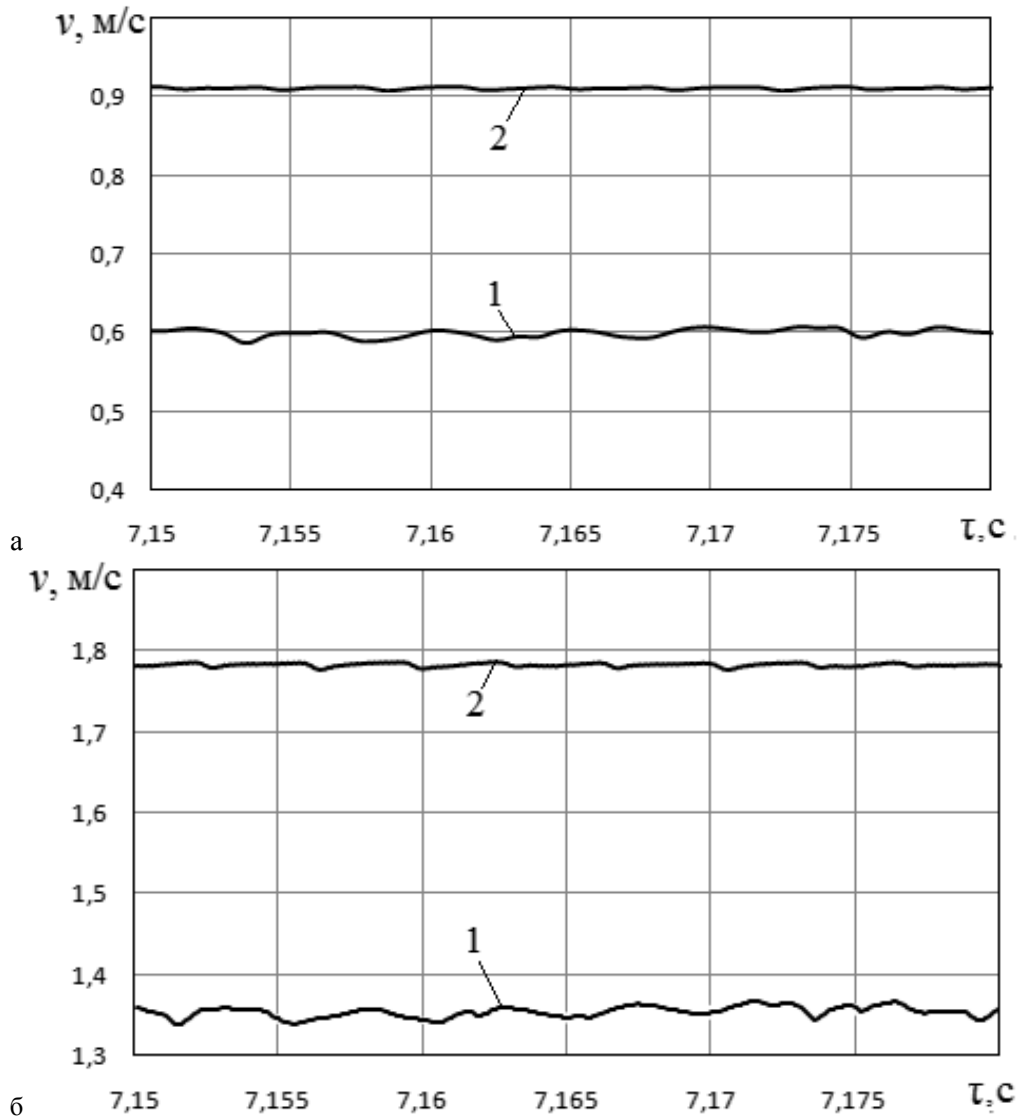


Рис. 8. Зміна в часі швидкості в каналі заввишки $H = 1,1$ м при сумарному підведенні теплоти $Q = 3000$ Вт у перерізі:
а – вхідному; б – вихідному:
1 – підвищений місцевий гідравлічний опір; 2 – знижений місцевий гідравлічний опір

9. Басок Б. И. Математическое моделирование режима вибрационного горения в распределенной камере горения воздухонагревателя доменной печи с теплоподводом / Б. И. Басок, В. В. Гоцуленко // Математическое моделирование и численные методы. – 2019. – № 1(21). – С. 1-18.

10. Басок Б. И. Математическое моделирование общесистемной неустойчивости в ЖРД на унитарном топливе / Б. И. Басок, В. В. Гоцуленко // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2016. – № 3(130). – С. 86-91.

11. Басок Б. И. Термогидродинамическая неустойчивость потока теплоносителя / Б. И. Басок, В. В. Гоцуленко – Київ: ТОВ ВД “КАЛИТА”, 2015. – 412 с.

12. Пе́йре Р. Вычислительные методы в задачах механики жидкости / Р. Пе́йре, Т. Д. Тейлор. – Ленинград: Гидрометеиздат. 1986. – 352 с.

13. Давыденко Б. В. Метод матричной прогонки для решения сеточных уравнений гидродинамики / Б. В. Давыденко // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2008. – № 5₅(35). – С. 7-11.

References

1. Larinov V. M., Zaripov R. G. *Avtokolebaniya gaza v ustanovkakh s goreniiem*. Izd - vo Kazan. gos. tekhn. In-ta. 2003. 227 s.

2. Basok B. I., Davydenko B. V., Gotsulenko V. V. «Avtokolebaniia v tube Riike pri raspolozhenii elektronagrevatelja neposredstvenno na ee vkhode». *Sibirskii zhurnal industrialnoi matematiki*. 2013. T. 14. № 2 (54). P. 50-61.

3. Basok B. I., Gotsulenko V. V. «Otritsatelnoe teplovoe soprotivlenie v odnomernom ustanovivshemsia techenii sovershennoho neviazkogo gaza». *Trudy MFTI*. 2014. T 6. № 4 (24). P. 153 -157.

4. Melkikh A. V., Seleznev V. D. «Avtokolebaniia neizotermicheskogo techeniia viazkoi zhidkosti v kanale». *Teplofizika vysokikh temperatur*. 2008. Т. 46. № 1. P. 100-109.
5. Basok B. I., Gotsulenko V. V. «Mekhanizmy teplogidrodinamicheskoi neustoichivosti pri lokalnom podvode teploty k gazu». *Dopovidi Natsionalnoi akademii nauk Ukrainy*. 2018. № 3. P. 69 - 79. <http://dx.doi.org/10.15407/dopovidi2018.03.069>
6. Gotsulenko V. V., Gotsulenko V. N. «K probleme upravleniia amplitudoi avtokolebaniia poiushchego plameni». *Inzhenerno - fizicheskii zhurnal*. 2014. Т. 87. № 2. P. 312 - 316.
7. Basok B. I., Gotsulenko V. N. «Avtokolebaniia v trube Riike pri raspolozhenii resivera na ee vkhode». *Teplofizika i aeromekhanika*. 2014. Т. 21 № 4. P. 487 - 496.
8. Basok B. I., Gotsulenko V. V. «Raschet parametrov avtokolebaniia v vertikalnoy kamere goreniiia vozdukhonagrevatel'ia domennoi pechi pri neustoichivom gorenii». *Teploenergetika*. 2015. № 1. P. 59-64.
9. Basok B. I., Gotsulenko V. V. «Matematicheskoe modelirovanie rezhima vibratsionnogo goreniiia v raspredel'noy kamere goreniiia vozdukhonagrevatel'ia domennoi pechi s teplopodvodom». *Matematicheskoe modelirovanie i chislennye metody*. 2019. № 1 (21). P. 1-18.
10. Basok B. I., Gotsulenko V. V. «Matematicheskoe modelirovanie obshchiesistemnoi neustoychivosti v ZHRD na unitarnom toplive». *Aviatsionno-kosmicheskaiia tekhnika i tekhnologiiia*. 2016. № 3 (130). P. 86-91.
11. Basok B. I., Gotsulenko V. V. *Termogidrodinamicheskaiia neustoichivost potoka teplonositel'ia*. ООО ID "KALITA". 2015.
12. Peyre R., Teylor T. D. *Vychislitel'nye metody v zadachakh mekhaniki zhidkosti*. Gidrometeoizdat. 1986.
13. Davydenko B. V. «Metod matrichnoi progonki dlia resheniia setochnykh uravnenii gidrodinamiki». *Vostochno - Yevropeiskii zhurnal peredovykh tekhnologii*. 2008. № 5/5 (35). P. 7-11.

УДК 532.542:534.142

Возникновение автоколебаний давления в потоках теплоносителей и разработка механизмов уменьшения амплитуды этих колебаний

Б. И. Басок¹, Б. В. Давыденко², В. Г. Новиков³, С. М. Гончарук⁴, Л. Н. Кужель⁵, О. Н. Лысенко⁶

¹ д.т.н., проф., член-корр. НАН Украины, зав. отделом, Институт технической теплофизики НАН Украины, Киев, Украина, basok@jttf.kiev.ua, ORCID: 0000-0002-8935-4248

² д.т.н., ст. науч. сотрудник, гл. науч. сотрудник, Институт технической теплофизики НАН Украины, Киев, Украина, bdavydenko@ukr.net, ORCID: 0000-0001-8738-7612

³ к.т.н., ст. науч. сотрудник, Институт технической теплофизики НАН Украины, Киев, Украина, nvg52@i.ua, ORCID: 0000-0003-1062-7336

⁴ к.т.н., вед. науч. сотрудник, Институт технической теплофизики НАН Украины, Киев, Украина, goncharuk-s@ukr.net, ORCID: 0000-0002-5609-7337

⁵ к.т.н., ст. науч. сотрудник, Институт технической теплофизики НАН Украины, Киев, Украина, kuzhel_liliya@ukr.net, ORCID: 0000-0002-5481-4566

⁶ к.т.н., ст. науч. сотрудник, Институт технической теплофизики НАН Украины, Киев, Украина, lisenko_oks@ukr.net, ORCID: 0000-0003-3981-9796

Аннотация. Автоколебания давления, возникающие в элементах энергетического оборудования с внутренним подводом теплоты, могут в ряде случаев ухудшать работу этого оборудования. При высоких амплитудах автоколебаний могут создаваться условия для его повреждения. Термоакустические автоколебания являются следствием неустойчивости течения. Известным примером процессов, сопровождающихся генерацией термоакустических автоколебаний, является вибрационное горение, которое наблюдается в ракетных двигателях, в подогревателях воздуха для доменных печей и пр. С целью определения характеристик автоколебаний давления выполняются численные исследования естественной конвекции в вертикальном канале при внутреннем локальном выделении теплоты. Выделение теплоты от внутренних источников происходит на ограниченном участке канала, который находится ближе к его входному сечению. У выходного сечения канала расположена система коаксиальных цилиндрических тел, составляющих дополнительное местное гидравлическое сопротивление воздушному потоку. Характеристики воздушного течения в канале, которые сопровождаются автоколебаниями скорости и давления, определяются из численного решения системы уравнений динамики и переноса теплоты для сжимаемой среды с учётом зависимости теплофизических свойств воздуха от температуры. По результатам этого решения определяются поля скорости, давления и температуры в потоке. Показано, что изменения во времени скорости и давления в потоке имеют характер колебаний с переменной амплитудой. Колебания скорости на выходе из канала происходят в противофазе с колебаниями скорости на входе в канал. Найдены амплитуды и частоты этих колебаний. Определены мероприятия, способствующие уменьшению амплитуды колебаний давления в потоке. Среди них – рассредоточение источников внутреннего выделения теплоты и уменьшение местного гидравлического сопротивления. Эти меры можно применять для уменьшения негативного влияния автоколебаний на энергетическое оборудование.

Ключевые слова: естественная конвекция, численное моделирование, автоколебания давления, амплитуда колебаний, источник тепловыделения.

UDC 532.542:534.142

The emergence of pressure self-oscillations in the flow of heat carriers and the development of mechanisms for reducing the amplitude of these oscillations

B. Basok¹, B. Davydenko², V. Novikov³, S. Goncharuk⁴, L. Kuzhel⁵, O. Lysenko⁶

¹Sc.D, professor, Corresponding member NAS of Ukraine, Head of Department, Institute of Engineering Thermophysics, National Academy of Sciences of Ukraine, Kyiv, Ukraine, basok@ittf.kiev.ua, ORCID:0000-0002-8935-4248

²Sc.D, Senior Researcher, Chief Researcher, Institute of Engineering Thermophysics, National Academy of Sciences of Ukraine, Kyiv, Ukraine, bdavydenko@ukr.net, ORCID:0000-0001-8738-7612

³PhD, Senior Researcher, Institute of Engineering Thermophysics, National Academy of Sciences of Ukraine, Kyiv, Ukraine, nvg52@i.ua, ORCID: 0000- 0003-1062-7336

⁴PhD, Leading Researcher, Institute of Engineering Thermophysics, National Academy of Sciences of Ukraine, Kyiv, Ukraine, goncharuk-s@ukr.net, ORCID: 0000-0002-5609-7337

⁵PhD, Senior Researcher Institute of Engineering Thermophysics, National Academy of Sciences of Ukraine, Kyiv, Ukraine kuzhel_liliya@ukr.net, ORCID:0000-0002-5481-4566

⁶PhD, Senior Researcher, Institute of Engineering Thermophysics, National Academy of Sciences of Ukraine, Kyiv, Ukraine lisenko_oks@ukr.net, ORCID:0000-0003-3981-9796

Abstract. Self-oscillations of pressure arising in the elements of power equipment with an internal heat supply can, in some cases, impair the operation of this equipment. At high amplitudes of self-oscillations, conditions for its damage can be created. Thermoacoustic self-oscillations are a consequence of flow instability. A well-known example of processes accompanied by the generation of thermoacoustic self-oscillations is vibration combustion, which is observed in rocket engines, in air heaters for blast furnaces, etc. In order to determine the characteristics of pressure self-oscillations, numerical studies of natural convection in a vertical channel with internal local heat release are carried out. Heat release from internal sources occurs in a limited section of the channel, which is closer to the inlet cross section of the channel. At the outlet cross section of the channel, there is a system of coaxial cylindrical bodies that constitute additional local hydraulic resistance to air flow. The characteristics of the air flow in the channel, which are accompanied by self-oscillations of velocity and pressure, are determined from the numerical solution of the system of equations of dynamics and heat transfer for a compressible medium, taking into account the dependence of the thermophysical properties of air on temperature. Based on the results of this solution, the velocity, pressure and temperature fields in the flow are determined. It is shown that changes in flow velocity and pressure with time have the character of oscillations with variable amplitude. Velocity oscillations at the channel outlet are in antiphase with velocity oscillations at the channel inlet. The amplitudes and frequencies of these oscillations are found. The measures were determined to reduce the amplitude of pressure fluctuations in the flow. Among them - the dispersal of sources of internal heat release and a decrease in local hydraulic resistance. These measures can be applied to reduce the negative impact of self-oscillations on power equipment.

Keywords: natural convection, numerical simulation, pressure self-oscillations, oscillation amplitude, heat source

Надійшла до редакції / Received 03.06.2021

УДК 620.97:697.329

Теплозабезпечення будівель екологічно чистими джерелами із застосуванням сонячної енергії

I. I. Венгрин¹, С. П. Шаповал², В. М. Желих³, Х. Р. Козак⁴, Б. І. Гулай⁵

¹ аспірант. Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів, Україна, iryana.i.venhryn@lpnu.ua,
ORCID: 0000-0002-2317-0913

² д.т.н., професор. Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів, Україна, stepan.p.shapoval@lpnu.ua,
ORCID: 0000-0003-4985-0930

³ д.т.н., професор. Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів, Україна, vasyl.m.zhelykh@lpnu.ua,
ORCID: 0000-0002-5063-5077

⁴ к.т.н., асистент. Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів, Україна, khrystyna.r.kozak@lpnu.ua,
ORCID: 0000-0001-6392-0582

⁵ к.т.н., доцент. Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів, Україна, bogdan.i.gulai@lpnu.ua,
ORCID: 0000-0001-6951-6994

Анотація. З урахуванням наукового та технічного прогресу, який забезпечує зниження вартості енергії, отриманої за допомогою сонячних колекторів, актуальним питанням сьогодення залишається вдосконалення конструкцій, що генерують теплову та електричну енергію. У роботі запропоновано конструктивні рішення для вдосконалення світлопрозорих фасадів будівель, які на сьогодні в архітектурно-конструктивному плані відіграють вельми важливу роль. Таким рішенням на базі використання сонячної енергії є сонячний колектор, інтегрований до світлопрозорого фасаду будівлі, що дозволить заощадити площу для його встановлення та надасть змогу генерувати споживчу енергію конструкцією будівлі. Для запропонованої конструкції гібридного теплового та фотоелектричного сонячного колектора отримано теоретичні формули для побудови і розрахунку енергетичних характеристик системи сонячного енергопостачання. Експериментальні дослідження показали ефективність гібридного сонячного колектора на рівні 37%. Цієї ефективності достатньо для широкого впровадження конструкції

Ключові слова: сонячна енергія, система сонячного теплопостачання, температура теплоносія, ефективність.

Вступ. У Європі, відповідно до праці [1], запропоновано класифікацію будівель та споруд відповідно до їхнього щорічного енергоспоживання:

- "Старі будівлі" (споруджені до 70-х років), у яких енергоспоживання в межах 300 кВт·год/(м²·рік);
- "Нові будівлі" (споруджені від 70-х до 2000-х років), у яких енергоспоживання становить менше 150 кВт·год/(м²·рік);
- "Будівлі із низьким енергоспоживанням", у яких енергоспоживання є не більшим 60 кВт·год/(м²·рік).

У Європі заборонено спорудження будівель нижчого стандарту із 2002 року. У таких будівлях часто використовуються установки з активним чи пасивним теплопостачанням від сонячних колекторів, а також інші методи та засоби зниження витрати енергії [2]. Зареєстрованим знаком якості для нових і реконструйованих будівель низького споживання енергії є Minergie [3]. До наведеної класифікації належать також:

- "Пасивні будівлі" для яких визначається енергоспоживання в межах 15 кВт·год/(м²·рік);

- "Будівлі нульової енергії", енергоспоживання яких дорівнює кількості енергії, яка ними ж виробляється, тобто споживання енергії рівне нулю [1];
- "Будівлі плюс енергії", у яких відбувається генерування більшої кількості енергії ніж споживає сама будівлі. Такі будівлі містять додаткове устаткування, наприклад теплоутилізатори, фотоелектричні сонячні колектори, теплові сонячні колектори, теплові насоси тощо [1].

Слід зауважити, що науковий та технічний прогрес забезпечує зниження вартості енергії, отриманої за допомогою сонячних колекторів. Щорічне зростання світового обсягу продуктивності сонячної енергетики у 2020...2030 рр. становитиме 25 % [4]. Однак, варто звернути увагу, що будівлі в сучасному конструюванні мають тенденцію до збільшеної площі застосування фасадів.

Дослідженнями останніх років доведено, що реалізація потенціалу теплонадходження від сонячної радіації дозволить заощадити в умовах України понад три мільйони тон умовного палива щорічно [5].

Актуальність дослідження. Враховуючи, що пріоритетними в будівництві є споруди із низьким споживанням енергії та із збільшеною площею застакнення, необхідно запропонувати конструктивні рішення для вдосконалення світлопрозорих фасадів будівель. Таким рішенням на базі використання сонячної енергії є сонячний колектор, інтегрований до світлопрозорого фасаду будівлі. Це дозволить заощадити площу для його самостійного встановлення та надасть змогу генерувати споживчу енергію конструкцією будівлі.

Останні дослідження та публікації. Важливим моментом, що стосується сонячних колекторів для теплопостачання, є мінімальна інформація на сьогодні щодо конструктивних особливостей для забезпечення максимальної ефективності роботи системи теплопостачання на їхній основі [6]. Аспекти застосування інтегрованих сонячних теплових систем у населених пунктах розглянуто в роботі [7]. Архітектурні особливості будівель поряд з ефективністю використання сонячних теплових систем описано в праці [8]. Ці роботи наводять узагальнені дані щодо теплових характеристик систем сонячного теплопостачання.

У роботі [9] детально розглянуто спосіб інтегрування плоского сонячного колектора до покрівлі. Тому варто звернути увагу, що існують конструкції сонячних колекторів, інтегрованих або суміщених з частиною елемента даху будинку. Такий дах має покращену теплоізоляційну оболонку. Крім того він може забезпечити будинок електроенергією.

Сонячний колектор "шедове покриття" [10] містить скріплені між собою енергозбережні та оптично прозорі елементи. Також, відома сонценагрівальна установка, суміщена з покриттям будинку та виконана у гідроізоляційному бітумному шарі [11]. Геліокасад, описаний у роботі [12], призначено для встановлення на покрівлях будинку. Однак, наведені конструкції не розглядають інтегування сонячного колектора до світлопрозорого фасаду будівлі.

Для математичного аналізу та розрахунку сонячних колекторів використовують формули для визначення, наприклад, інтенсивності енергії, що надійшла на поверхню сонячного колектора, чи встановлення його генераційної потужності.

Надходження потоку прямої сонячної енергії $I_{пр}$, Вт/м², на орієнтовану довільним чином поверхню доцільно розраховувати за формулою

$$I_{пр} = I_m \cos \theta, \text{ Вт/м}^2, \quad (1)$$

де I_m – інтенсивність потоку прямої сонячної енергії біля земної поверхні на перпендикулярну сонячним променям поверхню при масі атмосфери m , Вт/м²; θ – кут між напрямком випромінювання та нормаллю до даної поверхні.

Косинус кута θ можна знайти із співвідношення (2):

$$\begin{aligned} \cos \theta = & \\ = & \sin \delta \sin \varphi \cos \beta - \sin \delta \cos \varphi \sin \beta \cos \gamma + \\ & + \cos \delta \cos \varphi \cos \beta \cos \tau + \\ & + \cos \delta \sin \varphi \sin \beta \cos \gamma \cos \tau + \\ & + \cos \delta \sin \beta \sin \gamma \sin \tau, \end{aligned} \quad (2)$$

де β – кут нахилу поверхні до горизонтальної площини; δ – схилення Сонця; φ – географічна широта місцевості; τ – часовий кут Сонця в даний момент часу, що відраховується від моменту істинного полудня; γ – азимутальний кут площини, тобто відхилення нормалі до площини від місцевого меридіана. [13, 14]

Формулювання цілей статті. Підсумовуючи наведене метою дослідження є побудова математичної моделі сонячного колектора, що є частиною теплосприймального скляного огороження в системі сонячного теплопостачання.

Основна частина. Для визначення кількості сонячної радіації, яку може отримати поверхня вертикально розташованого сонячного колектора у Львові, зручно користуватися формулами табл.

Таблиця.

Кількість сонячної радіації, що надходить на вертикальні поверхні заданої орієнтації

Орієнтація	Кількість сонячної радіації Q , Вт/м ²
Північ	$-1,11 x^2 + 42,34 x - 53,72$
Північний схід	$-1,44 x^2 + 54,9 x - 75,82$
Схід	$-1,67 x^2 + 70,38 x - 93,39$
Південний схід	$-1,46 x^2 + 75,12 x - 80,16$
Південь	$-1,12 x^2 + 71,16 x - 57,34$
Південний захід	$-1,47 x^2 + 74,34 x - 75,28$
Захід	$-1,66 x^2 + 68,68 x - 87,64$
Північний захід	$-1,42 x^2 + 53,92 x - 73,77$

Примітка: x – порядковий номер місяця 1...12

Для побудови математичної моделі використовуються стаціонарні методи досліджень сонячних колекторів, що ґрунтуються на моделі Хоттеля(Hottel) - Уїллера(Whillier) - Бліса(Bliss). Розглянуто систему сонячного

енергопостачання із використанням теплового фотоелектричного гібридного сонячного колектора (ГСК) на рис. 1.

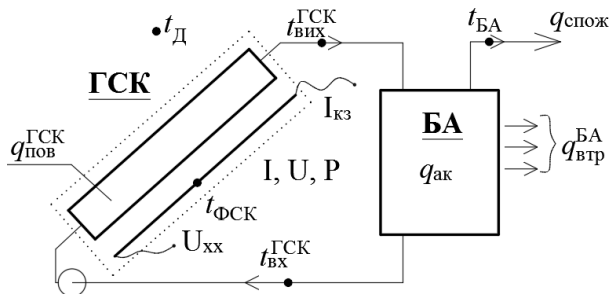


Рис. 1. Принципова схема системи теплопостачання з гібридним сонячним колектором (ГСК):
ФСК – фотоелектрична частина ГСК;
БА – бак-акумулятор

Для енергоефективних будівель та споруд необхідно встановити енергетичні характеристики сонячних колекторів, що можуть бути суміщені із конструкцією світлопрозорого фасаду будівлі. У зв'язку із цим слід розв'язати енергетичні рівняння для системи сонячного енергопостачання.

Загальна (повна) теплова продуктивність ГСК

$$Q_{пов}^{ГСК} = F_{ГСК} F_R (I_B - U_{пов}^{ГСК} (t_{вх}^{ГСК} - t_{зовн})), \text{ Вт}, \quad (3)$$

де $F_{ГСК}$ – сонцесприймальна поверхня ГСК (активна поверхня), м^2 ; F_R – коефіцієнт відводу теплової енергії від конструкції ГСК; I_B – інтенсивність надходження сонячної енергії, $\text{Вт}/\text{м}^2$; $U_{пов}^{ГСК}$ – повний коефіцієнт теплових втрат конструкцією ГСК, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; $t_{вх}^{ГСК}$ – температура теплоносія на вході в ГСК, $^\circ\text{C}$; $t_{зовн}$ – температура зовнішнього середовища, $^\circ\text{C}$.

Електричний струм, що генерується ГСК,

$$I = I_{\phi c} - I_D - I_{ш} = I_{\phi c} - I_0 \left(\exp \left(\frac{1,602 \cdot 10^{-19} (U + I R_{посл})}{1,381 \cdot 10^{-23} D (t_{кл} + 273,15) N_k} \right) - 1 \right) - \frac{U + I R_{посл}}{R_{ш}}, \text{ А}, \quad (4)$$

де $I_{\phi c}$ – електричний струм, що виникає в фотоелементі від дії світла, А; I_D – електричний струм, що проходить через діод, А; $I_{ш}$ – електричний струм, що проходить через шунтувальний опір, А; I_0 – електричний струм зворотного насичення, А; U – напруга, В; $R_{посл}$ – послідовний опір фотоелектричного сонячного колектора, Ом; $R_{ш}$ – шунтувальний опір фотоелектричного сонячного колектора,

Ом; D – фактор діода, N_k – кількість послідовно розташованих комірок.

При дослідженні сонячного колектора визначалася його теплова потужність, $\text{Вт}/\text{м}^2$, через кожні 10 хв (рис. 2). Характер генерування є змінним, що може бути пов'язане з коливаннями температури на вході до сонячного колектора. Адже система сонячного теплопостачання із сонячним колектором, інтегрованим до системи фасаду будівлі, працювала в режимі прямотечії. Подача теплоносія здійснювалася безпосередньо з мережевого трубопроводу холодного водопостачання. Кількість миттєвої питомої теплової потужності, отриманої від сонячного колектора, відрізняється між мінімальним та максимальним значенням не більше ніж 9,6 %.

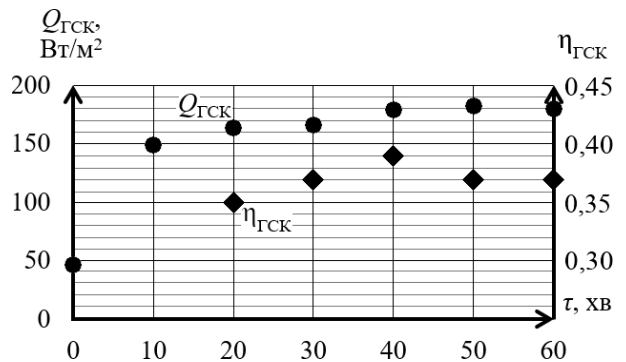


Рис. 2. Зміна впродовж експерименту питомої миттєвої потужності $Q_{ГСК}$, $\text{Вт}/\text{м}^2$, та ефективності η сонячного колектора, інтегрованого до світлопрозорого фасаду будівлі

Важливим теплотехнічним параметром будь якого обладнання чи установки є теплова ефективність. За результатами досліджень конструкція за різних режимів роботи мала суттєві значення ефективності, оскільки вибрана робота режиму руху теплоносія впливає на теплотехнічні, і як наслідок, гідравлічні властивості системи в цілому

Теплова ефективність сонячного колектора після виходу системи на стабілізаційний режим не мала суттєвого коливального характеру (рис. 2). Однак варто звернути увагу, що стабілізація теплової ефективності сонячного колектора досягається на 20 хв експерименту, як і питома миттєва його потужність.

Встановлення теплової ефективності на рівні 0,37 % можна вважати ефективним для впровадження таких сонячних колекторів на практиці. Також варто звернути увагу, що використання сонячного колектора не дає викидів до атмосфери порівняно з органічним паливом. Сонячні системи, як правило, характеризуються високою собівартістю та низькими експлуатаційними витратами.

Висновки. Все більшої актуальності набуває вбудовування сонячних колекторів у зовнішні огороження будівлі внаслідок браку корисної площі землі. Для інженерних розрахунків стає можливим встановлення кількості надходження сонячної радіації за орієнтування фасаду, в який інтегровано сонячний колектор. Для запропонованої конструкції гібридного теплового і фотоелектричного сонячного колектора отримано теоретичні формули для побудови й розрахунку енергетичних характеристик системи сонячного енергопостачання.

При випробуваннях сонячного колектора за постачання води із мережевого трубопроводу та середньостатистичної інтенсивності імі-

тованого сонячного випромінювання 600 Вт/м^2 , його ефективність досягнула 0,37. Таку конструкцію рекомендовано для широкого впровадження в енергоефективні будівлі та споруди.

Перспективи подальших досліджень. Перспективним напрямком досліджень є розроблення конструкції сонячного колектора, що інтегрований або суміщений із зовнішніми огороженнями, такими як стіна, дах та вікно, в одну систему сонячного теплопостачання. Крім цього, важливим напрямком досліджень є адаптація отриманих результатів дослідження в комплексні системи енергопостачання від екологічно чистих джерел енергії.

Література

1. Даниленко О. Технології енергозберігаючого будівництва / О. Даниленко // Збірник тез доповідей Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів "Актуальні задачі сучасних технологій", м. Тернопіль 19-20 грудня 2012. – С. 73-74.
2. Hestnes A.G. Energy use in the life cycle of conventional and low-energy buildings: A review article / Hestnes A.G., Sartori I. // *Energy and Buildings*. – 2007. – Iss. 3. – P. 249–257. – <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2006.07.001>
3. Hall M. One Year Minergie-A – Switzerland's Big Step towards Net ZEB / M. Hall // *Journal of Civil Engineering and Architecture*, 2013. – Vol. 7. – No. 1. – Serial No. 62. – P. 11–19. – <https://doi.org/10.17265/1934-7359/2013.01.002>
4. Могилко О. В. Аналіз перспектив розвитку сонячної енергетики та інших альтернативних джерел енергії України / О. В. Могилко // Вісник економіки транспорту і промисловості. – 2010. – № 30. – С. 51–53.
5. Безнощенко Д. Сонячна альтернатива ТЕПС. Сонячна енергетика / Д. Безнощенко // Зелена енергетика. – 2006. – № 3. – С. 28.
6. Бабаев Б. Д. Разработка и исследование энергосистем на основе возобновляемых источников с фазопереходным аккумулярованием тепла: дис. ... докт. техн. наук: 05.14.01 / Бабаев Баба Джабраилович; Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Дагестанский государственный университет». – Махачкала, 2016. – 345 с.
7. Munari Probst M., Roecker C. Towards an improved architectural quality of building integrated solar thermal systems (BIST) / Munari Probst M., C. Roecker // *Solar Energy*. – 2007. – Vol. 81. – pp. 1104–1116. – <https://doi.org/10.1016/j.solener.2007.02.009>
8. COST Action TU1205 – Overview of BISTS state of the art, models and applications, COST Office, 2015.
9. In Roof Flat Plate Solar Collector Mounting – UK: Baxi Heating, 2007. – 20 p. – (Installation Guide).
10. Пат. 1546584 А1 СССР, Е 04 В 7/16, F 24 J 2/42. Шедовое покрытие / В.М. Гатов, К.В. Люцко, А.В. Спиридонов; ВНИИПИ Государственного комитета СССР по делам изобретений и открытий. – № 4417714/24-06; заявл. 28.04.1988; опубл. 28.02.1990, Бюл. № 8.
11. Пат. 1746155 А1 СССР, F 24 J 2/42. Солнцеприемное устройство, совмещенное с кровлей здания / С.С. Барамидзе, Г.В. Кипшидзе, З.М. Чачава, И.Ш. Багдавадзе, О.Б. Алоян; ВНИИПИ Государственного комитета СССР по делам изобретений и открытий. – № 4854481/06; заявл. 12.07.1990; опубл. 07.07.1992, Бюл. № 25.
12. Пат. 1537976 А1 СССР, F 24 J 2/22. Гелиокаскад / Н. Я. Марченко, А. И. Маршаллин, П. Л. Догода; ВНИИПИ Государственного комитета СССР по делам изобретений и открытий. – № 4410427/24-06; заявл. 11.02.1988; опубл. 23.01.1990, Бюл. № 3.
13. Шаповал С. П. Комбінована система теплопостачання із потрійно-орієнтованими сонячними колекторами та термоаккумуляцією: дис. ... канд. техн. наук: 05.14.06 / Шаповал Степан Петрович; Національний університет "Львівська політехніка". – Львів, 2011. – 185 с.
14. Shapoval, S. Theoretical and experimental analysis of solar enclosure as part of energy-efficient house / Shapoval, S., Zhelykh, V., Venhryn, I., Kozak, K., Krygul, R. // *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies* this link is disabled. – 2019. – Vol. 2(8-98). – pp. 38–45. – <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2019.160882>
15. Shapoval S. Simulation of Thermal Processes in the Solar Collector Which Is Combined with External Fence of an Energy Efficient House / S. Shapoval, V. Zhelykh, I. Venhryn, K. Kozak. // *CEE 2019: Advances in Resource-saving Technologies and Materials in Civil and Environmental Engineering*. – 2020. – С. 510–517. – https://doi.org/10.1007/978-3-030-27011-7_65

References

1. Danylenko O. "Tekhnolohii enerhozberihaiuchoho budivnytstva". *Zbirnyk tez dopovidei Mizhnarodnoi naukovo-tekhnichnoi konferentsii molodykh uchenykh ta studentiv "Aktualni zadachi suchasnykh tekhnolohii"* m. Ternopil 19-20 hrudnia 2012. s. 73-74.
2. Hestnes A.G., Sartori I. "Energy use in the life cycle of conventional and low-energy buildings: A review article". *Energy and Buildings*, 2007. Iss. 3. P. 249–257. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2006.07.001>
3. Hall M. "One Year Minergie-A – Switzerland's Big Step towards Net ZEB". *Journal of Civil Engineering and Architecture*, 2013. Vol. 7. No. 1. Serial No. 62. P. 11–19. <https://doi.org/10.17265/1934-7359/2013.01.002>
4. Mohylko O. V. "Analiz perspektyv rozvytku soniachnoi enerhetyky ta inshykh alternatyvnykh dzherel enerhii Ukrainy". *Visnyk ekonomiky transportu i promyslovosti*. 2010. № 30. P. 51–53.
5. Beznoshchenko D. "Soniachna alternatyva TEPS. Soniachna enerhetyka". *Zelena enerhetyka*. 2006. № 3. P. 28.
6. Babaev B. D. *Razrabotka y issledovanye enerhosystem na osnove vozobnovliaemykh ustochnykov s fazo-perekhodnymy akkumulyrovanyem tepla*. Diss. Federalnoe gosudarstvennoe biudzhethnoe obrazovatelnoe uchrezhdenie vysshogo obrazovaniia «Dagestanskii gosudarstvennyi universitet», 2016.
7. Munari Probst M., Roecker C. "Towards an improved architectural quality of building integrated solar thermal systems (BIST)". *Solar Energy*, 2007. Vol. 81. pp. 1104–1116. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2007.02.009>
8. COST Action TU1205 – Overview of BISTS state of the art, models and applications, COST Office, 2015.
9. In Roof Flat Plate Solar Collector Mounting – UK: Baxi Heating, 2007. 20 p.
10. Hatov V. M., Liutsko K.V., A.V. Spyridonov A.V. "Shedovoe pokrytie". Patent 1537976. 28 February 1990
11. Baramydzhe S.S., Kypshydzhe H.V., Chachava Z.M., Bahdavazde Y.Sh., Aloian O.B. "Solntsepryemnoe ustroystvo, sovmeshchennoe s krovlei zdaniya" Patent 1746155, 07 July 1992.
12. Marchenko N. Ya., Marshalyn A. Y., Dohoda P. L. Patent 1537976, 23 January 1990.
13. Shapoval S.P. *Kombinovana systema teplopostachannia iz potriino-orientovanykh soniachnykh kolek-toramy ta termoakumulatsiiei*. Diss, Natsionalnyi universytet "Lvivska politekhnika", 2011.
14. Shapoval S, Zhelykh V., Venhryn I., Kozak K., Krygul R. "Theoretical and experimental analysis of solar enclosure as part of energy-efficient house". *Eastern-European Journal of Enterprise Technologiethis link is disabled*, 2019. Vol. 2(8-98). pp. 38–45. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2019.160882>
15. Shapoval S., Zhelykh V., I. Venhryn I., Kozak K. "Simulation of Thermal Processes in the Solar Collector Which Is Combined with External Fence of an Energy Efficient House". *CEE 2019: Advances in Resource-saving Technologies and Materials in Civil and Environmental Engineering*, 2020. P. 510–517. https://doi.org/10.1007/978-3-030-27011-7_65

УДК 620.97:697.329

Теплообеспечение зданий экологически чистыми источниками с применением солнечной энергии

И. И. Венгрин¹, С. П. Шаповал², В. М. Желих³, Х. Р. Козак⁴, Б. И. Гулай⁵

¹аспирант. Национальный университет «Львовская политехника», г. Львов, Украина, iryua.i.venhryn@lpnu.ua,
ORCID: 0000-0002-2317-0913

²д.т.н., профессор. Национальный университет «Львовская политехника», г. Львов, Украина, stepan.p.shapoval@lpnu.ua,
ORCID: 0000-0003-4985-0930

³д.т.н., профессор. Национальный университет «Львовская политехника», м. Львів, Україна, vasyl.m.zhelykh@lpnu.ua,
ORCID: 0000-0002-5063-5077

⁴к.т.н., ассистент. Национальный университет «Львовская политехника», г. Львов, Украина, khrystyna.r.kozak@lpnu.ua,
ORCID: 0000-0001-6392-0582

⁵к.т.н., доцент. Национальный университет «Львовская политехника», г. Львов, Украина, bogdan.i.gulai@lpnu.ua,
ORCID: 0000-0001-6951-6994

Аннотация. Учитывая научный и технический прогресс, который обеспечивает снижение стоимости энергии, полученной с помощью солнечных коллекторов, актуальным вопросом сегодняшнего дня остаётся совершенствование конструкций, генерирующих тепловую и электрическую энергию. В работе предложены конструктивные решения для совершенствования светопрозрачных фасадов зданий, которые на сегодня в архитектурно-конструктивном плане играют очень важную роль. Таким решением на базе использования солнечной энергии является солнечный коллектор, интегрированный в светопрозрачный фасад здания, что позволит экономить площадь для его установки и даст возможность генерировать потребительскую энергию конструкцией здания. Для предложенной конструкции гибридного теплового и фотоэлектрического солнечного коллектора приведены теоретические формулы для построения и расчёта энергетических характеристик системы солнечного энергоснабжения.

Ключевые слова: солнечная энергия, система солнечного теплоснабжения, температура теплоносителя, эффективность.

UDC 620.97:697.329

Heat supply of buildings with environmentally friendly sources using solar energy

I. Venhryn¹, S. Shapoval², V. Zhelykh³, Kh. Kozak⁴, B. Gulai⁵

¹Postgraduate. National University "Lviv Polytechnic", Lviv, Ukraine, iryna.i.venhryn@lpnu.ua, ORCID: 0000-0002-2317-0913

²Sc.D., Professor. National University "Lviv Polytechnic", Lviv, Ukraine, stepan.p.shapoval@lpnu.ua,
ORCID: 0000-0003-4985-0930

³Sc.D., Professor. National University "Lviv Polytechnic", Lviv, Ukraine, vasyl.m.zhelykh@lpnu.ua, ORCID: 0000-0002-5063-5077

⁴Ph. D., assistant. National University "Lviv Polytechnic", Lviv, Ukraine, khrystyna.r.kozak@lpnu.ua,
ORCID: 0000-0001-6392-0582

⁵Ph. D., Associate Professor. National University "Lviv Polytechnic", Lviv, Ukraine, bogdan.i.gulai@lpnu.ua,
ORCID: 0000-0001-6951-6994

Abstract. Taking into account the fact that the volume of traditional fuel energy is not significant and limited, it is important for the present and future generation to introduce new progressive ideas concerning alternative changes in the fuel energy complex in the prism of environmental education. The issues of energy efficiency of alternative fuels in Ukraine is more acute than in the world. The reasons for this are outdated technologies, the exhaustion of resources, the use of fixed assets for electricity and heat generation, which together with low fuel efficiency leads to significant emissions of harmful substances. The use of solar energy in Ukraine will make it less dependent on fluctuations in fuel prices. It is known that, solar installations are often characterized by complex structures or low utilization of the useful space, require complex electro mechanical systems and guidance mechanisms. Currently, there are a significant number of solar collectors, different design and technical and economic indicators. Environmental friendliness and economic benefits of these systems remain the main issue during installation. Taking into account the scientific and technological progress that reduces the cost of energy obtained with the help of solar collectors, the improvement of structures that generate thermal and electrical energy remains an urgent issue today. The paper offers design solutions for improving the translucent facades of buildings, which today play an extremely important role in architectural and structural terms. Such a solution based on the use of solar energy is a solar collector integrated into the light transparent facade of the building, which will save space for its self-installation and allow generating consumer energy by the structure of the building. Theoretical formulas for constructing and calculating the energy characteristics of a solar power supply system are elucidated for the proposed design of a hybrid thermal and photovoltaic solar collector. Experimental studies have shown the efficiency of a hybrid solar collector at 37 %. This efficiency is sufficient for widespread implementation of the design.

Keywords: solar energy, solar heat supply, heat carrier temperature, efficiency.

Надійшла до редакції / Received 15.11.2021

УДК 674.047

Можливості вдосконалення конструкції секційного алюмінієвого опалювального приладу

П. М. Гламаздин¹, П. О. Пасічник², О. В. Приймак³

¹доц., Київський національний університет будівництва і архітектури, Київ, Україна, sib.kiev@gmail.com,
ORCID: 0000-0003-2611-2687

²к.т.н., доц. Київський національний університет будівництва і архітектури, Київ, Україна, pasichnik89@bigmir.net,
ORCID: 0000-0001-8499-6949

³д.т.н., проф. Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна, 02opriymak@gmail.com

Анотація. Основна тенденція розвитку систем централізованого теплопостачання останніх років – це зниження температурного графіку, що ґрунтується на бажанні долучити поновлювані джерела енергії до складу таких систем. Незважаючи на постійне зростання вимог до теплозахисної оболонки будівель, енергоефективність систем опалення вимагає зниження температурних графіків, що тягне за собою необхідність збільшення площі опалювальних приладів. У свою чергу це обумовлює зростання матеріалосності систем опалення, збільшення їх гідравлічного опору та проблем з дизайном. Щоб уникнути або хоча б зменшити ці негативні наслідки необхідно інтенсифікувати тепловіддачу опалювальних приладів. Наявні конструкції секційних алюмінієвих опалювальних приладів досягли деякої межі, для подолання якої необхідно змінювати технологію виготовлення тепловіддавального елемента секції. У статті показано причини появи такої межі для наявної конструкції приладів, сформульовано вимоги до вдосконалених конструкцій і показано шлях досягнення більш високих теплотехнічних показників. Запропоновано нову конструкцію алюмінієвого секційного опалювального приладу, яка долає зазначені обмеження. При однаковій тепловій потужності розміри запропонованого опалювального приладу будуть меншими приблизно на 30 % за розміри наявних. У статті надано результати випробувань дослідних зразків секційних опалювальних приладів нової конструкції, виготовлених за новою технологією. Досліджувалися прилади, що склалися із семи секцій трьох розмірів за висотою: 293 мм, 596 мм, 1097 мм. Випробування проводилися в атестованій за нормами Європейського союзу лабораторії в Інституті опалювальної та санітарної техніки в м. Радам (Польща).

Ключові слова: опалювальний прилад, вільна конвекція, складний теплообмін, ефективність ребра

Вступ. Останнім часом досить швидко змінюються підходи до влаштування систем теплопостачання, і відповідно, до одного з їхніх елементів – систем опалення. Це викликано вимогами до їхньої енергоефективності. Збільшені вимоги до енергоефективності змушують шукати резерви її підвищення у всіх елементах системи від джерела теплоти до опалювальних приладів.

Актуальність дослідження. За сучасних підвищених вимог до енергоефективності будівель роль досконалості конструкції опалювальних приладів повинна збільшуватися, а на разі розвиток водяних опалювальних приладів зупинився на певних конструкторських рішеннях і фактично не відбувається.

Останні дослідження та публікації. Сьогоднішні підходи до проєктування систем теплопостачання, зокрема до систем опалення, передбачають значне зниження температури теплоносія. Це спричинено рядом факторів, основним з яких є

- нинішня тенденція до заміни органічного палива на відновлювані джерела, які є переважно низькотемпературними [1];
- потреби зменшення тепловтрат трубо-

проводів, що суттєво знижуються при зниженні температури теплоносія;

- досягнутими значними успіхами в теплоізоляції будівель та споруд [2].

Проведений у [3] аналіз втрат теплоти у всьому колі елементів систем теплопостачання показав, що з посиленням вимог до енергоефективності будівель зростає внесок опалювальних приладів у їхню загальну енергоефективність. Цей факт було враховано в одному з перших нормативів теплозахисту будівель [4]. Досконалість конструкції опалювального приладу визначається в основному інтенсивністю теплопередачі, від якої залежить площа приладу, його габарити, вага, а також маса води, що вміщується в ньому, що в свою чергу визначає динамічні властивості приладу. Динамічні властивості визначають точність та швидкодію регулювання тепловіддачі від приладу при зміні зовнішніх умов [5].

На даний час на ринку опалювальних приладів знаходяться прилади різної конструкції та навіть принципів дії з різними характеристиками. Для коректного їхнього порівняння та вибору найбільш перспективних для використання в низькотемпературних системах опалення

важливо правильно зробити їхню класифікацію. При цьому можна брати до уваги різні властивості опалювальних приладів.

Досить повно різні підходи до класифікації опалювальних приладів представлено в роботі [6]. Однак у цій об'ємній праці ще не представлено алюмінієві секційні прилади. Досить детально порівняння різних опалювальних приладів за класифікацією, що охоплює широкий набір характеристик приладів, представлено в роботі [7].

Для конкретної мети визначення перспективності використання опалювальних приладів у низькотемпературних системах опалення з підвищеними вимогами до енергоефективності можна використовувати запропоновану авторами спрощену класифікацію, яка базується на аналізі інтенсивності та характері теплообміну приладу з середовищем в опалювальному приміщенні та інерційності приладу [8]. З цієї точки зору найбільш перспективними для використання в низькотемпературних системах опалення є секційні алюмінієві прилади, які згідно з [9] віддають теплоту в приміщення вільною конвекцією та випромінюванням.

Конкуренцію секційним алюмінієвим радіаторам за інтенсивністю тепловіддачі та малою інерційністю могли б скласти конвектори, але гігієністи віддають перевагу променистому теплообміну як більш сприятливому для людини [10]. Крім того, конвективний теплообмін знижується з падінням температури тепловіддавальної поверхні [11]. Через це вони втрачають свою ефективність у низькотемпературних системах.

Сталеві панельні опалювальні прилади поступаються алюмінієвим секційним інтенсивністю тепловіддачі і не перевершують їх за інерційністю. Підлогові та стінові опалювальні системи відрізняються великою тепловою інерцією. Через велику теплову інерцію подібних систем опалення для прискорення реакції системи на зовнішнє збурення (наприклад, різке похолодання) у приміщенні рекомендується встановлювати додатковий радіатор [12].

Чавунні секційні прилади не задовольняють сьогодняшнім вимогам високої енергоефективності. Вони, як виняток, можуть використовуватися в системах винятково через естетичні дизайнерські міркування.

Таким чином, найбільш перспективними для низькотемпературних систем опалення виявляються алюмінієві секційні прилади з задовільними властивостями

На даний час на ринку опалювальних приладів є алюмінієві радіатори кількох виробників, в основному італійських. Але вони мають

дуже схожу конструкцію. Для побудови структурної схеми приладу та аналізу його ефективності необхідно визначити умови його функціонування:

- підвести до радіатора теплоносії;
- забезпечити передачу теплоти від теплоносія до приміщення;
- організувати регулювання теплового потоку від приладу до приміщення;
- повернути охолоджений теплоносій від радіатора до системи опалення.

Для виконання цих умов секційний радіатор повинен мати у своєму складі щонайменше такі структурні елементи (рис. 1):

- вузол приєднання до трубопроводів теплопостачання;
- теплопередаючі елементи;
- колектори для підведення та відведення теплоносіїв до теплопередаючих елементів.

Енергоефективність секційного радіатора визначається переважно досконалістю конструкції тепловіддаючого елемента. Для секційних радіаторів ця конструкція з погляду теплообміну представляє вертикальну трубу - канал з поздовжнім оребренням.

Канал у поперечному розрізі може бути колом чи овалом. Останній варіант виконується для збільшення площі теплообміну каналу з повітрям у приміщенні. Ребра каналів у всіх провідних виробників мають майже однакову форму. Це дві вертикальні пластини, розташовані симетрично одна проти одної. Між каналом та поперечними пластинами основного ребра розташовано ще дві або три пластини паралельно перпендикулярній зовнішній пластині. При цьому розміри ребер та відстань між ними для всіх виробників майже однакові.

Ця обставина має фізичне обґрунтування. Проведені раніше розрахунки [12] показали, що коефіцієнт ефективності ребра конструкція опалювальних приладів, представлених на рис. 2, залежить від його довжини. Розрахунки було проведено для приладів (рис. 2) виробників:

- Fondital (Італія);
- Roda (Німеччина);
- NovaFlorida (Італія);
- Olymp (Австрія).

Для сплавів алюмінію 80 мм є критичною довжиною ребра, подальше збільшення якої призведе до різкого зниження коефіцієнта ефективності ребра (рис. 3).

Для підвищення ефективності секційних радіаторів необхідно збільшувати коефіцієнт оребрення, оскільки інтенсифікувати тепловіддачу від приладу в приміщення неможливо.

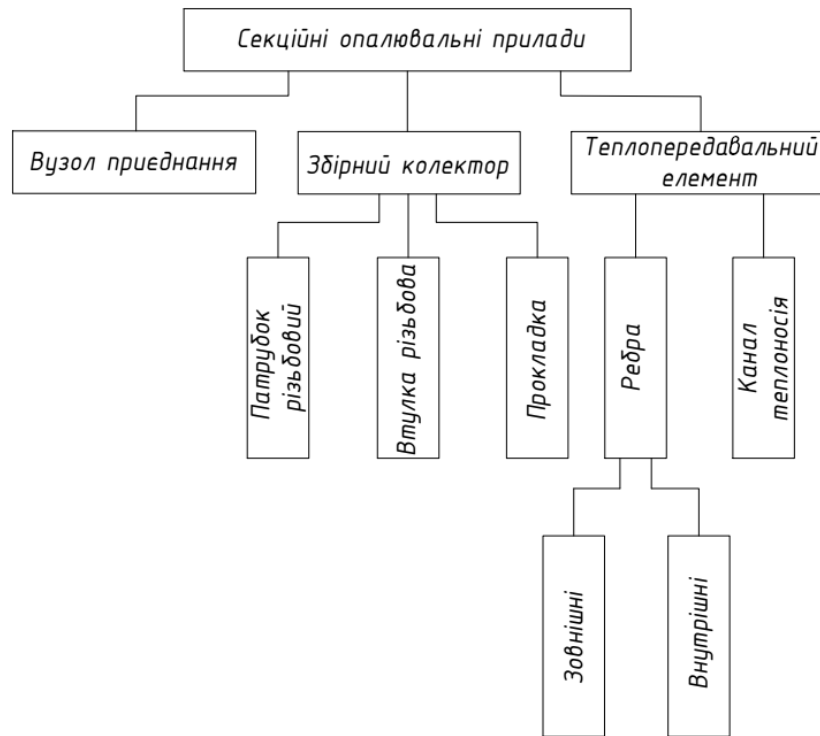


Рис.1. Структурна схема секційного алюмінієвого радіатора

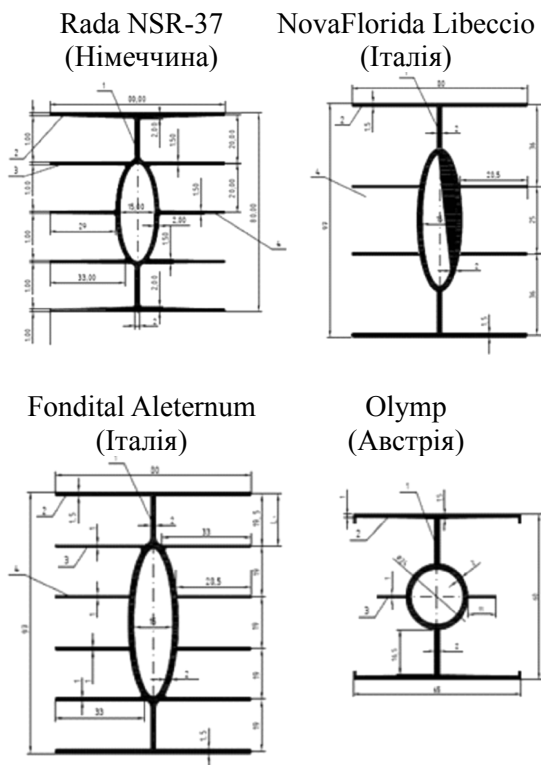


Рис.2. Розглянуті моделі наявних на ринку секційних радіаторів

У разі обмеження довжини ребра задля досягнення розрахункової потужності приладу доводиться збільшувати кількість секцій.

Збільшення кількості секцій за фіксованої потужності приладу призводить до небажаних наслідків. Канали мають бути з'єднані між собою колекторами. Останні можуть бути цілими або збірними.

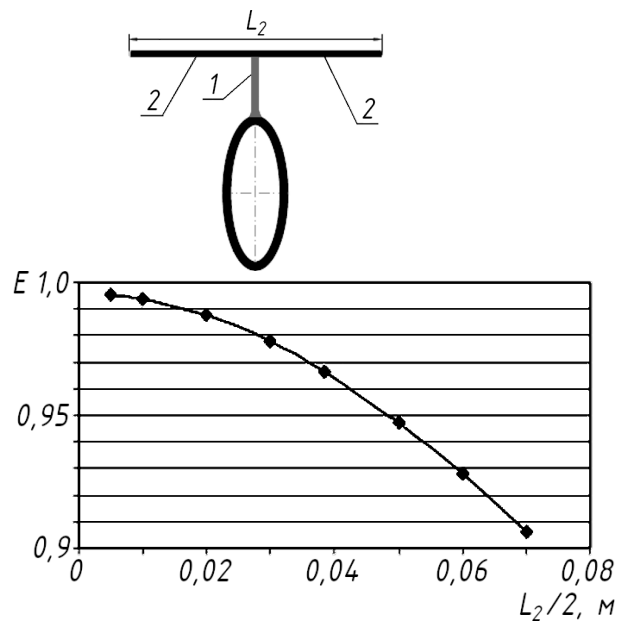


Рис. 3. Вплив довжини ребра на коефіцієнт його ефективності E для традиційної секції алюмінієвого опалювального приладу (1 – центральне ребро; 2 – лицьове ребро)

Зазвичай канали виконуються збірними, як повелося ще від чавунних секційних радіаторів. Кожний канал закінчується циліндричним горизонтальним елементом, з різьбленням на обох кінцях, розташованим перпендикулярно до осі каналу. Усі канали з'єднуються між собою різьбовими втулками – ніпелями, а місце з'єднань герметизується. Таким чином, циліндричні частини теплообмінного елемента об'єднуються в збірний колектор [13].

Збірний колектор через описані вище конструктивні особливості повинен мати великий діаметр. Він частково перекриває вихід нагрітого повітря з міжреберного простору, як і вхід в нього холодного повітря. Ця особливість конструкції призводить до гальмування потоку повітря в міжреберному просторі, що знижує тепловіддачу від ребер до повітря. Щоб усунути цей недолік конструкції виробники змушені вдаватися до різних хитрощів (рис. 4), що збільшує вартість приладу, але проблему не вирішує.



Рис. 4. Вид традиційної секції алюмінієвого секційного радіатора

При всій відпрацьованості й надійності цієї конструкції вона має певні недоліки. Кожен елемент однієї секції має суттєвий гідравлічний опір. З урахуванням збільшення кількості секцій це призводить до значного зростання гідравлічного опору всього приладу та всієї системи опалення.

У низькотемпературних системах теплопостачання площі опалювальних приладів, а значить і кількість секцій, зростатиме, оскільки зниження температури теплоносія в приладі на 15-20 К призводить до зниження потужності приладу практично вдвічі [14]. Всі ці обставини призвели до необхідності пошуку нових форм ребра для секційних алюмінієвих приладів з метою підвищення тепловіддачі.

Формулювання цілей статті. Дослідження можливих шляхів удосконалення секційних алюмінієвих опалювальних приладів з метою інтенсифікації тепловіддачі.

Основна частина. Пропонується нова форма оребрення (рис. 5), що дозволяє подолати виявлений недолік. У цьому випадку від каналу відходить не два ребра з додатковими внутрішніми і зовнішніми ребрами, а шість, розташованих один навпроти одного по три ребра, з'єднаних між собою додатковими зовнішніми випромінювальними ребрами.

Розрахункове дослідження теплообміну секції такої конструкції показало, що критична довжина такого ребра може збільшуватися до 120 мм. Виготовити канал з таким оребренням методом лиття, як це робиться в традиційній

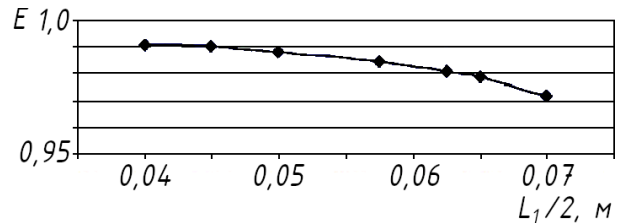
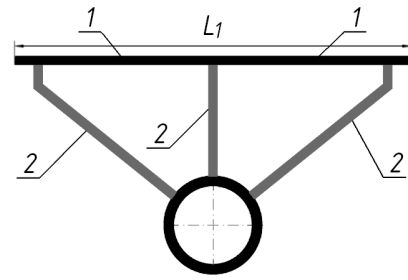


Рис. 5. Вплив довжини ребра на коефіцієнт його ефективності для запропонованої секції алюмінієвого опалювального приладу (1-центральне ребро; 2-лицьове ребро)

технології секційних алюмінієвих приладів, сьогодні неможливо. Такий канал може бути виготовлений методом екструзії. Ця технологія дає й інші переваги: можливість виготовляти секції будь-якої довжини без виділення фіксованих типорозмірів за висотою, як це робиться зараз, та ще й з обмеженнями висоти приладу. Крім того, за допомогою екструзії виконуються і колектори.

За зазначеної технології секції стають не збірними, а цілісними. У середині них немає ніпелів і тому гідравлічний опір у приладі стає меншим, ніж виготовленого за традиційною технологією. Діаметр колектора стає меншим і відпадає проблема гальмування повітряного потоку на вході і виході з міжреберного простору, що веде до збільшення тепловіддачі. Було проведено лабораторні дослідження теплообміну у таких спеціально виготовлених секціях. При цьому були отримано нові дані теплообміну у вертикальних колонках складної форми, раніше не дослідженої [15].

У відомій авторам довідковій літературі з теплообміну [16, 17] при природній конвекції та публікаціях у профільних журналах [18, 19] відсутні дані щодо теплообміну при природній конвекції у вертикальних каналах з трикутним поперечним перетином, ускладненим неоднаковими температурними умовами на стінках каналу, що має місце у нашому випадку.

Для задання граничних умов при розрахунку коефіцієнта ефективності ребра необхідно досить точно визначити коефіцієнти тепловіддачі від ребра до повітря. Для цього необхідне проведення експериментальних досліджень. У результаті проведення експериментального дослідження встановлено, що всередині каналу

тепловіддача від ребер до повітря носить нерівномірний характер. У кутових зонах вона нижче, що пояснюється меншою швидкістю підйомного потоку повітря через гальмівний вплив близько розташованих стінок каналу. У середньому вздовж периметру каналу коефіцієнт тепловіддачі виявляється вищим ніж у прямкутних каналах.

Виготовлені зразки приладів було випробувано в сертифікованій відповідно до вимог європейського стандарту лабораторії [20] в інституті опалювальної та санітарної техніки в м. Радом.

Результати випробувань наведено в табл. Порівняння результатів випробувань з даними інших приладів, що наводяться виробниками у відкритих джерелах, показує більш інтенсивну тепловіддачу приладу, що розробляється. Різниця становить близько 20 % на користь нового приладу.

Таблиця 1

Результати випробувань розробленого семисекційного опалювального приладу

Середній температурний напір ΔT , К (°C)	Потужність, Вт, при висоті секції, мм		
	293	596	1097
20	218	386	633
30	337	591	970
40	470	816	1341
50	614	1059	1740
60	769	1317	2165
70	933	1589	2613

Крім покращених теплообмінних характеристик прилад має й інші переваги. Більш інтенсивний теплообмін в конструкціях приладів дозволяє отримати прилад необхідної потужності з меншою кількістю секцій.

Так, якщо стандартний прилад повинен складатися з семи секцій, новий прилад такої ж потужності складатиметься лише з п'яти, що на 28,6 % зменшує прилад. У результаті в приладі знаходиться менше води. Його маса в сухому стані також менша. Отже, його інерційність буде нижчою, що полегшує роботу регуляторів. Крім того, знижується гідравлічний опір самого приладу і, відповідно, всієї системи. Розрахунки, проведені з метою порівняння для ідеалізованої моделі ділянки системи опалення для дев'ятиповерхового будинку з опалювальними приладами Fondital (Італія) та приладами запропонованої конструкції показали зменшення гідравлічного опору системи з 34,2 кПа до 28,8 Па. Розрахунки виконувались у програмі KAN CO Graf.

Відомо, що за опалювальним приладом є ділянки огорожувальної конструкції з підвищеними тепловтратами за рахунок близького розташування опалювального приладу до зовнішньої стіни приміщення [21]. Конструкція приладу дозволяє послабити цей ефект, не влаштовуючи спеціальних додаткових утеплювальних конструкцій на стіні [22, 23].

Висновки. Показано перспективи застосування алюмінієвих секційних приладів у низькотемпературних системах опалення. Лиття, як технологія виготовлення теплообмінних елементів секцій алюмінієвих приладів, досягла меж і не дозволяє отримати більш прогресивні форми ребра каналів. Опалювальні секційні прилади, виготовлені із застосуванням методу екструзії, мають підвищену енергоефективність порівняно з наявними приладами за рахунок нової конструкції ребер на вертикальних каналах. Це дозволяє на 20 % зменшити площу нагріву.

Література

1. Малкін Е. С. Нові тенденції підвищення ефективності опалювальних приладів / Е. С. Малкін, П. М. Гламаздин // *Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: наук.-техн. зб.* – 2001. – Вип. 1. – С. 74-80.
2. PHI-1997/1 Primary Energy and CO₂ Balance in Passive Houses with Different Building Services Systems
3. Золлер У. Тут криються приховані резерви / У. Золлер // *Монтаж+Технологія (М+Т)*. – 1999. – №7. – С. 18-21.
4. Council Directive 93/76/EEC of 13 September 1993 to limit carbon dioxide emissions by improving energy efficiency (SAVE). Official Journal L 237, 22/09/1993 P. 0028-0030. Finnish special edition: Chapter 12 Vol. 2 P. 0168
5. Пырков В.В. Гидравлическое регулирование систем отопления и холодоснабжения. Теория и практика / В.В. Пырков. – Київ «Такі справи», 2010. – 304 с.
6. Богословский В. Н. Отопление / В.Н. Богословский, А.Н. Сканави. – Москва: Стройиздат, 1991. – 435с.
7. Преимущества отопительных приборов ТМ «Терма» с медно-алюминиевым теплообменником // «Термометр», 2011, С.62-65.
8. Гламаздин П. М. Развитие ребрения секционных алюминиевых отопительных приборов / П. М. Гламаздин, П. А. Пасечник // *Вестник Полоцкого государственного университета. Серия F, Строительство. Прикладные науки.* – 2021. – № 8. – С. 53-57.
9. Бурков В.В. Алюминиевые теплообменники / В.В. Бурков. – Ленинград: Машиностроение, 1985. – 239 с.

10. Черных Л., Меранова Н. Энергосберегающие виды отопления для создания нормированного и комфортного теплового режима жилых и общественных зданий. *Heritage of european science: Environmental protection. Monographic series «European Science»*. Book 2. Part 1. 2020. P. 131-150.
DOI: 10.30888/978-3-9821783-0-1.2020-01-01-071
11. Исаченко В. П. Теплопередача / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. – Москва: «Энергия», 1969. – 440 с.
12. Гламаздин П. М. Особливості сучасних алюмінієвих опалювальних приладів / П. М. Гламаздин, Л. П. Швець // Будівельні матеріали, виробы та санітарна техніка. – 2004. – №19. – С. 68-69.
13. ДСТУ Б В.2.5-2-95 (ГОСТ 8690-94). Інженерне обладнання будинків і споруд. Радіатори опалювальні чавунні. Технічні умови. – Чинні від 01.01.1996. – Київ: Укрархбудінформ, 1970. – 9 с.
14. Гашо Е. Г. Функциональные особенности отопительных систем и комплексная оценка их эффективности / Е. Г. Гашо, А. Г. Спиридонов // *Новости теплоснабжения*. – 2001. – №3. – С.1 1-17.
15. Гламаздин П. М., Пасічник Й. А. Експериментальне дослідження тепловіддачі опалювальних пристроїв з екструдованих алюмінієвих секцій // П. М. Гламаздин, Й. А. Пасічник // *Енергоефективність в будівництві та архітектурі*. – 2019. – Вип. 13. – С. 49-57.
16. Остроумов Г. А. Свободная тепловая конвекция в условиях внутренней задачи / Г. А. Остроумов. – Москва-Ленинград: Гостехиздат. – 1952. – 259 с.
17. Дрейцер Г. А. Теплообмен при свободной конвекции : Учеб. пособие / Г. А. Дрейцер. – Москва: Изд-во МАИ, 2002. – 97 с.
18. Рязских В. И. Динамика ламинарного свободно-конвективного течения ньютоновской жидкости между плоскими вертикальными изотермическими стенками / В. И. Рязских, М. И. Слюсарев, А. А. Богер, С. В. Рябов // *Инженерно-физический журнал*. – 2009. – Т. 82. – №6. – С. 1141-1148.
19. Ali S. Alzwayi. Transition of free convection flow between two isothermal vertical plates / Ali S. Alzwayi, Manosh C. Paul // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2014. – V. 76. – p. 307-316.
20. BS EN ISO/IEC 17025:2005. General requirements for the competence of testing and calibration laboratories.
21. ДСТУ EN 442-1:2019 Радіатори та конвектори. Частина 1. Технічні умови та вимоги (EN 442-1:2014, IDT). – Чинні від 01.01.2020. – Київ: Укрархбудінформ, 1970. – 9 с.
22. Колієнко А. Г. Розрахунок втрат теплоти ділянкою зовнішньої стіни за радіатором / А. Г. Колієнко, О. В. Шелімомова // *Енергетика і автоматика*. – 2014. – №194 (2). – С 180-184.
23. Гламаздин П. М., Пасічник П. О. Шляхи зниження тепловтрат у зарядіаторній ділянці огорожувальних конструкцій / П. М. Гламаздин, П. О. Пасічник // *Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання*. – 2019. – Вип. 31. – С. 55-62. – <https://doi.org/10.32347/2409-2606.2019.31.55-62>

References

1. Malkin E.S., Glamazdin P.M. “Novi tendentsii pidvyshchennia efektyvnosti opaliuvalnykh pryladiv.” *Ventilyatsiia, osvittleniia tateplohozopostachannia*. 2001. Vyp. 1. P. 74-80.
2. PHI-1997/1 Primary Energy and CO₂ Balance in Passive Houses with Different Building Services Systems.
3. Zoller U. “Tut kryuistsia prykhovani rezervy”. *Montazh+Tekhnolohiia (M+T)*, 1999. №7. P. 18-21.
4. Council Directive 93/76/EEC of 13 September 1993 to limit carbon dioxide emissions by improving energy efficiency (SAVE)
5. Pyrkov V.V. *Hidravlycheskoe regulirovanie sistem otopleniia i kholodosnabzheniia. Teoriia i praktika*. DP «Taki spravy», 2010.
6. Bogoslovskii V.N., Skanavi A.N. *Otoplenye*. Stroiizdat, 1991.
7. Preimushchestva otopitelnykh priborov TM «Terma» s medno-aliuminievyim teploobmennikom. «Termometr»/ 2011. s. 62-65.
8. Glamazdin P. M., Pasechnik P. A. “Razvitie orebreniia sektiionnykh aliuminievykh otopitelnykh priborov”. *Vestnik Polotskogo gosudarstvennogo unyversyteta. Seryia F, Stroytelstvo. Prykladnye gnauky*. 2021. № 8. S. 53-57.
9. Burkov V.V. *Aliuminievye teploobmenniki*. Mashinostroenie. 1985.
10. Chernykh L., Meranova N. “Energosbereniushchue vidy otopleniia dlia sozdaniia normirovannogo i komfortnogo teplovogo rezhima zhilykh i obshchestvennykh zdaniy”. *Heritage of european science: Environmental protection. Monographic series «European Science»*. Book 2. Part 1. 2020. P. 131-150.
DOI: 10.30888/978-3-9821783-0-1.2020-01-01-071
11. Ysachenko V.P., Osypova V.A., Sukomel A.S. *Teploperedacha*. Energia, 1969.
12. Glamazdin P.M., Shvets L.P. “Osoblyvosti suchasnykh aliuminievykh opaliuvalnykh pryladiv”. *Budivelni materialy, vyroby ta sanitarna tekhnika*. 2004. №19. P. 68-69.
13. DSTU B V.2.5-2-95 (HOST 8690-94). Inzhenerne obladnannia budynkiv i sporud. Radiatory opaliuvalni chavunni. Tekhnichni umovy. Ukrarkhbudinform, 1970.
14. Hasho E.H., Spyrudonov A.H. “Funktsionalnye osobennosti otopitelnykh sistem i kompleksnaia otsenka ikh effektivnosti”. *Novosti teplosnabzheniia*, 2001. №3. S. 11-17.
15. Glamadin P. M., Pasichnyk Y. A. “Eksperymentalne doslidzhennia teploviddachi opaliuvalnykh prystroiv z ekstrudovanykh aliuminievykh sektiis”. *Enerhoefektyvnist v budivnytstvi ta arkhitekturi*. 2019, Vyp.13, S. 49-57.
16. Ostroumov H. A. *Svobodnaia teplovaia konveksiya v usloviakh vnutrennei zadachi*. Gostekhizdat. 1952.

17. Dreitser H. A. *Teploobmen pri svobodnoi konveksii*. Izd-vo MAI, 2002.
18. Riazhskykh V. Y., Sliusarev M. Y., Boher A. A., Riabov S. V. “Dinamika lamynarnogo svobodno-konvektivnogo techeniia niutonovskoi zhidkosti mezhdru ploskimi vertikalnymi izotermicheskimi stenkami”. *Inzhenerno-fizicheskii zhurnal*. 2009. T. 82. №6. S. 1141-1148.
19. Ali S. Alzwayi, Manosh C. Paul. “Transition of free convection flow between two isothermal vertical plates”. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2014. V. 76. p. 307-316.
20. ISO/IEC 17025 «General requirements for the competence of testing and calibration laboratories»
21. DSTU EN 442-1:2019 Radiatory ta konvektory. Chastyna 1. Tekhnichni umovy ta vymohy (EN 442-1:2014, IDT). Ukrarkhbudininform, 1970.
22. Koliienko A. H., Shelimomova O. V. “Rozrakhunok vtrat teploty diliankoiu zovnishnoi stiny za radiatorom”. *Enerhetyka i avtomatyka*. 2014. № 194 (2), S. 180-184.
23. Glamazdin P. M., Pasichnyk P. O. “Shliakhy znyzhennia teplovtrat u zaradiatornii diliansi ohorodzhuiuchykh konstruksii”. *Ventylatsiia, osvittlennia ta teplohozopostachannia*. 2019. Vyp. 31. S. 55-62. – <https://doi.org/10.32347/2409-2606.2019.31.55-62>

УДК 674.047

Возможности усовершенствования конструкции секционного алюминиевого отопительного прибора

Гламаздин П. М.¹, Пасечник П. О.², А. В. Приймак³

¹доц, Киевский национальный университет строительства и архитектуры, г. Киев, Украина, sib.kiev@gmail.com,
ORCID 0000-0003-2611-2687

²к.т.н., доц, Киевский национальный университет строительства и архитектуры, г. Киев, Украина, pasichnik89@bigmir.net,
ORCID: 0000-0001-8499-6949

³д.т.н., проф. Киевский национальный университет строительства и архитектуры, г. Киев, Украина, 02oprymak@gmail.com

Аннотация. Основная тенденция развития систем централизованного теплоснабжения последних лет – это снижение температурного графика, основывающаяся на желании вовлечь возобновляемые источники энергии в состав таких систем. Несмотря на постоянный рост требований к теплозащитной оболочке зданий, энергоэффективность систем отопления требует снижения температурных графиков, что влечёт необходимость увеличения площади отопительных приборов. В свою очередь, это обуславливает рост материалоемкости систем отопления, увеличение их гидравлического сопротивления и проблем с дизайном. Чтобы избежать или хотя бы уменьшить эти негативные последствия, необходимо интенсифицировать теплоотдачу отопительных приборов. Имеющиеся конструкции секционных алюминиевых отопительных приборов достигли некоторого предела, для преодоления которого необходимо изменять технологию изготовления теплоотдающего элемента секции. В статье показаны причины появления такого предела для существующей конструкции приборов, сформулированы требования к усовершенствованным конструкциям и показан путь достижения более высоких теплотехнических показателей. Предложена новая конструкция алюминиевого секционного отопительного прибора, преодолевающая указанные ограничения. При одинаковой тепловой мощности размеры предлагаемого отопительного прибора будут меньше примерно на 30 % размеров существующих. В статье даны результаты испытаний опытных образцов секционных отопительных приборов новой конструкции, изготовленных по новой технологии. Исследовались приборы, состоявшие из семи секций трёх размеров по высоте: 293 мм, 596 мм, 1097 мм. Испытания проводились в аттестованной по нормам Европейского союза лаборатории в Институте отопительной и санитарной техники в г. Радом (Польша).

Ключевые слова: отопительный прибор, свободная конвекция, сложный теплообмен, эффективность ребра

UDC 674.047

Possibilities of improving the design of sectional aluminium radiator

P. Glamazdin¹, P. Pasichnyk², O. Priymak³

¹Associate Professor, Kyiv National University of Civil Engineering and Architecture, Kyiv, Ukraine, sib.kiev@gmail.com, ORCID 0000-0003-2611-2687

²PhD., associate professor. Kyiv National University of Civil Engineering and Architecture, Kyiv, Ukraine, pasichnik89@bigmir.net, ORCID: 0000-0001-8499-6949

³Dr. Hab., prof. Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine, 02opriymak@gmail.com

Abstract. The main trend in the development of district heating systems in recent years is a decrease in the temperature of heat carrier, based on the desire to include renewable energy sources in such systems. Despite the ever-increasing demands on the thermal envelope of buildings, lowering the temperature entails the need to increase the area of heating appliances. In turn, this leads to an increase in material consumption of heating systems, increasing their hydraulic resistance and design problems. In order to avoid or at least reduce these negative consequences of the struggle to increase the environmental friendliness and energy efficiency of district heating systems, it is necessary to intensify the heat dissipation of heating appliances. The existing designs of sectional aluminium radiators, which are the most promising for improving their thermal performance, have reached a certain limit in the design, to overcome which it is necessary to change the technology of manufacturing the heat dissipating element of the section. The article shows the reasons for the emergence of such a limit for the existing design of devices, formulates requirements for advanced designs and shows the way to achieve higher thermal performance. The article presents the results of calculations that confirm the presence of the detected limit of thermal performance of existing structures of sectional aluminium radiators. Based on the analysis of existing designs and the identified limits of their further development, a new design of aluminium sectional heating device is proposed, which allows to bypass and overcome the limitations that are characteristic of existing ones. The results of calculations showing the possibilities of intensification of heat transfer of a sectional aluminium device are given. At the same heat output, the dimensions of the proposed radiator will be about thirty percent smaller than the size of existing appliances. The article presents the results of tests of prototypes of sectional radiators of the new design, manufactured using new technology. Devices consisting of seven sections of three sizes in height were investigated: 293 mm, 596 mm, 1097 mm. The results of the study confirmed previous theoretical developments. The tests were conducted in a laboratory certified according to European Union standards at the Institute of Heating and Sanitary Engineering in Radom (Poland).

Keywords: radiator, free convection, complex heat transfer, rib efficiency.

Надійшла до редакції / Received 12.01.2022.

УДК 697.97-5

Моделювання ефективності теплоутилізації регенеративного провітрювача за різними підходами

Д. І. Вакуленко¹, В. О. Мілейковський²

¹ асп., асист. Київський національний університет будівництва та архітектури, м. Київ, Україна, coppoka@ukr.net,
ORCID: 0000-0002-2960-9659

² д.т.н., проф. Київський національний університет будівництва та архітектури, м. Київ, Україна, v_mil@ukr.net,
ORCID: 0000-0001-8543-1800

Анотація. Регенеративні провітрювачі є перспективним напрямком ефективної вентиляції з утилізацією теплоти витяжного повітря. Створено математичну модель регенератора теплоти провітрювача для покращення ефективності його роботи. У попередніх роботах на базі двох різних підходів було проведено моделювання роботи регенератора теплоти. Коефіцієнти температурної ефективності, отримані у результаті моделювання, мали значну відмінність. Метою роботи є пошук альтернативних методів для адекватного визначення ефективності роботи провітрювача. Виконано математичне моделювання з використанням іншого підходу, що враховує число Грасгофа. Отримано значення, що суттєво відрізняється від обох попередніх – до двох разів. У літературних джерелах відсутня інформація про експериментальні умови визначення числа Нуссельта, що використовувалося при моделюванні. Постає необхідність проведення експериментальних досліджень для визначення ефективності роботи регенеративного теплоутилізатора.

Ключові слова: теплоутилізація, регенеративний теплообмінник, моделювання, температурний коефіцієнт ефективності.

Вступ. Сучасні житлові новобудови мають мати клас енергоефективності не нижче «С» [1]. Для досягнення цього рівня рівня ефективності і вище доцільно використовувати утилізатори теплоти витяжного повітря у системах вентиляції. Особливої уваги заслуговують індивідуальні децентралізовані установки. Такі установки мають ряд переваг:

- дозволяють зменшити енергетичне навантаження систем охолодження та опалення без суттєвих фінансових затрат (помітно дешевші у порівнянні з центральними установками – на обох стадіях: улаштування й експлуатації);
- відсутнє втручання в інтер'єр приміщені (не потребують розгалуженої системи повітропроводів)
- індивідуальне регулювання за присутністю людини у приміщенні.

Наразі децентралізовані системи вентиляції повітря представлені наступними типами обладнання. Установки типу Prana з утилізацією теплоти витяжного повітря до 96 % за даними виробника [2] встановлюється в товщу стіни на висоті не менше 110 мм від стелі. Така висока ефективність забезпечується використанням мідного теплообмінника, який увесь час омивається з одного боку теплообмінних поверхонь припливним повітрям, а з іншого – витяжним потоком повітря (рис. 1). Недоліком системи є можливість замерзання. Тому в ній передбачено режим розморожування та недопущення замерзання, який слід вмикати вручну

при зниженні температури нижче температури замерзання води або якщо проблеми вже виникли. Останнє характерне, якщо момент досягнення цієї температури відповідає середині ночі, коли люди сплять. Також система має пасивний режим з природним рухом повітря, який може використовуватися при різниці температури зовнішнього і внутрішнього повітря до 5 К.

Ще однією компактною індивідуальною установкою для великих квартир або житлових будинків до 100 м² є freeAir 100 bluMartin. Вона встановлюється приховано в зовнішній стіні та завдяки пластинчатому рекуператору утилізує до 87 % теплоти витяжного повітря [3].

Установки freeAir 100 bluMartin мають більш громіздку конструкцію та використовують систему пластикових повітропроводів для видалення повітря із санітарних вузлів та ванних кімнат.

Провітрювач Vents Twin Fresh утилізує теплоту витяжного повітря в керамічному регенераторі. Це обладнання працює у реверсивному режимі – то на приплив, то на видалення повітря (рис. 1).

Виробник рекомендує влаштовувати їх попарно і зблоковано між собою аби зберігати повітряний баланс повітря у квартирі [4].

Актуальність дослідження. Застосування утилізаторів теплоти витяжного повітря дозволяє знизити витрати енергоресурсів на опалення та охолодження. При цьому зростає рівень енергоефективності житлової будівлі.



Рис. 1 Принцип роботи провітрювача Vents Twin Fresh [4]

Основними перевагами є компактність, вологообмін і неможливість намерзання. Підвищення ефективності утилізації теплоти децентралізованих систем вентиляції з використанням провітрювача Twin Fresh є актуальною задачею.

Останні дослідження та публікації. Було створено математичну модель реверсивного утилізатора теплоти [5]:

$$\begin{cases} \frac{\partial T}{\partial \tau} = \bar{a} \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{4 Nu a_{air} (T_{air} - T)}{d_e^2}; \\ \frac{Nu}{d_e} (T_{air} - T) = \frac{1}{4} Re Pr \frac{\partial T_{air}}{\partial x}, \end{cases} \quad (1)$$

де T – температура керамічного регенератора у поточному перерізі, К; τ – час, с; \bar{a} – середнє значення коефіцієнта теплопровідності, перераховане на весь об'єм регенератора з урахуванням каналів, m^2/c ; x – координата вздовж осі регенератора, К, $Nu = \alpha d_e / \lambda_{air}$ – число Нуссельта, α – коефіцієнт тепловіддачі, $Wt/(m^2 \cdot K)$; λ_{air} – коефіцієнт теплопровідності повітря, $Wt/(m \cdot K)$; a_{air} – коефіцієнт теплопровідності повітря, m^2/c ; T_{air} – температура повітря у поточному перерізі, К; $Re = v d_e / \nu$ – число Рейнольдса; ν – швидкість повітря, m/c ; $d_e = 4 A / \Pi$ – еквівалентний діаметр проходу повітря, м; A – загальна площа проходу повітря, м; Π – загальний периметр проходу повітря, м; ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря, m^2/c ; Pr – число Прандтля для повітря.

Для числа Нуссельта в рівнянні (1) було застосовано експериментальну формулу М. О. Міхеєва для ламінарного потоку, що містить число Рейнольдса, а саме

$$\begin{aligned} Nu &= 0,33 Re^{0,5} Pr_{air}^{0,33} \left(\frac{Pr_{air}}{Pr_w} \right)^{0,25} \approx \\ &\approx 0,33 Re^{0,5} Pr_{air}^{0,33}, \end{aligned} \quad (2)$$

де Pr_w – число Прандтля повітря при температурі стінки каналів регенератора. Через відносно незначний перепад температури прийнято $Pr_{air} \approx Pr_w$.

За рівняннями (1) і (2) створено скінченно-різницевою моделю, яку реалізовано в системі комп'ютерної алгебри SciLab Отримані (рис. 2) результати [5] показують температурний коефіцієнт ефективності утилізації 58,5 %.

Для більш детального аналізу причин зниження ефективності виконано моделювання [6] нестационарного теплообміну в системі SolidWorks Flow Simulation, що використовує рівняння Нав'є-Стокса та енергії (конвекції-дифузії). Отримано надзвичайно високий середній температурний коефіцієнт ефективності 97,4 %. При цьому миттєві значення не знижуються нижче 95 %. Розбіжність пояснюється різними значеннями коефіцієнта тепловіддачі за формулою Міхеєва та за рівнянням енергії (конвекції-дифузії) [7] навіть для круглих труб. Теоретично виявити, які з цих даних правильні, можливо лише перевіркою за іншими теоретичними та напівемпіричними підходами.

Формулювання цілей статті. Метою роботи є перевірка отриманих результатів розрахунку ефективності провітрювача.

Коригування математичної моделі. Для уточнення параметрів моделі (1) проаналізовано різні методи опису числа Нуссельта в ламінарній течії. У літературних джерелах [8] наводиться більш складна формула з урахуванням впливу гравітаційних сил, а саме

$$Nu = 0,15 \varepsilon_l Re^{0,33} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,25} \cdot Gr^{0,1}, \quad (3)$$

де ε_l – безрозмірний коефіцієнт, що враховує вплив початкової ділянки течії; Gr – критерій Грасгофа [5]:

$$Gr = \frac{g d_e^3}{\nu^2} \beta (T_{air} - T), \quad (4)$$

де $g = 9,80665$ – прискорення вільного падіння, м/с²; β – коефіцієнт об'ємного розширення повітря, а саме

$$\beta = \frac{1}{V} \left(\frac{\partial V}{\partial T_{air}} \right) = \rho \left(\frac{\partial \frac{1}{\rho}}{\partial T_{air}} \right) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial T} = \frac{1}{T_{air}} \quad (5)$$

де V – об'єм повітря, м³; $\rho = 353 / T_{air}$ – густина повітря, кг/м³.

У формулі (3) критерій Грасгофа має степінь 0,1. У температурному діапазоні 248... 298 К значення коефіцієнта об'ємного розширення змінюється в межах 2 % (рис. 2). Доцільно вважати його константою $\beta = 3,665 \cdot 10^{-3} \text{ K}^{-1}$.

У заданому діапазоні температури значення перепаду температури $\Delta T^{1,1}$ можна замінити апроксимаційною функцією (рис. 3) з відхиленням до 1,4 К^{1,1}

$$\Delta T^{1,1} \approx 1,408 \Delta T, \text{ K}^{1,1}, \quad (6)$$

де 1,408 – розмірний коефіцієнт, К^{0,1}.

Початкова ділянка дуже мала (коефіцієнт ε_l менше 1,04). Нехтуємо її впливом. Тоді формула (3) після спрощення має вигляд

$$Nu = 1,439 d_e^{0,3} Re^{0,33} Pr^{0,43}. \quad (7)$$

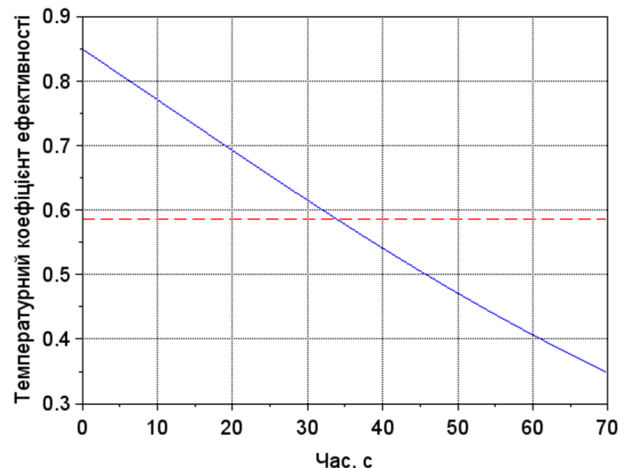
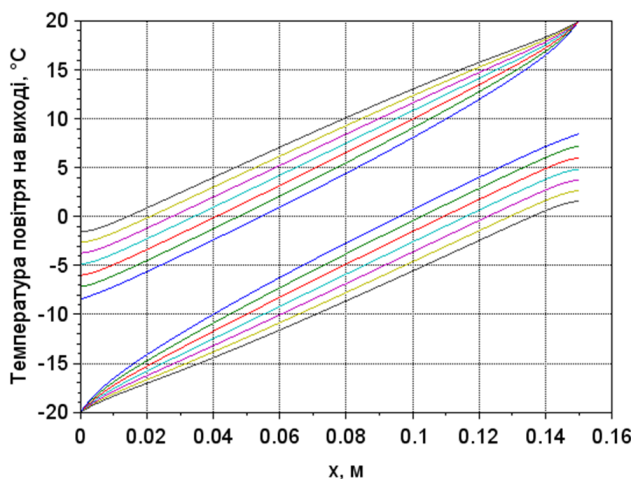


Рис. 2. Результати моделювання керамічного регенератора за формулою М. О. Міхеєва [5]

Повторне моделювання роботи регенеративного теплоутилізатора проводимо на базі нової математичної моделі:

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial \tau} &= \bar{a} \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \\ &+ \frac{5,757 d_e^{0,3} Re^{0,33} Pr^{0,43} a_{air} (T_{air} - T)}{d_e^2}; \\ 1,439 d_e^{0,3} Re^{0,33} Pr^{0,43} \\ &\frac{(T_{air} - T)}{d_e} = \\ &+ \frac{1}{4} Pr Re \frac{\partial T_{air}}{\partial x}. \end{aligned} \right. \quad (8)$$

Критерій Грасгофа у рівняннях (8) враховано неявно. Числові коефіцієнти мають у собі середнє значення коефіцієнту об'ємного розширення повітря, К⁻¹, прискорення вільного падіння, м/с², та коефіцієнт, який лінеаризує незначну деформацію кривої від підвищення ступеню перепаду температури до 1,1 за формулою (6).

Результати моделювання. На підставі системи рівнянь (8) моделюємо роботу регенератора з урахуванням критерію Грасгофа та без нього. Отримуємо графіки зміни температури повітря регенератора теплоти та температурного коефіцієнта ефективності (рис. 7).

При врахуванні критерію Грасгофа температурний коефіцієнт ефективності становить лише 33,1 % (табл.). Без урахування критерію Грасгофа за формулою М. О. Міхеєва він становив 58,5 %, хоча гравітація має інтенсифікувати, а не гальмувати тепловіддачу.

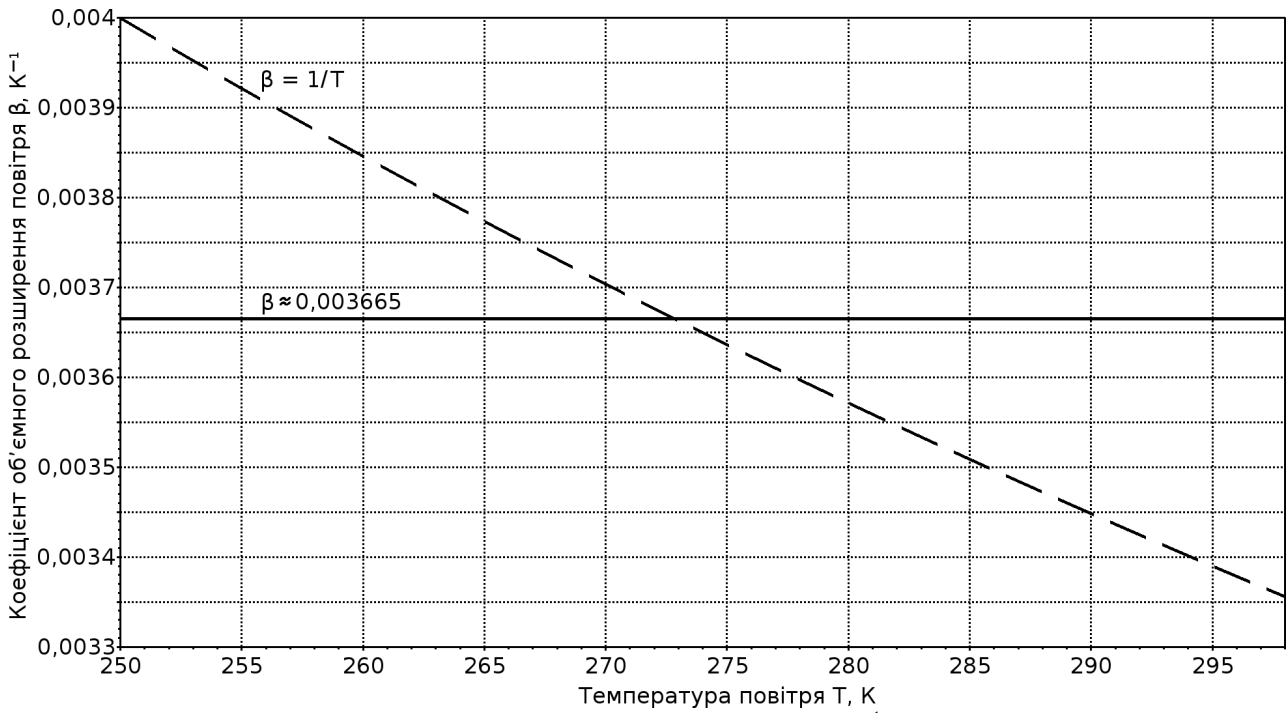


Рис. 2. Коефіцієнт об'ємного розширення, K^{-1}

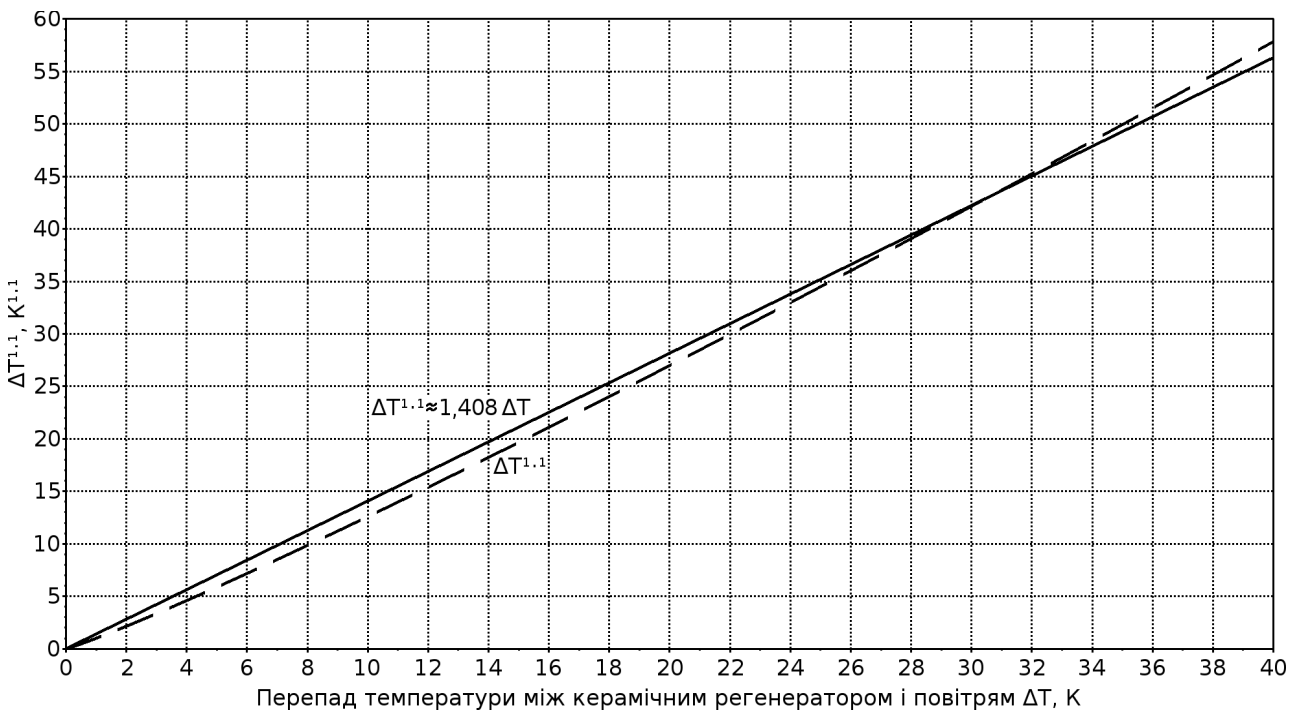


Рис. 6. Перепад між температурами стінки та повітря ΔT , K

Таблиця 1

Порівняння результатів моделювання керамічного регенератора за різними формулами

Варіант формули		М. О. Міхеєва	З урахуванням числа Грасгофа	Рівняння енергії
Середній температурний коефіцієнт ефективності η		58,5	33,1	97,4
Відхилення $\varepsilon = 100 \eta - \eta' /\eta'$ від значення за формулою	М. О. Міхеєва ($\eta' = 58,5$)	–	43,42	66,50
	з урахуванням числа Грасгофа ($\eta' = 33,1$)	76,74	–	194,26
	рівняння енергії ($\eta' = 97,4$)	39,94	66,02	–

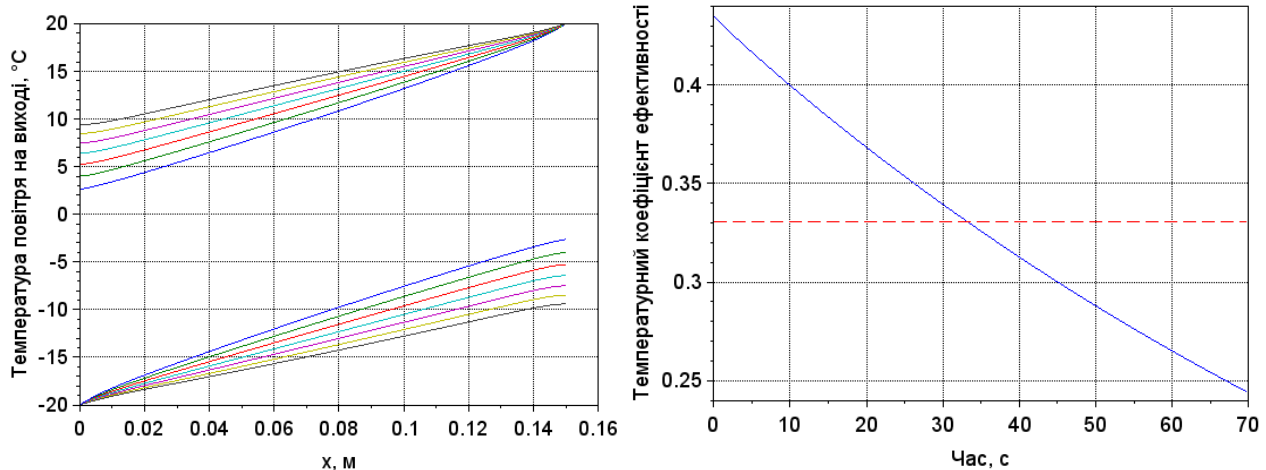


Рис. 7. Результати моделювання керамічного регенератора за формулою довідника [8]

Висновки. Існує значна розбіжність результатів моделювання середнього температурного коефіцієнта ефективності керамічного регенератора, а саме від 39,94 % до 194,26 %. У літературі не було знайдено умов при яких визначалося експериментальне значення числа Нуссельта. Тобто відсутня можливість аналізу відповідності розглянутих підходів умовам роботи регенеративного теплоутилізатора. Для уточнення результатів необхідні експериментальні дослідження.

Перспективи подальших досліджень.

Виготовляються експериментальні установки для дослідження тепловіддачі в трубках за умов, що відповідають каналам керамічного регенератора теплоти. Після виконання експериментів буде повторено математичне моделювання температурного коефіцієнта ефективності, а результати також будуть перевірено експериментально.

Подяки. Висловлюємо подяку ПрАТ «Вентиляційні системи» за підтримку цих досліджень.

Література

1. ДБН В.2.2-15:2019 Житлові будинки. Основні положення / Мінрегіон України. – Київ: Укрархбудінформ., 2019. – 39 с.
2. Prana recuperators. Технічний паспорт. Припливно-витяжна система вентиляції з рекуперацією тепла [Електронний ресурс] / Prana. – 12 с. – Режим доступу: https://prana.org.ua/image/catalog/thp/ua/150_200_UA.pdf. – дата звернення 09.02.2022.
3. Децентралізована система вентиляції freeAir 100. [Електронний ресурс] / bluMartin. – Режим доступу: <https://blumartin.de/wohnraumlueftung-freeair-dezentral-mit-waermerueckgewinnung/>. – дата звернення 09.02.2022.
4. Провітрювачі ТвінФреш серії «Стайл» [Електронний ресурс] / Vents. – Режим доступу: <https://vents.ua/ua/series/ventilators-vents-twinfresh-style>. – дата звернення 09.02.2022.
5. Мілейковський В. О. Аналітичні дослідження нестационарного режиму роботи регенератора теплоти провітрювача ВЕНТС ТвінФреш / Мілейковський В. О., Вакуленко Д. І. // VENTS MAGAZINE. – 2019. – Вип. 5.- с.72-78.
6. Viktor Mileikovskiy, Daria Vakulenko (2020) Simulation of the efficiency of improved regenerative decentralised ventilators Vents TwinFresh // Budownictwo o zoptymalizowanym potencjale energetycznym. – 2020. – Iss. 1. – P. 61–67. – <https://doi.org/10.17512/bozpe.2020.1.07>
7. Internal Flow: Heat Transfer in Pipes [Electronic resource], URL: https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=14&cad=rja&uact=8&ved=2ahUKewjWrMbL_I3oAhWJ16YKHcy7Ci8QFjANegQIBRAB&url=https%3A%2F%2Fmycourses.aalto.fi%2Fpluginfile.php%2F389208%2Fmod_folder%2Fcontent%2F0%2FLecturePipeFlow.pdf%3Fforcedownload%3D1&usg=AOvVaw2krJw7OsyY1gVT7AribK2uu. – Access Date 05.11.2021
8. Островский Г. М. 2004, Новый справочник химика и технолога. Процессы и аппараты химических технологий. Санкт-Петербург.- АНО НПО «Профессионал», с.237-238.

References

1. DBN V.2.2-15:2019 Zhitlovi budinki. Osnovni polozhennya. Minrehiion of Ukraine. Kyiv, UkrArkhBudInform, 2019.
2. Prana recuperators. Tekhnichniy pasport. Pryplyvno-vytyazhna systema ventyliatsii z rekuperatsieiu tepla, URL: <https://prana.org.ua/characteristics>. Accessed 09 February 2022.
3. Detsentralizovana systema ventyliatsii freeAir 100. bluMartin [Electronic resource], URL: <https://blumartin.de/wohnräumlüftung-freeair-dezentral-mit-waermerueckgewinnung/>. – Accessed 09 February 2022.
4. Provitriuvachi TvinFresh serii «Stail». Vents [Electronic resource], URL: <https://vents.ua/ua/series/ventilators-vents-twinfresh-style>. – Accessed 09 February 2022.
5. Mileikovskiy, V. & Vakulenko, D. “Analytical Studies of the Non-stationary Mode of Operation of the VENTS TwinFresh Ventilator Heat Regenerator”. Kyiv, VENTS Magazine, 2019.
6. Viktor Mileikovskiy, Daria Vakulenko “Simulation of the efficiency of improved regenerative decentralised ventilators Vents TwinFresh”, Construction of optimized energy potential Budownictwo o zoptymalizowanym potencjale energetycznym, BoZPE 2020;(1):61–67, 2020. <https://doi.org/10.17512/bozpe.2020.1.07>
7. Internal Flow: Heat Transfer in Pipes [Electronic resource], URL: https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=14&cad=rja&uact=8&ved=2ahUKEwjWrMbl_I3oAhWJ16YKHcy7-Ci8QFjANegQIBRAB&url=https%3A%2F%2Fmycourses.aalto.fi%2Fpluginfile.php%2F389208%2Fmod_folder%2Fcontent%2F0%2FLecturePipeFlow.pdf%3Fforcedownload%3D1&usq=AOvVaw2krJw7OsY1gVT7AribK2uu. – Accessed 05 November 2021
8. Ostrovskiy G. M. *Novyi spravochnik khimika i tekhnologa. Protsessy i aparaty khimicheskikh tekhnologii*. ANO NPO «Professional», pp. 237-238, 2004.

УДК 697.97-5

Моделирование эффективности теплоутилизации регенеративного проветривателя различными подходами

Д. И. Вакуленко¹, В. А. Милейковский²

¹асп., асист. Киевский национальный университет строительства и архитектуры, г. Киев, Украина, coppoka@ukr.net, ORCID: 0000-0002-2960-9659

²д.т.н., проф. Киевский национальный университет строительства и архитектуры, г. Киев, Украина, v_mil@ukr.net, ORCID: 0000-0001-8543-1800

Аннотация. Регенеративные проветриватели представляют собой перспективное направление эффективной вентиляции с утилизацией теплоты вытяжного воздуха. Создана математическая модель регенератора теплоты проветривателя для улучшения эффективности его работы. В предыдущих работах на базе двух разных подходов было проведено моделирование работы регенератора теплоты. Коэффициенты эффективности, полученные в результате моделирования, имели значительное отличие. Целью работы является поиск альтернативных методов для адекватного определения эффективности работы проветривателя. Выполнено математическое моделирование с использованием другого подхода, учитывающего число Грасгофа. Получены значения, которые существенно отличаются от обоих предыдущих – до двух раз. В литературных источниках отсутствует информация об экспериментальных условиях определения числа Нуссельта, которое использовалось при моделировании. Возникает необходимость проведения экспериментальных исследований для определения эффективности работы регенеративного теплоутилизатора.

Ключевые слова: теплоутилизация, регенеративный теплообменник, моделирование, коэффициент эффективности.

UDC 697.97-5

Simulation the effectiveness of heat recovery of the regenerative ventilator using different approaches

D. Vakulenko¹, V. Mileikovsky²

¹ Post-graduate student, assistant professor. Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine, coppoka@ukr.net, ORCID: 0000-0002-2960-9659

² Sc.D, professor. Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine, v_mil@ukr.net, ORCID: 0000-0001-8543-1800

Abstract. Today buildings should be designed for energy efficiency class not less than C. This requires ventilation with heat recovery. On the market, there are different compact heat recovery ventilation units for decentralized ventilation. Regenerative ventilators represent a promising area of effective ventilation with exhaust air heat recovery. They operate cyclically for the inlet and outlet of air. These kinds of ventilators should work in a blocked pair(s) – one for input and one for output in each pair. If not, the effectiveness will decrease. A mathematical model of the ceramic heat regenerator in the regenerative ventilator “Twin Fresh” by Vents has been created to improve the efficiency of its operation. In previous works, on the basis of two different approaches, the operation of the heat regenerator was simulated. The first one uses M. Mikheev’s formula for the Nusselt number. The second one is computational fluid dynamic simulation by SolidWorks Flow Simulation. The efficiency coefficients obtained as a result of the simulation had a significant difference – up to 66.5 %. The aim of the work is to find alternative methods for adequately determining the efficiency of the ventilator. A mathematical simulation was performed using a different formula from “Novyi spravochnik khimika i tekhnologa. Protsessy i aparaty khimicheskikh tekhnologii”. This formula takes into account the Grashof number. Values obtained are significantly different from both previous ones – up to two times. There is no information in the literature about the experimental conditions for determining the Nusselt number, which was used in the simulation. Therefore, we can’t assume, what approach is closer to the conditions of the ceramic regenerator. There is a need to conduct experimental studies to determine the efficiency of the regenerative heat exchanger.

Keywords: heat recovery, regenerative heat exchanger, modelling, efficiency factor.

Надійшла до редакції / Received 12.02.2022

УДК 621

Експертне експрес-оцінювання впливу тепломасообмінних процесів на залишковий ресурс корпусу реактора ВВЕР-1000 через окрихнення його металу

В. В. Попов¹, В. О. Мілейковський², О. С. Тригуб³

¹ ст.наук.співробітник НДЧ, Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна, v.v.popov.1962@gmail.com, ORCID: 0000-0002-3396-0951

² д.т.н., проф., Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна, v_mil@ukr.net, ORCID: 0000-0001-8543-1800

³ к.ф.-м.н., доц., “Національний університет “Києво-Могилянська академія”, м. Київ, Україна, as_trigub@yahoo.com, ORCID: 0000-0002-6573-2814

Анотація. Реактор ВВЕР-1000 експлуатується на 13-ти з 15-ти наявних енергоблоках атомних станцій України (АЕС). Забезпечення тривалої та безпечної експлуатації таких реакторів є основою для надійної роботи всіх 13 українських енергоблоків АЕС і гарантом енергетичної безпеки України. Визначальним та головним фактором, що впливає на безпеку й належний залишковий ресурс корпусу реактора ВВЕР-1000, є радіаційне окрихнення реакторної сталі в умовах нестаціонарного тепломасообміну в реакторі. Наслідки радіаційного окрихнення реакторної сталі негативно проявляються при аварійних ситуаціях з охолодженням активної зони. Сам цей процес – радіаційне окрихнення – накопичується постійно й поступово. Тому важливо вести його моніторинг шляхом періодичного поточного експрес-оцінювання крихкої міцності корпусу реактору ВВЕР-1000, особливо в умовах змінного теплового режиму. Отже, актуальним є використання розрахункових експрес-методів періодичної оцінки крихкої міцності корпусу реактору ВВЕР-1000 з гарантованим забезпеченням належної точності. При цьому ефективність підходу підкріплюється невисокими витратами ресурсів – інженерного персоналу, швидким та відносно спрощеним використанням обчислювальної техніки і програмних засобів. Як приклад і підтвердження застосовності запропонованого підходу виконано експертне експрес-оцінювання крихкої міцності й залишкового ресурсу корпусу реактора енергоблоку № 1 Південно-Української АЕС. При цьому враховано фактичні та паспортні характеристики його металу.

Ключові слова: атомна електростанція, тепломасообмінні процеси, радіаційне окрихнення, циклічна пошкоджуваність.

Використані скорочення:

- АЕС – атомна електростанція;
- АС – аварійна ситуація;
- ВВЕР – водо-водяний енергетичний реактор;
- ВП – відокремлений підрозділ;
- ГВ – гідровипробування;
- КР – корпус реактора (з верхнім блоком);
- НУЕ – нормальні умови експлуатації;
- ПНАЕ – правила і норми в атомній енергетиці;
- ТКП – температура крихкопластичного переходу;
- САОЗ – система аварійного охолодження зони;
- ЮУАЕС – Южно-Українська АЕС.

Вступ. Україна активно використовує атомну енергетику як для теплопостачання міст-супутників, так і для електропостачання. У містах, близьких до атомних електростанцій, економічно і технічно доцільне електричне опалення від електроенергії АЕС. У НУЕ АЕС не викликають забруднення довкілля на відміну від теплових електростанцій.

В Україні трапилася найбільш важка аварія на АЕС – на енергоблоці № 4 Чорнобильської АЕС в ніч проти 26 квітня 1986 року. Так наприклад, радіаційні наслідки аварії на

японській АЕС Фукусима-1 11 березня 2011 року становлять лише 10 % від аварії на Чорнобильській АЕС. Аварія на енергоблоці № 2 АЕС Три-Майл-Айленд (Сполучені Штати Америки) 28 березня 1979 року хоч і була важкою, але повністю локалізованою в межах залізобетонної захисної оболонки станції до стадії екологічно чистої «зеленої галявини» (біля цієї АЕС).

В Україні функціонують 12 з 15 енергоблоків АЕС з вичерпаним проектним ресурсом – «старі» енергоблоки. Після заходів щодо подовження цього терміну ці енергоблоки допущено до подальшої експлуатації.

Актуальність дослідження. Для забезпечення атомної енергетики України у зазначених непростих умовах важливість коректної оцінки безпеки й ресурсу енергоблоків АЕС є вкрай актуальною багатофакторною задачею. Для цього необхідне використання сучасних комп'ютерних програм на базі чисельних розрахункових методів (зокрема, методу кінцевих елементів). Це супроводжується тривалим і складним моделюванням з попереднім тестуванням комп'ютерних моделей, складними і значними обсягами розрахунків і аналізів їхніх

результатів. Для цього необхідні значні витрати коштів, часу, кваліфікований персонал і технічні ресурси.

Для можливості оперативного і відносно недорогого експертного оцінювання безпеки й надійності елементів АЕС особливої актуальності набувають інженерно-аналітичні розрахункові експрес-процедури.

Останні дослідження та публікації. Найбільш відповідальні [1] та критичні елементи конструкції КР показано на рис. 1. У даній роботі розглядатимемо зварне з'єднання № 3. При моделюванні слід розглядати як нестационарні тепломасообмінні процеси, так і механічні, особливо під час позаштатних ситуацій.

У [1] при розгляді ЮУАЕС показано, що до кінця 1985 року на енергоблоку № 1 відбулося дві небезпечні позаштатні ситуації:

- 25.12.82 р. відбулося скидання пари и трубопроводу власних потреб зі швидкістю охолодження 334 °С/год або 0,0928 К/с;
- 22.10.85 р. стався глибокий провал тиску пари в парогенераторі через скидання пари з нього зі швидкістю охолодження 1800 °С/год або 0,5 К/с.

За проектом максимальна швидкість змінення температури теплоносія в першому контурі становить лише 60 °С/год або 1/60 = 0,167 К/с. Керівництво АЕС намагалося приховати ці події, чим поставило під загрозу безпеку подальшої експлуатації енергоблоку.

Результати аналізу наявної документації ЮУАЕС [1] свідчать, що при оцінюванні ресурсу енергоблоку врахована лише першу менш жорстку позаштатну ситуацію. Для зручності викладання другий випадок будемо позначати як «22.10.85». З урахуванням цієї швидкості температура внутрішньої поверхні стінки реактора на початку режиму знижується з 563,15 К до 373,15 К за 380 секунд і в подальшому утримується в межах 373,15 К до зникнення температурного градієнту за товщиною стінки реактора. Відповідна тривалість режиму підрахована і становить 15000 с.

Формулювання цілей статті. Метою роботи є створення експрес-процедури оцінювання залишкового ресурсу корпусу реактора ВВЕР-1000 через окрихнення його металу з урахуванням впливу тепломасообмінних процесів.

Основна частина. Визначимо основний критерій оцінювання залишкового ресурсу (строку служби) енергоблоку АЕС. За рекомендаціями МАГАТЕ ІАЕА-ЕВР-ВВЕР-08 [3], ресурс енергоблоку АЕС визначається ресурсом корпусу реактора – основним

незамінним і найбільш відповідальним елементом АЕС. Строк служби (ресурс) корпусу реактора визначає строк служби (ресурс) всього енергоблоку АЕС. Прогнозування його відбувається за принципом на рис. 2.

Наведемо основний критерій оцінювання залишкового ресурсу (строку служби) енергоблоку АЕС. Основною властивістю металу КР є критична ТКП T_k , К, яка при експлуатації реактора зростає. Крім того, при прогнозуванні строку служби (ресурсу) корпусу реактора (на рис. 2: $\tau_{\text{гран}}$, років) визначаються:

- напрацювання τ , років;
- радіаційне напрацювання $F_n, \times 10^{22}$ Н/м²;
- початкова ТКП $T_{k0}, \text{°C}$;
- зсув ТКП за напрацювання $\Delta T_k, \text{°C}$;
- гранична ТКП, що відповідає аварійній ситуації з охолодженням реактора, $T_k^a, \text{°C}$.

Зсув за напрацювання, так звана «зсувна залежність», визначається за формулою:

$$\Delta T_k = A_F (F_n \cdot 10^{-22})^n + 2 \sigma, \text{ К}, \quad (1)$$

де A_F – коефіцієнт радіаційного окрихнення корпусної сталі, К; n – безрозмірний показник ступеня; σ – стандартне відхилення, К. Формула (1) з $n = 1/3$ и $\sigma = 0$ є нормативною (пункт 5.8.4.5 норм міцності [2]).

Параметри зсувної формули A_F , n і σ визначаються випробуваннями опромінених зразків корпусної сталі (зразків-свідків, ЗС), впливають на форму і висоту кривої $T_k = T_{k0} + \Delta T_k, \text{ К}$ (рис. 2), і в результаті – на значення прогнозованого строку служби (ресурсу) корпусу реактора $\tau_{\text{гран}}$, років. Початкова температура $T_{k0}, \text{°C}$, визначається випробуваннями неопромінених ЗС і/або за даними паспортів КР.

Для оцінювання залишкового ресурсу/строку служби КР розглядається найбільш небезпечна аварійна ситуація (аварійний режим), за якого реалізується найбільш швидке охолодження реактору, металу його корпусу і активної зони (найбільш жорсткий термошок).

У даному оцінюванні враховано нормативні вимоги та критерії міцності КР, пункт 5.8.1.6 [2]: «Опір крихкому руйнуванню вважають забезпеченим, якщо для обраного розрахункового дефекту у вигляді тріщини в режимі експлуатації, що розглядається, виконується умова

$$K_1 \leq [K_1]_i, \quad (2)$$

де $[K_1]_i$ – припустиме значення коефіцієнта інтенсивності напружень».

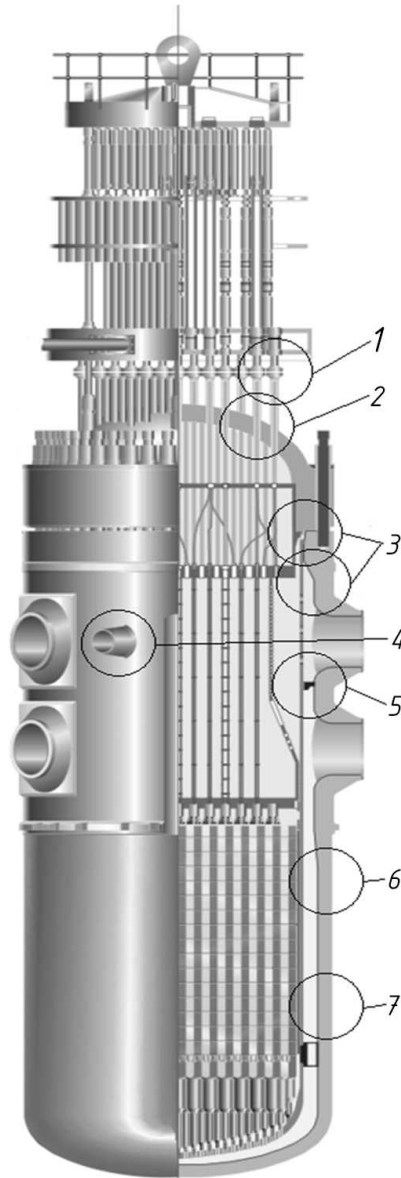


Рис. 1. Критичні зони КР [1]: 1 – фланцеві з'єднання СУЗ, КНВ та ТК; 2 – кришка з патрубками СУЗ, КНВ та ТК; 3 – вузол ущільнення реактора; 4 – зона приварювання сорочки патрубка САОЗ до наплавлення реактора; 5 – розділове кільце; 6 – зварне з'єднання № 4; 7 – зварне з'єднання № 3

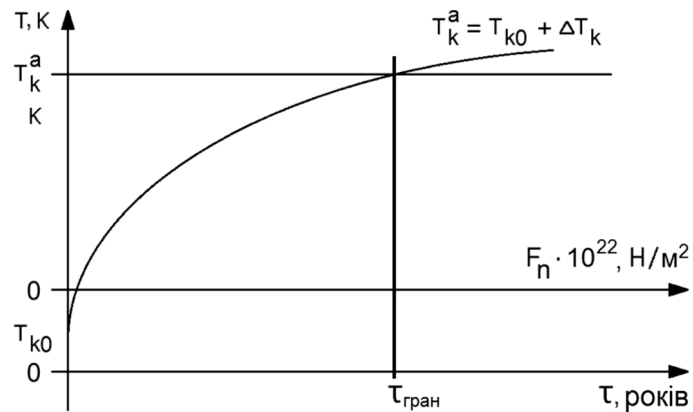


Рис. 2. Прогноз ресурсу/терміну експлуатації $\tau_{гран}$, років, корпусу реактора ВВЕР:

τ – напрацювання, років; F_n – радіаційне напрацювання, $\times 10^{22}$ Н/м²;

T_{k0} – початкова температура крихкопластичного переходу, К; ΔT_{k0} – зсув цієї температури за напрацювання, К;

T_k^a – гранична температура крихкопластичного переходу, що відповідає аварійній ситуації з охолодженням реактора, К

На даному другому етапі виконано експертне оцінювання опору крихкому руйнуванню та прогноз ресурсу КР блоку № 1 ВП ЮУАЕС для режиму «22.10.85» для зварного з'єднання № 3. Для оцінювання крихкої міцності при наявності кільцевої (осьової) тріщини використані нормативні формули розрахунку осьових (кільцевих) напружень σ_z (σ_θ), Па, для двохшарового товстостінного циліндра (табл. ПЗ.18 Додатку 3 [2]). Відповідні графічні результати для АС «22.10.85» надано в [1].

Основна характеристика матеріалу зварного з'єднання № 3 КР блоку № 1 ВП ЮУАЕС – критична температура крихкості T_k , К, – визначається згідно з пунктом 5.8.4.1 [2]. Її вирішальні складові T_{k0} , ΔT_F і ΔT_N , К, визначаються з урахуванням наступного:

- зсув критичної температури крихкості від циклічних навантажень ΔT_N визначено згідно з пунктом 5.8.4.4 [2] за формулою

$$\Delta T_N = 20 \cdot \sum_{i=1}^m \frac{N_i}{[N_0]_i}, \quad (3)$$

де N_i – число циклів навантаження при i -му режимі експлуатації; $[N_0]_i$ – число циклів, що допускається, для i -го режиму експлуатації; m – число режимів.

- зсув критичної температури крихкості від впливу іонізуючого випромінювання ΔT_F , К, визначено згідно пункту 5.8.4.5 [2] за формулою

$$\Delta T_F = A_F F^{1/3}, \text{ К} \quad (4)$$

де A_F – коефіцієнт радіаційного окрихнення $^{\circ}\text{C}$; F – перенос нейтронів з енергією $> 0,5$ МеВ, зменшений в 10^{22} нейтронів/м².

- згідно даних публікації [6], враховано, що

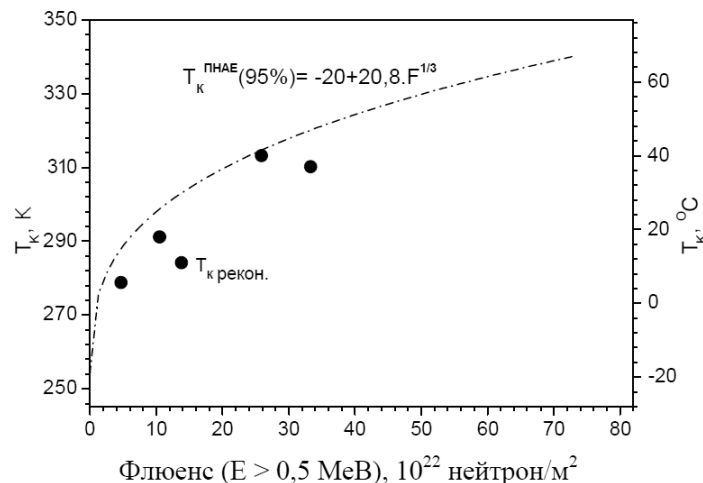


Рис. 3. Графік залежності $T_k(F)$ для зварного з'єднання № 3 КР блоку № 1 ВП ЮУАЕС, наведений у роботі [6] і врахований при оцінюванні крихкої міцності та ресурсу КР

початкова температура $T_{k0} = 253,15$ К, коефіцієнт радіаційного окрихнення $A_F = 20,8$ К. Закон зміни критичної температури крихкості від впливу іонізуючого випромінювання також відповідає [6] і наведено на рис. 3.

При виконанні даного оцінювання крихкої міцності і ресурсу КР розглянуто набір кільцевих та осьових постульованих тріщин (по 9 дефектів) з наступними параметрами:

- глибина $a = 30, 40, 50$ мм;
- відношення глибини a , м, до напівдовжини c , м, $a/c = 0,2, 0,6, 1,0$, що знаходиться в нормативних межах, наведених в пункті 5.8.5.2 та в позиції 4 пункту 5.8.7.2 [2], а також в пункті 6.3 рекомендацій МАГАТЕ [3].

Розрахункова оцінка виконана двома методами згідно:

- розділу 5.8, зокрема – пункту 5.8.7.2 [2];
- розділу 7, зокрема – пункту 7.3 рекомендацій МАГАТЕ [2].

Коефіцієнт інтенсивності напружень першого роду K_I розраховано методом вагових функцій згідно з [4]. При оцінюванні ресурсу на графіках за формою на рис. 2 враховано, що:

- напрацювання реактора блоку № 1 ВП ЮУАЕС, визначене в роках, на два більше, ніж розраховане в паливних кампаніях;
- має місце додатковий зсув критичної температури крихкості ΔT_N , К, від блоків режимів НУЕ→ГВ (по одному на рік) та АС «22.10.85» (один за весь період експлуатації КР).

Найгірший результат (табл.) для розглянутого набору постульованих кільцевих тріщин відповідає кільцевій тріщині глибиною $a = 30$ мм з відношенням $a/c = 0,2$. Для неї ресурс КР дорівнює 5,59 років.

Результати оцінки ресурсу КР блоку № 1 ВП ЮУАЕС для зварного з'єднання № 3 за результатами розрахунку опору крихкому руйнуванню для аварійного режиму «22.10.85»

№	Співвідношення глибини до пів довжини a/c	0,2	0,2	0,2	0,6	0,6	0,6	1	1	1
	Глибина a , мм	30	40	50	30	40	50	30	40	50
Кільцева тріщина										
1	Прогнозований ресурс/строк безпечної експлуатації КР, років	5,59	5,65	5,65	18,18	18,31	18,53	47,68	47,27	47,12
	Критична температура крихкості аварійна, що визначає ресурс КР T_k^a , К/°С	$\frac{284,56}{11,41}$	$\frac{284,80}{11,65}$	$\frac{284,76}{11,61}$	$\frac{304,78}{31,63}$	$\frac{304,96}{31,81}$	$\frac{305,26}{32,11}$	$\frac{326,02}{52,87}$	$\frac{325,86}{52,71}$	$\frac{325,86}{52,71}$
	Момент часу розвитку АС $t(T^v)$, с	1520	1520	1520	1520	1520	1520	1520	1520	1520
	Температура металу КР на ресурсній глибині T^v , К/°С	$\frac{390,24}{117,09}$	$\frac{389,00}{115,85}$	$\frac{389,55}{116,40}$	$\frac{391,36}{118,21}$	$\frac{390,61}{117,46}$	$\frac{389,55}{116,40}$	$\frac{391,36}{118,21}$	$\frac{390,61}{117,46}$	$\frac{389,55}{116,40}$
	Коефіцієнт інтенсивності напружень першого роду, що визначає ресурс КР K_I^a , МПа·м ^{1/2}	560,03	543,56	550,07	381,87	374,99	365,13	253,79	251,02	246,11
	Глибина металу, на якій вичерпується ресурс КР, мм	14,45	13,55	13,95	15,27	14,72	13,95	15,27	14,72	13,95
Осьова тріщина										
2	Прогнозований ресурс/строк безпечної експлуатації КР, років	3,38	3,14	2,91	9,99	10,43	10,85	25,63	26,25	26,71
	Критична температура крихкості аварійна, що визначає ресурс КР T_k^a , К/°С	$\frac{275,98}{2,83}$	$\frac{274,65}{1,50}$	$\frac{272,82}{-0,33}$	$\frac{293,96}{20,81}$	$\frac{294,70}{21,55}$	$\frac{295,4}{22,25}$	$\frac{311,62}{38,47}$	$\frac{312,14}{38,99}$	$\frac{312,55}{39,40}$
	Момент часу розвитку АС $t(T^v)$, с	1710	1710	1710	1710	1710	1710	1710	1710	1710
	Температура металу КР на ресурсній глибині T^v , К/°С	$\frac{390,67}{117,52}$	$\frac{388,95}{115,80}$	$\frac{389,87}{116,72}$	$\frac{390,67}{117,52}$	$\frac{390,43}{117,28}$	$\frac{389,87}{116,72}$	$\frac{390,67}{117,52}$	$\frac{390,43}{117,28}$	$\frac{389,87}{116,72}$
	Коефіцієнт інтенсивності напружень першого роду, що визначає ресурс КР K_I^a , МПа·м ^{1/2}	672,97	667,68	706,45	467,16	457,92	446,65	329,55	324,73	318,74
	Глибина металу, на якій вичерпується ресурс КР, мм	16,07	14,72	15,45	16,07	15,89	15,45	16,07	15,89	15,45

Найгірший результат для розглянутого набору постульованих осьових тріщин відповідає осьовій тріщині завглибшки $a = 50$ мм з відношенням $a/c = 0,2$. Для неї ресурс КР дорівнює 2,91 років. Обидва найгірших випадки позначено в табл. сірим фоном. Останній з них визначає ресурс реактора для аварійного режиму «22.10.85».

Результати розрахунку опору крихкому руйнуванню КР згідно з нормативним критерієм для вказаного критичного випадку (осьова тріщина завглибшки $a = 50$ мм з відношенням $a/c = 0,2$) отримано двома способами:

- за рекомендаціями МАГАТЕ [3] (рис. 4 та 5);
- згідно з [2] (рис. 6 і 7).

Результат оцінювання ресурсу/терміну експлуатації КР становить 2,91 року (рис. 8). Вказаний ресурс КР вичерпано на глибині металу 15,45 мм при його температурі

116,72 °С на 1710 секунд аварійного режиму «22.10.85».

Заключну перевірку негативного впливу режиму «22.10.85» на крихку міцність металу КР виконано з урахуванням таких даних для зварного з'єднання № 3:

- критична температура крихкості T_k , К, згідно з пунктом 5.8.4.1 норм [2] з урахуванням складових T_{k0} , ΔT_F , ΔT_N , К, повинна дорівнювати

$$T_k(F, a) = T_{k0} + \Delta T_F + \Delta T_N, \text{ К}; \quad (5)$$

- зсув критичної температури крихкості ΔT_F , К, від впливу іонізуючого випромінювання F згідно з пунктом 5.8.4.5 [2] дорівнює за формулою (4) ресурсу КР через 2,91 року від початку експлуатації для аварійного режиму «22.10.85».

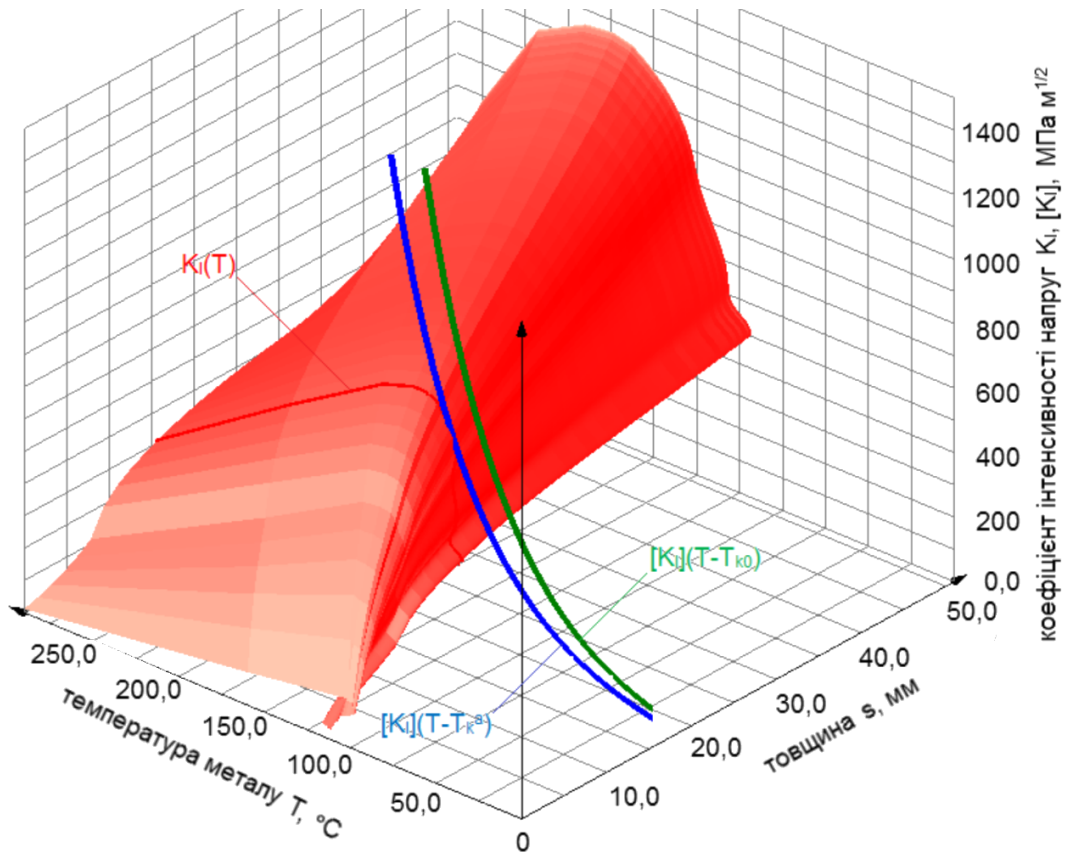


Рис. 4. Оцінка опору крихкому руйнуванню КР для аварійного режиму «22.10.85» за [3] для осьової тріщини завглибшки $a = 50$ мм з відношенням $a/c = 0,2$: червоним показано критичну поверхню $K_I(T, \text{ }^\circ\text{C}, s, \text{ мм})$ МПа \cdot м $^{1/2}$, зелена та синя криві – початковий та граничний стани металу на глибині 15,45 мм $[K_I](T, \text{ }^\circ\text{C})$ МПа \cdot м $^{1/2}$.

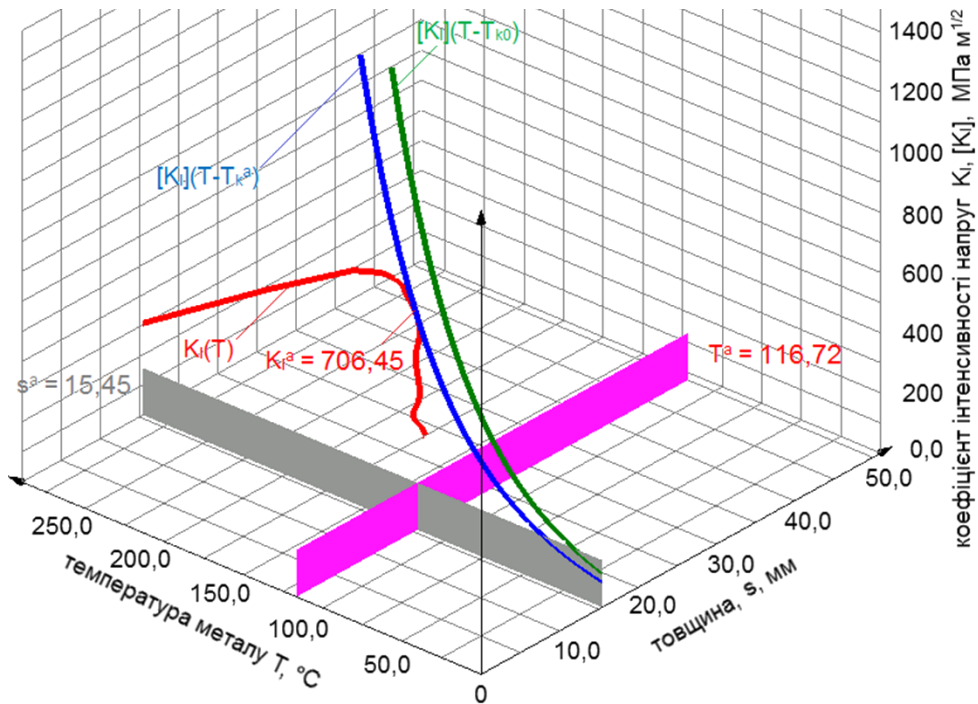


Рис. 5. Оцінка опору крихкому руйнуванню КР для аварійного режиму «22.10.85» для осьової тріщини глибиною $a = 50$ мм з відношенням $a/c = 0,2$: критична крива $K_I(T, \text{ }^\circ\text{C})$ МПа \cdot м $^{1/2}$; зелена та синя криві – початковий та граничний стани металу на глибині 15,45 мм $[K_I](T, \text{ }^\circ\text{C})$ МПа \cdot м $^{1/2}$

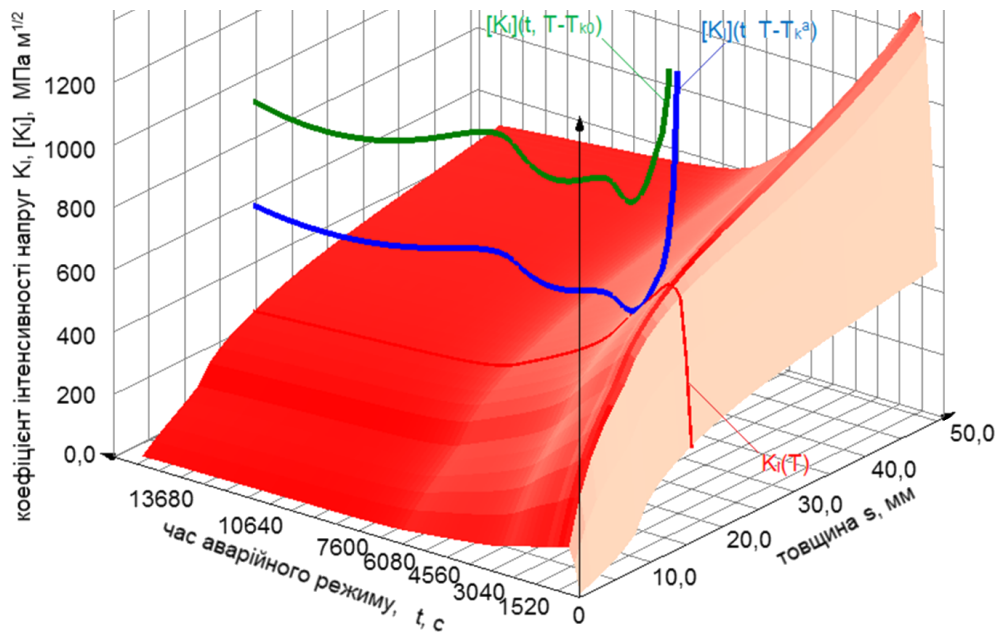


Рис. 6. Оцінка опору крихкому руйнуванню КР за [2] для аварійного режиму «22.10.85» для осьової тріщини завглибшки $a = 50$ мм з відношенням $a/c = 0,2$; червоним кольором показано критичну поверхню $K_I(t, s, s, \text{мм})$ МПа \cdot м $^{1/2}$; зелена та синя криві – початковий та граничний стани металу на глибині 15,45 мм $[K_I](t, c)$ МПа \cdot м $^{1/2}$

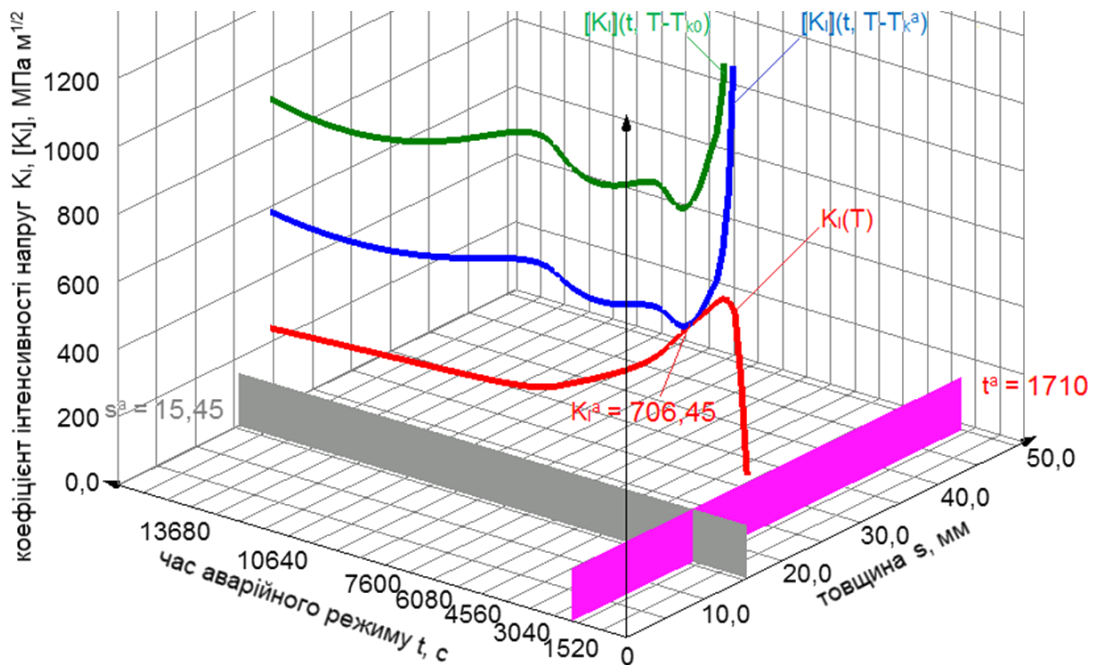


Рис. 7. Оцінка опору крихкому руйнуванню КР згідно з [2] для аварійного режиму «22.10.85» для осьової тріщини завглибшки $a = 50$ мм з відношенням $a/c = 0,2$; червоним кольором показано критичну криву $K_I(t, c)$ МПа \cdot м $^{1/2}$; зелена та синя криві – початковий та граничний стани металу на глибині 15,45 мм $[K_I](t, c)$ МПа \cdot м $^{1/2}$

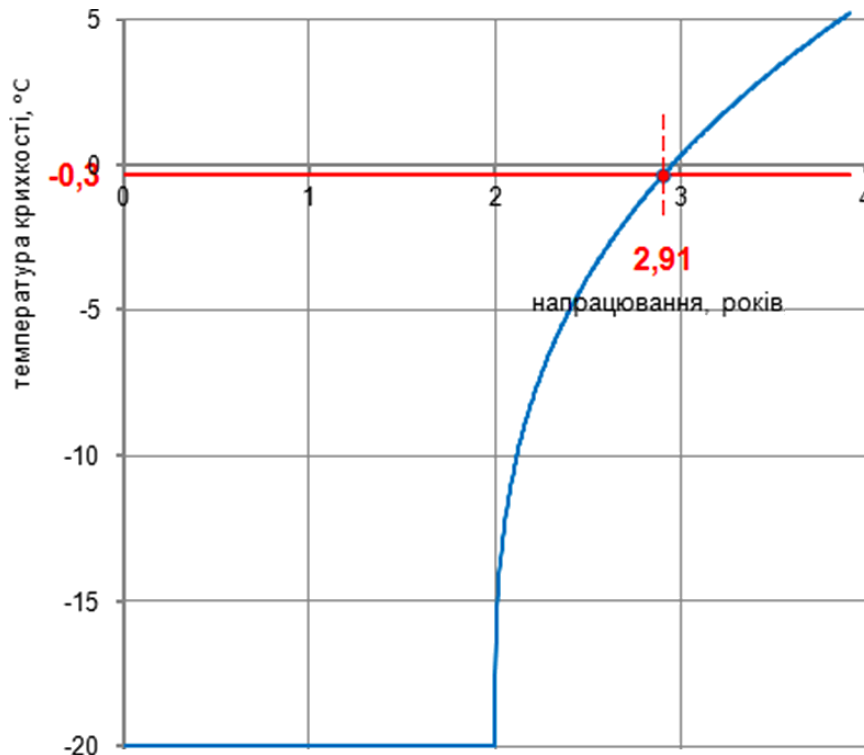


Рис. 8. Оцінка ресурсу/терміну експлуатації КР для осевої тріщини завглибшки $a = 50$ мм з відношенням $a/c = 0,2$. Графік $T_k(F, N)$, °C. Стан металу на глибині 15,45 мм відповідає вичерпанню

- згідно з даними ЮУАЕС, на кінець 38-ї паливної кампанії (останній 40-й рік експлуатації згідно з вимогами паспорту і проекту реактору) запас на виконання умов крихкої міцності за критичною температурою крихкості (умова $T_k < T_k^a$, К) для режиму «OTHER 1.2» для зварювального з'єднання № 3 дорівнює 2,0 °C для радіаційного напрацювання металу КР $37,3 \cdot 10^{18}$ нейтронів/см².

Як зазначалось у роботі [1], «OTHER 1.2» – режим, для якого ВП ЮУАЕС визначала прогноз ресурсу/строку служби КР ВВЕР-1000 енергоблоку № 1.

За результатами розрахункової оцінки впливу неврахованого режиму «22.10.85» і інших режимів на зсув критичної температури крихкості (з урахуванням зсуву ΔT_N , К, від втомної циклічної пошкоджуваності) з'ясовано таке (рис. 9):

- згідно з публікацією Інституту ядерних досліджень Національної академії наук України [6], початкова температура $T_{k0} = 253,15$ К (– 20 °C), а коефіцієнт радіаційного окрихнення $A_F = 20,8$ К;
- за результатами аналізу даних ВП ЮУАЕС, аварійна критична температура крихкості T_k^a для режиму «OTHER 1.2»

ймовірно дорівнює 324,65 К (51,5 °C). Тоді температура T_k (без запасу 2,0 К) дорівнює 322,65 К (49,5 °C);

- врахування зсуву $\Delta T_N = 20 a = 20 \cdot 0,0308 = 0,62$ К від циклічних навантажень [1] зменшує прогнозне значення ресурсу/строку служби реактору на 43,4 – 42,3 = 1,1 років.

Дана інженерно-аналітична експрес-оцінка виконана авторами протягом місяця. При цьому, як свідчить загальний досвід, на подібний традиційний розрахунок із застосуванням чисельних методів і великих комп'ютерних програмних засобів необхідно витратити від півроку до одного року часу

Висновки. Запропонований експрес-метод оцінювання ресурсу/строк служби крихкої міцності корпусу реактору ВВЕР-1000 дозволяє скоротити час на виконання цієї роботи у 6...12 разів зі збереженням достатньої точності та надійності. При цьому враховуються нестационарні тепломасообмінні процеси, зокрема, швидке охолодження. Показано, що жорсткий режим з охолодженням реактору ВВЕР-1000 енергоблоку № 1, який не враховано експлуатаційною організацією ЮУАЕС, має суттєвий негативний вплив на ресурс/строк служби і не може бути проігнорований.

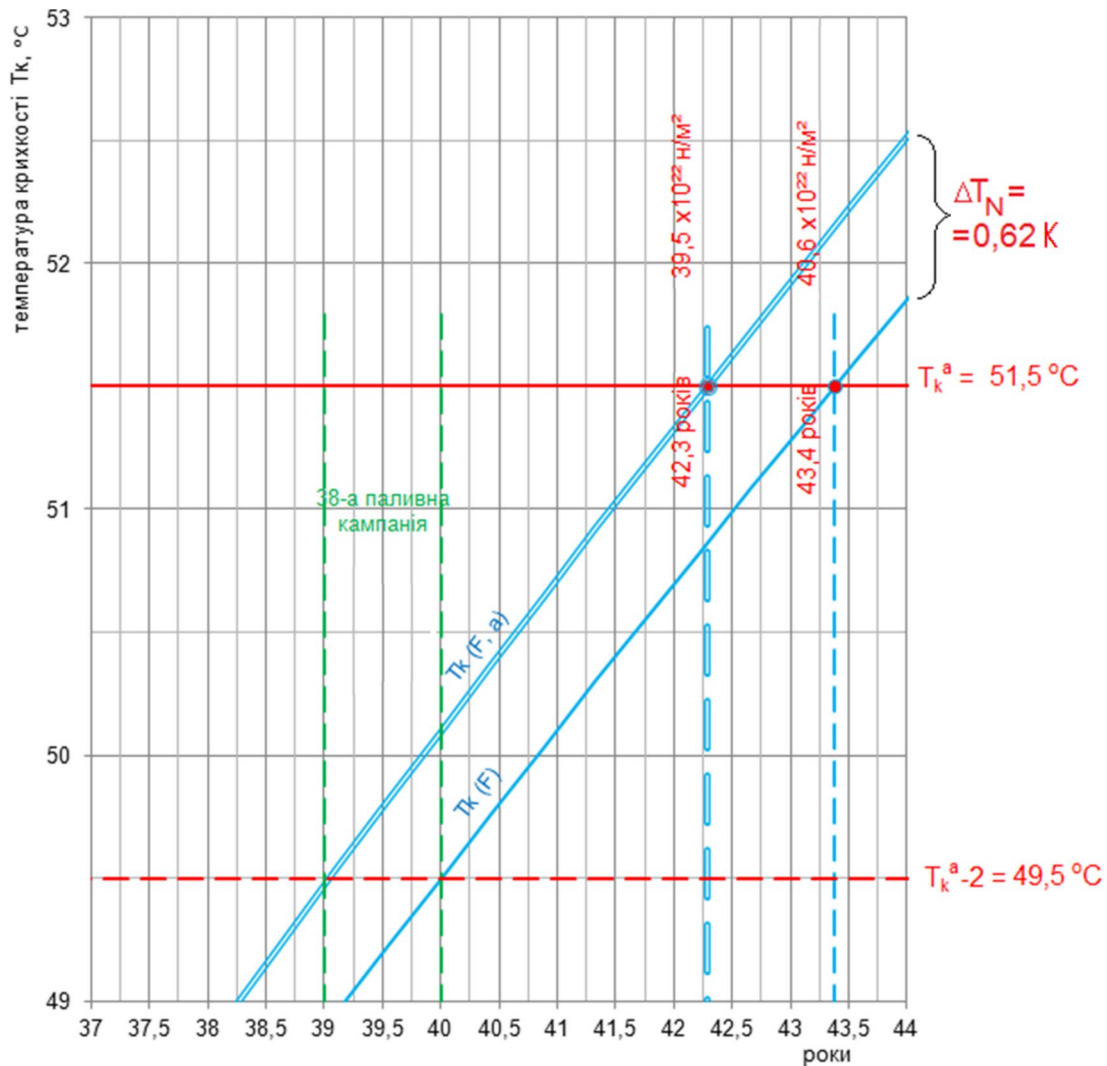


Рис. 9. Вплив на визначення ресурсу КР врахування циклічної пошкоджуваності:
 $a = 0,0308$ (для 40 років експлуатації; Табл. 3 [8]).

Література

1. Попов В. В. Експертне експрес-оцінювання впливу тепломасообмінних процесів на залишковий ресурс корпусу реактора ВВЕР-1000 через циклічну пошкоджуваність / В. В. Попов, В. О. Мілейковський, О. С. Тригуб // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: науково-технічний збірник. – 2021. – Вип. 39. – С. 6-28.
2. ПНАЭ Г-7-002-86. Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок / Госатомэнергонадзор СССР – Введены в действие 01.07.1987. – Москва: Энергоатомиздат, 1989. – 525 с.
3. International Atomic Energy Agency, Guidelines on Pressurized Thermal Shock Analysis for WWER Nuclear Power Plants, IAEA-EBP-WWER. – 2006. – No. 8. – Rev.1.
4. Glinka G. Development of weight functions and computer integration procedures for calculating stress intensity factors around cracks subjected to complex stress fields / G. Glinka // Progress Report: Stress and Fatigue-Fracture Design, Petersburg, Ontario, Canada. – 1996. – No. 1. – 108 p.
 URL: https://www.afgrow.net/downloads/documents/SaFFd_1m.pdf
5. Кузнецов Г. В. Разностные методы решения задач теплопроводности: учебное пособие / Г. В. Кузнецов, М.А. Шеремет. – Томск: Изд-во ТПУ, 2007. – 172 с.
6. Чирко Л. І. Порівняння українського та російського підходів до визначення параметрів окрихчування металу корпусів реакторів / Л. І. Чирко // Тези доповідей XIX щорічної наукової конференції Інституту ядерних досліджень НАН України 24 - 27 січня 2012 р. Київ, Україна. – С. 95-96.
 URL: http://www.kinr.kiev.ua/Annual_Conferences/KINR2012/pdf/KINR_Conference_2012.pdf
7. Симонов Е. Я. Продление срока эксплуатации реакторных установок АЭС, выработавших ресурс, сооружение новых АЭС - опасная техническая авантюра / Е. Я. Симонов // Атомна енергетика в Україні. – 2007.
 URL: <https://atom.org.ua/?p=159>
8. Попов В. В. Експертне експрес-оцінювання впливу тепломасообмінних процесів на залишковий ресурс корпусу реактора ВВЕР-1000 через циклічну пошкоджуваність / В. В. Попов, В. О. Мілейковський, О. С. Тригуб // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. – 2021. – Вип. 39. – С. 6-28.

References

1. Popov V., Mileikovskiy V., Tryhub O. “Ekspertne ekspres-otsiniuvannya vplyvu teplomasoobminnykh protsessiv na zalyshkovyi resurs korpusa reaktora VVER-1000 cherez tsyklichnu poshkodzhuvaniist”. *Ventyliatsiia, osvittleniia ta teplohadopostachanniia*. 2021. Vyp. 39. P. 6-28.
2. Normy rozrakhunku na mitsnist obladnanniia ta truboprovodiv atomnykh enerhetychnykh ustanovok PNAE H-7-002-86.
3. International Atomic Energy Agency, “Guidelines on Pressurized Thermal Shock Analysis for WWER Nuclear Power Plants”. *IAEA-EBP-WWER*. 2006. No. 8. Rev.1.
4. Glinka G. “Development of weight functions and computer integration procedures for calculating stress intensity factors around cracks subjected to complex stress fields”. *Progress Report: Stress and Fatigue-Fracture Design, Petersburg, Ontario, Canada*. 1996. No. 1. 108 p.
URL: https://www.afgrow.net/downloads/documents/SaFFd_1m.pdf
5. Kuznetsov H. V., Sheremet M. A. *Raznostnye metody resheniia zadach teploprovodnosti: uchebnoe posobie*. Tomsk: Yzd-vo TPU, 2007.
6. Chyrko L. I. “Porivnianniia ukrainskoho ta rosiiskoho pidkhodiv do vyznachenniia parametriv okrykhchuvanniia metalu korpusiv reaktoriv”. *Tezy dopovidei XIX shchorichnoi naukovoii konferentsii Instytutu yadernykh doslidzhen NAN Ukrainy 24 - 27 sichnia 2012 r. Kyiv, Ukraina*. P. 95-96.
URL: http://www.kinr.kiev.ua/Annual_Conferences/KINR2012/pdf/KINR_Conference_2012.pdf
7. Simonov E.Ya. “Prodlenie sroka eksploatatsii reaktornykh ustanovok AES, vyrabotavshikh resurs, sooruzhenie novykh AES – opasnaia tekhnicheskaia avantiura”. *Atomna enerhetyka v Ukraini*. 2007
URL: <https://atom.org.ua/?p=159>

УДК 621

Экспертная экспресс-оценка влияния тепломассообменных процессов на остаточный ресурс корпуса реактора ВВЭР-1000 из-за охрупчивания его металла

В. В. Попов¹, В. О. Милейковский², О. С. Тригуб³

¹ ст.наук.сотрудник НИЧ. Киевский национальный университет строительства и архитектуры, г. Киев, Украина, v.v.popov.1962@gmail.com, ORCID: 0000-0002-3396-0951

² д.т.н., проф. Киевский национальный университет строительства и архитектуры, г. Киев, Украина, v_mil@ukr.net, ORCID: 0000-0001-8543-1800

³ к.ф.-м.н., доц., “Национальный университет “Киево-Могилянская академия”, г. Киев, Украина, as_trigub@yahoo.com, ORCID: 0000-0002-6573-2814

Аннотация. Реактор ВВЭР-1000 эксплуатируется на 13-ти из 15-ти имеющихся энергоблоках атомных станций Украины (АЭС). Обеспечение длительной и безопасной эксплуатации таких реакторов является основой надёжной работы всех 13 украинских энергоблоков АЭС и гарантом энергетической безопасности Украины. Определяющим и главным фактором, влияющим на безопасность и надлежащий остаточный ресурс корпуса реактора ВВЭР-1000, является радиационное охрупчивание реакторной стали в условиях нестационарного тепломассообмена в реакторе. Последствия радиационного охрупчивания реакторной стали отрицательно проявляются при аварийных ситуациях с охлаждением активной зоны. Сам этот процесс – радиационное охрупчивание – накапливается постоянно и постепенно. Поэтому важно вести его мониторинг путём периодической текущей экспресс-оценки хрупкой прочности корпуса реактора ВВЭР-1000, особенно в условиях переменного теплового режима. Следовательно, актуально использование расчётных экспресс-методов периодической оценки хрупкой прочности корпуса реактора ВВЭР-1000 с гарантированным обеспечением надлежащей точности. При этом эффективность подхода подкрепляется невысокими затратами ресурсов – инженерного персонала, быстрым и относительно упрощённым использованием вычислительной техники и программных средств. В качестве примера и подтверждения применимости предлагаемого подхода выполнена экспертная экспресс-оценка хрупкой прочности и остаточного ресурса корпуса реактора энергоблока № 1 Южно-Украинской АЭС. При этом учтены фактические и паспортные характеристики металла.

Ключевые слова: атомная электростанция, тепломассообменные процессы, радиационное охрупчивание, циклическая повреждаемость.

УДК 621

Expert express assessment of the impact of heat and mass transfer processes on the residual life of the WWER-1000 reactor vessel due to metal embrittlement

V. Popov¹, V. Mileikovskiy², O. Tryhub³

¹ Senior Research Fellow, Research Part. Kyiv National University of Civil Engineering and Architecture, Kyiv, Ukraine, v.v.popov.1962@gmail.com, ORCID: 0000-0002-3396-0951

² Dr. Hab., prof. Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine, v_mil@ukr.net, ORCID: 0000-0001-8543-1800

³ PhD, Associate Professor, "National University "Kyiv-Mohyla Academy", Kyiv, Ukraine, as_trigub@yahoo.com, ORCID: 0000-0002-6573-2814

Abstract. The WWER-1000 reactor is operated at 13 of the 15 operating power units of Ukraine's nuclear power plants (NPPs). Ensuring long-term and safe operation of such reactors is the basis for reliable operation of all 13 Ukrainian nuclear power plants units and the guarantor of Ukraine's energy security. The determining and leading factor influencing the safety and proper residual life of the WWER-1000 reactor vessel is the radiation embrittlement of the reactor steel. The consequences of radiation embrittlement of reactor steel are negatively manifested in emergencies with cooling of the core. This process itself – radiation embrittlement – accumulates constantly and gradually. Therefore, it is important to monitor it by periodically performing ongoing rapid assessments of the brittle strength of the WWER-1000 reactor vessel (along with other factors, including cyclic damage, as discussed in a previous publication). Therefore, it is important to use the calculated express methods of periodic assessment of the brittle strength of the WWER-1000 reactor vessel with guaranteed accuracy. The effectiveness of the approach is supported by low cost of resources – engineering staff, fast and relatively simplified use of computers and software. As an example and confirmation of the applicability of the proposed approach, an expert rapid assessment of the fragile strength and residual life of the reactor vessel of Unit № 1 of the South-Ukrainian Nuclear Power Plant was performed. This takes into account the actual, passport characteristics of its metal. The negative impact of the rigid regime with cooling of the WWER-1000 reactor of Unit № 1, not taken into account by the operating organization (South-Ukrainian Nuclear Power Plant) when extending its designated resource / service life, is shown. timely to clarify complex factors, technical aspects and parameters, as well as – their possible negative effects on the safe operation of systems and elements of nuclear power plants.

Keywords: nuclear power plant, heat-mass transfer processes, radiation embrittlement, cyclic damage.

УДК 621.31:664.1:005

Енергоефективність експлуатаційних режимів теплоелектроцентралей промислових підприємств

С. В. Барановська¹, В. Н. Філоненко²¹ к.т.н., доц. Київський національний університет будівництва і архітектури, Київ, Україна, svetaknuba@gmail.com, ORCID 0000-0003-2611-2687² к.т.н., доц. Національний університет харчових технологій, Київ, Україна, ipren@ukr.net,

Анотація. Підприємства з енергоємним виробництвом мають в своїй структурі теплоелектроцентраль (ТЕЦ). Під час здійснення заходів щодо підвищення енергоефективності можна досягати різних співвідношень між показниками ефективності споживання теплової та електричної енергії підприємствами на вироблення продукції. певні співвідношення між питомими тепло- та електроспоживанням на виробництво продукції спонукають підприємство купувати певну частку електроенергії в районній енергосистемі (РЕС), для запобігання скидання в атмосферу відпрацьованої пари в турбіні, чи до здачі в РЕС надлишку електроенергії власної генерації. Перед підприємством встає задача вибору режимів експлуатації ТЕЦ. висвітлена в статті проблема вказує, що вибір визначають ціни на паливо для ТЕЦ, співвідношення між цінами електроенергії, що купують в РЕС і по якій здають в РЕС. Хоча у виробництві цукру електроспоживання не перевищує 11 % від енергії палива, вигідно електроенергію виробляти в надлишку (турбогенератори працюють в максимальному, наближеному до номінального режиму) і продавати в РЕС за ціною вищою за собівартість. Запропонований метод вибору режимів експлуатації турбоустановок ТЕЦ на прикладі цукрового заводу, який може застосовуватись і для будівельної галузі, а також методика визначення витрат на енергопостачання для всіх режимів експлуатації турбоустановки цукрового заводу. встановлено вплив вартості електроенергії в РЕС на вибір режиму експлуатації турбоустановок ТЕЦ, які забезпечують мінімальні фінансові витрати на енергопостачання підприємства. Наведено метод визначення типорозміру турбоустановки ТЕЦ, яка задовольняє питомим показникам теплового та електричного споживання підприємства.

Ключові слова: Теплоелектроцентраль, ТЕЦ, турбоустановка, ефективність, промислове підприємство, цукровий завод.

Вступ. Одним з критеріїв оцінки економічної потужності країн є енергетична незалежність. У сучасній Україні основними завданнями є посилення енергетичної безпеки та здійснення активних заходів підвищення енергоефективності, особливо в енергоємних виробництвах. За даними «Публічного звіту Держенергоефективності підсумки 2020 р.» енергомісткість валового внутрішнього продукту України залишається однією з найвищих у світі, а саме у 2,7 рази вище ніж у Польщі та в 3,3 рази – ніж у Німеччині [1]. Ця обставина зменшує конкурентність української продукції на світовому ринку. У сучасній Україні стабільно працюють будівельна, харчова, комунальна та транспортна галузі, у технологіях яких використовують первинні енергоносії та електричну енергію.

Виробництво залізобетонних виробів потребує теплової обробки, яка здійснюється паром, димовими газами чи з використанням електричного розігріву бетонної суміші. Тому доцільним є будівництво та використання власних теплоелектроцентралей (ТЕЦ). Переваги такого рішення очевидні:

- дозволяє вести виробництво в потрібні терміни;
- відсутні витрати на технологічне приєднання

до центральних електричних та теплових мереж;

- виробництво захищено від недостатньої надійності та якості енергопостачання центральними мережами, що критично для високотехнологічного обладнання;
- собівартість власної генерації значно нижча тарифів на енергопостачання.

Харчова промисловість є найбільш енергоємною, особливо виробництво цукру. Співвідношення між показниками теплоспоживання $q_{ц,з}$, МДж/(т. буряку) та електроспоживання $e_{ц,з}$, кВт·год/(т. буряку) є показниками енергоефективності, які визначають режими експлуатації ТЕЦ та енергоспоживання заводу.

Актуальність дослідження. Система експлуатаційних параметрів ТЕЦ цукрових заводів, якими оперує енергоменеджмент, містить собівартість трьох видів електричної енергії:

- електроенергії власної генерації, виробленої потоком пари, який направлений на виробництво цукру;
- електроенергії, яка вироблена скидним в атмосферу потоком відпрацьованої в турбіні пари;
- електроенергії, придбаної в районній енергосистемі (РЕС).

Перед підприємством постає актуальне питання вибору режимів експлуатації ТЕЦ.

Останні дослідження та публікації. Собівартість електроенергії власної генерації, яку виробляють турбоустановки ТЕЦ за умови споживання всієї відпрацьованої турбіною пари заводом, тобто виробленої на «тепловому споживанні» заводу, не залежить ні від початкових, ні від кінцевих параметрів пари. Вона є найнижчою, оскільки виробляється в «теплофікаційному» циклі, має найвищий (не нижче 90 %) експлуатаційний коефіцієнт корисної дії (ККД) серед наявних турбоустановок. При ціні палива (природного газу) 14,3 тис.грн/тис.м³ її заводська собівартість становить не більше 1,7 грн/кВт·год.

Собівартість електроенергії, виробленої «скидним» потоком пари, значно (в 6-8 разів) вища. Ця частина електроенергії виробляється, по суті, в «конденсаційному» циклі. У ньому роль конденсатора для скидної пари виконує навколишнє середовище, а роль конденсату, втраченого в атмосфері «скидної» пари – зворотний конденсат, який повертається заводом в ТЕЦ [2]. Електричний ККД такого циклу, а відповідно, і собівартість виробленої в його рамках електроенергії, значно залежать від параметрів гострої пари і температури конденсату, який повертається.

Для високих (35 бар / 435 °С) параметрів гострої пари ККД цього циклу не перевищує 12,4 %, а собівартість електроенергії, вироблена «скидним» потоком пари, становить не менше 10 грн/(кВт·год).

Для знижених (21 бар / 370 °С) параметрів гострої пари, що має станційний ККД цього циклу не вище 9,7 %, собівартість електроенергії, яка вироблена «скидним» потоком пари становить не менше 12,51 грн/(кВт·год).

Вартість електроенергії, одержуваної від РЕС, як відомо, визначає енергоринок регіону і становить від 3,09 грн / кВт·год. Через скасування Національною комісією, що здійснює державне регулювання у сферах енергетики та комунальних послуг, з 1.01.2019 р. диференційованого тарифу собівартість продукту зростає, особливо для підприємств з цілодобовим режимом роботи.

Формулювання цілей статті. Метою роботи є обґрунтування вибору режиму експлуатації ТЕЦ промислового підприємства залежно від вартості палива і електроенергії.

Основна частина. Саме співвідношення між зазначеними цінами електроенергії і вартістю палива для ТЕЦ формують вибір раціонального режиму експлуатації ТЕЦ цукрового заводу.

Редукційно-охолоджувальна установка (РОУ) – індикатор економічної ефективності ТЕЦ. Технологічне призначення РОУ ТЕЦ – компенсація нестачі для технологічних потреб цукрового заводу відпрацьованої пари, виробленої турбоустановкою. Оскільки, після проходження через РОУ паровий потік зберігає незмінним кількість теплової енергії, то РОУ не є енерговитратним елементом теплової схеми ТЕЦ. Однак РОУ, знижуючи питому ентальпію гострої пари до рівня технологічної пари, знецінює її теплову енергію, позбавляючи можливості вироблення нею високовартісної електричної енергії.

Наявність РОУ, що постійно працює, не слід розглядати, як елемент енергетичної недосконалості ТЕЦ. РОУ не створює перевитрату палива. Вона спричиняє недовироблення електроенергії на тепловому споживанні заводу, і відповідно, відсутність фінансової вигоди від її продажу в РЕС.

За наявності резерву встановленої потужності ТЕЦ, а також технічної та законодавчої можливостей відпуску турбоустановкою в РЕС надлишку електроенергії власної генерації за ціною, яка перевищує собівартість, її потужність пропонуємо розраховувати за формулою:

$$W_{PEC}^{sion} = D_{POV}^o \cdot 10^3 / d_o^{TV}, \text{ кВт} \quad (1)$$

де D_{POV}^o – експлуатаційна витрата гострої пари через РОУ, т/год. Її визначають при розрахунку ТЕЦ як різницю між потребою заводу в технологічній парі і охолодженої в РОУ відпрацьованої пари турбіни, витрата якої відповідає потребі заводу в електричній енергії; d_o^{TV} – питома витрата пари, кг/(кВт·год)

Оптимальною в економічному аспекті, слід вважати схему ТЕЦ, у якій високоентальпійний потік гострої пари максимально трансформується у високовартісну електроенергію, а витрата пари через РОУ мінімізована.

Існування зв'язку між параметрами теплової електроспоживання цукрового заводу – гранично-мінімальної питомої витрати теплової енергії на перероблення буряку q_{lim}^{min} , МДж/(т. буряку), і $e_{ц.з}$ кВт·год/(т. буряку), створює специфічний функціональний взаємозв'язок між тепловою й електричною енергіями, відповідно, Q^{TV} , кВт і W^{TV} , кВт, які генеруються турбоустановками на базі парових турбін з протитиском.

Наслідком специфіки організації потоків енергоресурсів в турбоустановках без конденсаторів [3] є балансовий взаємозв'язок між генерацією ними теплової і електричної енергій, який описується рівняннями

$$W^{TV} = \frac{Q^{TV} \cdot H_{n.a} \cdot \eta_{\Sigma}^{TV}}{q_{o.кond}^n}, \text{ кВт} \quad (2)$$

$$Q^{TV} = \frac{W^{TV} \cdot q_{o.кond}^n}{H_{n.a} \cdot \eta_{\Sigma}^{TV}}, \text{ кВт} \quad (3)$$

де $H_{n.a}$ – адіабатна різниця ентальпій між гострою та відпрацьованою парою парової турбіни, кДж/кг; $q_{o.кond}^n$ – різниця ентальпій відпрацьованої пари і конденсату, що повертається від заводу в ТЕЦ, кДж/кг; η_{Σ}^{TV} – об'єднаний (внутрішній відносний, електричний і механічний) ККД турбоустановки.

Зазначений взаємозв'язок у виробничих умовах створює проблему «виходу» турбоустановки за межі зазначених рівнянь у разі незалежної одна від одної зміни споживання теплової та електричної енергій цукровим заводом, тобто навантаження турбоустановки.

Прояв «виходу» турбоустановки з балансового взаємозв'язку є в наступних випадках:

- в нестачі виробленої електричної енергії;
- в нестачі відпрацьованої пари;
- в надлишку відпрацьованої пари;
- в надлишку електроенергії власної генерації.

Саме з метою узгодження потреби заводу й можливості турбоустановки, в структуру ТЕЦ цукрового заводу долучено РОУ і трансформатор зв'язку з РЕС. Призначення цих елементів – підтримання тепло- й електроспоживання цукрового заводу на регламентному рівні за будь-яких змін споживання теплової та електричної енергії. Їх функціонування вносить додаткові економічні складові енергозабезпечення цукрового заводу, які в значній мірі формують економічну ефективність ТЕЦ:

- платню за прийняту або прибуток за відпущену в РЕС електроенергію;
- недоотриманий прибуток від експлуатації РОУ.

Ефективна експлуатація ТЕЦ передбачає наявність типорозміру турбоустановки, який одночасно відповідав би тепловому і електричному навантаженню цукрового заводу. Правильно встановлена номінальна електрична потужність турбоустановки не обмежує ініціативу енергоменеджменту підприємства і дозволить йому ефективно і в технічному і в фінансовому плані реагувати на зміни електричного й теплового навантажень заводу.

Досвід проектування та практичного вибору необхідних типорозмірів турбоустановок для ТЕЦ цукрових заводів свідчить про потребу врахування не менше 14 експлуатаційних

факторів ТЕЦ і заводу, а саме:

- експлуатаційного, з урахуванням перспективи розвитку заводу, питомого споживання теплової енергії;
- експлуатаційного, з урахуванням перспективи розвитку заводу, питомого споживання електроенергії заводом;
- параметрів гострої пари в ТЕЦ;
- питомої витрати гострої пари в турбоустановці;
- гранично-мінімального питомого теплоспоживання заводу;
- наявності (відсутності) трансформаторів зв'язку ТЕЦ з районною електромережею (РЕМ);
- наявності (відсутності) законодавчої можливості відпускання в РЕМ надлишку електроенергії власної генерації;
- виду палива для ТЕЦ і його вартості;
- внутрішньостанційного парового навантаження турбіни;
- експлуатаційної потужності, споживаної системою власних потреб ТЕЦ;
- заводської собівартості електроенергії власної генерації в ТЕЦ;
- ціни електроенергії в РЕС;
- ціни продажу електроенергії власної генерації в РЕС.

Нами пропонується метод вибору номінальної електричної потужності турбоустановки, що враховує, на нашу думку, максимальне число експлуатаційних параметрів ТЕЦ і цукрового заводу.

Необхідний типорозмір турбоустановки та її номінальну електричну потужність $W_{TV}^{ном}$, кВт, встановлюють відповідно номенклатурі обладнання того чи іншого виробника за умови

$$W_{TV}^{ном} \geq W_{TV}^{експл}, \text{ кВт}, \quad (4)$$

де $W_{TV}^{експл}$ – експлуатаційна потужність турбоустановки, що задовольняє всім регламентним режимам експлуатації у виробничих умовах, кВт. Пропонуємо розраховувати її за формулою

$$W_{TV}^{експл} = k_{TV}^{запас} k_{TV}^{колиб} W_{TV}^{баз}, \text{ кВт}, \quad (5)$$

де $W_{TV}^{баз}$ – базова потужність турбоустановки, сформована макропоказниками енергоспоживання заводу $q_{ц.з}$ і $e_{ц.з}$, кВт; $k_{TV}^{колиб}$ – коефіцієнт, що враховує експлуатаційні коливання парового (вакуум-апарати періодичної дії) і електричного (центрифуги періодичної дії) навантаження заводу, які сприймаються турбоустановкою. Приймається, за нашою оцінкою від 1,08 до 1,15; $k_{TV}^{запас}$ – коефіцієнт технологічного запасу

номінальної електричної потужності. Приймається, за нашою оцінкою, від 1,05 до 1,10. Базова потужність турбоустановки (табл.) приймається меншою з двох значень електричної потужності проєктованої турбоустановки, що

- задовольняє умові її експлуатації за «електричним» графіком, з урахуванням споживання електроенергії агрегатами власних потреб ТЕЦ

$$W_{TY}^e = \frac{e_{ц.з} \cdot A_{ц.з} \cdot k_{г.н}^{TEЦ}}{24}, \text{ кВт}; \quad (6)$$

- задовольняє її експлуатації за «тепловим» графіком

$$W_{TY}^q = \frac{4,2 \cdot 10^3 A_{ц.з} q_{ц.з}}{24 \gamma_{oy} \Delta h_{ц.з}^{TEЦ} d_0^{TY}}, \text{ кВт}; \quad (7)$$

де $A_{ц.з}$ – продуктивність заводу, т. буряку/добу; $k_{г.н}^{TEЦ}$ – коефіцієнт використання палива; $q_{ц.з}$ – питома теплоспоживання цукрового заводу, МДж / (т. буряку); $\Delta h_{ц.з}^{TEЦ}$ – перепад ентальпії пари на турбіні, кДж / кг; γ_{oy} – коефіцієнт збільшення кількості пари в охолоджувальній установці (ОУ) турбоагрегату, що визначається з теплового балансу ОУ і становить 1,03...1,08; 10^3 – перевідний коефіцієнт МДж у кДж; 24 – перевідний коефіцієнт, год/добу.

Таблиця 1

Режими роботи ТЕЦ

Умова	Базова потужність $W_{TY}^{баз}$, кВт	Особливості
$W_{TY}^q > W_{TY}^e$	W_{TY}^e	Потреба РОУ технологічної пари
$W_{TY}^e > W_{TY}^q$	W_{TY}^q	Надлишок електроенергії власної генерації.

Для прикладу розглянемо завод потужністю $A_{ц.з} = 3000$ т. буряку/добу. Параметри гострої пари в ТЕЦ $d_0^{TY} = 9,3$ кг/(кВт·год), $\gamma_{oy} = 1,08$. Температура конденсату, який повертається в ТЕЦ, становить 1300 °С. Перепад ентальпій $\Delta h_{ц.з}^{TEЦ} = 2135$ кДж/кг. Є перспектива зниження $k_{г.н}^{TEЦ}$ від 1,18 до 1,13, також $q_{ц.з}$ від 58,6 до 52,4 МДж/т буряку. Допустиме зниження $e_{ц.з}$ від 33,5 до 32,0 кВт·год/(т. буряку).

За цих умов маємо:

- за формулою (6) $W_{TY}^e = 4520$ кВт;
- за формулою (7) $W_{TY}^q = 5386$ кВт;
- за умови $W_{TY}^q > W_{TY}^e$ відповідно до табл. $W_{TY}^{баз} = 4520$ кВт, при цьому виникає потреба РОУ технологічної пари в системі турбоустановки;
- за формулою (5) $W_{TY}^{експл} = 5360$ кВт.

Для встановлення та експлуатації обрано турбоагрегат номінальною електричною потужністю 6000 кВт на базі парової турбіни «Р-6-35/5».

Висновки. Встановлено вплив співвідношення цін палива та електроенергії РЕС на формування системи енергозабезпечення заводу. Вигіднішою є схема при якій електроенергія генерується в надлишку за рахунок максимального (близького до номінального) навантаження турбогенератора та відпускається в РЕС за ціною, що перевищує собівартість. Наведений приклад визначення типорозміру турбоустановки та режими її експлуатації можуть бути корисними також для визначення схем енергопостачання заводів з виробництва залізобетонних виробів.

Перспективи подальших досліджень. У найближчий час будуть змінюватися джерела генерації електроенергії, відповідно і її собівартість. Подібні дослідження набувають більшої актуальності.

Література

1. Публічний звіт т.в.о. Голови Держенергоефективності Костянтина Гура про підсумки 2020 року. 28.01.2021. URL: https://sae.gov.ua/sites/default/files/ZVIT_SAE_2020_0.pdf
2. Филоненко В. Н. К вопросу достижения европейского уровня потребления топлива / В. Н. Филоненко, В. И. Михайлов, А. П. Ветров // САХАР. – 2008. – № 10. – С. 34-37.
3. Щегляев А. В. Паровые турбины / А.В. Щегляев // Москва: Энергия. – 1976. – 357 с.
4. Филоненко В. Н. Электроэнергия собственной выработки ТЕЦ сахарных заводов: проблема и решения / В. Н. Филоненко, Д. Н. Цыганков, А. А. Швецов // САХАР. – 2013. – № 6. – С. 81-85.

References

1. Publichnyi zvit t.v.o. Holovy Derzhenerhoefektyvnosti Kostiantyna Hura pro pidsumky 2020 roku. 28.01.2021. URL: https://sae.gov.ua/sites/default/files/ZVIT_SAE_2020_0.pdf
2. Fylonenko V. N., Mykhailov V. Y., Vetrov A. P. "K voprosu dostyzheniya evropeiskogo urovnia potrebleniya topliva". *SAKHAR*. 2008. № 10. S. 34-37.
3. Shchegliaev A. V. *Parovye turbiny*. Moskva: Energiia. 1976.
4. Fylonenko V. N., Tsygankov D. N., Shvetsov A. A. "Elektroenergiia sobstvennoi vyrabotki TETs sakharnykh zavodov: problema u resheniia". *SAKHAR*. 2013. № 6. S. 81-85.

УДК 621.31:664.1:005

Энергоэффективность эксплуатационных режимов теплоэлектроцентралей промышленных предприятий

С.В. Барановська¹, В.Н. Філоненко²

¹к. т. н, доц. Киевский национальный университет строительства и архитектуры г. Київ, Украина, svetaknuba@gmail.com, ORCID:0000-0001-5979-1212

²к. т. н, доц. Национальный университет пищевых технологий м. Киев, Украина, ipren@ukr.net

Аннотация. Предприятия с энергоёмким производством имеют в своей структуре теплоэлектроцентраль (ТЭЦ). При осуществлении мер по повышению энергоэффективности можно достигнуть различных соотношений между показателями эффективности потребления тепловой и электрической энергии предприятиями на выработку продукции. Определённые соотношения между удельными тепло- и электропотреблением на производство продукции побуждают предприятие покупать определённую долю электроэнергии в районной энергосистеме (РЭС) для предотвращения сброса в атмосферу отработанного пара в турбине либо продавать в РЭС избыток электроэнергии собственной генерации. Перед предприятием возникает задача выбора режимов эксплуатации ТЭЦ. Освещённая в статье проблема указывает, что выбор определяют цены на топливо для ТЭЦ, соотношение между ценами электроэнергии, покупаемой у РЭС и продаваемой в РЭС. Хотя в производстве сахара электропотребление не превышает 11 % от энергии топлива, электроэнергию выгодно производить в избытке (турбогенераторы работают в максимальном, приближенном к номинальному режиму) и продавать в РЭС по цене выше себестоимости. Предложен метод выбора режимов эксплуатации турбоустановок ТЭЦ на примере сахарного завода, который может применяться и для строительной отрасли, а также методика определения затрат на энергоснабжение всех режимов эксплуатации турбоустановки сахарного завода. Установлено влияние стоимости электроэнергии в РЭС на выбор режима эксплуатации турбоустановок ТЭЦ, обеспечивающих минимальные финансовые затраты на энергоснабжение предприятия. Приведён метод определения типоразмера турбоустановки ТЭЦ, удовлетворяющей удельным показателям теплового и электрического потребления предприятия.

Ключевые слова: теплоэлектроцентраль, ТЭЦ, турбоустановка, эффективность, промышленное предприятие, сахарный завод.

UDC 621.31:664.1:005

Energy efficiency of operational regimes of combined heat and power plants of industrial enterprises

S. Baranovska¹, V. Filonenko²,

¹ PhD, associate Professor, Kyiv National University of Civil Engineering and Architecture, Kyiv, Ukraine, svetaknuba@gmail.com, ORCID:0000-0001-5979-1212

² PhD, associate professor. National University of food technologies, Kyiv, Ukraine, ipren@ukr.net

Abstract. Enterprises with energy-intensive production have combined heat and power plants (CHP) in their structure. During the implementation of energy saving measures, it is possible to achieve different ratios between the indicators of the efficiency of consumption of thermal and electrical energy by enterprises for production. With certain ratios between specific heat and electricity consumption in production, the enterprise is forced to buy a certain part of the electricity in the district power system (DPS) to prevent the discharge of steam exhausted by the turbine into the atmosphere or to deliver excess electricity of its own generation to the DPS. The problem cited in the article indicates that the choice is determined by the prices for fuel for CHP and the ratio between the prices for electricity purchased in the DPS and delivered to the DPS. Although electricity consumption in the production of sugar does not exceed 11% of the energy of the fuel, it is profitable to generate it in excess (turbine generators operate at maximum, close to the nominal mode) and deliver it to the distribution zone at a price higher than the cost. The proposed method for selecting operating modes for CHP turbine plants using the example of a sugar plant, which can also be used for the construction industry, as well as a method for determining energy costs for all operating modes of a sugar plant turbine plant. The influence of the cost of electricity in the distribution zone on the choice of the mode of operation of turbine plants of the CHP, which provide the minimum financial costs for the energy supply of the enterprise, has been established. A method for determining the standard size of a CHP turbine plant that satisfies the specific indicators of heat and electricity consumption of an enterprise is presented.

Keywords: combined heat and power plant, CHP, turbine plants, efficiency, industrial enterprise, sugar plant.

Надійшла до редакції / Received 12.01.2022

УДК 726:697.9

Енергоефективне формування мікроклімату в історичній культовій споруді-пам'ятці з настінним живописом

В. Р. Вахула¹

¹ асист. Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна, v.vahula@gmail.com,
ORCID:0000-0001-7973-6421

Анотація. Для збереження складних історичних об'єктів з унікальними архітектурно-інженерними рішеннями та пам'ятками монументального живопису, що представляє культурну та історичну цінність, задача підтримання визначених музейними фахівцями параметрів мікроклімату є актуальною. Об'єктом дослідження є Софійський собор – пам'ятка архітектури, історії та монументального живопису національного значення, складова об'єкту всесвітньої культурної спадщини ЮНЕСКО. Розташування споруди у центрі міста обумовлює вплив несприятливих зовнішніх метеумов, зокрема високої загазованості повітря, а привабливість пам'ятки для туристів – високий рівень відвідуваності та, як наслідок, динамічні зміни внутрішніх параметрів повітряного середовища. Наявний режим надходження теплоти, вологи й газів у Софійському соборі є періодичним з характерними максимумами значень температури і відносної вологості в різних зонах будівлі під час відвідування його людьми. Проведено три серії натурних досліджень параметрів повітряного середовища Собору. Першу серію проведено 02 жовтня 2019 р. при температурі зовнішнього повітря плюс 18,9 °С та відносній вологості 47,5 % при вимкненій і увімкненій системі вентиляції та до початку опалювального сезону. Друга серія вимірювань проводилася 12-14 листопада 2019 р. при температурі зовнішнього повітря плюс 8,9 °С та відносній вологості 73 % при вимкненій вентиляції та увімкненому опаленні. Третю серію вимірювань проведено 08 лютого 2020 р. при температурі зовнішнього повітря мінус 3,2 °С та відносній вологості 56,2 % при вимкненій вентиляції та увімкненому опаленні. Аналіз результатів свідчить про необхідність реконструкції та модернізації систем інженерного забезпечення мікроклімату та теплопостачання Собору. На даний час фізичний знос систем опалення та вентиляції становить 75...85 %. Вони потребують негайної реконструкції та зміни режиму експлуатації. З урахуванням виконаних натурних досліджень розроблено проєкт модернізації систем опалення, вентиляції та кондиціонування повітря.

Ключові слова: Софійський собор, збереження пам'яток, музей, мікроклімат.

Вступ. Проблема зберігання культових споруд – пам'яток архітектури не може розглядатися у відриві від проблеми створення у них оптимальних мікрокліматичних умов. Основним інформаційним джерелом для розв'язання цієї задачі є постійне проведення моніторингу стану повітряного середовища будівель і споруд. Об'єктом дослідження є Софійський собор – пам'ятка архітектури, історії, монументального живопису національного значення, складова об'єкту всесвітньої культурної спадщини ЮНЕСКО.

Актуальність дослідження. Для забезпечення збереження складних історичних об'єктів з унікальними архітектурно-інженерними рішеннями та пам'ятками монументального живопису, що представляє культурну та історичну цінність, задача підтримання визначених музейними фахівцями параметрів мікроклімату є актуальною.

Останні дослідження та публікації. Вплив мікроклімату на стан музейних пам'яток є одним з основних факторів, що впливають на швидкість їхнього старіння, а недотримання параметрів мікроклімату призводить до деградації цих пам'яток [1-8]. Тому для прийняття рішень щодо реконструкції та модернізації систем формування мікроклімату слід провести

моніторинг стану повітряного середовища музею.

Формулювання цілей статті. Збір та аналіз параметрів повітряного середовища при усталеному режимі функціонування Софійського собору та прогнозуванні зміни параметрів мікроклімату у випадках проведення святкових заходів.

Основна частина. Розташування Софійського собору в центрі міста обумовлює вплив несприятливих зовнішніх метеорологічних умов, зокрема високої загазованості повітря, а привабливість пам'ятки для туристів – високий рівень відвідуваності та, як наслідок, динамічні зміни внутрішніх параметрів повітряного середовища.

На сьогодні будівля функціонує як музейний комплекс з обмеженням максимальної кількості екскурсантів до 100 осіб. Постійних релігійних масових заходів на даний час не проводиться.

Наявний режим надходження теплоти, вологи та газів у Софійському соборі є періодичним з характерними максимумами значень температури і відносної вологості в різних зонах будівлі під час відвідування його людьми. Залежно від періоду року, кількості відвідувачів, наявності увімкненої вентиляції за 4...5 годин відносна вологість збільшується на

5...8 %, а температура – на 2...3 °С.

Вирішення задачі створення мікроклімату повинно здійснюватися комплексно:

- дослідження температурно-вологісного повітряного режиму;
- дослідження стану огорожувальних конструкцій;
- визначення факторів, які дестабілізують температурно-вологісний режим будівлі;
- розроблення відповідних інженерних систем забезпечення мікроклімату приміщень.

У рамках виконання поставленого завдання було проведено три серії натурних досліджень параметрів повітряного середовища у приміщенні Собору. Першу серію вимірів було проведено 02 жовтня 2019 р. при температурі зовнішнього повітря +18,9 °С та відносній вологості 47,5 % при вимкненій і ввімкненій системі вентиляції та до початку опалювального сезону.

Друга серія вимірювань проводилася 12...14 листопада 2019 р. при температурі зовнішнього повітря +8,9 °С та відносній вологості 73 % при вимкненій системі вентиляції та увімкненій системі опалення (початок опалювального сезону відбувся 29 жовтня). Третю серію вимірювань було проведено 08 лютого 2020 р. при температурі зовнішнього повітря –3,2 °С та відносній вологості 56,2 % при вимкненій системі вентиляції та увімкненій системі опалення.

Для проведення вимірів будівлю Собору була умовно розділена на характерні зони, обумовлені об'ємно-планувальними особливостями інтер'єру:

- перший поверх:
 - у нартексі;
 - бічні галереї;
 - центральна частина;
 - за вітварями;
- другий поверх:
 - хори;
 - галереї з музейною експозицією;
- третій поверх:
 - реставраційної майстерні;
 - експозиційна зала;
- гвинтові сходи.

У кожній зоні було виділено точки замірів. Параметри визначалися на трьох рівнях за висотою (1,0 м, 2,0 м та 3,0 м).

У процесі натурних досліджень вимірялися

- температура повітря, °С;
- відносна вологість, %;
- швидкість руху, м/с;
- турбулентність повітря, %;
- освітленість, лк.

Характерний результат наведено на рис. 1.

Температура повітря в нижній зоні Собору коливається від 11,8 до 15,4 °С. В нартексі температура становить $t = 13...14$ °С, у центральній частині 12,3...13,4 °С, у бічних галереях 14,9...15,1 °С. У вітварній частині собору, де розташована значна площа фресок та мозаїк, температура знаходиться в межах 11,8...12,3 °С.

Для збереження творів монументального живопису рекомендована температура внутрішнього повітря в холодний період року становить 14...16 °С, в теплий період року 20...22 °С. Рекомендована відносна вологість внутрішнього повітря становить 50 % при можливому відхиленні протягом доби на 5 % у бік збільшення в теплий період року та на 5 % у бік зменшення у холодний період року.

Поле температури повітря в соборі (рис. 1) не задовольняє вимогам до зберігання фресок, мозаїк та настінного живопису, що призводить до руйнації творів мистецтва та безпосередньо огорожувальних конструкцій. Через це виникає необхідність реставраційних робіт для підтримання інтер'єру собору в автентичному стані. Необхідна реконструкція та модернізація систем інженерного забезпечення мікроклімату та теплопостачання Собору.

На даний час фізичний знос наявних систем опалення та вентиляції за даними обстежень становить 75...85 %. Вони потребують негайної реконструкції та зміни наявного режиму експлуатації.

В рамках реконструкції систем інженерного забезпечення з урахуванням виконаних натурних досліджень було розроблено проект модернізації систем опалення, вентиляції та кондиціонування повітря.

Для забезпечення необхідних параметрів мікроклімату у Соборі було запроєктовано припливну та витяжну установки з рециркуляцією та утилізацією енергії витяжного повітря, що встановлюється в підвальному приміщенні під нартексом. За допомогою наявних підлогових каналів повітря транспортується до приміщення.

У теплий період року для охолодження, та зволоження повітря в установці передбачено тепловий насос та парозволожувач (рис. 2). Для боротьби з мікобіотою встановлені каналні бактерицидні секції.

У холодний період року в установці передбачено встановлення двох калориферів (електричного та водяного) для функціонування установки в режимі повітряного опалення в комплексі з центральною системою водяного опалення.

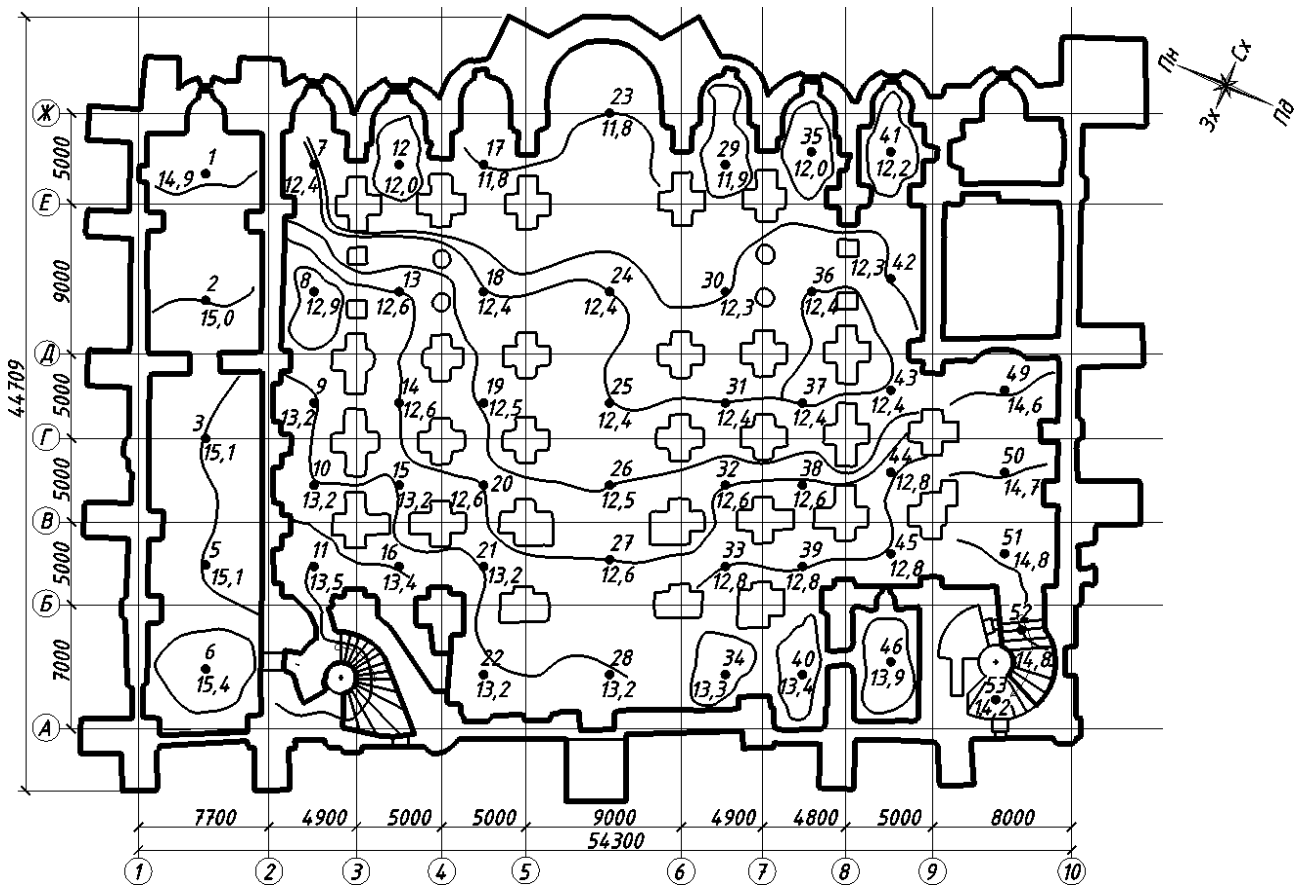


Рис. 1. Ізотерми в плані Собору на відмітці 2 м від підлоги

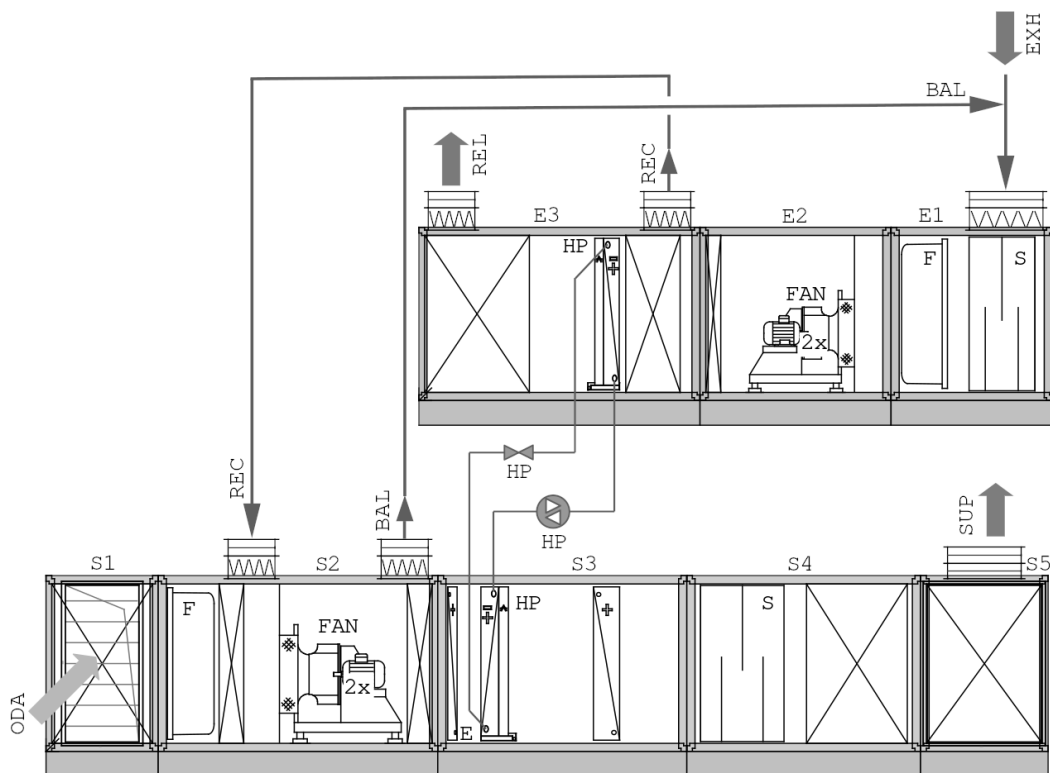


Рис. 2. Схема припливної та витяжної установок з теплонасосною утилізацією енергії витяжного повітря:

S1-S5 – припливна установка; S1 – приймальна секція; S2 – фільтровентиляторна секція;

S3 – секція оброблення повітря; S4 – шумоглушна секція; S5 – секція парозволоження та знезараження ультрафіолетовими лампами; E1-E3 – витяжна установка; E1 – фільтро-шумоглушна секція; E2 – вентиляторна секція; E3 – секція відбору енергії витяжного повітря; F – фільтр; FAN – вентилятор; E – електронагрівач; HP – тепловий насос-холодильна установка; S – шумоглушник; BAL – балансувальний повітровід; REC – рециркуляційний повітровід; ODA – забір зовнішнього повітря; SUP – подача повітря до приміщення; EXH – витяжне повітря з приміщення; REL – викид повітря до атмосфери;

⊠ – герметичні двері; ▭ – клапан

Для забезпечення оптимального функціонування установки та з урахуванням вимог до енергоефективності припливно-витяжна установка працює в трьох режимах залежно від температури та відносної вологості зовнішнього повітря.

У теплий період року при температурі повітря в межах 35...22 °С установка працює у прямоплинному режимі. За допомогою теплового насоса-холодильної установки відбувається охолодження припливного повітря. При температурі зовнішнього повітря нижче 22 °С за необхідності вмикається електричний повітрянагрівач. У разі встановлення реверсивного компресора в тепловому насосі-холодильній установці, як це показано на рис. 2, у переважній більшості випадків цього можна уникнути завдяки утилізації ним теплоти витяжного повітря.

З подальшим зниженням температури повітря нижче 0 °С використовується часткова рециркуляція повітря, суміш підігрівається в електронагрівачі. У разі встановлення реверсивного компресора більшість теплової енергії передає тепловий насос, а електронагрівач вмикається за потреби. У холодний період року відсоток рециркуляційного повітря збільшується, суміш догрівається у водяному повітрянагрівачі, дозволюється у парозволожувачі й подається до приміщень. У випадках, коли потужності водяного повітрянагрівача недостатньо, додатково вмикається електричний. У пікові морози можлива 70 % рециркуляція повітря. Після оброблення в установці повітря знезаражується у бактерицидних секціях.

Видалення частини повітря здійснюється крізь барабан центральної бані, а залишок – через витяжну установку. Оскільки тепловий насос-холодильна установка вимагає повітряного балансу припливу та видалення, частина

зовнішнього повітря перед секцією оброблення перекидається до витяжної установки балансувальним повітроводом.

Така схема повітрообміну є найбільш раціональною в даних умовах. Адже забір повітря до витяжної установки з барабану бані неможливий без пошкодження інтер'єру або екстер'єру. А відсутність вентилявання цього простору призведе до погіршення стану мікроклімату в ньому та пошкодження оздоблення й будівельних конструкцій.

Для припливно-витяжної установки у підвалі бракує місця. Установки розташовано одна поперед одною.

Висновки. Аналіз результатів натурних досліджень показав необхідність реконструкції та модернізації систем інженерного забезпечення мікроклімату та теплопостачання Собору. В даний час фізичний знос наявних систем опалення та вентиляції за даними обстежень складає 75...85 %. Вони потребують негайної реконструкції та зміни наявного режиму експлуатації. Запроектовані припливна та витяжна установки з рециркуляцією та утилізацією енергії витяжного повітря дозволяють енергоефективно забезпечувати мікроклімат у приміщенні задля збереження пам'ятки архітектури, історії та культури України.

Подяки. Роботу виконано в рамках госпрозрахункових тематик “Модернізація системи опалення та мікроклімату в Софійському соборі” та “Проведення комплексного науково-технічного дослідження Софійського собору, XI ст. - об'єкту нерухокої культурної спадщини Національного заповідника “Софія Київська”, що знаходиться за адресою: м. Київ, вул. Володимирська, 24” на замовлення Національного заповідника “Софія Київська” Міністерства культури України.

Література

1. Довгалюк В. Б. Функціональний аналіз теплопровідності та в'язкості квазітвердих капілярно-пористих тіл за змінних параметрів повітряного середовища при музейному зберіганні / В. Б. Довгалюк, Ю. В. Човнюк, М. О. Шишина, А. С. Москвітін // *Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання : наук.-техн. зб. / Київський національний університет будівництва і архітектури.* – 2020. – Вип. 34. – с. 7-15. <https://doi.org/10.32347/2409-2606.2020.34.7-15>
2. Довгалюк В. Б. Енергоефективні технології організації повітророзподілу в музеях різного призначення при змінних режимах тепловологонадходжень / В. Б. Довгалюк, Ю. В. Човнюк, О. М. Складенко, А. К. Ситницька // *Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання : наук.-техн. зб. / Київський національний університет будівництва і архітектури.* – 2020. – Вип. 32. – с. 6-16. – <https://doi.org/10.32347/2409-2606.2020.0.6-16>
3. Човнюк Ю. В. Метод аналізу ізотерм, поверхневої фрактальної розмірності та динамічного хаосу при вологообміні колоїдних капілярно-пористих музейних експонатів за змінних умов мікроклімату / Ю. В. Човнюк, В. Б. Довгалюк, В. Т. Кравчук // *Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання : наук.-техн. зб. / Київський національний університет будівництва і архітектури.* – 2019. – Вип. 30. – с. 6-19. – <https://doi.org/10.32347/2409-2606.2019.30.6-19>

4. Довгалюк В. Б. Можливості застосування фрактальних моделей для ідентифікації мікрокліматичних параметрів музейних приміщень / В. Б. Довгалюк, Ю. В. Човнюк, Є. О. Іванов, А. К. Ситницька // *Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання : наук.-техн. зб. / Київський національний університет будівництва і архітектури.* – 2019. – Вип. 29. – с. 6-11. – <https://doi.org/10.32347/2409-2606.2019.29.6-11>

5. Довгалюк В. Б. Аналіз процесів тепломасообміну та деформації колоїдних капілярно-пористих тіл методами фрактального аналізу та дискретної нелінійної динаміки / В. Б. Довгалюк, Ю. В. Човнюк, М. О. Шишина // *Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання : наук.-техн. зб. / Київський національний університет будівництва і архітектури.* – 2019. – Вип. 28. – с. 6-16. <https://doi.org/10.32347/2409-2606.2019.28.6-16>

6. Човнюк Ю. В. Концептуальні основи створення мехатронних систем керування мікрокліматом музейних приміщень з використанням нечітких логічних контролерів (регуляторів) / Ю. В. Човнюк, М. Г. Диктерук, В. Б. Довгалюк, О. М. Скляренко // *Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання : наук.-техн. зб. / Київський національний університет будівництва і архітектури.* – 2018. – Вип. 27. – с. 6-17. <https://doi.org/10.32347/2409-2606.2018.27.6-17>

7. Човнюк Ю. В. Використання електромагнітних хвиль для контролю процесів вологопереносу в матеріалах художніх виробів / Ю. В. Човнюк, М. Г. Диктерук, В. Б. Довгалюк, О. М. Скляренко // *Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання : наук.-техн. зб. / Київський національний університет будівництва і архітектури.* – 2018. – Вип. 26. – с. 6-12. <https://doi.org/10.32347/2409-2606.2018.26.6-12>

8. Довгалюк В. Б. Концептуальні основи аналізу тепломасообмінних і деформаційних процесів у полімерних дисперсних тілах для формування мікроклімату музеїв В. Б. Довгалюк, Ю. В. Човнюк // *Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання : наук.-техн. зб. / Київський національний університет будівництва і архітектури.* – 2017. – Вип. 33. – с. 6-24. <https://doi.org/10.32347/2409-2606.2017.23.6-24>

References

1. Dovhaliuk V., Chovniuk Y, Shyshyna M, Moskvitina A. “Funktsionalnyi analiz teploprovodnosti ta viazkosti kvazitverdikh kapilarno-porystykh til za zminnykh parametriv povitrianoho seredovyscha pry muzeinomu zberihanni” *Ventyliatsiia, osviltennia ta teplohozopostachannia*, Iss. 34, 2020, pp. 7-15, <https://doi.org/10.32347/2409-2606.2020.34.7-15>

2. Dovhaliuk V., Chovniuk Y, Skliarenko O., Sytnytska A. “Enerhoefektyvni tekhnolohii orhanizatsii povitrorozpodilu v muzeiakh riznoho pryznachennia pry zminnykh rezhymakh teplovolonadkhdzhen” *Ventyliatsiia, osviltennia ta teplohozopostachannia*, Iss. 32, 2020, pp. 6-16, <https://doi.org/10.32347/2409-2606.2020.0.6-16>

3. Chovniuk Y, Dovhaliuk V., Kravchuk V. “Metod analizu izoterm, poverkhnevoi fraktalnoi rozmirnosti ta dynamichnoho khaosu pry volohoobmini koloidnykh kapilarno-porystykh muzeinykh eksponativ za zminnykh umov mikroklimatu” *Ventyliatsiia, osviltennia ta teplohozopostachannia*, Iss. 30, 2019, pp. 6-19, <https://doi.org/10.32347/2409-2606.2019.30.6-19>

4. Dovhaliuk V., Chovniuk Y, Ivanov Y, Sytnytska A. “Mozhlyvosti zastosuvannia fraktalnykh modelei dlia identyfikatsii mikroklimatychnykh parametriv muzeinykh prymishchen” *Ventyliatsiia, osviltennia ta teplohozopostachannia*, Iss. 29, 2019, pp. 6-11, <https://doi.org/10.32347/2409-2606.2019.29.6-11>

5. Dovhaliuk V., Chovniuk Yu, Shyshyna M. “Funktsionalnyi analiz teploprovodnosti ta viazkosti kvazitverdikh kapilarno-porystykh til za zminnykh parametriv povitrianoho seredovyscha pry muzeinomu zberihanni” *Ventyliatsiia, osviltennia ta teplohozopostachannia*, Iss. 28, 2019, pp. 6-16, <https://doi.org/10.32347/2409-2606.2019.28.6-16>

6. Chovniuk Y, Dykteruk M., Dovhaliuk V., Skliarenko O. “Kontseptualni osnovy stvorennia mekhatronnykh system keruvannia mikroklimatom muzeinykh prymishchen z vykorystanniam nechitkykh lohichnykh kontroleriv (rehuliatoriv)” *Ventyliatsiia, osviltennia ta teplohozopostachannia*, Iss. 27, 2018, pp. 6-17, <https://doi.org/10.32347/2409-2606.2018.27.6-17>

7. Chovniuk Y, Dykteruk M., Dovhaliuk V., Skliarenko O. “Vykorystannia elektromahnitnykh khvyl dlia kontroliu protsesiv volohoperenosu v materialakh khudozhnykh vyrobiv” *Ventyliatsiia, osviltennia ta teplohozopostachannia*, Iss. 26, 2018, pp. 6-12, <https://doi.org/10.32347/2409-2606.2018.26.6-12>

8. Dovhaliuk V., Chovniuk Yu. “Kontseptualni osnovy analizu teplomasoobminnykh i deformatsiinykh protsesiv u polimernykh dyspersnykh tilakh dlia formuvannia mikroklimatu muzeiv” *Ventyliatsiia, osviltennia ta teplohozopostachannia*, Iss. 23, 2017, pp. 6-24, <https://doi.org/10.32347/2409-2606.2017.23.6-24>

УДК 726:697.9

Энергоэффективное формирование микроклимата в историческом культовом сооружении-памятнике с настенной живописью

В. Р. Вахула¹

¹ ассист. Киевский национальный университет строительства и архитектуры, г. Киев, Украина, v.vahula@gmail.com,
ORCID:0000-0001-7973-6421

Аннотация. Для сохранения сложных исторических объектов с уникальными архитектурно инженерными решениями и памятниками монументальной живописи, представляющих культурную и историческую ценность, задача поддержания определённых музейными специалистами параметров микроклимата является актуальной. Объектом исследования является Софийский собор – памятник архитектуры, истории и монументальной живописи национального значения, составляющий объект всемирного культурного наследия ЮНЕСКО. Расположение сооружения в центре города обуславливает влияние неблагоприятных внешних метеоусловий, в частности высокой загазованности воздуха, а привлекательность достопримечательности – высокий уровень посещаемости и, как следствие, динамические изменения внутренних параметров воздушной среды. Существующий режим поступления теплоты, влаги и газов в Софийском соборе периодичен с характерными максимумами значений температуры и относительной влажности в различных зонах здания во время посещения его людьми. Проведены три серии натурных исследований параметров воздушной среды Собора. Первая серия проведена 02 октября 2019 г. при температуре наружного воздуха плюс 18,9 °С и относительной влажности 47,5 % при выключенной и включённой системе вентиляции до начала отопительного сезона. Вторая серия измерений проводилась 12-14 ноября 2019 г. при температуре наружного воздуха плюс 8,9 °С и относительной влажности 73 % при выключенной вентиляции и включённом отоплении. Третья серия измерений проведена 08 февраля 2020 г. при температуре наружного воздуха минус 3,2 °С и относительной влажности 56,2 % при выключенной вентиляции и включённом отоплении. Анализ результатов свидетельствует о необходимости реконструкции и модернизации систем инженерного обеспечения микроклимата и теплоснабжения Собора. В настоящее время физический износ систем отопления и вентиляции составляет 75...85 %. Они нуждаются в немедленной реконструкции и изменении режима эксплуатации. С учётом выполненных натурных исследований разработан проект модернизации систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха.

Ключевые слова: Софийский собор, хранение достопримечательностей, музей, микроклимат.

UDC 726:697.9

Energy-efficient microclimate formation in a historical religious monument building with wall paintings

V. Vakhula¹

¹ Assistant professor. Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine, v.vahula@gmail.com,
ORCID:0000-0001-7973-6421

Abstract. In order to preserve complex historical objects with unique architectural, engineering solutions and monumental art that are of cultural and historical value, the task of maintaining the microclimate parameters determined by museum specialists is relevant. The object of the study is St. Sophia Cathedral – a monument of architecture, history and monumental painting of national importance, which is a UNESCO World Cultural Heritage Site. The location of it in the city centre determines the influence of adverse outdoor conditions, in particular, high air pollution, and the attraction of the site – a high level of attendance and, as a result, dynamic changes in the indoor parameters of the air environment. The existing regime of heat, moisture and gases in the St. Sophia Cathedral is periodic with characteristic maxima of temperature and relative humidity values in different areas of the building when people visit it. Three series of natural studies of the air environment parameters in the Cathedral were carried out. The first series was held on 02 October 2019 at an outdoor temperature of plus 18.9 °C and a relative humidity of 47.5 % with the ventilation system turned off and on before the start of the heating season. The second series of measurements was carried out on 12-14 November 2019 at an outside air temperature of plus 8.9 °C and a relative humidity of 73 % with the ventilation turned off and the heating turned on. The third series of measurements was carried out on 08 February 2020 at an outside air temperature of minus 3.2 °C and a relative humidity of 56.2 % with ventilation off and heating on. An analysis of the results indicates the need for reconstruction and modernization of the engineering microclimate systems and heat supply of the Cathedral. Currently, the physical deterioration of heating and ventilation systems is 75-85%. They need immediate reconstruction and change of operating mode. Taking into account the performed field studies, a project for the modernization of heating, ventilation and air conditioning systems was developed.

Keywords: Sophia Cathedral, storage of sights, museum, microclimate.

Надійшла до редакції / Received 29.03.2022

Наукове видання

ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ

НАУКОВО-ТЕХНІЧНИЙ ЗБІРНИК

Випуск 41

Визнаний МОН України як наукове фахове видання України категорії “Б”, у якому можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття ступенів доктора і кандидата наук (Наказ Міністерства освіти і науки України № 409 від 17.03.2020 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 (<http://vothp.knuba.edu.ua/>).

Підписано до друку 12.04.2022. Формат 60×84 1/8
Друк офсетний. Папір офсетний. Гарнітура Times New Roman.
Умов. друк. арк. 7,10. обл. вид. арк. 7,45.
Наклад 100 прим. Замовлення № 161634

Надруковано в ТОВ “Видавництво “Юстон”
01034, м. Київ, вул. О. Гончара, 36-а т: (044) 360-22-66, 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.

