

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ

ЛИСАК ОЛЕГ ВІТАЛІЙОВИЧ



УДК 536.242:532.55:697.278

**ЕНЕРГОЕФЕКТИВНЕ ОПАЛЕННЯ ПРИМІЩЕНЬ ПОВІТРЯНИМИ
ПРИРОДНО-ПРИМУСОВИМИ ЕЛЕКТРОТЕПЛОАКУМУЛЯЦІЙНИМИ
ОБІГРІВАЧАМИ З МАГНЕЗИТОВОЮ ЦЕГЛОЮ**

Спеціальність 05.23.03 – Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання

АВТОРЕФЕРАТ
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Київ 2021

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Київському національному університеті будівництва і архітектури Міністерства освіти і науки України

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор
МІЛЕЙКОВСЬКИЙ ВІКТОР ОЛЕКСАНДРОВИЧ
професор кафедри теплогазопостачання і вентиляції
Київського національного університету будівництва і
архітектури;

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, старший науковий співробітник
ДАВИДЕНКО БОРИС ВІКТОРОВИЧ
головний науковий співробітник відділу теплофізичних основ
енергоощадних технологій Інституту технічної теплофізики
НАН України

кандидат технічних наук, доцент
СУХОДУБ ІРИНА ОЛЕГІВНА
доцент кафедри теплотехніки та енергозбереження
Національного технічного університету України "Київський
політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського"

Захист дисертації відбудеться «29» грудня 2021 р. об 11⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 26.056.07 при Київському національному університеті будівництва і архітектури за адресою: 03037, м. Київ, пр. Повітрофлотський, 31, ауд. 466.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Київського національного університету будівництва і архітектури за адресою: 03037, м. Київ, пр. Повітрофлотський, 31, КНУБА, Вчена рада Д 26.056.07.

Автореферат розісланий «29» листопада 2021 р.

Вчений секретар спеціалізованої
Вченої ради Д 26.056.07
доктор технічних наук, професор



Ткаченко Т. М.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Зараз в Україні актуальною задачею є впровадження систем опалення, які б в більшому ступені використовували наявні енергоресурси. Зокрема, це досягається системами електротеплоакумуляційного опалення, які споживають надлишково вироблену електроенергію під час провалів енергоспоживання та перевиробництва відновлюваними джерелами. Без систем акумуляційного електроопалення у комплексі виробництво-постачання-споживання електроенергії надлишково вироблена електроенергія буде не корисно спожитою для опалення приміщень, а розсіяною до навколишнього середовища. Також ці системи дозволяють знизити пікове навантаження на генерацію електроенергії за рахунок споживання акумульованої теплоти.

Одним з типів систем електротеплоакумуляційного опалення є електротеплоакумуляційні обігрівачі. За своїми габаритами та тепловіддачею ці прилади близькі до радіаторів систем водяного опалення. Принцип дії електротеплоакумуляційних обігрівачів полягає в нагріванні теплоакумуляційного матеріалу електричними нагрівачами в період дії низького тарифу на електроенергію та забезпеченні теплопостачання споживачів протягом доби за рахунок накопиченої теплоти. Як теплоакумуляційний матеріал застосовують переважно вогнетривкі матеріали у вигляді цегли, максимальна температура розігріву яких досягає 673,15...1023,15 К (400...750 °С). Значна густина акумулювання теплоти забезпечується за використання магnezитової цегли.

На сьогодні виробниками представлені два типи моделей зазначених приладів з регулюванням тепловіддачі: з природнім та примусовим рухом повітря. У приладах з природнім рухом повітря застосовується природна конвекція повітря через вертикальні канали. У приладах з примусовим рухом повітря використовують вентилятор, який продуває повітря через П-подібний канал з паралельними перемичками.

Перевагою природного руху є відсутність вентилятора, а недоліком – менший діапазон регулювання приладу. Відповідно, за примусового руху повітря можливий більший діапазон регулювання, але його здатність забезпечувати тепловіддачу залежить від надійності вентилятора, робота якого призводить до додаткових витрат електроенергії. Отже, створення електротеплоакумуляційних обігрівачів, які поєднують переваги природного і примусового руху повітря є актуальною і нагальною задачею.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконана згідно з Державною “Програмою підтримки енергоефективності в Україні” і безпосередньо пов'язана з планами держбюджетної тематики Київського національного університету будівництва і архітектури на замовлення Міністерства освіти і науки України (№ держаної реєстрації 0120U101132).

Мета і задачі дослідження. Метою дисертаційної роботи є наукове обґрунтування та розроблення енергоефективних електротеплоакумуляційних обігрівачів, які дозволяють утилізувати надлишково вироблену електроенергію під час провалів енергоспоживання, та використовувати її для опалення приміщень будівель та споруд.

Досягнення поставленої мети передбачає вирішення таких **завдань**:

- провести аналіз наявних систем, приладів та теплоаккумуляційних матеріалів електротеплоаккумуляційного опалення, їхнього впливу на енергоефективність комплексу генерація-постачання-споживання енергії;
- розробити повітряний природно-примусовий електротеплоаккумуляційний обігрівач з магнезитовою цеглою, щоб поєднати переваги як природного, так і примусового руху повітря повітряними каналами електротеплоаккумуляційних обігрівачів для енергоефективного опалення приміщень;
- розробити фізичну концептуальну модель теплообмінних процесів і втрат тиску в повітряних каналах повітряного природно-примусового електротеплоаккумуляційного обігрівача з магнезитовою цеглою;
- на підставі розробленої фізичної концептуальної моделі вдосконалити математичну модель процесів для визначення доцільної конструкції вказаних каналів;
- провести експериментальне дослідження теплообмінних процесів та втрат тиску в повітряних каналах повітряного природно-примусового електротеплоаккумуляційного обігрівача з магнезитовою цеглою;
- дослідити в натурних умовах роботу повітряного природно-примусового електротеплоаккумуляційного обігрівача з магнезитовою цеглою залежно від температури в обслуговуваному приміщенні;
- на основі наукового аналізу теоретичних та експериментальних даних розробити методику інженерного розрахунку повітряного природно-примусового електротеплоаккумуляційного обігрівача з магнезитовою цеглою та виконати техніко-економічне обґрунтування його доцільності.

Об'єкт дослідження – акумуляційне електроопалення з використанням електротеплоаккумуляційних обігрівачів, що забезпечує підвищення енергоефективності комплексу виробництво-постачання-споживання електроенергії шляхом використання виробленої енергії в години провалу енергоспоживання.

Предмет дослідження – тепломасообмінні процеси в повітряному природно-примусовому електротеплоаккумуляційному обігрівачі за природного і примусового руху повітря через П-подібні канали з паралельними перемичками.

Методи дослідження – математичне моделювання теплообмінних процесів та втрат тиску в повітряному природно-примусовому електротеплоаккумуляційному обігрівачі на підставі як відомих емпіричних залежностей для визначення тепловіддачі та втрат тиску, так і за допомогою методів обчислювальної гідродинаміки (CFD) з використанням рівняння Нав'є-Стокса для ламінарних течій та $k-\epsilon$ моделі для турбулентних течій; лабораторні та промислові експериментальні дослідження з використанням сучасної вимірювальної техніки та методик виконання теплотехнічного експерименту з застосуванням статистичних методів планування й обробки результатів цих дослідів.

Наукова новизна отриманих результатів:

Уперше:

- отримано залежності для тепловіддачі та втрат тиску в П-подібних каналах з паралельними перемичками повітряного природно-примусового

електротеплоакумуляційного обігрівача від розмірів цих каналів, температури теплоакумуляційного матеріалу та витрати повітря за природного й примусового руху повітря;

Удосконалено:

— фізичну концептуальну модель теплообмінних процесів і втрат тиску в повітряних каналах повітряного природно-примусового електротеплоакумуляційного обігрівача з магнезитовою цеглою, що дає уявлення про тепломасообмін у П-подібних каналах з паралельними перемичками.

Набула подальшого розвитку:

— математична модель тепловіддачі та втрат тиску у повітряних каналах для повітряного природно-примусового електротеплоакумуляційного обігрівача при різних розмірах, що дозволила отримати залежності тепловіддачі від розмірів, температури поверхні та витрати повітря за природного й примусового руху.

Практичне значення отриманих результатів. Розроблено повітряний природно-примусовий електротеплоакумуляційний обігрівач з магнезитовою цеглою, який поєднує переваги як природного, так і примусового руху повітря, що дозволяє знизити витрати електроенергії в комплексі виробництво-постачання-споживання за рахунок використання виробленої енергії під час провалів споживання та перевиробництва від відновлюваних джерел. Отримані розрахункові залежності для визначення доцільної конструкції повітряних каналів повітряних природно-примусових електротеплоакумуляційних обігрівачів з магнезитовою цеглою дозволили розробити інженерну методику підбору таких приладів задля використання більш енергоефективних режимів опалення залежно від необхідної кількості теплоти та зниження експлуатаційних витрат.

Результати дисертаційної роботи впроваджено в приміщенні підприємства ТОВ «Столичний пекарний дім», що дозволило за рахунок переважного використання електроенергії, виробленої в період дії пільгового тарифу, досягти значної економії (на момент впровадження термін окупності не перевищив двох років), а також підвищити ефективність енергогенераторного підприємства шляхом більш повного споживання виробленої електроенергії у цей період.

Особистий внесок здобувача. У дисертаційній роботі теоретичні результати щодо тепловіддачі та втрат тиску повітряним природно-примусовим електротеплоакумуляційним обігрівачем здобувачем отримано самостійно. Автором особисто проаналізовано типи електроакумуляційних обігрівачів та теплоакумуляційних матеріалів, розроблено конструкцію повітряного природно-примусового електротеплоакумуляційного обігрівача з магнезитовою цеглою, виконано теоретичні, лабораторні та промислові дослідження повітряного природно-примусового електротеплоакумуляційного обігрівача з магнезитовою цеглою, створено інженерну методику підбору й розрахунку та виконано техніко-економічне обґрунтування розробок. Конкретний внесок автора дисертації в кожную наукову працю, опубліковану зі співавторами, наведено на стор. 17...19.

Апробація результатів дисертації. Основні результати досліджень та окремі розділи дисертації доповідалися на: науково-практичних конференціях Київського національного університету будівництва і архітектури (м. Київ, 2010-2015 р.);

міжнародних науково-практичних конференціях «Енергоінтеграція» (м. Київ, 2014-2017 р.); Всеукраїнській науково-практичній конференції молодих вчених, аспірантів і студентів «Буд-Майстер-Клас» (м. Київ, 2015-2016 р.); міжнародній науково-технічній конференції «Будівництво з оптимальним енергетичним потенціалом» (м. Ченстохова, Польща, 2014 р.); міжнародній науково-технічній конференції "Актуальні проблеми систем теплогазопостачання і вентиляції, водопостачання і водовідведення" (м. Рівне, 2015 р.); міжнародній науково-практичній конференції "Енергоефективний університет" (м. Київ, 2015-2016 р.); міжнародній науково-технічній конференції «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування» (м. Харків, 2016-2017 р.); міжнародній науково-технічній конференції «ЕкоКомфорт» (м. Львів, 2016 р.); міжнародна науково-практична конференція «Відновлювана енергетика та енергоефективність у XXI столітті» (м. Київ, 2015-2016, 2018, 2021); міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми сучасної теплоенергетики» (м. Київ, 2020 р.).

Публікації. Основний зміст дисертаційної роботи опубліковано у 14 друкованих роботах, з них у 11 фахових виданнях, 2 у міжнародному виданні та 1 патент України на корисну модель.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається зі вступу та п'яти розділів основної частини, загальних висновків, списку використаних літературних джерел зі 167 найменувань та двох додатків, викладена на 196 сторінках друкованого тексту, серед яких 160 сторінок основного тексту містить 46 рисунків та 25 таблиць.

Автор висловлює вдячність видатному вченому, професору **Малкіну Едуарду Семеновичу** за наукове керівництво на початку роботи над цією працею.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтовано актуальність теми дисертаційної роботи та її зв'язок з науковими програмами, сформульовано мету і завдання досліджень, відображено наукову новизну та практичне значення одержаних результатів, відзначено особистий внесок автора роботи, подано відомості про апробацію досліджень та публікації, структуру та обсяг дисертації.

У **першому розділі** виконано аналіз стану питання й представлено наявні системи електротеплоакумуляційного опалення, зокрема й фактори, що визначають час дії пільгового тарифу на електроенергію. Проаналізовано різноманітні конструкції приладів акумуляційного електроопалення, зокрема електротеплоакумуляційних обігрівачів (ЕТАО).

Електротеплоакумуляційне опалення досліджували І.А. Кривошеїн, Й.Ф. Лівчак, В.Н. Богословській, І.М. Кузяєв, В.Д. Левенберг, Є.Г. Малявіна, А.Ю. Гілюс, Д.Й. Розинський, М.П. Тимченко, Л.Д. Третьякова, С.С. Беліменко, О.В. Хіменко, О.П. Любарець, Г. Бекман, П. Гіллі, І. Ромеро та інші.

Аналіз відомих даних теоретичних та практичних досліджень різних типів електротеплоакумуляційних обігрівачів показав необхідність розроблення та дослідження роботи повітряного природно-примусового електротеплоакумуляційного обігрівача (ЗП-ЕТАО), який поєднує переваги як

природного, так і примусового руху повітря повітряними каналами. Це дозволяє використати більш енергоефективні режими опалення. Перевагою природного руху повітря є відсутність потреби в застосуванні вентилятора, а перевагою примусового – ширший діапазон регулювання тепловіддачі. У результаті цього сформульовано основні задачі, розв'язанню яких присвячена дана робота.

У другому розділі наведено обґрунтування конструкції запропонованого приладу. При розробці ЗП-ЕТАО важливу роль відіграє вибір теплоакumuляційного матеріалу (ТАМ) цегли та її форма (рис. 1). Як ТАМ обрано магnezитову цеглу, яка отримала широке застосування у різноманітних виробників приладів (Stiebel, Elnur, Dimplex тощо). Даний матеріал забезпечує високу густину об'ємного акумулювання теплоти – $q_v = 2323$ МДж/м³, – що забезпечує компактність приладу за порівняно незначної вартості. Цей матеріал є досить розповсюдженим в Україні. Найближчими альтернативними матеріалами є магнетит та феоліт. Вони, відповідно, акумулюють на 0,3 %, та 7,3 % менше теплоти, але їхня вартість є вищою.

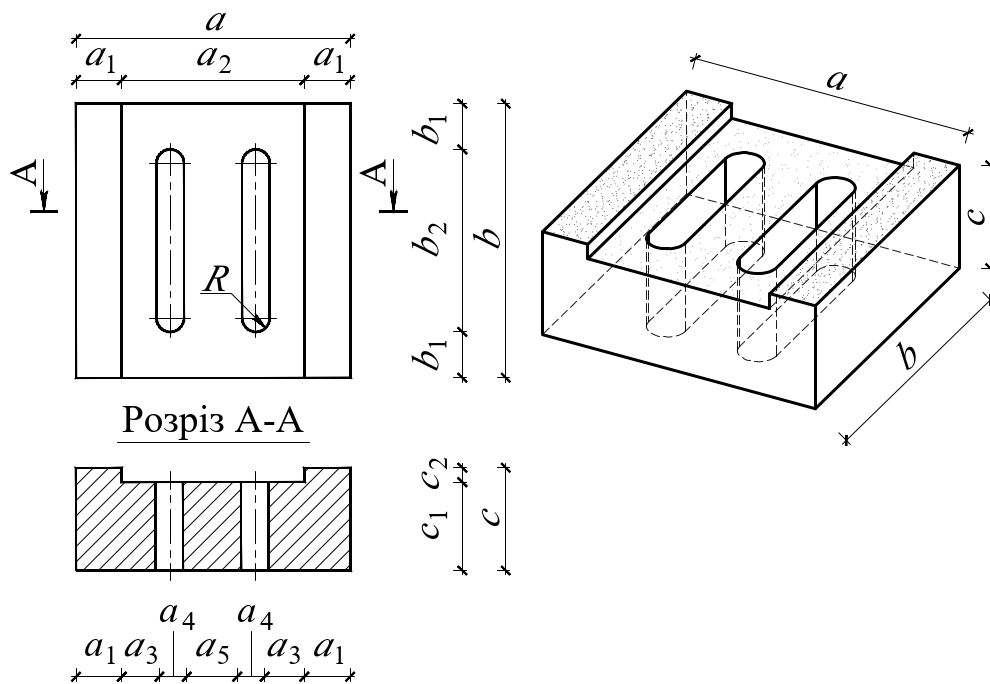


Рис. 1. Розмір цегли: $a = 180$ мм, $a_1 = 30$ мм; $a_2 = 120$ мм; $a_3 = 24$ мм; $a_4 = 16$ мм; $a_5 = 40$ мм; $b = 180$ мм; $b_1 = 30$ мм; $b_2 = 120$ мм; $c = 70$ мм; $c_1 = 60$ мм; $c_2 = 10$ мм.

ЗП-ЕТАО (рис. 2) розташовується на підлозі 13 біля стінки 14. Прилад має форму паралелепіпеда, що прикріплено до блоку підставки 16 та прикріплений до стінки кронштейном 11. Як ТАМ 2 використовується зазначена цегла. У цеглі прокладено електричні нагрівачі 1. Зовнішню поверхню блоку ТАМ вкрито теплоізоляцією 3 та розташовано в зовнішньому кожусі 4. У нижній частині приладу розташовано вентилятор 7, який відокремлено від блоку ТАМ перегородкою 9 та каналом-байпасом з байпасним клапаном 8. У нижній частині приладу розміщено дві решітки. Нижня решітка 5 слугує тільки для входу повітря. Верхня решітка 6 слугує для виходу повітря за примусового руху та входу повітря за природного руху. У верхній частині приладу розташовано канали 17 для організації природного руху

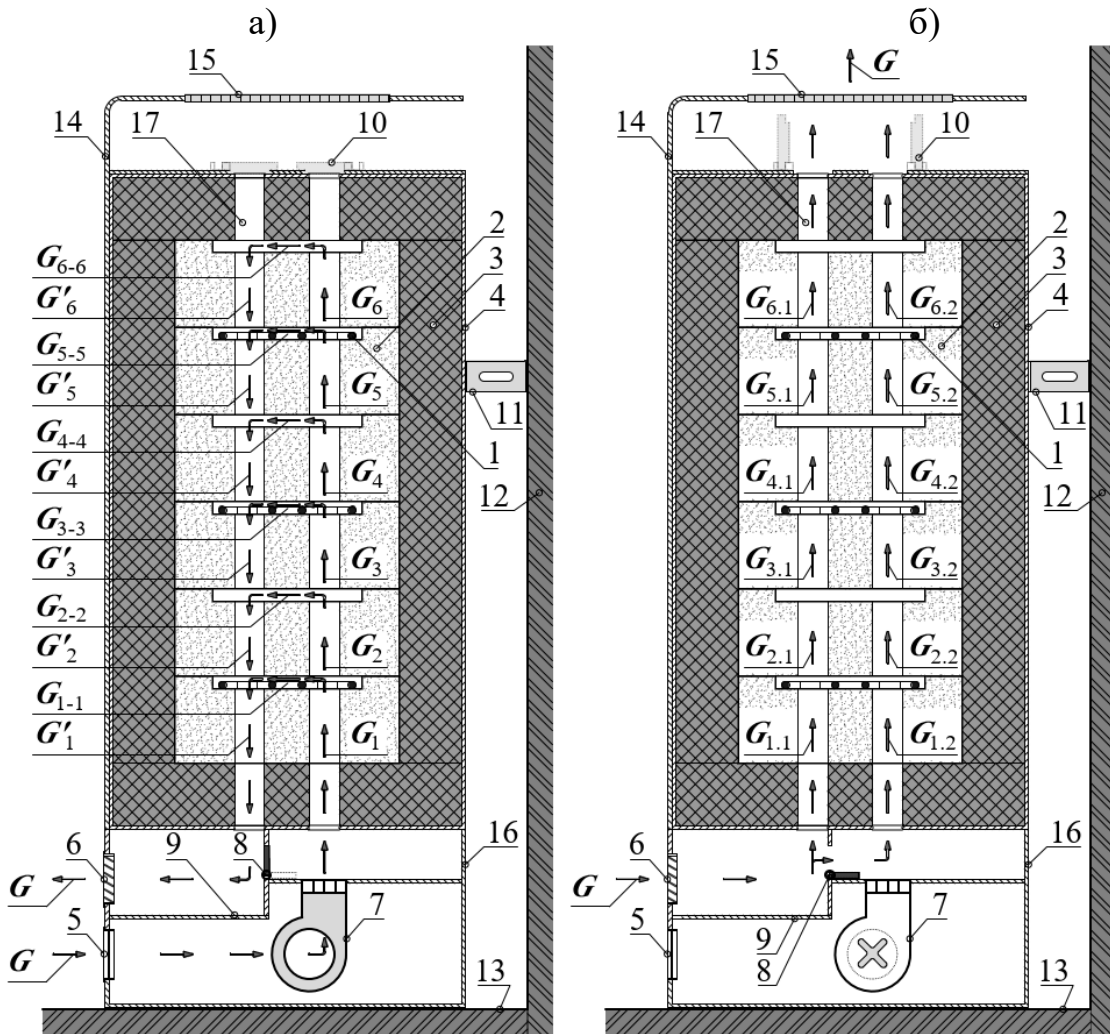


Рис. 2. Принципова схема ЗП-ЕТАО за роботи: а – за примусового руху повітря; б – за природного руху повітря: 1 – електричні нагрівачі; 2 – цегла ТАМ; 3 – теплова ізоляція; 4 – зовнішній кожух; 5 – нижня решітка для входу повітря; 6 – верхня решітка для виходу повітря за примусового руху повітря та входу повітря за природного руху повітря; 7 – вентилятор; 8 – канал-байпас з байпасним клапаном для регулювання температури повітря на виході з приладу за примусовим руху повітря; 9 – перегородка між вентилятором та блоком ТАМ; 10 – клапани; 11 – кронштейн; 12 – стінка; 13 – підлога; 14 – декоративна панель; 15 – верхня решітка для виходу повітря; 16 – блок підставки; 17 – канали для організації природного руху повітря; G – масова витрата повітря, кг/с.

повітря. У каналах 17 улаштовано клапани 10, які закриті за примусового руху та відкриті – за природного руху повітря. Додатково, використовується фронтальна панель 14, в верхній частині якої знаходиться верхня решітка для виходу повітря 15, що призначення для захисту клапанів 10.

Принцип роботи ЗП-ЕТАО такий. Залежно від сигналу датчика зовнішньої температури та (або) налаштувань блоку управління відбувається накопичення теплоти за рахунок нагрівання ТАМ електричними нагрівачами протягом певного періоду доби, який відповідає обраному періоду «зарядження» приладу. Весь інший період доби є періодом «розрядження». Тепловіддача від приладу відбувається

протягом усієї доби, а вид спонуки руху повітря залежить від необхідної потужності. За менших значень тепловіддачі використовується природний рух повітря, за більших значень використовується примусовий рух повітря.

В одній секції ЗП-ЕТАО використовують шість цеглин, що обґрунтовано можливістю розміщення приладу під вікнами. За таких умов визначено кількість накопиченої теплоти на секцію становитиме

$$E_{\text{секц}} = n_{\text{цегл}} \cdot V_{\text{цегл}} \cdot q_V = 6 \cdot 0,00172 \cdot 2323 = 24 \text{ МДж}, \quad (1)$$

де $n_{\text{цегл}}$ – кількість цеглин, $n_{\text{цегл}} = 6$; $V_{\text{цегл}}$ – об'єм цеглини, м^3 , $V_{\text{цегл}} = 0,00172 \text{ м}^3$.

Середню тепловіддачу секції ЗП-ЕТАО протягом доби визначають як

$$Q_{\text{секц}} = E_{\text{секц}} / (\tau_{\text{доба}} - \tau_{\text{зар}}) = 24 \cdot 10^6 / (86400 - 28800) = 417 \text{ Вт}, \quad (2)$$

де $\tau_{\text{доба}}$ – тривалість доби, $\tau_{\text{доба}} = 86400 \text{ с}$ (24 год); $\tau_{\text{зар}}$ – тривалість зарядження, $\tau_{\text{зар}} = 28800 \text{ с}$ (8 год).

Для проведення розрахунків приймаємо, що тепловіддача однієї секції становитиме $Q_{\text{секц}} = 400 \text{ Вт}$. Тепловіддача від приладу

$$Q_T = n_{\text{секц}} \cdot Q_{\text{секц}}, \text{ Вт}, \quad (3)$$

де $n_{\text{секц}}$ – кількість секцій приладу;

У тепловіддачі Q_T , Вт, дві складові

$$Q_T = Q_{\text{нр}} + Q_{\text{рег}}, \text{ Вт}, \quad (4)$$

де $Q_{\text{нр}}$ – нерегульована тепловіддача (втрати через теплоізоляцію ЗП-ЕТАО), Вт; $Q_{\text{рег}}$ – регульована тепловіддача (тепловіддача від повітряних каналів ЗП-ЕТАО), Вт, яка буває двох типів: за природного руху повітря $Q_{\text{прр}}$, Вт, та за примусового руху повітря $Q_{\text{прм}}$, Вт.

Для визначення цих складових було розроблено систему рівнянь балансу маси та теплоти. При цьому враховано габарити елементів приладу, зокрема блоку ТАМ з теплоізоляцією. Для цього приймається, що товщина теплоізоляції з мікропористого матеріалу Microtherm становить 0,05 м з усіх сторін, що обґрунтовано у вже впроваджених моделях ЕТАО. Для таких приладів прийнято будувати типоряд потужності за арифметичною прогресією. Для усіх моделей ЗП-ЕТАО однаковими будуть глибина блоку ТАМ з теплоізоляцією $L_A = 0,28 \text{ м}$ та висота $H = 0,52 \text{ м}$. Ширина блоку ТАМ з теплоізоляцією змінюється залежно від їхньої потужності: для приладу з тепловіддачею $Q_T = 800 \text{ Вт}$ ширина блоку ТАМ з теплоізоляцією становить $L_B = 0,46 \text{ м}$, а за тепловіддачі $Q_T = 3200 \text{ Вт}$ – $L_B = 1,54 \text{ м}$.

Нерегульована тепловіддача $Q_{\text{нр}}$, Вт, визначалася як

$$Q_{\text{нр}} = \bar{\alpha}_{\text{нр}} \cdot F_{\text{зп}} \cdot (T_{\text{зп}} - T_{\text{пов}}), \text{ Вт}, \quad (5)$$

де $\bar{\alpha}_{\text{нр}}$ – середній коефіцієнт нерегульованої тепловіддачі зовнішньої поверхні блоку ТАМ з теплоізоляцією, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $F_{\text{зп}}$ – площа зовнішньої поверхні приладу, м^2 ; $T_{\text{зп}}$ – температура зовнішньої поверхні приладу, К; $T_{\text{пов}}$ – температура повітря в приміщенні, К.

Нерегульована тепловіддача визначалася за певних спрощень. Вважається, що температура зовнішньої поверхні приладу $T_{\text{зп}}$, К, є однаковою для всіх поверхонь. Також нехтується наявністю нижньої підставки приладу. Розрахунки виконано для умовного паралелепіпеда розмірами $L_A \times L_B \times H$.

Для розрахунків прийнято, що температура повітря навколо приладу становитиме $T_{\text{пов}} = 293,15 \text{ К}$ ($20 \text{ }^\circ\text{C}$). Температура зовнішньої поверхні розглянута в діапазоні $T_{\text{зп}} = 303,15 \dots 333,15 \text{ К}$ ($30 \dots 60 \text{ }^\circ\text{C}$). Площа поверхні приладів визначатиметься як

$$F_{\text{зп}} = 2 \cdot (L_A \cdot H + L_B \cdot H + L_A \cdot L_B), \text{ м}^2. \quad (6)$$

Середній коефіцієнт нерегульованої тепловіддачі зовнішньої поверхні $\bar{\alpha}_{\text{зп}}$, Вт/($\text{м}^2 \cdot \text{К}$), визначається як

$$\bar{\alpha}_{\text{зп}} = (\bar{\alpha}_{\text{зп}}^{\text{к}} + \bar{\alpha}_{\text{зп}}^{\text{пр}}), \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad (7)$$

де $\bar{\alpha}_{\text{зп}}^{\text{к}}$ – середній коефіцієнт конвективної тепловіддачі зовнішньої поверхні блоку ТАМ з теплоізоляцією, Вт/($\text{м}^2 \cdot \text{К}$); $\bar{\alpha}_{\text{зп}}^{\text{пр}}$ – середній коефіцієнт променевої тепловіддачі зовнішньої поверхні блоку ТАМ з теплоізоляцією, Вт/($\text{м}^2 \cdot \text{К}$).

Середній коефіцієнт конвективної тепловіддачі зовнішньої поверхні $\bar{\alpha}_{\text{зп}}^{\text{к}}$, Вт/($\text{м}^2 \cdot \text{К}$), визначається як

$$\bar{\alpha}_{\text{зп}}^{\text{к}} = \text{Nu}_{\text{зп}} \cdot \lambda_{\text{пов}} / L_{\text{зп}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad (8)$$

де $\text{Nu}_{\text{зп}}$ – значення числа Нуссельта для зовнішньої поверхні приладу

$$\text{Nu}_{\text{зп}} = 0,55 (\text{Ra}_{\text{зп}})^{\frac{1}{4}}, \quad (10^4 < \text{Ra}_{\text{зп}} < 10^9); \quad (9)$$

де $\text{Ra}_{\text{зп}}$ – значення числа Релея для зовнішньої поверхні приладу

$$\text{Ra}_{\text{зп}} = \text{Pr} \cdot \text{Gr}_{\text{зп}}; \quad (10)$$

де Pr – значення числа Прандтля для повітря за температури $T_{\text{сер}}$, К; $\text{Gr}_{\text{зп}}$ – значення числа Грасгофа для зовнішньої поверхні приладу

$$\text{Gr}_{\text{зп}} = \beta_{\text{зп}} \cdot g \cdot (T_{\text{зп}} - T_{\text{пов}}) \cdot L_{\text{зп}}^3 / \nu_{\text{зп}}^2; \quad (11)$$

де $\beta_{\text{зп}}$ – температурний коефіцієнт об'ємного розширення повітря, К^{-1} ,

$$\beta_{\text{зп}} = 1/T_{\text{сер}}, \text{ К}^{-1}; \quad (12)$$

g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81 \text{ м}/\text{с}^2$; $\nu_{\text{зп}}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря, $\text{м}^2/\text{с}$, що визначається за середньої температури повітря

$$T_{\text{сер.зп}} = 0,5 \cdot (T_{\text{пов}} + T_{\text{зп}}), \text{ К}; \quad (13)$$

$\lambda_{\text{пов}}$ – коефіцієнт теплопровідності повітря, Вт/($\text{м} \cdot \text{К}$), за середньої температури повітря $T_{\text{сер.зп}}$, К; $L_{\text{зп}}$ – характерний геометричний розмір для зовнішньої поверхні, м,

$$L_{\text{зп}} = L_H \cdot H / (L_H + H), \text{ м}; \quad (14)$$

де L_H – довший з двох розмірів L_A та L_B , м.

Середній коефіцієнт променевої тепловіддачі зовнішньої поверхні $\bar{\alpha}_{\text{зп}}^{\text{пр}}$, Вт/($\text{м}^2 \cdot \text{К}$), визначається як

$$\bar{\alpha}_{\text{зп}}^{\text{пр}} = \varepsilon_0 \cdot C_0 \cdot (T_{\text{зп}} + T_{\text{пов}}) \cdot (T_{\text{зп}}^2 + T_{\text{пов}}^2), \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad (15)$$

де ε_0 – коефіцієнт опромінення, $\varepsilon_0 = 0,9$; C_0 – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла, приймаємо як константу $C_0 = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$.

У результаті (рис. 3) було отримано дані щодо зміни значення середнього коефіцієнта нерегульованої тепловіддачі зовнішньої поверхні блоку ТАМ з теплоізоляцією $\bar{\alpha}_{\text{зп}}$, Вт/($\text{м}^2 \cdot \text{К}$). Зростання коефіцієнту нерегульованої тепловіддачі

$\bar{\alpha}_{\text{нр}}$, Вт/(м²·К), при зростанні температури зовнішньої поверхні $T_{\text{зп}}$, К, від 303,15 К до 333,15 К становило близько 26 % для кожної з моделей. Зі зростанням габаритів моделі значення коефіцієнта нерегульованої тепловіддачі $\bar{\alpha}_{\text{нр}}$, Вт/(м²·К), зменшувалось. За температури зовнішньої поверхні $T_{\text{зп}} = 303,15$ К значення коефіцієнта нерегульованої тепловіддачі $\bar{\alpha}_{\text{нр}}$ становило 8,1...8,4 Вт/(м²·К), а за температури $T_{\text{зп}} = 333,15$ К – $\bar{\alpha}_{\text{нр}} = 10,2...10,6$ Вт/(м²·К).

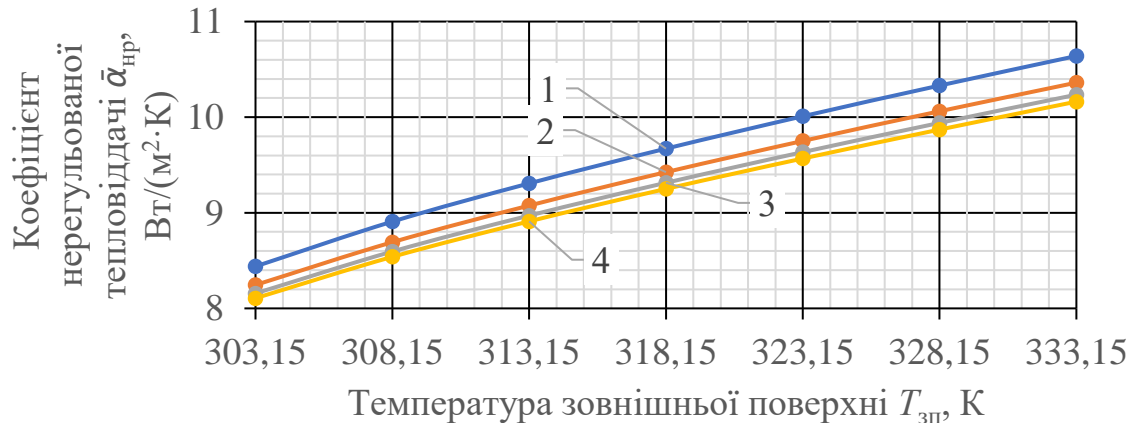


Рис. 3. Зміна коефіцієнта нерегульованої тепловіддачі від температури зовнішньої поверхні приладу $T_{\text{зп}}$, К, для чотирьох моделей ЗП-ЕТАО з потужністю $Q_{\text{т}}$, Вт: 1 – 800 Вт; 2 – 1600 Вт; 3 – 2400 Вт; 4 – 3200 Вт.

Визначені згідно з рівнянням (5) значення нерегульованої тепловіддачі було порівняно зі значенням загальної тепловіддачі приладу

$$\theta_{\text{нр}} = (Q_{\text{нр}}/Q_{\text{т}}) \cdot 100, \% \quad (16)$$

Найбільше значення тепловіддачі від зовнішньої поверхні визначено за найвищої температури його розігрівання $T_{\text{там}} = 1023,15$ К (750 °С). Значення температури на зовнішній поверхні приладу $T_{\text{зп}}$, К, визначимо з рівняння теплового балансу (рівності між теплопередачею через теплоізоляційний прошарок та тепловіддачею від зовнішньої поверхні)

$$(\lambda_{\text{із}}/S_{\text{із}}) \cdot F_{\text{із}} \cdot (T_{\text{там}} - T_{\text{зп}}) = \bar{\alpha}_{\text{нр}} \cdot F_{\text{зп}} \cdot (T_{\text{зп}} - T_{\text{пов}}), \text{ Вт}, \quad (17)$$

де $\lambda_{\text{із}}$ – коефіцієнт теплоізоляції мікропористого матеріалу Microtherm, для умов розрахунку ЕТАО $\lambda_{\text{із}} = 0,03$ Вт/(м·К); $S_{\text{із}}$ – товщина теплоізоляції, м, $S_{\text{із}} = 0,05$ м; $F_{\text{із}}$ – площа поверхні теплоізоляції, м²,

$$F_{\text{із}} = 2 \cdot (A_{\text{там}} \cdot H_{\text{там}} + B_{\text{там}} \cdot H_{\text{там}} + A_{\text{там}} \cdot B_{\text{там}}), \text{ м}^2, \quad (18)$$

де $A_{\text{там}}$, $B_{\text{там}}$, $H_{\text{там}}$ – відповідно, глибина, ширина та висота блоку ТАМ без теплоізоляції: $A_{\text{там}} = 0,18$ м, $H_{\text{там}} = 0,24$ м, для приладу з тепловіддачею $Q_{\text{т}} = 800$ Вт $B_{\text{там}} = 0,36$ м, а за тепловіддачі $Q_{\text{т}} = 3200$ Вт – $B_{\text{там}} = 1,44$ м.

За таких умов (рис. 4) температура поверхні ЗП-ЕТАО в середньому становить $T_{\text{зп}} = 323,15$ К (50 °С). Найбільша нерегульована частка тепловіддачі $\theta_{\text{нр}}$ становить 39 % для приладів з тепловіддачею $Q_{\text{т}} = 800$ Вт, а найменша – 25 % для приладів з

тепловіддачею $Q_T = 3200$ Вт. Середнє значення для всіх моделей в цьому діапазоні становить 30 %. Отже, нерегульована частка тепловіддачі є меншою за загальне значення тепловіддачі Q_T , Вт, а прилади є регульованими та не призводитимуть до перегріву приміщення.

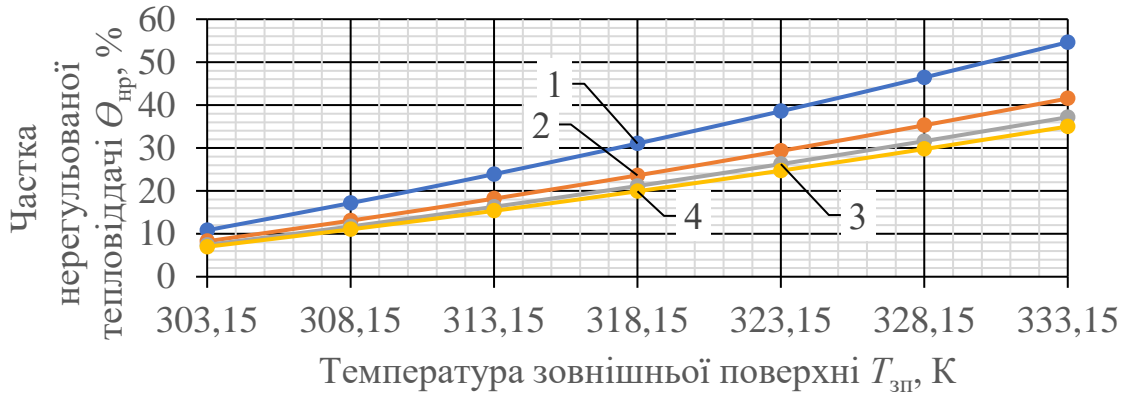


Рис. 4. Частка нерегульованої тепловіддачі для чотирьох моделей ЗП-ЕТАО з потужністю Q_T , Вт: 1 – 800 Вт; 2 – 1600 Вт; 3 – 2400 Вт; 4 – 3200 Вт.

Тепловіддача ЗП-ЕТАО за природного руху повітря визначається згідно рівняння

$$Q_{\text{прр}} = \bar{\alpha}_{\text{прр}} \cdot F_{\text{кан}} \cdot (T_{\text{ТАМ}} - T_{\text{пов}}), \text{ Вт}, \quad (19)$$

де $\bar{\alpha}_{\text{прр}}$ – середній коефіцієнт тепловіддачі повітряних каналів за природного руху повітря, Вт/(м²·К),

$$\bar{\alpha}_{\text{прр}} = \text{Nu}_{\text{прр}} \cdot \lambda_{\text{кан}} / S_{\text{кан}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad (20)$$

де $\text{Nu}_{\text{прр}}$ – число Нуссельта для повітряних каналів за природного руху повітря;

$$\text{Nu}_{\text{прр}} = \left[(24/\text{Ra}_{\text{mod}})^m + (0,59 \cdot \text{Ra}_{\text{mod}}^{1/4})^{-m} \right]^{1/m} \quad m = 2; \quad (21)$$

Ra_{mod} – модифіковане число Релея

$$\text{Ra}_{\text{mod}} = \text{Ra}_{\text{прр}} \cdot (L_{\text{кан}} / H_{\text{кан}}); \quad (22)$$

$\text{Ra}_{\text{прр}}$ – значення числа Релея для повітряного каналу за природного руху повітря

$$\text{Ra}_{\text{прр}} = \beta_{\text{прр}} \cdot g \cdot (T_{\text{ТАМ}} - T_{\text{пов}}) \cdot S_{\text{кан}}^3 \cdot \text{Pr}_{\text{прр}} / \nu_{\text{прр}}^2; \quad (23)$$

$\beta_{\text{прр}}$ – коефіцієнт об'ємного розширення повітря у повітряному каналі, К⁻¹,

$$\beta_{\text{прр}} = 1/T_{\text{пов}}, \text{ К}^{-1}; \quad (24)$$

$\nu_{\text{прр}}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря, м²/с, що визначається за середньої температури повітря в каналах

$$T_{\text{прр}} = 0,5 \cdot (T_{\text{ТАМ}} + T_{\text{пов}}), \text{ К}; \quad (25)$$

$\lambda_{\text{кан}}$ – коефіцієнт теплопровідності повітря в повітряних каналах за середньою температурою в повітряних каналах $T_{\text{прр}}$, К; $F_{\text{кан}}$ – площа повітряних каналів, м², яку приймають лише як площу ширших сторін повітряних каналів

$$F_{\text{кан}} = 4 \cdot H_{\text{кан}} \cdot B_{\text{кан}}, \text{ м}^2, \quad (26)$$

$H_{\text{кан}}$ – висота повітряних каналів, $H_{\text{кан}} = 0,42$ м; $B_{\text{кан}}$ – ширина повітряних каналів, $B_{\text{кан}} = 0,096$ м.

Проведений аналіз показав, що за $T_{\text{ТАМ}} = 423,15 \dots 623,15$ К ($150 \dots 350$ °С) та $S_{\text{кан}} = 0,016 \dots 0,024$ м значення середнього коефіцієнту тепловіддачі повітряних каналів за природного руху повітря $\bar{\alpha}_{\text{прп}} = 6,5 \dots 9,2$ Вт/(м² · К).

Наведені значення розміру каналу $S_{\text{кан}}$, м, є більшими за максимальні (після досягнення яких тепловіддача припиняє зростання), що визначені згідно з рівнянням

$$S_{\text{max}} = 4,64 / \left(g \cdot \beta_{\text{прп}} \cdot \text{Pr}_{\text{прп}} \cdot (T_{\text{ТАМ}} - T_{\text{пов}}) / (v_{\text{прп}}^2 \cdot H_{\text{кан}}) \right)^{1/4}, \text{ м.} \quad (27)$$

Значення регульованої тепловіддачі за примусового руху повітря $Q_{\text{прм}}$, Вт, визначалося з двома рівняннями. Перше описує тепловіддачу від поверхні повітряних каналів

$$Q_{\text{прм}} = \bar{\alpha}_{\text{прм}} \cdot F_{\text{кан}} \cdot (T_{\text{кін}} - T_{\text{поч}}) / \ln \left((T_{\text{ТАМ}} - T_{\text{поч}}) / (T_{\text{ТАМ}} - T_{\text{кін}}) \right), \text{ Вт,} \quad (28)$$

де $\bar{\alpha}_{\text{прм}}$ – середній коефіцієнт конвективної тепловіддачі повітряних каналів, Вт/(м² · К); $T_{\text{ТАМ}}$ – температура ТАМ, К, яка прийнята для умов, характерних для найбільшого зменшення температури ТАМ, $T_{\text{ТАМ}} = 323,15 \dots 423,15$ К ($50 \dots 150$ °С); $T_{\text{кін}}$ – температура повітря на виході з приладу, К.

Друге рівняння демонструє те, як нагрівається теплоносії (повітря) під час проходження повітряних каналів

$$Q_{\text{прм}} = c_p \cdot G \cdot (T_{\text{кін}} - T_{\text{пов}}), \text{ Вт,} \quad (29)$$

де c_p – питома теплоємність повітря, Дж/(кг · К); G – масова витрата повітря у повітряних каналах, кг/с.

Як правило, для характеристики приладів використовують значення об'ємної витрати на вході до приладу

$$L = G / \rho, \text{ м}^3/\text{с,} \quad (30)$$

де ρ – густина повітря на вході до приладу, кг/м³.

Через складну форму каналів визначення тепловіддачі за примусового руху повітря $Q_{\text{прм}}$, Вт, можливе лише в програмах обчислювальної гідродинаміки. У даній роботі застосовано програму, що використовує рівняння Нав'є-Стокса для ламінарного режиму та стандартну k - ϵ модель для турбулентного режиму.

За максимальної температури розігріву ТАМ регульована тепловіддача за примусового руху повітря $Q_{\text{прм}}$, Вт, має становити близько 70 % загального теплового потоку $Q_{\text{т}}$, Вт, проте це значення збільшується за охолодження ТАМ. Таким чином, регульована тепловіддача приладу має бути визначеною за температури мінімального охолодження 423,15 К (150 °С). За таких умов значення тепловіддачі має бути ще вищим. Тому можливо знехтувати часткою нерегульованої тепловіддачі та визначати регульовану тепловіддачу як повне значення $Q_{\text{т}}$, Вт.

Вибір габаритів цегли та способу її укладання обґрунтовувався необхідністю забезпечувати необхідний тепловий потік за мінімальних втрат тиску. Середній коефіцієнт тепловіддачі повітряних каналів за примусового руху повітря

$$\bar{\alpha}_{\text{прм}} = \text{Nu}_{\text{прм}} \cdot \lambda_{\text{прм}} / S_{\text{кан}}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К).} \quad (31)$$

де $Nu_{\text{прм}}$ – значення числа Нуссельта за примусового руху повітря; $\lambda_{\text{прм}}$ – коефіцієнт теплопровідності в повітряних каналах за середньою температурою в повітряних каналах за примусового руху повітря

$$T_{\text{прм}} = 0,5 \cdot (T_{\text{кін}} + T_{\text{пов}}), \text{ К}, \quad (32)$$

де $T_{\text{кін}}$ – температура повітря на виході з блоку ТАМ, К,

Значення Nu залежить від значення числа Рейнольдса

$$Re = (V \cdot S_{\text{кан}}) / \nu_{\text{прм}}^2, \quad (33)$$

де V – середня швидкість в повітряних каналах, м/с; $\nu_{\text{прм}}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря за примусового руху повітря, м²/с, за температури $T_{\text{прм}}$, К.

Втрати тиску визначались як

$$\Delta p = \zeta \cdot \rho_{\text{прм}} \cdot V^2 / 2, \text{ Па}, \quad (34)$$

де $\rho_{\text{прм}}$ – середня густина повітря в повітряному каналі за примусового руху, м³/кг.

Для визначення доцільного варіанту укладання ТАМ було проаналізовано тепловіддачу для укладання цегли (плоскою стороною вверх чи вниз, та комбінації цих рішень) та за відстані між стінками повітряного каналу $S_{\text{кан}} = 0,016 \dots 0,024$ м.

У випадку різних варіантів укладання цегли найвищі характеристики тепловіддачі продемонстрував варіант з укладанням всіх цеглин плоскою стороною донизу. Тому було обрано саме такий варіант укладання цеглин.

При виборі відстані між стінками повітряного каналу цегли було проаналізовано зміни тепловіддачі та втрат тиску в діапазоні витрати повітря на секцію $L_{\text{секц}} = 0,00417 \dots 0,00694$ м³/с (15...25 м³/год) та температури ТАМ $T_{\text{ТАМ}} = 323,15 \dots 423,15$ К (50...150 °С). За однакових значень цих двох характеристик секція блоку ТАМ з відстанню між стінками повітряного каналу $S_{\text{кан}} = 0,02$ м забезпечувала тепловіддачу лише на 6 % більшу, ніж за $S_{\text{кан}} = 0,024$ м. Водночас, втрати тиску зростали на 53,9 %. Таким чином, для зменшення витрати електроенергії на роботу вентилятора є доцільним застосування саме цеглин з відстанню між стінками повітряного каналу $S_{\text{кан}} = 0,024$ м. За обраного розміру каналу та наведених вище витрат повітря на секцію та температури ТАМ $\bar{\alpha}_{\text{прм}} = 28,6 \dots 40$ Вт/(м² · К). Втрати тиску для забезпечення заданого значення $Q_{\text{т}}$, Вт, не перевищували 15 Па.

У **третьому розділі** для дослідження теплових та аеродинамічних характеристик ЗП-ЕТАО було створено комплексний експериментальний стенд. У розробленому стенді використовувався прилад, утворений з трьох секцій цеглин (рис. 5). Три секції було використано для наближення до дійсних умов роботи й підвищення витрати повітря задля збільшення точності вимірювань.

Залежно від типу досліджуваного режиму тепловіддачі змінювався спосіб встановлення приладу. За природного руху повітря використано підставку, яка відповідала стандартній конструкції ЗП-ЕТАО. За примусового руху повітря встановлено підставку, призначену для вимірювань витрати повітря.

Згідно з умовами експерименту ТАМ розігрівався до заданої температури за допомогою електричних нагрівачів. Одночасно через блок ТАМ пропускали задану кількість повітря. Регулювання температури відбувалося за допомогою регулятора потужності, що змінював кількість теплоти, яка надходила до приладу.

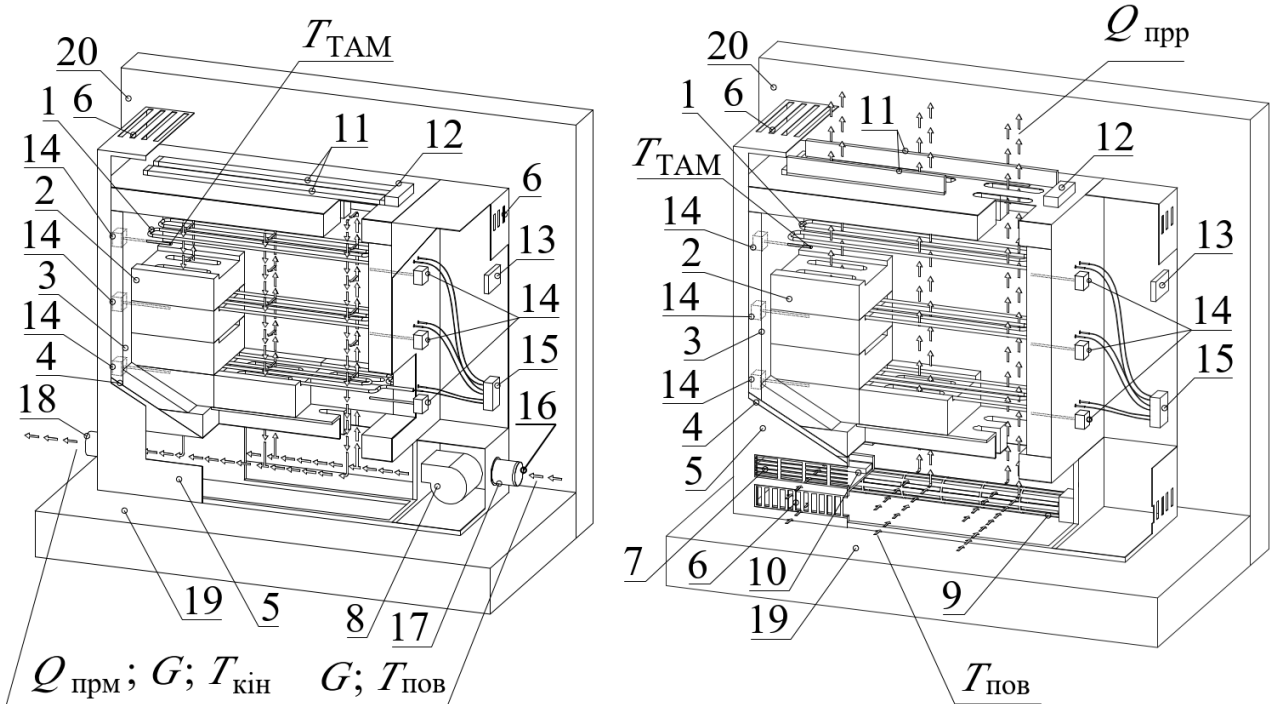


Рис. 5. Принципова схема експериментальної установки: а – за примусового руху повітря; б – за природного руху повітря:

1 – електричні нагрівачі; 2 – цегла ТАМ; 3 – теплова ізоляція; 4 – зовнішній кожух; 5 – фронтальна панель; 6 – нижня решітка; 7 – верхня решітка; 8 – радіальний вентилятор; 9 – діаметральний вентилятор; 10 – заслінка для зміни режиму роботи приладу за природного руху на примусове та навпаки; 11 – клапани-регулятори для зміни режиму роботи приладу за природного руху на примусове та навпаки; 12 – привід клапанів-регуляторів повітря; 13 – прилад вимірювання температури; 14 – датчики температури ТАМ; 15 – прилад регулювання температури електричних нагрівачів (регулятор потужності); 16 – заслінка для регулювання потоку припливного повітря; 17 – вимірювальний патрубок припливного повітря; 18 – вимірювальний патрубок повітря, яке виходить з установки; 19 – підлога; 20 – стіна

Оскільки необхідне значення тепловіддачі забезпечувалося за діапазону витрати повітря на секцію $L_{\text{секц}} = 0,00417 \dots 0,00694 \text{ м}^3/\text{с}$ (15...25 $\text{м}^3/\text{год}$), то й відповідно загальна витрата повітря на вході до трисекційного приладу становила $0,0125 \dots 0,0208 \text{ м}^3/\text{с}$ (45...75 $\text{м}^3/\text{год}$). Коливання температури ТАМ дорівнювали $323,15 \dots 423,15 \text{ К}$ (50...150 $^{\circ}\text{C}$). Також в експерименті послідовно змінювалася відстань між стінками повітряного каналу цеглин $S_{\text{кан}}$, м, за 16, 20 та 24 мм.

За наведених умов було виконано трифакторний експеримент для визначення регульованої тепловіддачі. Визначальними факторами прийнято об'ємну витрату повітря L , $\text{м}^3/\text{с}$, на одну секцію, температуру ТАМ $T_{\text{там}}$, К, та відстань між стінками повітряного каналу $S_{\text{кан}}$, м. Виконано планування повного факторного експерименту. Створено й реалізовано відповідну матрицю планування.

Результати експерименту показали, що значення тепловіддачі на одну секцію є близькими до визначених теоретично (рис. 6а). Відмінність між даними, отриманими

теоретично, та даними, отриманими експериментально, не перевищувала 5 %. Підтверджена повторюваність дослідів та адекватність математичного опису за критеріями Кохрена та Фішера. Похибка експериментальних досліджень не перевищувала 5 %.

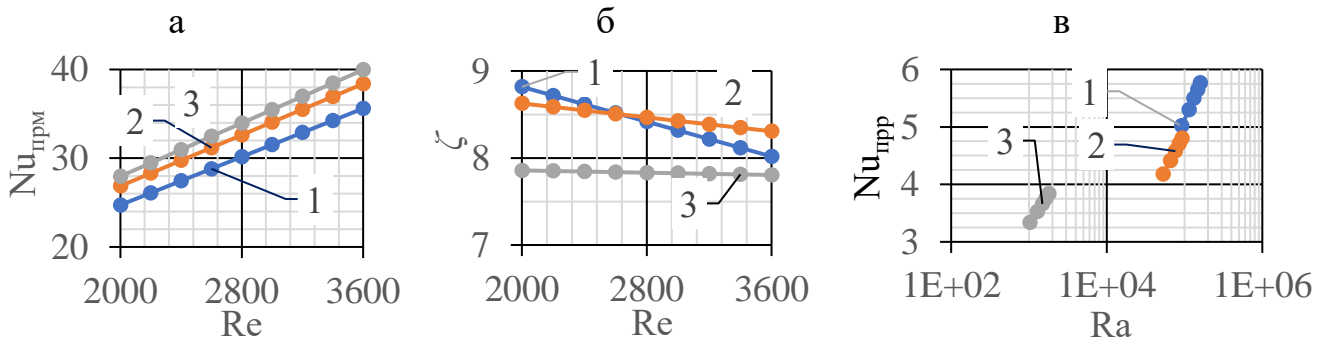


Рис. 6. Характеристики ЗП-ЕТАО з $Q_T = 2400$ Вт: а – усереднені значення числа Нуссельта $Nu_{\text{прм}}$ за примусового руху повітря від числа Рейнольдса Re за діапазону температури $T_{\text{ТАМ}} = 323,15 \dots 423,15$ К ($50 \dots 150$ °С); б – усереднені значення коефіцієнта місцевого опору ζ залежно від числа Рейнольдса Re за діапазону температури $T_{\text{ТАМ}} = 323,15 \dots 423,15$ К ($50 \dots 150$ °С); в – усереднені значення числа Нуссельта $Nu_{\text{прр}}$ за природного руху повітря залежно від числа Релея за діапазону температури $T_{\text{ТАМ}} = 423,15 \dots 623,15$ К ($150 \dots 350$ °С): 1 – для каналів $S_{\text{кан}} = 0,024$ м; 2 – для каналів $S_{\text{кан}} = 0,020$ м; 3 – для каналів $S_{\text{кан}} = 0,016$ м.

Аналогічним чином було виконано експеримент для визначення втрат тиску (рис. 6б), результати якого виявились близькими до тих, що визначені теоретично. Ці досліді так само були повторюваними та адекватними.

Далі було проведено двофакторний експеримент за зміни відстані між стінами повітряного каналу $S_{\text{кан}}$, м, та температури ТАМ $T_{\text{ТАМ}}$, К, направлений на визначення тепловіддачі за природного руху повітря. Даний експеримент показав, що тепловіддача від приладу за природного руху повітря відповідає теоретичним результатам (рис. 6в).

Для визначення температурних умов у приміщенні, що опалюється розглянутими приладами, було проведено натурні вимірювання на підприємстві ТОВ «Столичний пекарний дім». Завдяки проведеним промисловим дослідженням отримано значний обсяг даних щодо розподілу температури в приміщенні. Отримані дані дозволили встановити як залежно від значення температури повітря в приміщенні змінювався градієнт температури за висотою приміщення. Цей градієнт становить $1,8$ К/м за температури в приміщенні $289,15$ К (16 °С), причому зниження температури приміщення на 1 °С зменшувало значення на $0,4$ К/м.

У **четвертому розділі** на основі аналітичних та експериментальних досліджень розроблено та прийнято типоряд ЗП-ЕТАО та розроблено методику підбору приладів (рис. 7). Підбір приладів здійснено на основі теплового балансу між кількістю спожитої приладом електроенергії та добової теплопотреби приміщення.

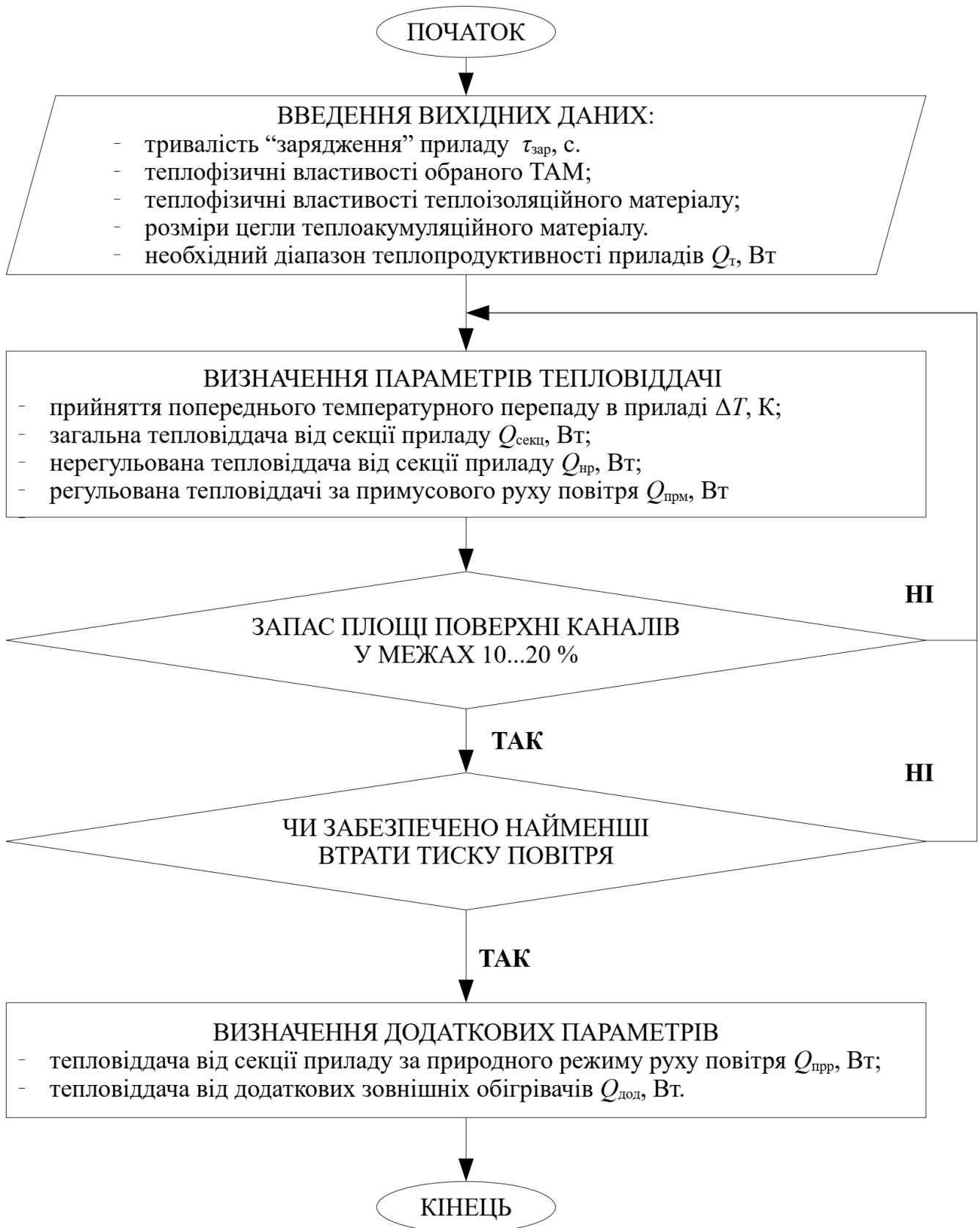


Рис. 7. Методика підбору ЗП-ЕТАО

У п'ятому розділі наведено техніко-економічне обґрунтування впровадження розробленого приладу. Техніко-економічний аналіз показав, що термін окупності запропонованого приладу порівняно зі стандартними приладами електроопалення прямої дії становить менше двох років. Показано, що за наявності додаткового зарядження приладу в денні години (3 год) можливо знизити вартість встановлення приладу майже на 20 % за порівняно незначного збільшення експлуатаційної вартості. Впровадження обігрівача на підприємстві ТОВ «Столичний пекарний дім» дозволило знизити витрати електроенергії на опалення приміщення на 75 %.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. На основі теоретичних і експериментальних досліджень механізмів і особливостей теплообміну в електротеплоакumuляційних обігрівачах вирішена важлива науково-прикладна задача розроблення енергоефективних повітряних природно-примусових електротеплоакumuляційних обігрівачів з магнезитовою цеглою, які дозволяють утилізувати надлишково вироблену електроенергію під час провалів енергоспоживання та використовувати її для опалення приміщень.

2. Проведений аналіз літературних та патентних джерел дозволив виявити основні типи систем електротеплоакumuляційного опалення та електротеплоакumuляційних обігрівачів з природним та примусовим рухом повітря. Встановлено, що хоча електротеплоакumuляційні обігрівачі з примусовим рухом повітря забезпечують краще регулювання тепловіддачі, їхнє використання за незначного теплоспоживання буде більш енерговитратним, ніж у приладів з природним рухом повітря. Виявлено, що найбільш застосовуваними теплоакumuляційними матеріалами є магнезит, магнетит та феоліт.

3. Розроблена конструкція енергоефективного повітряного природно-примусового електротеплоакumuляційного обігрівача з магнезитовою цеглою дозволяє поєднати переваги як природного, так і примусового руху повітря повітряними каналами завдяки зміні напрямку руху повітря в приладі, а отже, опалювати будівлі та споруди з використанням більш енергоощадного режиму приладу залежно від потреби в теплоті.

4. Запропонована фізична концептуальна модель теплообмінних процесів та втрат тиску в повітряних каналах повітряного природного-примусового електротеплоакumuляційного обігрівача дозволила виявити основні впливові фактори на тепловіддачу опалювального приладу за природного та примусового руху: температуру теплоакumuляційного матеріалу, відстань між стінками повітряного каналу, а також витрату повітря при примусовому русі.

5. Створена математична модель тепломасообміну та втрат механічної енергії в П-подібних каналах з паралельними перемичками дозволила визначити доцільну конструкцію повітряного природно-примусового електротеплоакumuляційного обігрівача з магнезитовою цеглою. Показано, що нерегульована тепловіддача становить біля 30 % від загальної тепловіддачі приладу за максимального розігріву ТАМ. Коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні температурою $T_{\text{сп}} = 303,15 \dots 333,15 \text{ K}$ становить $8,1 \dots 10,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$. На основі теоретичних даних визначено, що найвищі характеристики тепловіддачі має запропонована цегла з

шириною каналів $S_{\text{кан}} = 24$ мм та укладанням всіх цеглин плоскою стороною донизу.

6. Проведені експериментальні дослідження теплообмінних процесів та втрат тиску в повітряних каналах повітряного природно-примусового електротеплоакумуляційного обігрівача за природного та за примусового руху повітря. Коефіцієнт тепловіддачі повітряних каналів за примусового руху повітря становив $28,6 \dots 40$ Вт/(м²·К) за $T_{\text{ТАМ}} = 323,15 \dots 423,15$ К та витрати $L_{\text{секци}} = 0,00417 \dots 0,00694$ м³/с. Коефіцієнт тепловіддачі повітряних каналів за природного руху повітря становив $6,5 \dots 9,2$ Вт/(м²·К) за $T_{\text{ТАМ}} = 423,15 \dots 623,15$ К. Втрати тиску за необхідного значення теплового потоку не перевищували 15 Па.

7. Проведені промислові дослідження режимів роботи повітряного природно-примусового електротеплоакумуляційного обігрівача з магнезитовою цеглою показали залежність градієнта температури від температури в приміщенні. Цей градієнт становить 1,8 К/м за температури в приміщенні 289,15 К (16 °С), причому зниження температури приміщення на 1 °С зменшувало значення на 0,4 К/м.

8. Створені типоряд і методика інженерного розрахунку основних параметрів повітряного природно-примусових електротеплоакумуляційних обігрівачів з магнезитовою цеглою забезпечують їхнє впровадження, що дозволяє підвищити ефективність системи генерація-постачання-споживання електроенергії шляхом використання енергії під час провалів електроспоживання.

9. Економічний аналіз доцільності впровадження повітряного природно-примусового електротеплоакумуляційного обігрівача з магнезитовою цеглою показав, що термін окупності становить до двох років. Можливе заощадження до 20 % капітальних вкладень, якщо застосувати додаткові три години денного «зарядження» під час денних провалів енергоспоживання. Впровадження обігрівача на підприємстві ТОВ «Столичний пекарний дім» дозволило знизити витрати електроенергії на опалення приміщення на 75 %.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Lysak, O.V. Analysis of the temperature distribution in a space heated by a dynamic (Fan) storage heater / O.V. Lysak // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. - Vol 3, No 8 (87), 2018. – P. 17-25. – doi: 10.15587/1729-4061.2017.103778.

2. Лысак, Олег. Выбор теплоаккумулирующих электропечей при внедрении в Украине / Олег Лысак, Эдуард Малкин // Budownictwo o zoptymalizowanym potencjale energetycznym. – Częstochowa (Poland) : Politechnika Częstochowska, 2015. – № 1 – С. 117–125.

Особистий внесок здобувача полягає у обґрунтуванні вибору типу електротеплоакумуляційного обігрівача.

3. Малкін, Е. С. Теплоакмулюючі матеріали в теплоакмулюючих електропечах: аналіз та практика використання / Е. С. Малкін, О. В. Лисак // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. – К. : Київський національний університет будівництва і архітектури, 2014. – Вип. 17. – С. 133-144.

Особистий внесок здобувача полягає у обґрунтуванні вибору теплоакумуляційних матеріалів залежно від їхніх характеристик для подальшого використання в електротеплоакумуляційних обігрівачах.

4. Лисак, О. В. Аналіз конвективної тепловіддачі від фронтальної поверхні теплоакumuлюючої електропечі / О. В. Лисак // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. Серія: Технічні науки. – К. : Київський національний університет технологій та дизайну. – 2015. – № 5. – С. 15–23.

5. Лисак, О. В. Аналіз конвективної тепловіддачі від зовнішніх поверхонь твердотілого теплоакumuлюючого обігрівача / О. В. Лисак // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», 2016. – № 10. – С. 105–110.

6. Лисак, О. В. Аналіз радіаційного теплообміну фронтальної поверхні електричного теплоакumuляційного обігрівача за сталого значення конвективного теплового потоку на ній / О. В. Лисак // Енергоефективність в будівництві та архітектурі. – К. : Київський національний університет будівництва і архітектури, 2016. – Вип. 8. – С. 179–184.

7. Лисак, О. В. Натурні дослідження тривалості використання вентилятора в динамічних теплоакumuлюючих електропечах / О. В. Лисак // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. Серія: Технічні науки. – К. : Київський національний університет технологій та дизайну, 2016. – № 3. – С. 99–105.

8. Лисак, О. В. Визначення необхідної потужності електричних теплоакumuляційних обігрівачів / О. В. Лисак // Вісник Національного університету «Львівська Політехніка». Серія «Теорія і практика будівництва». – Львів : НУ «Львівська політехніка», 2016. – № 844. – С. 127–138.

9. Лисак, О. В. Регулювання тепловіддачі електротеплоакumuляційних обігрівачів / О. В. Лисак // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. Серія: Технічні науки. – К. : Київський національний університет технологій та дизайну. – 2016. – № 5. – С. 29–38.

10. Лисак, О. В. Визначення термінів окупності електротеплоакumuляційних обігрівачів / О. В. Лисак // Енергетика: економіка, технології, екологія. – К. : Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського». – 2016. – № 4. – С. 99–108.

11. Лисак, О. В. Динамічне регулювання електричних акumuляційних систем тепло- та холодопостачання для забезпечення мікроклімату приміщень / О. В. Лисак // Енергоефективність в будівництві та архітектурі. – К. : Київський національний університет будівництва і архітектури, 2017. – Вип. 9. – С. 142–149.

12. Лисак, О. В. Тарифні коефіцієнти на електроенергію для акumuляційних систем опалення, вентиляції та кондиціонування повітря / О. В. Лисак // Наукові вісті Національного технічного університету України "Київський політехнічний інститут". – К. – 2017. – № 2. – С. 119–132.

13. Лисак, О. В. Нерегульована тепловіддача від електротеплоакumuлюючих обігрівачів / О. В. Лисак // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», 2017. – № 11. – С. 79–86.

14. Патент 102861 UA, МПК (2006.01) Комбінований статично-динамічний теплонакопичувач / Лисак О. В. — пат. на корисну модель № u201504450 ; заявл. 06.05.2015 ; опубл. 25.11.2015, Бюл. №22, 2015 р.

АНОТАЦІЯ

Лисак О. В. Енергоефективне опалення приміщень повітряними природно-примусовими електротеплоаккумуляційними обігрівачами з магнезитовою цеглою. – Рукопис

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.23.03 «Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання». – Київський національний університет будівництва і архітектури, Київ, 2021.

Дисертаційна робота присвячена вирішенню актуальної науково-технічної задачі використання надлишкового виробленої електроенергії шляхом впровадження повітряних природно-примусових електротеплоаккумуляційних обігрівачів з магнезитовою цеглою.

Створено фізичну концептуальну модель теплообмінних процесів та втрат тиску в повітряних каналах повітряного природного-примусового електротеплоаккумуляційного обігрівача. На основі теоретичних та експериментальних досліджень отримано значення тепловіддачі приладу, зокрема тепловіддачі повітряних каналів за їхньої різної конфігурації, та визначено втрати тиску. Термін окупності цих приладів становить 2 роки порівняно з приладами прямої дії.

Ключові слова: електротеплоаккумуляційне опалення, втрати тиску, теплообмін.

АННОТАЦИЯ

Лысак О. В. Энергоэффективное отопление помещений воздушными природно-принудительными электротеплоаккумуляционными обогревателями с магнезитовым кирпичом. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.23.03 «Вентиляция, освещение и теплогазоснабжение». – Киевский национальный университет строительства и архитектуры, Киев, 2021.

Диссертационная работа посвящена решению актуальной научно-технической задачи использования избыточной производимой электроэнергии путем внедрения воздушных природно-принудительных электротеплоаккумуляционных обогревателей с магнезитовым кирпичом.

Создана физическая концептуальная модель теплообменных процессов и потерь давления в воздушных каналах воздушного природно-принудительного электротеплоаккумуляционного обогревателя. На основе теоретических и экспериментальных исследований получено значение теплоотдачи прибора, в частности теплоотдачи воздушных каналов при различной конфигурации, и определены потери давления. Срок окупаемости этих приборов не превышает 2 лет по сравнению с приборами прямого действия.

Ключевые слова: электротеплоаккумуляционное отопление, потери давления, теплообмен.

ABSTRACT

Lysak O.V. Energy-efficient space heating with a combined static-dynamic storage heater with magnesite bricks. – The manuscript.

Thesis for the degree of candidate of technical sciences, specialty 05.23.03 - Ventilation, lighting and heat and gas supply. Kyiv National University of Construction and Architecture, 2021

The dissertation is devoted to solving the actual scientific and technical problem regarding the utilization of excess electricity. The use of such systems in the complex of production-supply-consumption of electricity has the advantage that otherwise that energy would not be utilized, but dissipated into the environment.

The analysis of the known data of theoretical and practical studies of different types of storage heaters made it possible to conclude the need to develop and study the operation of a combined static-dynamic storage heater, which combines the advantages of both natural and forced air movement through air channels.

In order to design sizes and power output of the devices, an analysis of the heat storage materials was performed and the specific amount of heat transfer from the storage heater was determined. The magnesite brick was chosen as the material with the highest density of heat storage and lower price than other materials like magnetite and feolite.

Based on the size of heat storage material, the ratio of the fraction of controlled and uncontrolled heat output is determined, depending on the size of the device and the temperature of its surface. The value of controlled heat output is determined for two modes of operation: forced air movement and natural air movement. Dependencies were obtained to determine the heat transfer coefficient and the pressure flow rates, depending on the shape of the used bricks and the channels inside of them, the size of the air channel, the temperature of the heat storage material and the air flow rate.

The heat transfer coefficient for the external surface is 8.1...10.6 W/(m²·K) which is obtained for the surface temperature of 303,15...333,15 K. The heat transfer coefficient for air channels during the natural air movement mode is 6,5...9,2 W/(m²·K) which is obtained for the surface temperature of 423,15...623,15 K. The heat transfer coefficient for air channels during the forced air movement mode is 28,6...40 W/(m²·K) which data is obtained for the surface temperature of 323,15...423,15 K and air inlet volume of 0,00417...0,00694 m³/s. Experimental studies were conducted to confirm and clarify the dependencies obtained. Industrial studies have also been conducted to determine possible energy savings depending on the mode of operation of the appliance. The air temperature gradient was studied.

For the purpose of industrial introduction of technology, a series of devices was developed and the method of their selection was developed. The analysis of the technical and economic indicators shows that the payback period of the offered devices in comparison with standard direct heating electric heating units is less than two years. The results were implemented at LLC “Stolychnyi pekarnyi dim” (Kyiv, Ukraine). The usage of the proposed device helped to decrease the operational cost up to 75 %. It was also shown if there is an application of day charge, the cost for the heating unit can be decreased up to 20 %.

Keywords: electrical storage heating, pressure drop, heat transfer.

Підписано до друку 22.11.2021. Формат 60x84 1/16.
Друк офсетний. Папір офсетний. Гарнітура Times New Roman.
Ум. друк. арк. 0,9 арк. Обл. вид. арк. 0,7.
Наклад 100 прим. Замовлення № 6176

Надруковано в типографії ФОП Степенко Р.Д.
02660, м. Київ, б-р Дружби Народів, 24/2
тел.: +38 (044) 223-81-79. www.urb.com.ua
Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи до державного реєстру видавців,
виготовлювачів і розповсюджувачів видавничої продукції
серія ДК № 7205 від 03.12.2020

