

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

Кваліфікаційна наукова  
праця на правах рукопису

**ЛИСАК ОЛЕГ ВІТАЛІЙОВИЧ**

УДК 536.242:532.55:697.278

**ДИСЕРТАЦІЯ**

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

05.23.03 – Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання

192 – Будівництво та цивільна інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело.



---

Лисак Олег Віталійович

Науковий керівник Мілейковський Віктор Олександрович, доктор технічних наук,  
професор

Київ – 2021

## 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.

Питання, пов'язані з різними характеристиками систем та приладів електротеплоаккумуляційного опалення (удосконалення конструкції, визначення термінів окупності, аналіз результатів впровадження тощо) 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 електротеплоаккумуляційних обігрівачів показав необхідність розроблення та дослідження роботи повітряного природно-примусового електротеплоаккумуляційного 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.

При розробці ЗП-ЕТАО розглянуто вибір теплоаккумуляційного матеріалу (ТАМ) цегли та її форма. Як ТАМ обрано магнезитову цеглу, яка отримала широке застосування у різноманітних виробників приладів (Stiebel, Elnur, Dimplex тощо). Даний матеріал має високу густину об'ємного акумулювання теплоти –  $q_v = 2323$

МДж/м<sup>3</sup>, – 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.

ЗП-ЕТАО розташовується на підлозі біля стінки. Прилад має форму паралелепіпеда, що встановлено на блок підставки та прикріплений до стінки кронштейном. Як ТАМ використовується зазначена цегла. У цеглі прокладено електричні нагрівачі. Зовнішню поверхню блоку ТАМ вкрито теплоізоляцією 3 та розташовано в зовнішньому кожусі. У нижній частині приладу розташовано вентилятор, який відокремлено від блоку ТАМ перегородкою та каналом-байпасом з байпасним клапаном. У нижній частині приладу розміщено дві решітки. Нижня решітка слугує тільки для входу повітря. Верхня решітка слугує для виходу повітря за примусового руху та входу повітря за природного руху. У верхній частині приладу розташовано канали для організації природного руху повітря. У каналах улаштовано клапани, які закриті за примусового руху та відкриті – за природного руху повітря. Додатково, використовується фронтальна панель, в верхній частині якої знаходиться верхня решітка для виходу повітря, що призначення для захисту клапанів.

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 потребою розміщення приладу під вікнами.

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 загальноприйнята 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  $L_A = 0,28$  м та висота  $H = 0,52$  м. Ширина блоку ТАМ з теплоізоляцією змінюється залежно від їхньої потужності: для приладу з тепловіддачею  $Q_T = 800$  Вт ширина блоку ТАМ з теплоізоляцією становить  $L_B = 0,46$  м, а за тепловіддачі  $Q_T = 3200$  Вт –  $L_B = 1,54$  м.

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  $k$ - $\epsilon$  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  $Q_T$ , Вт, проте це значення збільшується за охолодження ТАМ. Таким чином, для регульованої тепловіддачі приладу має бути визначеною за температури мінімального охолодження 423,15 К (150 °С), можливо знехтувати часткою нерегульованої тепловіддачі та визначати регульовану тепловіддачу як повне значення  $Q_T$ , Вт.

При виборі відстані між стінками повітряного каналу цегли було проаналізовано зміни тепловіддачі та втрат тиску в діапазоні витрати повітря на секцію  $L_{\text{секц}} = 0,00417 \dots 0,00694$  м<sup>3</sup>/с (15...25 м<sup>3</sup>/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/(м<sup>2</sup> · К). Втрати тиску для забезпечення заданого значення  $Q_T$ , Вт, не перевищували 15 Па.

Для дослідження теплових та аеродинамічних характеристик ЗП-ЕТАО було створено комплексний експериментальний стенд. У розробленому стенді використовувався прилад, утворений з трьох секцій цеглин. 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.

Оскільки необхідне значення тепловіддачі забезпечувалося за діапазону витрати повітря на секцію  $L_{\text{секц}} = 0,00417 \dots 0,00694 \text{ м}^3/\text{с}$  ( $15 \dots 25 \text{ м}^3/\text{год}$ ), то й відповідно загальна витрата повітря на вході до трисекційного приладу становила  $0,0125 \dots 0,0208 \text{ м}^3/\text{с}$  ( $45 \dots 75 \text{ м}^3/\text{год}$ ). Коливання температури ТАМ дорівнювали  $323,15 \dots 423,15 \text{ К}$  ( $50 \dots 150 \text{ }^\circ\text{C}$ ). 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. Аналогічний експеримент виконано для визначення втрат тиску повітря.

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

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.

На основі аналітичних та експериментальних досліджень розроблено та прийнято типоряд ЗП-ЕТАО та розроблено методику підбору приладів. Підбір приладів здійснено на основі теплового балансу між кількістю спожитої приладом електроенергії та добової теплопотреби приміщення.

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 %.

### **Наукова новизна отриманих результатів:**

#### *Уперше:*

– отримано залежності для тепловіддачі та втрат тиску в П-подібних каналах з паралельними перемичками повітряного природно-примусового електротеплоаккумуляційного обігрівача від розмірів цих каналів, температури теплоаккумуляційного 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 електротеплоаккумуляційного 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 електротеплоаккумуляційного обігрівача при різних розмірах, що дозволила отримати залежності тепловіддачі від розмірів, температури поверхні та витрати повітря за природного й примусового руху.

**Ключові слова:** електротеплоаккумуляційне опалення, втрати тиску, теплообмін

## 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 work is devoted to the decision of an actual scientific and technical problem of use of the surplus of the generated electric power by introduction of static and dynamic storage storage heaters with a magnesite brick.

Issues related to different characteristics of systems and devices of electric heat storage heating (design improvement, determination of payback period, analysis of implementation results, etc.) were investigated by I.A. Krivoshein, J.F. Livchak, VN Bogoslovsky, IM Kuzyaev, VD Levenberg, E.G. Malyavina, A.Yu. Gilus, D.J. Rozinsky, MP Timchenko, LD Третьякова, С.С. Беліменко, О.В. Khimenko, OP Lyubarets, G. Beckman, P. Gilly, I. Romero and others.

The analysis of the known data of theoretical and practical researches of different types of storage heaters has shown necessity of development and research of work of the air static-dynamic storage heater (3P-ETAO) which combines advantages of both natural and forced air movement by air channels. This allows you to use more energy efficient heating modes. The advantage of natural air movement is the absence of the need to use a fan, and the advantage of forced - a wider range of heat transfer control. As a result, the main tasks to which this work is devoted are formulated.

During the development of 3P-ETAO the choice of heat storage material (HSM) of brick and its shape was considered. As HSM, magnesite brick was chosen, which has been widely used by various device manufacturers (Stiebel, Elnur, Dimplex, etc.). This material has a high density of volumetric heat storage -  $q_v = 2323 \text{ MJ/m}^3$  - which provides compactness of the device at a relatively low cost. This material is quite common in Ukraine. The nearest alternative materials are magnetite and feolite. They accumulate 0.3% and 7.3% less heat, respectively, but their cost is higher.



3P-ETAO is located on the floor near the wall. The device has the shape of a parallelepiped mounted on a stand unit and attached to the wall with a bracket. As HSM the specified brick is used. Electric heaters are laid in the brick. The outer surface of the TAM unit is covered with thermal insulation 3 and is located in the outer casing. In the lower part of the device there is a fan, which is separated from the TAM unit by a partition and a bypass channel with a bypass valve. There are two grilles in the lower part of the device. The lower grille serves only for air entry. The upper grille is used for forced air outlet and natural air inlet. In the upper part of the device there are channels for the organization of natural air movement. Valves are installed in the ducts, which are closed during forced movement and open during natural air movement. Additionally, a front panel is used, in the upper part of which there is an upper grille for air outlet, which is intended to protect the valves.

The principle of 3P-ETAO is as follows. Depending on the signal of the outdoor temperature sensor and (or) settings of the control unit, heat is accumulated by heating HSM with electric heaters during a certain period of the day, which corresponds to the selected period of "charging" of the device. The rest of the day is a period of "discharge". Heat dissipation from the device occurs throughout the day, and the type of motivation for air movement depends on the required power. At lower values of heat transfer natural air movement is used, at higher values forced air movement is used.

Six bricks are used in one section of 3P-ETAO, which is justified by the need to place the device under the windows.

To determine these components, a system of equations of mass and heat balance was developed. This takes into account the dimensions of the elements of the device, in particular the TAM unit with thermal insulation. For this purpose, it is assumed that the thickness of thermal insulation made of microporous material Microtherm is 0.05 m on all sides, which is generally accepted in the already implemented models of ETAO. For such devices it is accepted to build a power series by arithmetic progression. The depth of the TAM unit with thermal insulation  $L_A = 0.28$  m and the height  $H = 0.52$  m will be the same for all 3P-ETAO models. The width of the TAM unit with thermal insulation varies depending on their power: for a device with heat dissipation  $Q_t = 800$  W with thermal insulation is  $L_B = 0.46$  m, and for heat transfer  $Q_t = 3200$  W -  $L_B = 1.54$  m.

Due to the complex shape of the channels, the determination of heat transfer during forced air movement  $Q_{prm}$ ,  $W$ , is possible only in the programs of computational hydrodynamics. In this paper, we use a program that uses the Navier-Stokes equation for laminar mode and the standard  $k$ - $\epsilon$  model for turbulent mode.

At the maximum heating temperature  $T_{HST}$ , the regulated heat transfer during forced air movement  $Q_{prm}$ ,  $W$ , should be about 70% of the total heat flux  $Q_t$ ,  $W$ , but this value increases with cooling there. Thus, for controlled heat transfer the device must be determined at a minimum cooling temperature of 423.15 K (150 ° C), it is possible to neglect the share of unregulated heat transfer and determine the regulated heat transfer as the total value of  $Q_t$ ,  $W$ .

When choosing the distance between the walls of the air duct of the brick was analyzed changes in heat transfer and pressure losses in the range of air flow per section  $L_{section} = 0,00417 \dots 0,00694 \text{ m}^3 / \text{s}$  (15... 25  $\text{m}^3 / \text{hr}$ ) and temperature HST  $T_{HST} = 323,15 \dots 423.15 \text{ K}$  (50...150 ° C). With the same values of these two characteristics, the section of the TAM unit with the distance between the walls of the air duct  $S_{can} = 0.02 \text{ m}$  provided heat transfer only 6% higher than  $S_{channel} = 0.024 \text{ m}$ . At the same time, pressure losses increased by 53.9%. Thus, to reduce the consumption of electricity for the fan, it is advisable to use bricks with a distance between the walls of the air duct  $S_{channel} = 0.024 \text{ m}$ . did not exceed 15 Pa.

A complex experimental stand was created to study the thermal and aerodynamic characteristics of 3P-ETAO. The developed stand used a device formed of three sections of bricks. Three sections were used to approximate actual operating conditions and increase air flow to increase measurement accuracy.

Depending on the type of the studied mode of heat transfer the way of installation of the device changed. During the natural movement of air, a stand was used, which corresponded to the standard design of 3P-ETAO. During forced air movement, a stand designed to measure air flow is installed.

According to the conditions of the experiment, HSM was heated to a given temperature using electric heaters. At the same time through the block HSM passed a given amount of air. The temperature was regulated by a power regulator that changed the amount of heat supplied to the device.

Since the required value of heat transfer was provided for the range of air flow per section  $L_{\text{sec}} = 0.00417 \dots 0.00694 \text{ m}^3/\text{s}$  (15... 25  $\text{m}^3/\text{hr}$ ), then the total air flow at the inlet to the three-section device was  $0.0125 \dots 0.0208 \text{ m}^3/\text{s}$  (45... 75  $\text{m}^3/\text{hr}$ ). Temperature fluctuations THERE were 323.15... 423.15 K (50..150 °C). Also in the experiment, the distance between the walls of the air duct of the bricks  $S_{\text{channel}}$ , m, by 16, 20 and 24 mm changed consistently.

Under these conditions, a three-factor experiment was performed to determine the controlled heat transfer. The determining factors are the volumetric air flow rate  $L$ ,  $\text{m}^3/\text{s}$ , per section, the temperature of HSM  $T$ , K, and the distance between the walls of the air duct  $S_{\text{can}}$ , m. Planning a complete factorial experiment. An appropriate planning matrix has been created and implemented. The results of the experiment showed that the values of heat transfer per section are close to the theoretically determined. A similar experiment was performed to determine air pressure losses.

A two-factor experiment on changes in the distance between the walls of the air duct  $S_{\text{channel}}$ , m, and temperature of HSM, K, aimed at determining the heat transfer during natural air movement. This experiment showed that the heat transfer from the device during natural air movement corresponds to theoretical results

To determine the temperature conditions in the room heated by the considered devices, field measurements were carried out at the enterprise "Capital Bakery House". Due to the conducted industrial research, a significant amount of data on the distribution of temperature in the room. The obtained data allowed to establish how, depending on the value of the air temperature in the room, the temperature gradient changed according to the height of the room. This gradient is 1.8 K/m at a room temperature of 289.15 K (16 °C), and a decrease in room temperature by 1 °C reduced the value by 0.4 K/m.

On the basis of analytical and experimental researches the 3P-ETAO standard is developed and accepted and the technique of selection of devices is developed. The selection of devices was made on the basis of the heat balance between the amount of electricity consumed by the device and the daily heat demand of the premises.

Feasibility study for the implementation of the developed device is given. Feasibility study showed that the payback period of the proposed device compared to standard direct electric heating devices is less than two years. It is shown that in the presence of additional

charging of the device during the day (3 hours) it is possible to reduce the cost of installation of the device by almost 20% with a relatively small increase in operating cost. The introduction of a heater at the LLC “Stolychnyi pekarnyi dim” (Kyiv, Ukraine) has reduced electricity costs for space heating by 75%.

*Scientific novelty of the obtained results:*

*First:*

- dependences for heat transfer and pressure losses in U-shaped channels with parallel jumpers of air-forced electric heat storage heater on the size of these channels, temperature of heat storage material and air flow rate during natural and forced air movement are obtained;

*Improved:*

- physical conceptual model of heat exchange processes and pressure losses in the air ducts of air-forced electric heat storage heater with magnesite brick, which gives an idea of heat and mass transfer in U-shaped channels with parallel jumpers.

*Further developed:*

- mathematical model of heat transfer and pressure losses in air ducts for air-forced electric heat storage heater at different sizes, which allowed to obtain the dependence of heat transfer on size, surface temperature and air flow during natural and forced movement.

**Keywords:** heating, electrochemical heating, accumulation, heat transfer, loss of pressure, heat exchange.

**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 теплоакмулюючої 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 теплоакмулюючого обігрівача / О. В. Лисак // Вісник НТУ «ХП». 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 теплоакумуляційного 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 теплоакумуючих 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 теплоакумуляційних 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 електротеплоакумуляційних 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 електротеплоакумуляційних 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 акумуляційних 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 акумуляційних 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 електротеплоакумуючих 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.

## ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ	19
ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ	23
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ СУЧАСНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ПРИЛАДІВ АКУМУЛЯЦІЙНОГО ОПАЛЕННЯ	29
1.1 Обґрунтування теплозабезпечення приміщень будівель і споруд за рахунок систем акумуляційного електроопалення	29
1.2 Типи систем акумуляційного електроопалення	35
1.3 Конструктивні рішення електротеплоакумуляційних обігрівачів	43
1.4 Аналіз основних параметрів та режимів роботи електротеплоакумуляційних обігрівачів	48
1.5 Висновки	53
РОЗДІЛ 2 АНАЛІТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ТЕПЛООБМІНУ ТА ВТРАТ ТИСКУ ДВОРЕЖИМНОГО ЕЛЕКТРОТЕПЛОАКУМУЛЯЦІЙНОГО ОБІГРІВАЧА	55
2.1 Вибір теплоакумуляційного матеріалу	55
2.2 Розроблення повітряного природно-примусового електротеплоакумуляційного обігрівача	60
2.3 Критеріальні рівняння тепловіддачі приладу	78
2.4 Нерегульована тепловіддача приладу	81
2.5 Визначення регульованої тепловіддачі та втрат тиску повітряного природно-примусового електротеплоакумуляційного обігрівача за примусового режиму руху повітря	88
2.6 Регульована тепловіддача приладу в режимі з природним рухом повітря	96
2.7 Висновки	102
РОЗДІЛ 3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПОВІТРЯНОГО ПРИРОДНО-ПРИМУСОВОГО ЕЛЕКТРОТЕПЛОАКУМУЛЯЦІЙНОГО ОБІГРІВАЧА	104



3.1 Розробка стенда для теплових та аеродинамічних досліджень повітряного природно-примусового електротеплоаккумуляційного обігрівача	104
3.2 Визначення похибок експерименту на стенді	113
3.3 Планування експерименту за примусового руху повітря	122
3.4 Планування експерименту регульованої тепловіддачі приладу за природного руху повітря	129
3.5 Промислові дослідження повітряного природно-примусового електротеплоаккумуляційного обігрівача	132
3.6 Висновки	141
<b>РОЗДІЛ 4 ІНЖЕНЕРНА МЕТОДИКА ПІДБОРУ ПОВІТРЯНИХ ПРИРОДНО-ПРИМУСОВИХ ЕЛЕКТРОТЕПЛОАКУМУЛЯЦІЙНИХ ОБІГРІВАЧІВ</b>	<b>143</b>
4.1 Розроблення типоряду повітряних природно-примусових електротеплоаккумуляційних обігрівачів	143
4.2 Розроблення методики підбору повітряних природно-примусових електротеплоаккумуляційних обігрівачів	147
<b>РОЗДІЛ 5 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПОВІТРЯНИХ ПРИРОДНО-ПРИМУСОВИХ ЕЛЕКТРОТЕПЛОАКУМУЛЯЦІЙНИХ ОБІГРІВАЧІВ</b>	<b>152</b>
5.1 Визначення терміну окупності повітряних природно-примусових електротеплоаккумуляційних обігрівачів за стандартних умов «зарядження»	152
5.2 Уточнення терміну окупності повітряних природно-примусових електротеплоаккумуляційних обігрівачів за наявності додаткового «зарядження»	158
5.3 Висновки	166
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	166
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	169
ДОДАТКИ	191



## ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

### Умовні позначення:

$b$	– ширина, м;
$F$	– (формула $F = 2 \cdot N_{кан} \cdot W$ )
$c_p$	– питома масова теплоємність, Дж/(кг·К);
$Gr$	– число (критерій) Грасгофа;
$H$	– (формула $F = 2 \cdot N_{кан} \cdot W$ )
$h$	– висота, м;
$I$	– струм, А
$Q$	– по всьому тексту
$L$	– характерний геометричний розмір, м;
$Nu$	– число (критерій) Нуссельта;
$Nu_{mod}$	– модифіковане число (критерій) Нуссельта;
$P$	– ймовірність
$P$	– потужність, Вт
$Pr$	– число (критерій) Прандтля;
$r$	– характерний розмір стор.104
$r$	– число ступенів свободи стор.133
$Ra$	– число (критерій) Релея;
$Ra_{mod}$	– модифіковане число (критерій) Релея;
$Re$	– число (критерій) Рейнольдса;
$S$	– глибина каналу, мм
$T$	– температура, К;
$t$	– температура, °С;
$t_{KP}$	– критерій Стьюдента;
$U$	– напруга, В
$z_{пр}$	– коефіцієнт для перерахунку тепловтрат приміщення в середнє за добу значення потреби в теплоті у приміщенні
$Z_d$	– єдиний параметр для перерахунку значення тепловтрат приміщення в необхіднє значення потужності ЕТАО

$\alpha$	– коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м <sup>2</sup> ·К);
$\delta$	– ширина, м;
$\beta$	– коефіцієнт об'ємного розширення, 1/К;
$\lambda$	– коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К);
$\nu$	– коефіцієнт кінематичної в'язкості, м <sup>2</sup> /с;
$\tau$	– час, с;
$\rho$	– густина, кг/м <sup>3</sup> ;
$E$	– кількість теплоти, Дж/(одиниця вимірюваної величини);
$\zeta_i$	– співвідношення вимірюваної величини $i$ з базовим значення величини;
$m$	– маса, кг;
$k_{\text{тар}}$	– тарифний коефіцієнт вартості електроенергії;
$K_i$	– капітальне значення вартості $i$ -ої системи, грн;
$B_i$	– питома значення вартості $i$ -ої системи, грн/(одиниця вимірювання $i$ -ої величини);
$\Delta t$	– зміна температури, °С;
$\Delta h$	– зміна кількості енергії за фазового переходу, Дж/(одиниця вимірюваної величини);

#### Верхні індекси:

$k$	– кількість факторів експерименту
max	– максимальне значення;
ел	– потужність спожита ЕТАО в період дії пільгового тарифу;
енерг	– параметр енергетичної системи до якої підключено ЕТАО;
житл	– параметр прийнятий для характеристики житлового приміщення;
к	– конвективна тепловіддача;
кін	– значення параметру в кінці процесу;
поч	– значення параметру на початку процесу;
пр	– променева тепловіддача;

**Нижні індекси:**

<i>i</i>	– номер позначення;
max	– максимальне значення;
min	– мінімальне значення;
v	– швидкість;
ta	– параметр отриманий за допомогою термоелектроанемометра;
td	– параметр отриманий за допомогою датчика температури;
tk	– параметр отриманий за допомогою вимірювача температури;
ак	– параметр акумульованої теплоти;
баз	– базове (значення характеристики);
бл	– бокова ліва поверхня ЕТАО;
бп	– бокова права поверхня ЕТАО;
в	– сукупне позначення всіх вертикальних стінок ЕТАО;
вент	– параметр, що відноситься до роботи вентилятора ЕТАО;
відн	– відношення одного параметру для іншого;
вн	– внутрішній параметр;
вс	– верхня стінка ЕТАО;
вих	– параметр повітря, що виходить з ЕТАО;
вх	– параметр повітря, що входить до ЕТАО;
гр	– підлога будівлі;
доба	– період часу (для співставлення з періодом «заряджання» ЕТАО);
дод	– додаткове значення параметру;
дах	– дах будівлі;
ел	– електроенергія; або параметр електричного нагрівача
ЕО	– параметр, що характеризує прилад ЕТАО;
зар	– параметр, що відноситься до процесу «зарядження» ЕТАО
зовн	– зовнішній параметр;
зп	– зовнішня поверхня;
зс	– пристінна поверхня ЕТАО;
із	– параметр теплової ізоляції;
інф	– інфільтрація повітря;

кан	– параметр повітряного каналу ЕТАО;
кін	– кінцеве значення;
кон	– конвекція;
н	– напруга;
нв	– верхня межа вимірювання;
нж	– нижня стінка ЕТАО;
нн	– нижня межа вимірювання;
нр	– нерегульована величина;
об	– теплота, яку витрачено на обігрів приміщення;
пз	– поза межами зарядження;
пов	– параметр повітропроводу;
поверх	– параметр на поверхні об'єкту або приладу;
поч	– початкове значення;
пп	– перешкоди в провідниках вимірювальної апаратури;
рег	– регульована величина;
с	– струм (електричний);
сек	– секція;
сер	– середнє значення параметру;
ТАМ	– параметр, що характеризує акумуляційний матеріал ЕТАО;
тепл	– тепловіддача;
ф	– фазове значення;
фз	– фронтальна та задня стінки ЕТАО;
фс	– фронтальна стінка ЕТАО;
цегл	– цеглина;

### Скорочення:

ЕТАО	– електротеплоакумуляційний обігрівач;
ЗП-ЕТАО	– Повітряний природно-примусовий електротеплоакумуляційний обігрівач;
ТАМ	– теплоакумулюючий матеріал.

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Обґрунтування вибору теми дослідження.** 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 тепlopостачання 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 магнезитової 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 електротеплоаккумуляційних 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 електротеплоаккумуляційних 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 методіку 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  $k-\varepsilon$  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 електротеплоаккумуляційного обігрівача від розмірів цих каналів, температури теплоаккумуляційного 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 електротеплоаккумуляційного 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 електротеплоаккумуляційного обігрівача при різних розмірах, що дозволила отримати залежності тепловіддачі від розмірів, температури поверхні та витрати повітря за природного й примусового руху.

**Практична цінність отриманих результатів.** Розроблено повітряний природно-примусовий електротеплоаккумуляційний 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 електротеплоаккумуляційних 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 електротеплоаккумуляційним обігрівачем здобувачем отримано самостійно. Автором особисто проаналізовано типи електроаккумуляційних обігрівачів та теплоаккумуляційних матеріалів, розроблено конструкцію повітряного природно-примусового електротеплоаккумуляційного обігрівача з магнезитовою цеглою, виконано теоретичні, лабораторні та промислові дослідження повітряного природно-примусового електротеплоаккумуляційного обігрівача з магнезитовою цеглою, створено інженерну методику підбору й розрахунку та виконано техніко-економічне обґрунтування розробок. Конкретний внесок автора дисертації в кожну наукову працю, опубліковану зі співавторами, наведено в додатку А.

**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.); 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-технічній конференції "Відновлювана енергетика та енергоефективність у XXI столітті" (м. Київ, 2015-2018 р.); міжнародних 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.); Всеукраїнській науково-практичній конференції молодих вчених, аспірантів і студентів «Буд-Майстер-Клас» (м. Київ, 2015-2016 р.).

**Публікації.** За матеріалами дисертаційної роботи опубліковано 14 друкованих робіт, серед яких 12 у фахових виданнях України, одне у міжнародному виданні, що індексується в наукометричній базі Scopus, та одержано 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.

## **РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ СУЧАСНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ПРИЛАДІВ АКУМУЛЯЦІЙНОГО ЕЛЕКТРООПАЛЕННЯ**

Розділ присвячено аналізу місцевих опалювальних приладів, відомих як електротеплоаккумуляційні обігрівачі. Аналіз здійснювався в чотири етапи. Перший етап присвячено обґрунтуванню впровадження акумуляційного електроопалення. Другий етап присвячено обґрунтуванню вибору системи акумуляційного електроопалення, зокрема методам акумулювання теплоти та класифікації конструкцій зазначених систем. Третій етап розглядає місцеві опалювальні прилади акумуляційного електроопалення, зокрема їх конструкцію та теоретичні основи їх розрахунку. Четвертий етап розглядає стан розвитку та рівень експериментальних досліджень місцевих опалювальних приладів акумуляційного електроопалення.

### **1.1 Обґрунтування теплозабезпечення приміщень будівель і споруд за рахунок систем акумуляційного електроопалення**

Дана робота спрямована на розробку енергоефективних систем опалення приміщень будівель і споруд. Оскільки в Україні активно провадиться будівництво, то й потреба у влаштуванні подібних приміщень є значною. Вартість спорудження та експлуатації будівель і споруд є однією з головних витрат при створенні будівельного господарства на об'єкті, і тому її скорочення є важливим завданням при проектуванні. Зокрема, це стосується й вартості їх системи опалення.

Для опалення приміщень будівель і споруд можна застосувати компактні опалювальні прилади малої потужності, які придатні як для оперативного встановлення, так і швидкого демонтування та перевезення до подальшого встановлення в інших приміщеннях. Як правило, це прилади прямого електроопалення, застосування яких призводить до значних експлуатаційних витрат.

Одним зі шляхів зниження цих витрат є встановлення систем акумуляційного електроопалення [48], що використовують електроенергію, вироблену в період дії пільгового тарифу на електроенергію (ПТЕ). Такі системи за період дії ПТЕ споживають електроенергію як для безпосереднього забезпечення опалення приміщення, так і одночасно акумулюють її для забезпечення опалення поза межами

дії ПТЕ. Процес акумулювання називають «зарядженням», а процес віддачі акумульованої теплоти – «розрядженням».

Розглянемо характер формування ПТЕ, що в подальшому й визначатиме конструкцію приладів місцевого акумуляційного електроопалення.

Сучасні тенденції ефективного використання енергоресурсів передбачають оптимізацію використання наявних електрогенераційних потужностей. Існує два підходи до вирішення задачі оптимізації. Першим, більш традиційним, є усунення піків та заповнення провалів у графіку енергоспоживання з тим, аби максимально наблизити використання електроенергії споживачами до його середнього значення за певний період. Другим, більш новітнім підходом, є впровадження технології «повного використання генерованої енергії» – узгодження споживання електроенергії та її виробництва в часі [34, 35]. Тобто, споживачі повинні так планувати своє енергоспоживання, аби воно збігалось з характером генерації електроенергії.

Незалежно від обраного рішення будуть виникати періоди надлишку електроенергії. Аби марно не втрачати цей ресурс, його необхідно акумулювати з метою подальшого використання в години нестачі потужностей для задоволення потреб споживачів. Тобто, акумулювання створює енергоефективний комплекс генерація-постачання-споживання енергії, що дозволяє використовувати надлишкову вироблену електроенергію, яка в іншому разі була би марно витраченою [23, 123]. Окрім технологічної, потрібно звернути уваги й на економічну доцільність впровадження акумуляційних систем. Розглянемо (рис. 1.1), як в межах доби може змінюватися режим енергоспоживання за введення додаткових споживачів у мережу (зокрема, систем акумуляційного електроопалення), що залежатиме від вартості електроенергії.

На початку розвитку систем електропостачання використовувався єдиний (фіксований) тариф для сплати за електроенергію (рис. 1.1а). Як наслідок, були відсутні економічні стимули для використання електроенергії в години спаду її споживання, оскільки це ніяк не пов'язувалося з фінансовим добробутом споживачів. У результаті не використовувався ані значний спад споживання електроенергії вночі, ні помірний спад споживання електроенергії в денний період.

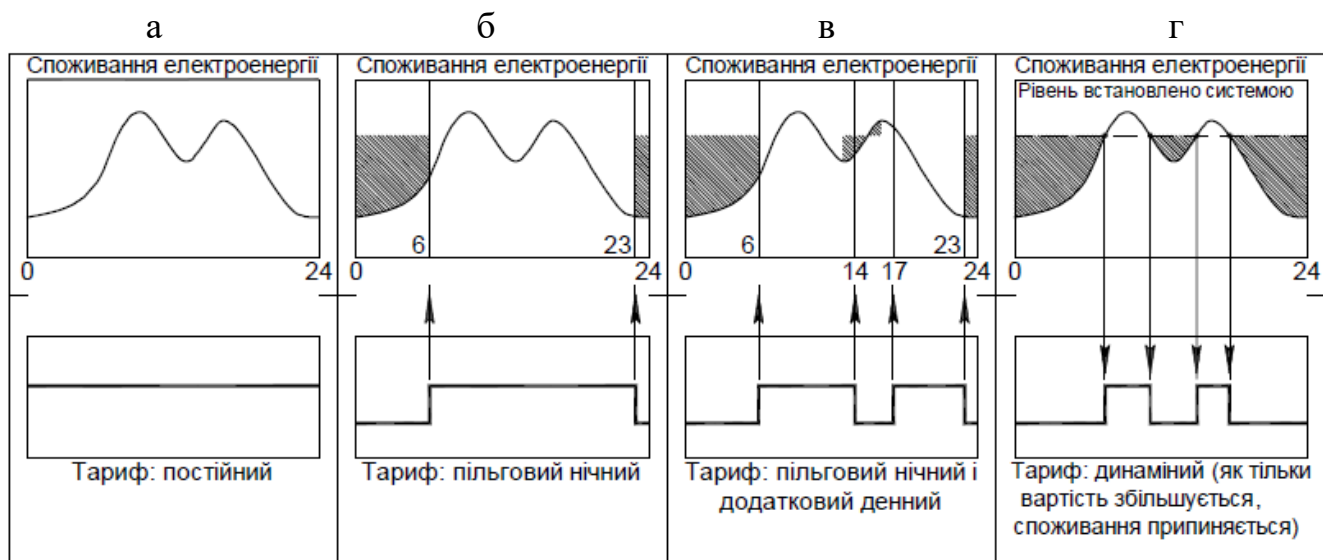


Рис. 1.1. Зміна споживання електроенергії залежно від принципу ціноутворення [45]: а – споживання електроенергії за єдиної вартості електроенергії; б – додаткове споживання надлишків електроенергії (заштрихована область) за пільгового тарифу в нічні години за сталого інтервалу; в – додаткове споживання надлишків електроенергії за пільгового тарифу в нічні та певні денні години за сталого інтервалу; г – додаткове споживання електроенергії за динамічного формування вартості.

Наступним кроком стало створення так званого «нічного» тарифу на електроенергію, коли застосовувалося пільгове значення тарифу на електроенергію в нічні години (рис. 1.1б). Саме за цього тарифу, як правило, і розглядають впровадження систем акумуляційного електроопалення. Схожим чином можливо створити додатковий пільговий тариф, який компенсуватиме денний провал споживання електроенергії. Проте реальне споживання електроенергії може виходити за рамки періодів часу, які були заданими в рамках подібних тарифів (рис. 1.1в), що є небажаним як з економічних, так і з технологічних причин [23, 76]. Найбільш раціональним рішенням є організація споживання електроенергії, за якого в режимі реального часу приймається рішення про формування вартості та доцільності споживання електроенергії (рис. 1.1г).

Таким чином, формування економічно доцільних практик використання електроенергії різними споживачами можливе за відмови від постійної в часі вартості електроенергії та встановлення диференційованих тарифів, які можуть бути як

більшими за базове значення, так і меншими («пільговими»), залежно від ступеня споживання електроенергії.

Розглянемо впровадження акумуляційного опалення в Україні. Диференціювання вартості електроенергії переважно розглядається з позицій вирівнювання споживання за умови генерації електроенергії тепловими (ТЕЦ) та атомними (АЕС) електростанціями [63], в той час як за кордоном [48] це питання вивчають також за умов використання відновлюваних джерел енергії (ВДЕ).

Згідно з [77] в Україні на початку 1990-х років були плани щодо впровадження акумуляційного електроопалення в сільських населених пунктах. Проте, як свідчить видання 2007 року [72], ця масштабна програма так і не була реалізована. Це сталося через відсутність продуманої енергетичної політики, інформаційного забезпечення та досвіду встановлення та експлуатації подібних приладів.

Показовим прикладом є побудована на початку 1990-х років тестова система акумуляційного електроопалення в сільських будинках у с. Ставки Кагарлицького району Київської області [75]. За тодішнього тарифу на електроенергію місцевим жителям було вдвічі дешевшим обігріватися вугільними печами, ніж тестовою системою акумуляційного електроопалення, яку з цієї причини вони не використовували. Тобто або створенню систем не передувало дієвий економічний аналіз, або ситуація на ринку електроенергії змінилася між прийняттям рішення та встановленням цієї системи.

Зараз в Україні існує економічна доцільність встановлення акумуляційного електроопалення, що спонукає споживачів переходити на ці системи [14, 19, 26, 52, 53, 57, 70, 87]. Розглянемо формування тарифів на електроенергію. Пільговий тариф на електроенергію  $V_{\text{ел}}$ , грн/(кВт·год)

(1.1)

де  $k_{\text{тар}}$  – тарифний коефіцієнт вартості електроенергії у заданий період часу;

$V_{\text{баз.ел}}$  – базова вартість електроенергії, грн/(кВт·год).



В Україні наявна система тарифікації електроенергії часто піддається критиці за те, що встановлені періоди дії ПТЕ не завжди відповідають реальному спаду її споживання [59, 66]. Найбільшу частку в загальну нерівномірність споживання електроенергії вносить населення [61], у той час як частка інших споживачів (промисловість, сільське господарство, інші) є порівняно незначною.

У [60] автори вказували на наявність у денний період трьох годин спаду споживання електроенергії, у той час як системи налаштовують на використання електроенергії винятково в нічні години. Наявність таких пілг виникає за умови поінформованості постачальника електроенергії про від'єднання від мережі потужних споживачів (наприклад, промислових підприємств) і залежить від реального спаду споживання протягом вихідних днів [118]. Цілеспрямоване та організоване перенесення попиту винятково на нічні години може спровокувати виникнення нового пікового споживання, задовольнити яке енергогенераційні компанії будуть не в змозі [121, 125].

Різні країни мають різні підходи до тарифікації. Але переважно тарифи поділялися на дві або три зони – залежно від вартості тарифу в певний проміжок часу [48]. Спільним для формування тарифів усіх країн було використання акумуляційного електроопалення в нічні години тривалістю переважно 8 годин. Саме це значення й будемо використовувати надалі як тривалість основного періоду «зарядження» акумулятора. Проте існують і певні регіональні особливості. Зокрема, в Канаді [48] передбачалися дещо відмінні тарифи залежно від пори року (тепла чи холодна). У випадку Канади додатково використовувалася різна вартість електроенергії залежно від дня тижня (вихідний чи робочий день). У Великобританії [48] вартість електроенергії могла бути позапіковою в денні години, оскільки джерелом електроенергії були гідроелектростанції. Наявність денного спаду споживання електроенергії від основних споживачів мала бути компенсованою стимулюванням споживання за рахунок менших тарифів.

Найбільш сучасним і перспективним підходом прийнято вважати перехід до динамічної (dynamic), а не встановленої за періодами часу (time-of-use) вартості електричної енергії [105–107, 164]. З огляду на перспективність застосування

динамічних тарифів, існує значна кількість робіт, присвячених питанню визначення вартості електроенергії за подібних умов [111–113, 152].

Наведений огляд демонструє тенденцію до подовження тривалості дії періоду «зарядження» приладу, що за встановлення сучасних приладів контролю енергоспоживання сприяє досягненню мети найбільш повного використання генерованої енергії, від чого виграють як виробники, так і споживачі енергії.

Незалежно від вибору системи електрогенерації існує проблема невідповідності між прогнозованим рівнем споживання потужності та рівнем її фактичного споживання [83]. Для подолання цієї проблеми створюють системи, які інформують виробника електроенергії про характер дійсного та прогнозованого споживання електроенергії, на підставі яких виробник електроенергії міг би приймати рішення щодо необхідного об'єму генерування. Такі мережі отримали назву «розумні мережі електропостачання» [109], також відомі як “smart grid”. Робота в таких системах вимагає від акумуляційного електроопалення відповідного рівня автоматизації. У цій ситуації оптимальний час «зарядження» приладу визначається централізовано комп'ютерною системою керування мережі “smart grid” [132, 138–140, 152, 167].

Технологія “smart grid” особливо гармонійно поєднується з використанням енергогенераційних систем малих міст, які розташовані близько до джерел електроенергії та для яких застосування викопного палива (зокрема зі створенням центрального водяного опалення) було б занадто витратним [126, 159]. Прикладом такого підходу може слугувати система акумуляційного електроопалення в м. Саммерсайд (Острів Принца Едуарда, Канада), населення якого складає близько 15 тис. людей, і з особливостями якої можна ознайомитися на інформаційному сайті даного міста та в роботі [104], де було проаналізовано причини вдалого впровадження цієї технології. Така комбінація з систем акумуляційного електроопалення та технології “smart grid” була охарактеризована як “smart electric thermal storage” [110, 154, 161]. Поширення подібних систем мало б не тільки забезпечити здешевлення вартості опалення, а ще й підвищити кількість споживачів, які б використовували подібні системи. Вивчення таких систем [48] відбувалося з 01.06.2015 по 31.05.2018 за фінансування програми Horizon 2020 під назвою «RealValue» (Project ID: 646116).

## 1.2 Типи систем акумуляційного електроопалення

Вибір способу акумулювання теплоти має вирішальний вплив на характеристики теплового акумулятора: його габарити, конструкцію системи підведення та відведення теплоти від теплового акумулятора, визначення вартості, особливостей експлуатації тощо [78]. У системах акумуляційного електроопалення набули розповсюдження переважно теплові акумулятори, які акумулюють вироблену з електроенергії теплоту [142], а не акумулятори електроенергії. Існують різноманітні методи акумулювання теплоти, класифікація яких різниться залежно від джерела літератури. У [142] розглядають три методи акумулювання теплоти:

1. Явний;
2. Фазовий (прихований);
3. Термохімічний.

Перші з двох вказаних способів характеризують як «фізичні» з подальшим поділом їх на явні та фазові, а останній – виділяють в окремий клас [135]. У системах акумуляційного електроопалення застосовують переважно «фізичні» методи акумулювання теплової енергії, які й буде надалі розглянуто [134].

У фізичних методах акумулювання теплової енергії значну роль відіграє діапазон температур, за якого буде акумульована тепла енергія [131]. Залежно від обраного діапазону, матеріал може або зберегти, або змінити фазовий стан.

Акумулювання явної теплоти здійснюється за рахунок нагрівання або охолодження теплоакumuлюючого матеріалу (ТАМ) без зміни його фазового стану. Кількість теплоти, яка акумулюється в даному процесі,  $E_{\text{яв}}$ , Дж, визначено як [158]:

(1.2)

де  $c_p$  – питома теплоємність ТАМ, Дж/(кг·К);

$m$  – маса ТАМ, кг;

$c_{ap}$  – середнє значення теплоємності ТАМ між температурами  $T_{\text{кін}}$  та  $T_{\text{поч}}$ , Дж/(кг·К);

$T_{\text{кін}}$  – кінцева температура ТАМ, К;

$T_{\text{поч}}$  – початкова температура ТАМ, К;

$\Delta T$  – зміна температури ТАМ, К.

Для акумулювання теплоти за фазовим методом використовується енергія фазового переходу ТАМ. Додатково може бути використана теплота від нагрівання та охолодження ТАМ до та після фазового переходу, але в практично впроваджених системах подібного типу основну частку акумульованої теплоти складає саме енергія фазового переходу. Кількість акумульованої таким чином енергії за повного переходу ТАМ з одного стану в інший можна представити як [2]

..

(1.3)

де  $T_{\text{ф}}$  – температура зміни фазового стану ТАМ, К;

$\Delta h_{\text{ф}}$  – питома теплота фазового переходу ТАМ, Дж/кг;

$c_{\text{поч-ф}}$  – середнє значення питомої теплоємн

$$E_{(\text{як+пр})} = \int_{T_{\text{поч}}}^{T_{\text{ф}}} c_p \cdot m \cdot dT + m \cdot \Delta h_{\text{ф}} + \int_{T_{\text{ф}}}^{T_{\text{кін}}} c_p \cdot m \cdot dT = \text{ості ТАМ між}$$

температурами  $T_{\text{ф}}$  та  $T_{\text{поч}}$ , Дж/(кг·К);

$c_{\text{ф-кін}}$  – середнє значення питомої теплоємності ТАМ між температурами  $T_{\text{ф}}$  та  $T_{\text{кін}}$ , Дж/(кг·К).

Інколи формулу (1.3) спрощують і враховують лише кількість енергії від фазового переходу [135]

$$E_{\text{пр}} = m \cdot \Delta h_{\text{ф}}. \quad (1.4)$$

Можливо одночасно використовувати для акумуляції теплоти матеріали, одні з яких акумулюватимуть теплоту лише за рахунок явного акумулювання, а інші – переважно за рахунок прихованого акумулювання. Наприклад, у [142, 158] наводили

приклад ТАМ, що складався переважно з твердотільних матеріалів (з явним акумулюванням) та доданими до нього домішками у формі капсул, призначеними для фазового акумулювання.

У літературі побутують різні думки щодо найбільш перспективного методу акумулювання теплової енергії. Як правило, найбільш перспективними прийнято вважати ті ТАМ, які забезпечують акумулювання більшої кількості теплової енергії на одиницю вимірювання матеріалу, ніж альтернативні варіанти [1]. Цей параметр позначається як густина акумулювання теплової енергії  $e_V$  [54].

Саме за характеристикою  $e_V$  порівнюють ТАМ, оскільки цей параметр визначає те, наскільки компактним буде ТА. Зокрема в [135] застосування фазових ТАМ було обґрунтовано меншим об'ємом, що дозволило ефективніше використовувати об'єм приміщення, хоча такі ТАМ були дорожчими за ТАМ з явною акумуляцією.

Характеристику  $q_V$  для води визначимо за параметрів: питомої теплоємності  $c_p = 4,19$  кДж/(кг·К), густини  $\rho = 1000$  кг/м<sup>3</sup> й перепаду температури  $\Delta T = 20$  К. Характеристики  $q_V$  для фазових ТАМ приймаємо з [98]. Порівнювати значення характеристики  $q_V$   $i$ -ого ТАМ з цим же параметром у води будемо за формулою:

$$\theta_{i,\text{вода}} = \left( q_{V,i} / q_{V,\text{вода}} \right) \cdot 100\%, \quad (1.5)$$

де  $q_{V(i)}$  – кількість акумульованої  $i$ -тим матеріалом на одиницю об'єму теплової енергії, кДж/м<sup>3</sup>

Отримані значення (табл. 1.1) демонструють, що фазові ТАМ мають у декілька разів більше  $e_V$ , ніж вода при явному акумулюванні. Але твердотільні ТАМ з явним акумулюванням (наприклад, магнезит), але за вищого, ніж у води, перепаду температур мають на порядок вищу густину акумулювання, ніж фазові. Таким чином, твердження про більшу густину акумулювання теплової енергії фазовими ТАМ є об'єктивним лише за умови порівняного незначного допустимого перепаду температур в ТАМ з явним акумулюванням.

Порівняння густини акумульованої енергії різних ТАМ

Тип акумулювання	Матеріал	Джерело	$q_v$ , МДж/м <sup>3</sup>	$\Theta_{i,вода}$ , %
Явне	Вода ( $\Delta T = 20$ К)	–	84	100
	Магnezит ( $\Delta T = 580$ К)	[136]	1900	2262
	Магnezит ( $\Delta T = 530$ К)	[27]	1744	2076
Фазове	Органічні фазові ТАМ	[98]	152	181
	Неорганічні фазові ТАМ	[98]	368	438

У фазових ТАМ є два суттєві недоліки порівняно з явними ТАМ. По-перше, це нетривалий період експлуатації внаслідок розшарування складових фазового ТАМ – після певної кількості циклів «зарядження»-«розрядження» фазовий ТАМ акумулюватиме меншу кількість теплової енергії [75]. По-друге, більшість фазових ТАМ є або легкозаймистими, або токсичними речовинами, небезпечними для здоров'я людини та навколишнього середовища [54]. Перевагою фазових ТАМ є нижча температура, що дозволяє використати менш стійкі до високих температур матеріали (кожух, теплоізоляція тощо). Вибір способу акумулювання теплоти й ТАМ (табл. 1.2) залежить від конкретних потреб споживачів.

Аналіз ринку систем акумуляційного електроопалення [142] демонструє, що переважного розповсюдження набули теплові акумулятори, які накопичують шляхом нагрівання ТАМ. Залежно від способу розподілу акумульованої енергії (рис. 1.2), теплові акумулятори поділяють на центральні та місцеві. Теплові акумулятори центрального типу призначені для централізованого зберігання акумульованої теплоти з подальшим її розподіленням між споживачами через мережу. Теплові акумулятори місцевого типу є приладами, які забезпечують тепловий у приміщеннях, де ці теплові акумулятори розташовано. Термін «центральный» є умовним: тепловий акумулятор цього типу може обслуговувати як декілька приміщень в одній будівлі, так і бути джерелом теплоти, що централізовано обслуговує житловий мікрорайон.



Рис. 1.2. Класифікація систем акумуляційного електроопалення

## Характеристики ТАМ

Матеріал	Джерело	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$c_p$ , кДж/(кг·К)	$\lambda$ , Вт/(м·К)
Бетон	[37]	1900...2000	0,84	1,2...1,3
	[27]	2200	0,88	–
Бетон (вогнестійкий)	[136]	2200	0,88	–
Залізоокислена кераміка	[3]	3100	0,65	2,1
Магнезит	[37]	2800...3200	1,1	1,7...2,8
	[136]	2950	1,13	–
	[27]	2900	1,21	–
Магнезит (90 % MgO)	[2]	3000	1	4,5...6
Магнезит (з порами)	[20]	2600...2800	$1,05+0,29 \cdot 10^{-3} \cdot t_{cp}$	$4,7-1,7 \cdot 10^{-3} \cdot t_{cp}$
Магнезит (цегла)	[98, 119]	3000	1,15	5
Магнетит (Fe <sub>3</sub> O <sub>4</sub> )	[13]	5126	0,753	–
Олівін	[145]	2580	1,05	–
Олівін / Талькохлорит (талькове каміння)	[136]	2600	1,05	–
Периклазохроміт	[3]	3200	0,57	1,93
Талькове каміння (Турган-Койван-Аллушта)	[94]	2840...2890	0,8...0,9	3,5...4,7
Талькове каміння (Юука)	[94]	2980	0,98	6,4
Феоліт	[37]	3900	0,92	2,1
Чавун	[37]	6600...7700	0,5...0,54	30...60
	[98, 119]	7200	0,56	37
	[2]	7200	0,54	42
	[27]	7250	0,54	–
Шамот	[37]	1830...2200	1,1...1,3	0,6...1,3
	[22]	2000	0,83 (20 °C) 1,03 (500 °C)	1,16 (20 °C) 1,34 (500 °C)
	[27]	2000	0,92	–
Шамот (важкий)	[136]	2000	0,92	–
Шамот (з порами)	[20]	1800...1900	$0,88+$ $+0,23 \cdot 10^{-3} \cdot t_{cp}$	$0,84+$ $+0,58 \cdot 10^{-3} \cdot t_{cp}$
Щебінь	[37]	2500...2800	0,92	2,2...3,5



Для акумулювання теплоти в центральних теплових акумуляторах використовують або твердотільні, або рідинні (переважно водяні) ТАМ [137]. Такі теплові акумулятори переважно використовують резистивні електричні нагрівачі для перетворення електроенергії в теплову з її подальшим акумулюванням у конструкції ТАМ [96, 97, 101]. Конструкція системи тепловіддачі залежить від того, яку саме систему центрального опалення вони обслуговують:

1. Якщо обслуговується повітряна система опалення, то повітря проходить каналами, улаштованими в ТАМ (рис. 1.3), і далі подається по споживача [142, 144];

2. Якщо обслуговується водяна система опалення, то можливі два варіанти конструкції теплового акумулятора:

2.1. Вода проходить через ТАМ спеціальними каналами [65];

2.2 За конструкцією як у пункті 1, коли нагріте в ТАМ повітря підводять до теплообмінника типу «повітря-вода», у якому буде нагріватись основний теплоносій опалення [150].

Як правило, центральні теплові акумулятори використовують одночасно з допоміжними джерелами енергії. Останні переважно слугують або для резервування потужностей, або як джерело енергії за пікового споживання. Прикладом подібного рішення є використання центральних теплових акумуляторів як основного джерела та газових котлів – як резервного джерела енергії. Можливим є й альтернативне рішення, коли центральний тепловий акумулятор слугує для резервування потужностей та компенсації пікових навантажень. Прикладом такого є система, яка складається з теплового – основного джерела теплоти та центрального теплового акумулятора з електричними нагрівачами для компенсації пікових навантажень [149].

Перевагою застосування центральних теплових акумуляторів є їхня економічна виправданість за компактного розташування споживачів та здатності акумулювати теплову енергію в кількості, що перевищує добове теплоспоживання [102, 103, 153, 160]. Чим більшим буде тепловий акумулятор, тим меншою буде його питома вартість, віднесена до загальної потужності [102]. Недоліком центральних систем є необхідність створення мережі теплопостачання, що потребує додаткових коштів, та наявності окремого приміщення для розташування теплового акумулятора.

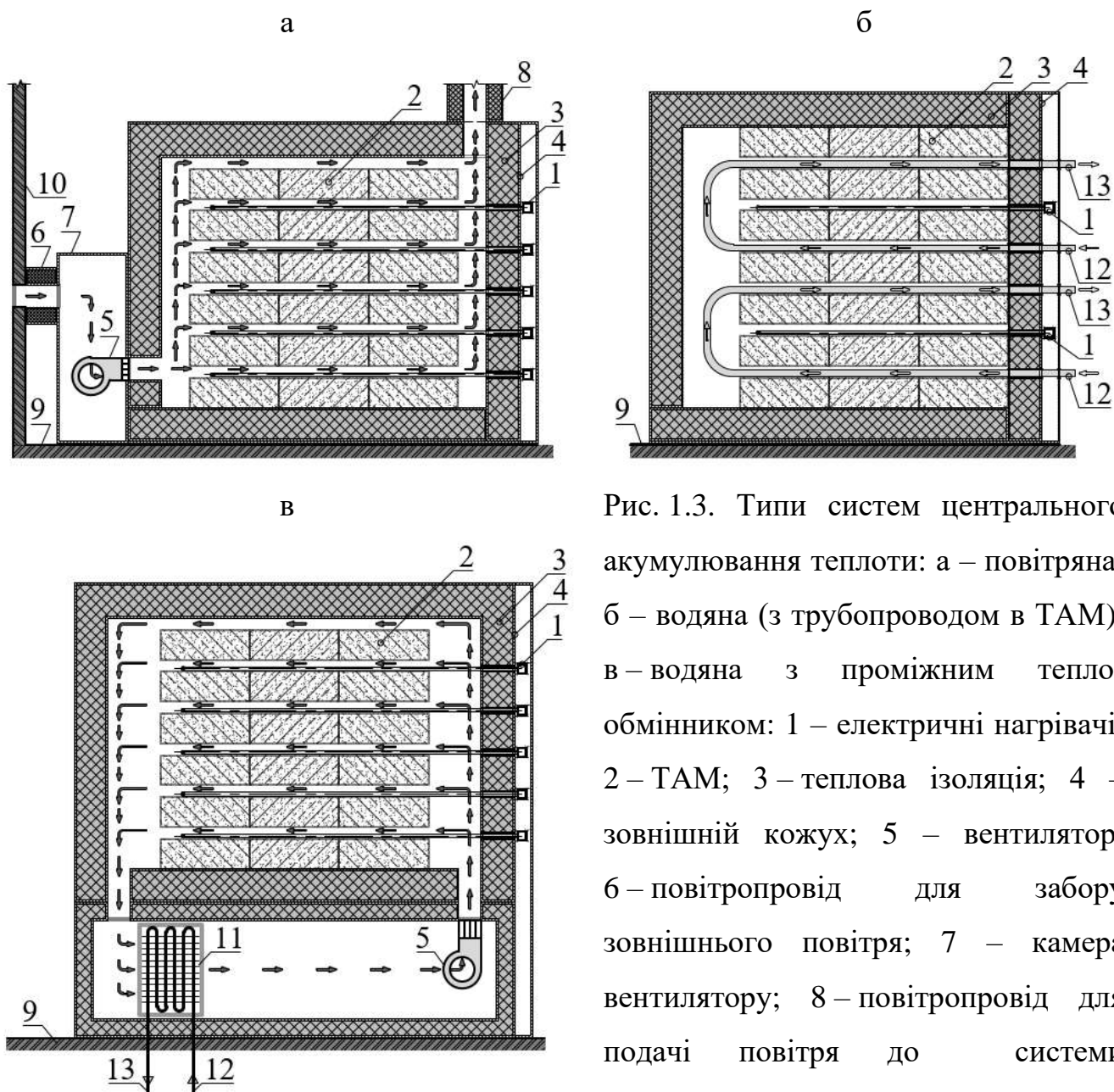


Рис. 1.3. Типи систем центрального акумулювання теплоти: а – повітряна; б – водяна (з трубопроводом в ТАМ); в – водяна з проміжним теплообмінником: 1 – електричні нагрівачі; 2 – ТАМ; 3 – теплова ізоляція; 4 – зовнішній кожух; 5 – вентилятор; 6 – повітропровід для забору зовнішнього повітря; 7 – камера вентилятору; 8 – повітропровід для подачі повітря до системи центрального повітряного опалення;

9 – підлога приміщення; 10 – стіна приміщення; 11 – теплообмінник; 12 – трубопровід для подачі теплоносія до теплообмінника; 13 – трубопровід теплоносія для відводу з теплообмінника.

Місцеві теплові акумулятори розраховані, як правило, для акумулювання теплової енергії, достатньої для забезпечення теплового режиму окремого приміщення протягом лише однієї доби [81, 82]. Перевагою таких теплових акумуляторів є відсутність системи розподілення теплоносія, що спрощує їхнє встановлення. Є два основні типи місцевих теплових акумуляторів:

1. Розташовані в будівельних конструкціях (рис. 1.4) панельні системи акумуляційного електроопалення, серед яких найбільш розповсюджені електрокабельні системи підлогового теплоакумуляційного опалення [92];

2. Окремо розташовані прилади – електротеплоакумуляційні обігрівачі (ЕТАО).

Важливою перевагою окремо розташованих приладів є здатність регулювати тепловіддачу, що дозволяє ефективніше заощаджувати енергію порівняно з нерегульованими конструкціями.

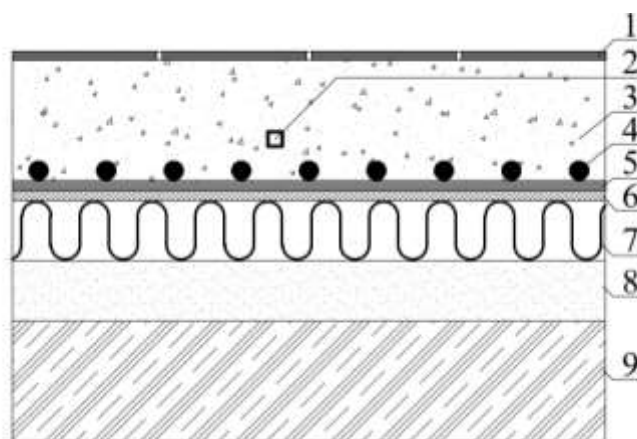


Рис. 1.4. Електрична кабельна система підлогового опалення: 1 – покриття; 2 – датчик температури підлоги; 3 – стяжка; 4 – нагрівальний кабель; 5 – монтажна стрічка; 6 – гідроізоляція; 7 – термоізоляція; 8 – пісочне стяжка; 9 – ґрунт

### 1.3 Конструктивні рішення електротеплоакумуляційних обігрівачів

Питання, пов'язані з різними аспектами технології ЕТАО (удосконалення конструкції, визначення термінів окупності, аналіз результатів впровадження тощо), досліджувались І.А. Кривошеїн [27], Й.Ф. Лівчак [38], В.Н. Богословській [5, 7], І.М. Кузяєв [29–33], В.Д. Левенберг [37], Є.Г. Малявіна [7], А.Ю. Гілюс [12, 79], Д.Й. Розинський [71–75, 87], М.П. Тимченко [71, 73–75, 87], Л.Д. Третякова [68, 84–86], С.С. Беліменко [4, 29–32, 65], О.В. Хіменко [10, 56, 80, 88–91], О.П. Любарець [50, 51], Г. Бекман [2], П. Гілли [2], І. Ромеро [156], І. Беланжер [104] та інші.

Аналіз праць зазначених авторів показав, що мало місце використання відмінних термінів для позначення ЕТАО, зокрема акумуляційний обігрівач [68, 86], місцевий електричний теплоакумулятор [11], обігрівач ЕТА (електротеплоакумуляційний)

[36], теплоаккумуляційна електропіч [75], теплонакопичувач [36, 62], акумуляційна піч [27], піч акумуляційного типу [93], електротеплоаккумуляційна піч з твердим теплоаккумуляційним матеріалом [5], електротеплоаккумуляційний прилад [7, 12], накопичувальний обігрівач [142], нічний накопичувальний обігрівач [156], електричний тепловий накопичувальний прилад [98].

Особливу увагу варто звернути на два терміни: «теплонакопичувач» та «теплоаккумуляційна електропіч». Термін «теплонакопичувач» в Україні отримав широке застосування серед виробників приладів та постачальників даної продукції. У свою чергу термін «теплонакопичувач» часто застосовується в науковій літературі. Обидва терміни можуть сприйматися невідповідно до їхнього значення, зокрема наводити на хибні думки щодо того, про які прилади йде мова. Термін «теплонакопичувач» сприймається широким загальом як теплонакопичувальний матеріал, а термін «теплоаккумуляційна піч», хоч і часто використовується в науковій україномовній літературі [72], у багатьох випадках трактується як «промислова піч».

Для уникнення плутанини використовуватимемо лише термін «електротеплоаккумуляційний обігрівач» (ЕТАО). Ця назва характеризує прилад, як електрообігрівач, що акумулює теплову енергію, і останнім часом в наукових статтях подібні до цього терміну позначення набули широкого вжитку [49].

Розглянемо термінологію позначення приладів залежно від режиму руху повітря в них (рис. 1.5). Для нерегульованих (рис. 1.5а) у літературі зустрічалися такі назви як статичний акумуляційний обігрівач [86], акумуляційна піч спрощеного типу без внутрішніх каналів [27], нерегульована електротеплоаккумуляційна піч [7], накопичувальний радіатор блочного типу [142]. Для регульованих з природнім режимом руху повітря (рис. 1.5б) характерні такі назви як статично-каналний акумуляційний обігрівач [86], акумуляційна піч з посиленою ізоляцією та з внутрішніми вентиляційними каналами і заслінкою [27], акумуляційні конвектори [5], статичний теплонакопичувач [69], статичний накопичувальний обігрівач [156], електрорадіатори [36]. Для регульованих з примусовим рухом повітря (рис. 1.5в) характерні такі назви як динамічний акумуляційний обігрівач (електроконвектор) [86], динамічний теплоаккумулятор [5], акумуляційні печі з примусовою вентиляцією

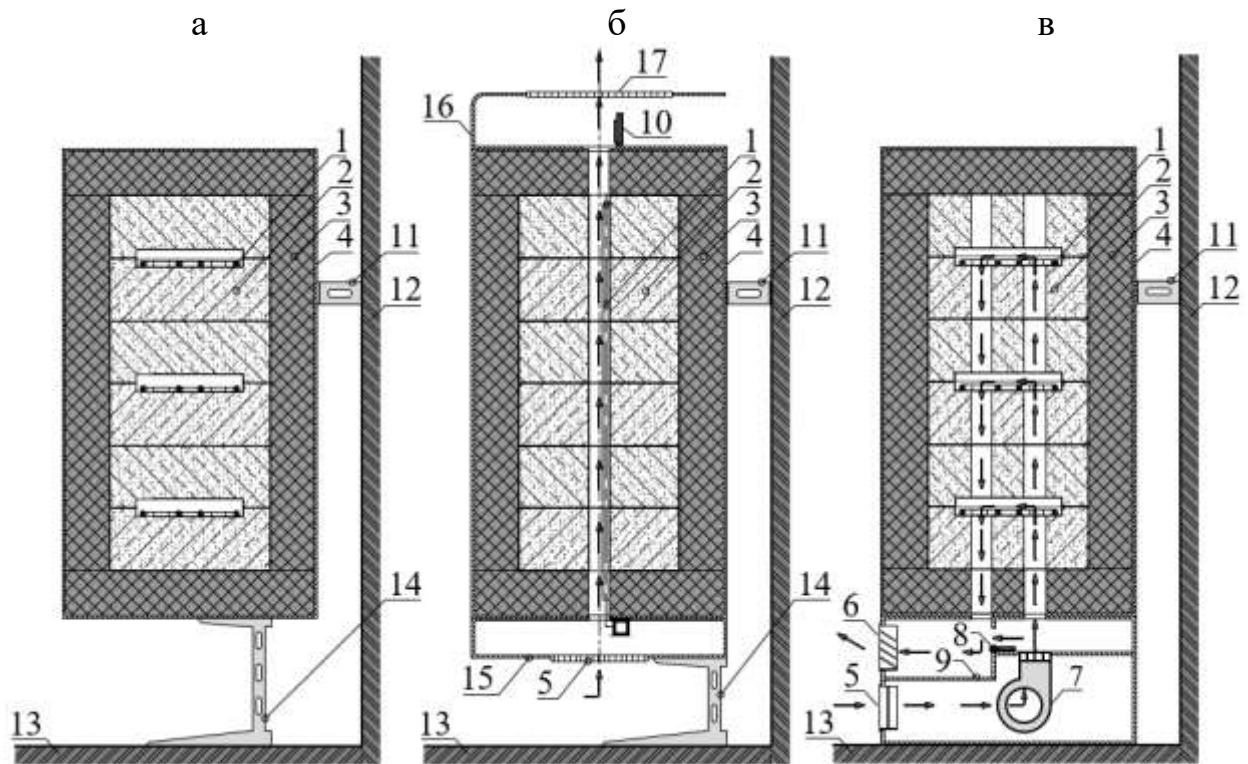


Рис. 1.5. Принципові схеми ЕТАО: а – нерегульовані; б – з природним рухом повітря; в – з примусовим рухом повітря: 1 – електричні нагрівачі; 2 – ТАМ; 3 – теплоізоляційний прошарок; 4 – зовнішня оболонка; 5 – решітка входу повітря; 6 – решітка для виходу повітря; 7 – вентилятор; 8 – регульовальна заслінка змішування повітря ЕТАО з примусовим рухом повітря; 9 – повітряна камера вихідного повітря; 10 – клапан-регулятор для зміни режиму роботи приладу за природного руху на примусове та навпаки; 11 – кріплення приладу до стіни; 12 – стіна; 13 – підлога; 14 – підставка; 15 – камера повітря, що входить до ЕТАО; 16 – декоративний кожух для захисту клапанів-регуляторів поз.10; 17 – декоративна решітка для протікання повітря в режимі природного руху.

[27], динамічний теплонакопичувач [69], накопичувальний обігрівач з вентилятором [142], динамічний накопичувальний обігрівач [156], електричний позапіковий акумуляційний нагрівач [2], електроконвектори [36].

Нерегульовані ЕТАО (рис. 1.5а) переважно мають форму прямокутного паралелепіпеда [120]. Всередині приладу розташовано ТАМ, у який вмонтовано електричні нагрівачі [136]. Для забезпечення відповідної санітарно-гігієнічним

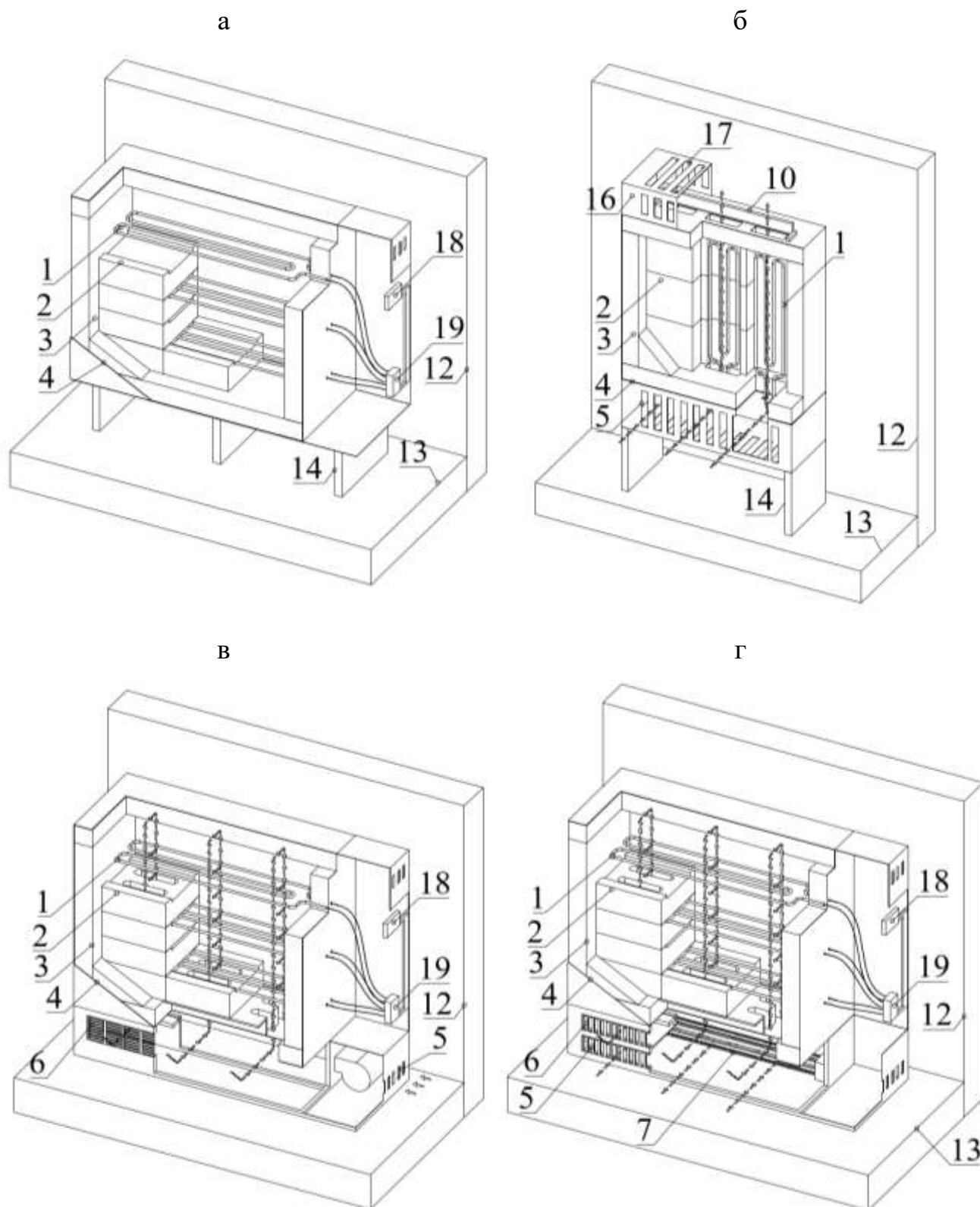


Рис. 1.6. Загальний вигляд ЕТАО залежно від типу: а - нерегульований; б - з природним рухом повітря; в - з примусовим рухом повітря за радіального вентилятору; г - з примусовим рухом повітря за діаметрального вентилятору.

Номери позначень 1...17 відповідають рис. 1.5; 18 – блок вимірювання температури ТАМ; 19 – блок регулювання потужності електричних нагрівачів.

нормам температури на поверхні приладу між зовнішнім кожухом та ТАМ улаштовано прошарок теплової ізоляції [101]. Тепловіддача здійснюється лише крізь зовнішню поверхню, і за такої конструкції її регулювання відсутнє. Для запобігання перегріву нижньої частини ЕТАО його встановлюють на підставці [27], хоч є випадки, коли прилад зображують без підставки [5].

ЕТАО з природним рухом повітря (рис. 1.5б) відрізняються від нерегульованих ЕТАО тим, що до їхньої конструкції додано повітряні канали, які пронизують об'єм ТАМ, теплова ізоляція та зовнішній кожух, у якому облаштовано решітки для входу й виходу повітря та регулювальний клапан. На відміну від нерегульованих ЕТАО зовнішня підставка може бути вищою, оскільки слугує для забезпечення підводу повітря до внутрішніх каналів крізь розташовану в нижній частині приладу решітку. Решітку для випуску повітря розміщують у верхній частині приладу. Повітря потрапляє крізь нижню решітку до повітряного каналу, нагрівається при проходженні каналів у ТАМ та виходить крізь верхню решітку. Температура повітря на виході залежить від налаштувань регулювального клапана. Таким чином, регулювання тепловіддачі від приладів є кількісним, оскільки змінюється лише кількість повітря, що проходить каналами [151].

У деяких моделях з природним рухом повітря окрім повітряних каналів у ТАМ також передбачають обвідні канали, якими повітря проходить для змішування з повітрям на виході з каналів ТАМ. Такі канали обмежують температуру повітря на виході з приладу, а тепловіддача змінюється залежно від положення регулювального клапана, який встановлює співвідношення повітря, що проходить повітряними каналами в ТАМ та обвідним каналом.

ЕТАО з примусовим рухом повітря порівняно з ЕТАО з природним рухом повітря доповнено вентилятором та байпасним каналом. Є два типи конструкцій: з радіальним вентилятором (рис. 1.5в), який має вищий ККД, але за якого забір повітря здійснюється з бічної сторони ЕТАО, та з діаметральним вентилятором (рис. 1.5г), коли щілина для забору та роздачі повітря розташовані вздовж приладу. На відміну

від вертикально орієнтованих повітряних каналів ЕТАО з природним рухом повітря, у більшості ЕТАО з примусовим рухом повітря канали мають П-подібну форму з паралельними перемичками, що забезпечує рух повітря в об'ємі ТАМ спочатку вертикально вгору, а потім вертикально вниз до решітки для випуску повітря, яку розташовують у нижній частині фасадної панелі приладу. Регулювальний клапан розміщують або в байпасному каналі, або на виході з повітряного каналу, що проходить крізь ТАМ у місці його з'єднання з байпасним каналом [148]. Повітря засмоктується вентилятором, частина його проходить через повітряні канали в ТАМ, де нагрівається, а інша частина – через байпасний канал, після чого відбувається змішування повітря і його подача в приміщення. Байпасне регулювання використовують переважно для обмеження температури повітря на виході з приладу.

Тепловіддача залежить від положення регулювального клапана (від співвідношення нагрітого та ненагрітого повітря) та продуктивності вентилятора (загальної кількості повітря, що протікає через прилад). У деяких моделях регулювальний клапан відсутній. Також були пропозиції використовувати ребрення в місці розташування байпасу [143] задля інтенсифікації тепловіддачі від приладу – і тим самим збільшення діапазону регулювання тепловіддачі від нього.

Блок ТАМ, як правило, утворюється з декількох однотипних та повторюваних кладок цеглин як за висотою, такі і шириною. Набір цеглин за висотою блоку ТАМ позначено як «секцією». Згідно з обраною потужністю ЕТАО визначається кількість встановлених поруч одна з одною (як за шириною приладу) секцій. Зі збільшенням потужності ЕТАО, збільшується й кількість таких секцій.

Можливі комбіновані системи прямого обігріву та ЕТАО (рис. 1.7). Повітря в регульованих типах конструкції ЕТАО контактує з поверхнею ТАМ, розігрітою вище температури пригорання пилу. Тому використання подібних ЕТАО є небажаним у приміщеннях з тривалим перетворенням людей.

#### **1.4 Аналіз основних параметрів та режимів роботи електротеплоаккумуляційних обігрівачів**

Для визначення напрямку покращення енергоефективності ЕТАО розглянемо



вітчизняний та закордонний досвід експлуатації цих приладів. В Україні присутні як закордонні, так і вітчизняні виробники ЕТАО. Вітчизняні прилади виробляються ТОВ

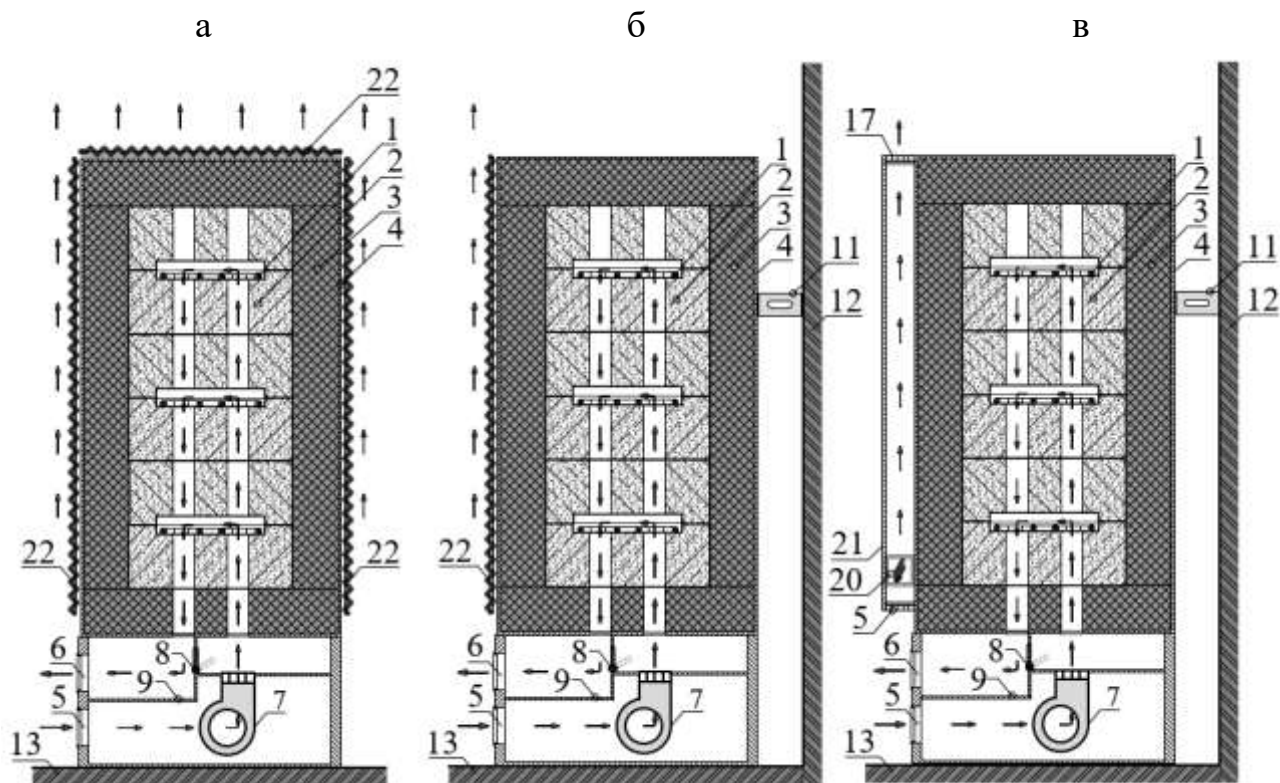


Рис. 1.7. Принципові схеми ЕТАО з примусовим рухом повітря за наявності додаткового акумулювання: а – за умови розташування електричних нагрівачів навколо всієї конструкції; б – за умови розташування електричних нагрівачів зі сторони фронтальної стінки; в – за умови наявності додаткового конвективного електричного каналу. Поз. 1-13 відповідають рис. 1.5.; поз.20 – додатковий електричний нагрівач прямої дії; 21 – додатковий канал природного руху повітря; 22 – додатковий електричний нагрівач прямої дії (керамічна панель).

«Теплотехника» (м. Дніпро) та підприємством «Комфортний клімат» (м. Рівне). Серед закордонних приладів були проаналізовані прилади компаній Dimplex, Elnur, Steffes, Stiebel-Eltron, Technotherm.

Хоча конструкції ЕТАО формувалися протягом багатьох років практичного досвіду, кількість робіт, які б надавали інформацію щодо методів проектування даних приладів, є незначною. Зокрема, як показав аналіз робіт з ЕТАО, у дослідженнях характеристик приладів автори переважно розглядали ТАМ за умов сталих значень

їхніх параметрів (теплоємності, теплопровідності) і не враховували зміну зазначених характеристик залежно від температури [3]. При цьому значна увага при вивченні ЕТАО приділялася питанням розподілення температури в об'ємі ТАМ [3, 29–33, 91, 156]. Однак, розбіжності значення температури в різних точках ТАМ є порівняно незначними [157], а в момент досягнення мінімально допустимої температури ТАМ, за якої прилад забезпечує тепловий потік від приладу, різниця стає найменшою [156]. Також у роботах не розглядається порівняння характеристик ТАМ з різних джерел, порівняння діапазонів коливання значення температури ТАМ протягом експлуатації та впливу на необхідну кількість ТАМ додаткового «денного» зарядження ЕТАО.

Значення тепловіддачі від приладу приймалося сталим як для поверхні приладу, так і повітряних каналів [3, 88, 90, 91]. Питання втрат тиску повітря в повітряних каналах не розглядалось. Також розглядалася лише проста форма каналів для проходження повітря.

У літературі відсутня обґрунтована методика визначення співвідношення регульованого (через повітряні канали) та нерегульованого (через зовнішню поверхню приладу) теплового потоку від ЕТАО. Більш того, порівнювалася лише променева та конвективна складові тепловіддачі від приладу. Остання не розділялася на конвективну тепловіддачу від зовнішньої поверхні приладу та на конвективну тепловіддачу від внутрішніх повітряних каналів приладу.

У літературі наводять такі співвідношення між конвективною та променевою складовими тепловіддачу:

- ЕТАО без регулювання тепловіддачі: згідно з [27] – 50...60 % випромінюванням та 40...50 % конвекцією; згідно [5] приблизно в однакових частках;

- ЕТАО з природнім рухом повітря: згідно з [142] приблизно в однакових частках з можливістю регулювання приблизно 20 % конвективного потоку;

- ЕТАО з примусовим рухом повітря: згідно з [142] 75 % конвективної теплоти

З наведеного опису в літературі незрозуміло, чи це усереднені протягом доби дані чи це дані в якийсь характерний момент роботи ЕТАО.

Досить обмеженою є література щодо аналізу фактичної експлуатації даних приладів [7, 38]. Окрім того, наведені в ній значення температури є усередненими показниками датчика в одній точці приміщення. Тому відсутні дані щодо розподілу температури за висотою приміщення залежно від типу обраного ЕТАО та режиму його роботи. При визначенні необхідної величини «зарядження» приладу (кількості накопиченої теплоти) часто спираються лише на залежність від температури зовнішнього повітря, як це показано в [107]. При цьому температура приміщення, яке опалюється ЕТАО, вважається такою, що буде апіорі відповідати проєктним даним. Проте подібне спрощення не може не призводити до похибок визначення потреб у теплоті, оскільки користувачі встановлюватимуть температуру приміщень на власний розсуд, суттєво відмінну від проєктної. Нижче розглянемо декілька прикладів проведених досліджень.

У [122] було виконано порівняння внутрішньої температури житлових приміщень зі значеннями, що були закладені в прийнятій моделі теплових режимів. Це порівняння продемонструвало, що реальне значення температури обслуговуваних приміщень у середньому було меншим за прийняте в проєкті.

На відміну від двох попередніх, дослідження [162] виявило ситуацію, де споживачі встановлювали температуру приміщенням помітно вищу за проєктну. Як наслідок, коли у 2014 році зима виявилася на 28 % теплішою за передбачену проєктом, а витрати на опалення на 23 % перевищували проєктне значення.

Таким чином, дослідження теплового режиму приміщень потребують розширеного вивчення за температур, відмінних від передбаченої проєктом. Особливо це актуально для раціонального моделювання «зарядження» ЕТАО, оскільки необхідна кількість накопиченої теплової енергії суттєво залежатиме від того, як протягом доби змінюватиметься температура приміщення. Однак, у роботах [122, 124, 162] температура приміщення розглядалася як єдине значення без урахування коливань у різних точках приміщення. Значення температури в цих роботах були отримані з показників термостатів. Разом з тим, коливання значення температури в обслуговуваному приміщенні відіграють значну роль при підборі ЕТАО та терміну їхньої окупності.

У [105] наведено запис температури житлових приміщень, опалюваних ЕТАО, лише від одного датчика температури на приміщення. У дослідженні брали участь шість користувачів. У результаті у двох з цих шести користувачів значення температури виявилось суттєво меншим за розрахункове. Менші значення температури пояснювалися таким чином. Термостати розташовувались у коридорі. Ці двоє з шести користувачів постійно зачиняли двері, таким чином обмежуючи рух теплового повітря з кімнат до коридору. Тобто отримані дані не демонстрували температурний режим тих приміщень, в яких переважно знаходилися мешканці.

У [106] дослідження роботи ЕТАО розглядались лише за умови його вимкнення та ввімкнення. Тривалість цих досліджень становила 100 годин. Температура в обслуговуваному приміщенні постійно змінювалась. На початку дослідження (0 год) вона становила 293,15 К (20 °С). У період з 0 год до приблизно 56 год температура поступово зменшувалася до 287,15 К (14 °С). Після цього температура в приміщенні підвищувалася до 294,15 К (21 °С) в кінці дослідження (100 год). У статті не вказано, яким саме чином були отримані значення температури. Також не розглядалася зміна температури в приміщенні залежно від роботи вентилятора ЕТАО.

У [109] представлено дані спостережень за тепловим режимом приміщень, опалюваних динамічними ЕТАО. Житло було розташоване на Шетландських островах (Велика Британія). Дослідження тривали з березня по жовтень 2012 року. Хоча даний період, як правило, вважається теплим періодом року, за зауваженнями авторів роботи [109] у цей період також мали місце умови, характерні для холодного періоду року. Всього в дослідженнях [109] брало участь 18 приміщень, кількість каналів даних від кожного з яких становила від 12 до 14. Частота запису даних прийнята від 1 до 5 хвилин. Під час цих досліджень тепловіддача від динамічних ЕТАО переважним чином здійснювалась у нерегульованому режимі. Вентилятор ЕТАО практично не використовувався. Якщо ж виникала потреба роботи вентилятора, він міг вмикатись і вимикатися з інтервалами 1 хв. Разом з тим, у комп'ютерному моделюванні, з яким порівнювалися натурні дослідження, автори [109] використали триваліший інтервал, що становив 5 хв. Це спрощення обґрунтовувалося схожістю результатів за використання обох інтервалів. Автори

[109] не вказували, у яких межах коливалася температура в приміщенні, а також не розглядали як окреме питання режим роботи вентилятора ЕТАО. У відомих методиках підбору ЕТАО [5, 7] не враховується режим зміни теплового навантаження та вплив температури приміщення на тепловіддачу приладу.

Так само потрібно враховувати економічний зиск за використання додаткового «зарядження» за межами періоду ПТЕ. Вивчення цього питання потрібно пов'язати з настановами щодо визначення добового теплоспоживання приміщення та рекомендаціями щодо підбору ЕТАО з огляду на максимальне заощадження коштів за весь час його експлуатації. Останній аспект активно вивчається в закордонній літературі [151], але у вітчизняній практично відсутній [6].

### **1.5 Висновки**

За результатами аналізу сучасного стану наукових розробок та практичного досвіду акумуляційного електроопалення, можна зробити такі основні висновки:

1. Доцільним є теплоакumuляційне електроопалення житлових, громадських та промислових будівель, що забезпечує підвищення енергоефективності комплексу виробництво-постачання-споживання електроенергії шляхом використання виробленої електроенергії в години провалу енергоспоживання. Такі системи дозволяють використовувати вироблену енергію, яка б в іншому разі була би марно витрачена та спричиняла теплове забруднення атмосфери.

2. На підставі аналізу відомих конструкцій приладів систем електроакumuляційного опалення показано, що переважного застосування набули прилади з використанням твердотілого теплоакumuляційного матеріалу.

3. Серед рішень електроакumuляційного опалення з використанням твердотілого теплоакumuляційного матеріалу набули широкого застосування електротеплоакumuляційні обігрівачі. Їх перевагою є простота встановлення та здатність регулювання тепловіддачі. Проте з санітарно-гігієнічної точки зору варто обмежити сферу застосування цих приладів виробничими приміщеннями малого об'єму з короткочасним перебуванням людей.

4. Аналіз стану наукових розробок та практичного досвіду дозволили сформулювати такі задачі дослідження:

- 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.

## РОЗДІЛ 2 АНАЛІТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ТЕПЛООБМІНУ ТА ВТРАТ ТИСКУ ПОВІТРЯНОГО ПРИРОДНО-ПРИМУСОВОГО ЕЛЕКТРОТЕПЛОАКУМУЛЯЦІЙНОГО ОБІГРІВАЧА

Метою даного розділу є теоретичне обґрунтування та розроблення конструкції ЕТАО, яка використовує як природній, так і примусовий режим руху повітря через прилад. За відомих розмірів цегли було обрано ТАМ, який забезпечував високу густину акумулювання теплоти на одиницю об'єму. За відомої густини акумулювання теплоти визначено тепловіддачу приладу та отримано його габарити. Аналітично визначено нерегульовану тепловіддачу приладу (через зовнішню поверхню). Проведено моделювання тепловіддачі та втрат для різної форми повітряних каналів цеглин та різних методів їхнього укладання з метою визначення оптимальної форми каналу за примусового руху повітря. Визначено тепловіддачу приладу за природного режиму руху повітря.

### 2.1 Вибір теплоаккумуляційного матеріалу

Важливу роль при проектуванні ЕТАО відіграє вибір цегли. У даній роботі розглядається застосування цегли, що серійно виробляється з магнезиту (рис. 2.1).

Максимально допустимий перепад температур розігріву ТАМ

$$\Delta T = T_{\text{кін}} - T_{\text{поч}}, \text{ К}, \quad (2.1)$$

де  $T_{\text{кін}}$  – температура найбільшого розігріву ТАМ, К;

$T_{\text{поч}}$  – найменше допустиме значення температури ТАМ, К.

У літературі наводять різні рекомендації щодо можливих значень цих температур, які визначаються залежно від обраного ТАМ. В даній роботі прийнято значення характеристик ТАМ, що відповідають їх найвищим характеристикам. Додатково обчислено температуропровідність матеріалу

$$\chi = \lambda / (c_p \cdot \rho), \text{ м}^2/\text{с}. \quad (2.2)$$

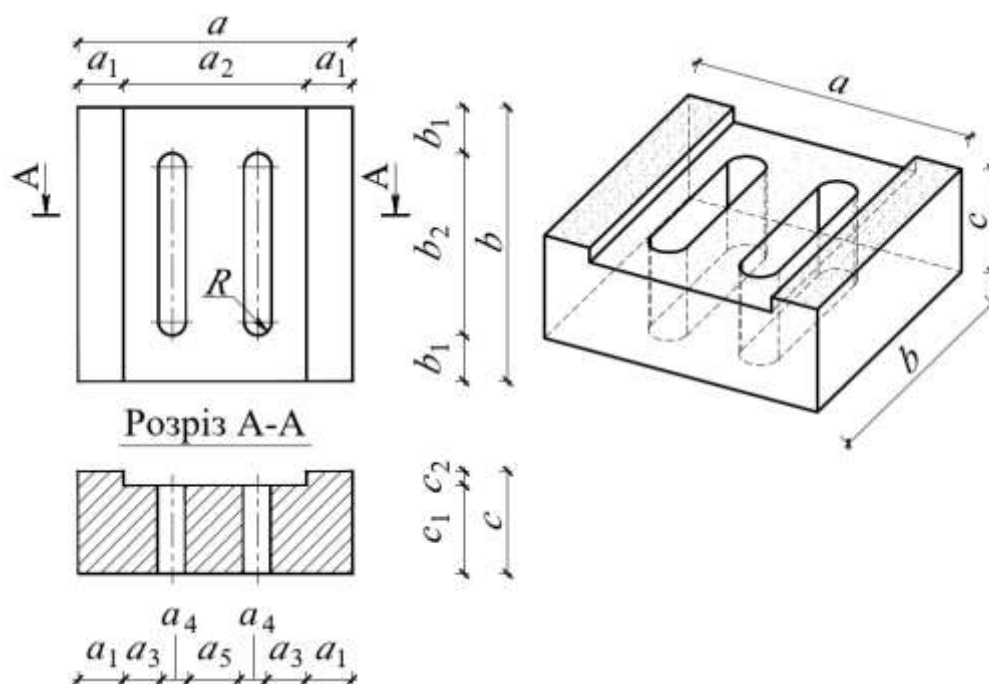


Рис. 2.1. Розмір стандартної цегли:  $a = 180$  мм,  $a_1 = 30$  мм;  $a_2 = 120$  мм;  $a_3 = 24$  мм;  $a_4 = 16$  мм;  $a_5 = 40$  мм;  $b = 180$  мм;  $b_1 = 30$  мм;  $b_2 = 120$  мм;  $c = 70$  мм;  $c_1 = 60$  мм;  $c_2 = 10$  мм.

Значення  $T_{\text{поч}}$ , °С, залежить від заданої тепловіддачі від приладу. Чим вищим є значення  $T_{\text{поч}}$ , °С, тим більшою буде тепловіддача від повітряних каналів ЕТАО. Водночас, це призводитиме й до збільшення необхідної кількості ТАМ унаслідок зменшення різниці температур  $\Delta T$ , К. У результаті аналізу робіт [9, 27, 119, 130, 136, 147, 149] та даних, наданих виробниками приладів, значення  $T_{\text{поч}}$ , К, коливається в діапазоні 323,15...533,15 К (50...260 °С). Потрібно зазначити, що рекомендовані значення не надто змінювалися залежно від матеріалу. Зокрема, у [136] температура магнезиту становила 353,15 К (80 °С), а феоліту та шамоту – 373,15 К (100 °С). Оскільки в більшості рекомендацій для розробки ТАМ рекомендують використовувати значення 373,15 К (100 °С), приймаємо саме це значення для попереднього аналізу густини акумулювання теплоти в ТАМ. Значення  $T_{\text{кін}}$ , К, як правило, або обмежується температурою, за якої починається руйнування ТАМ, або температурою, за якої починає руйнуватися теплова ізоляція [166].

У результаті аналізу робіт [2, 9, 27, 36, 69, 77, 98, 119, 136, 141, 142, 146, 147, 149] та даних, наданих виробниками приладів, значення  $T_{\text{кін}}$  коливається в діапазоні



673,15...1173,15 К (400...900 °С). Але при цьому важливо враховувати й температурну стійкість матеріалу.

Проведений аналіз показав невідповідність між різними джерелами щодо рекомендованого значення максимальної температури розігріву ТАМ, зокрема для шамоту ці значення становили 673,15 та 873,15 К (400 та 600 °С), а для чавуну – 673,15 та 773,15 К (400 та 500 °С). Ці відмінності пояснюються тим, що зазначені температури отримані експериментально для різних підтипів одного матеріалу [165].

На обмеження температури впливає й вибір та доступність теплоізоляції. Максимальна допустима температура розігріву теплоізоляції приймається вищою за температуру розігріву ТАМ для забезпечення надійної роботи приладу та його тривалої експлуатації. У цій роботі для моделювання тепловіддачі приймемо найвище значення температури розігріву ТАМ 1023,15 К (750 °С). Саме ця температура найчастіше згадується в літературі. У [142] використовувалася тепла ізоляція Microtherm, розрахована на тривалу роботу за температури 1073,15 К (800 °С). Для уникнення ушкодження теплоізоляції температура її зменшена на 50 К.

Якщо існує декілька варіантів ТАМ для ЕТАО, то переважно обирають той ТАМ, який за акумулювання необхідної теплової енергії в заданому об'ємі приладу має найнижчу вартість. Характеристики ТАМ, які взяті для розрахунку (рис. 2.2), є усередненими даними табл. 1.3.

- для порівняння об'єму  $\theta_{V,i}$

$$\theta_{V,i} = \left( q_{V,i} / q_{V,\text{магнетит}} \right) \cdot 100\%. \quad (2.3)$$

Даний матеріал забезпечує високу густину об'ємного акумулювання теплоти –  $q_V = 2323$  МДж/м<sup>3</sup>, – 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 .

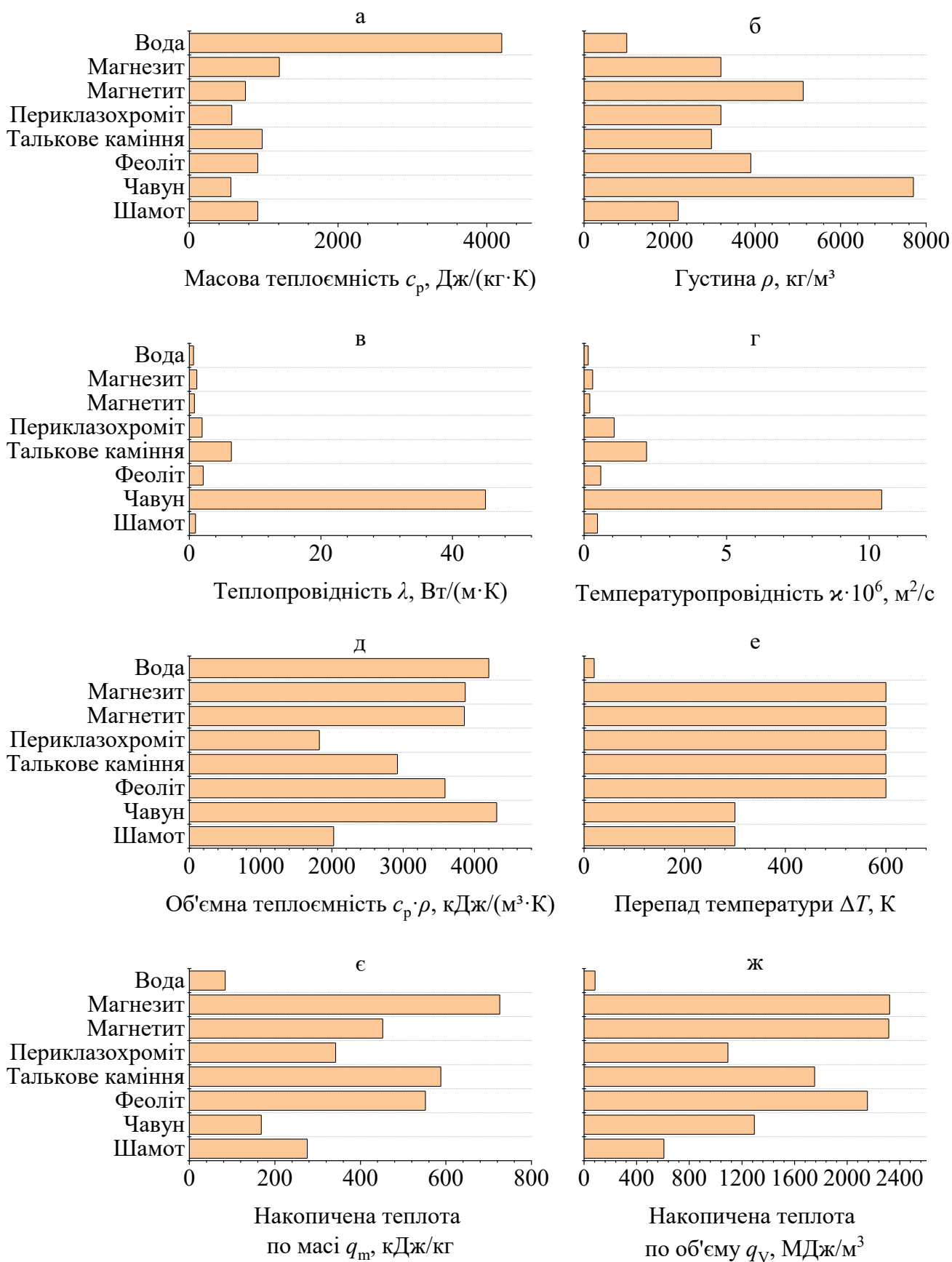


Рис. 2.2. Характеристики ТАМ: а –  $c_p$ , Дж/(кг·К); б –  $\rho$ , кг/м<sup>3</sup>; в –  $\lambda$ , Вт/(м·К); г –  $\kappa$ , м<sup>2</sup>/с<sup>2</sup>; д –  $c_p \cdot \rho$ , Дж/(м<sup>3</sup>·К); е –  $\Delta T$ , К; є –  $q_m$ , кДж/кг; ж –  $q_v$ , МДж/м<sup>3</sup>.

Таким чином, магнезит має одні з найкращих характеристик як в акумулюванні за масою, так і в акумулюванні за об'ємом. Тому як ТАМ обрано магнезитову 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/м<sup>3</sup>, – 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.

Як типову, в роботі розглянуто цеглу розміром 180 x 180 x 70 мм, у якій є канали, що забезпечуватимуть рух повітря через теплоаккумуляційний блок запропонованого пристрою. Така цегла вже отримала промислове впровадження. Задачею досліджень є визначення впливу розміру отвору на характеристики тепловіддачі, втрат тиску та акумуляційної здатності цегли.

Теплоаккумуляційну здатність однієї стандартної цеглини з магнезиту визначимо в діапазоні ширини повітряного каналу  $S_{кан} = 0,024$  м. Відповідно, об'єм ТАМ цеглини  $V_{цегл} = 0,00175$  м<sup>3</sup>.

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

$$E_{секц} = n_{цегл} \cdot V_{цегл} \cdot q_V = 6 \cdot 0,00172 \cdot 2323 = 24 \text{ МДж}, \quad (2.4)$$

де  $n_{цегл}$  – кількість цеглин,  $n_{цегл} = 6$ ;

$V_{цегл}$  – об'єм цеглини, м<sup>3</sup>,  $V_{цегл} = 0,00172$  м<sup>3</sup>.

Середню тепловіддачу секції ЗП-ЕТАО протягом доби визначають як

$$Q_{секц} = E_{секц} / (\tau_{доба} - \tau_{зар}) = 24 \cdot 10^6 / (86400 - 28800) = 417 \text{ Вт}, \quad (2.5)$$

де  $\tau_{доба}$  – тривалість доби,  $\tau_{доба} = 86400$  с;

$\tau_{\text{зар}}$  – тривалість «зарядження» (8 год),  $\tau_{\text{зар}} = 28800$  с.

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

$$Q_{\text{т}} = n_{\text{секц}} \cdot Q_{\text{секц}}, \text{ Вт}, \quad (2.6)$$

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

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  $L_{\text{А}} = 0,28$  м та висота  $H = 0,52$  м. Ширина блоку ТАМ з теплоізоляцією змінюється залежно від їхньої потужності: для приладу з тепловіддачею  $Q_{\text{т}} = 800$  Вт ширина блоку ТАМ з теплоізоляцією становить  $L_{\text{В}} = 0,46$  м, а за тепловіддачі  $Q_{\text{т}} = 3200$  Вт –  $L_{\text{В}} = 1,54$  м.

## **2.2 Розроблення повітряного природно-примусового електротеплоаккумуляційного обігрівача**

Аналіз літературних джерел показав ефективність та доцільність поєднання двох принципів роботи ЕТАО: як з використанням примусового, так і з використанням природного руху повітря [64]. Такий прилад позначимо як повітряний природно-примусовий електротеплоаккумуляційний обігрівач (ЗП-ЕТАО).

Запропоноване рішення поєднує:

- більшу гнучкість регулювання тепловіддачі за примусового руху повітря;
- відсутність потреби у вентиляторі за природного руху повітря.

Залежно від заданого теплового навантаження або працездатності вентилятора прилад буде змінювати режим роботи:

- за високих навантажень прилад працюватиме в режимі примусового руху повітря;
- за менших навантажень чи виходу з ладу вентилятора – в режимі природного руху повітря.

ЗП-ЕТАО (рис. 2.3) 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 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.

Для підвищення надійності роботи приладу та наявності системи додаткового обігріву до фронтальної панелі приладу додано керамічний обігрівач. Він використовується для обігріву приміщення в період початку «зарядження», коли температура поверхні приладу досягає найменшого за добу значення.

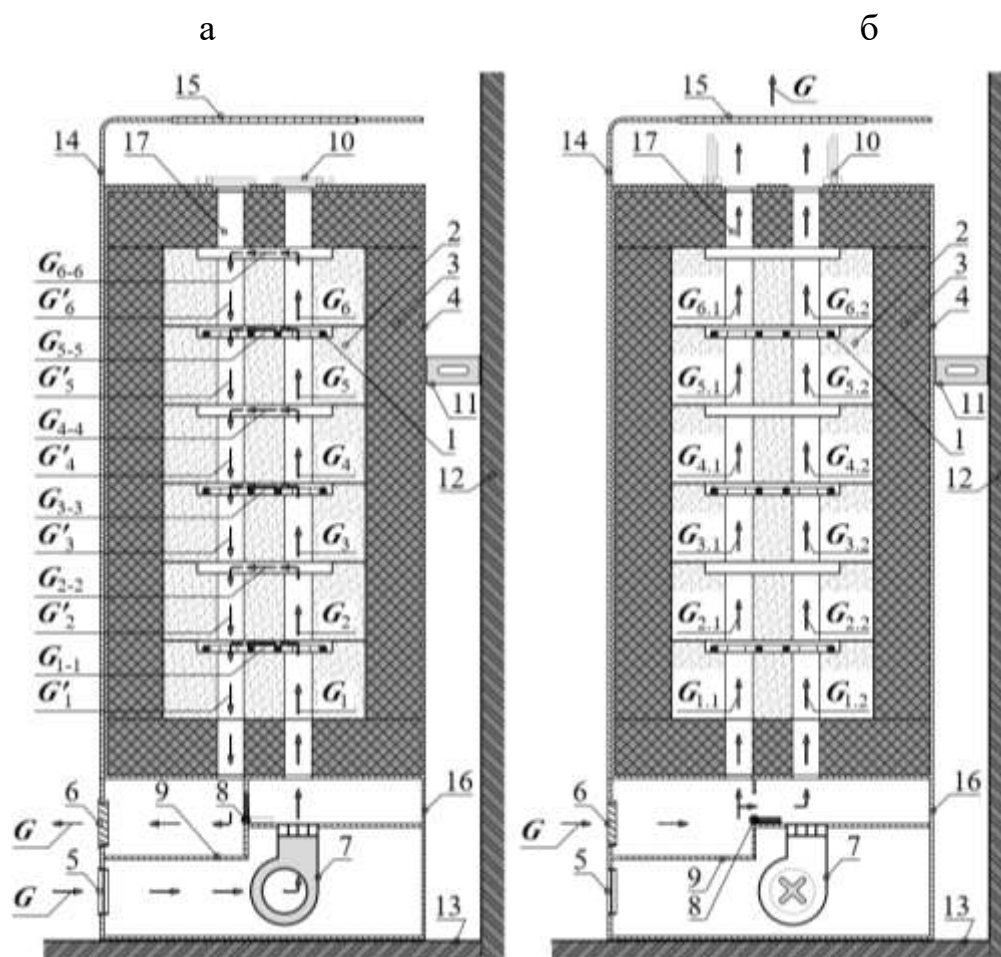


Рис. 2.3. Принципова схема ЗП-ЕТАО за роботи: а – за примусового руху повітря; б – за природного руху повітря: 1 – електричні нагрівачі; 2 – цегла ТАМ; 3 – теплова ізоляція; 4 – зовнішній кожух; 5 – нижня решітка для входу повітря; 6 – верхня решітка для виходу повітря за примусового руху повітря та 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.

Представимо фізичну концептуальну модель роботи ЗП-ЕТАО. Дана модель враховує як теплообмін всередині приладу (рис. 2.4-2.7), так і теплообмін між ЗП-ЕТАО та приміщенням (рис. 2.8). Тепловіддача від ЗП-ЕТАО  $Q_{EO}$ , Вт, направлена на компенсацію тепловтрат приміщення. Значення тепловтрат визначаються за

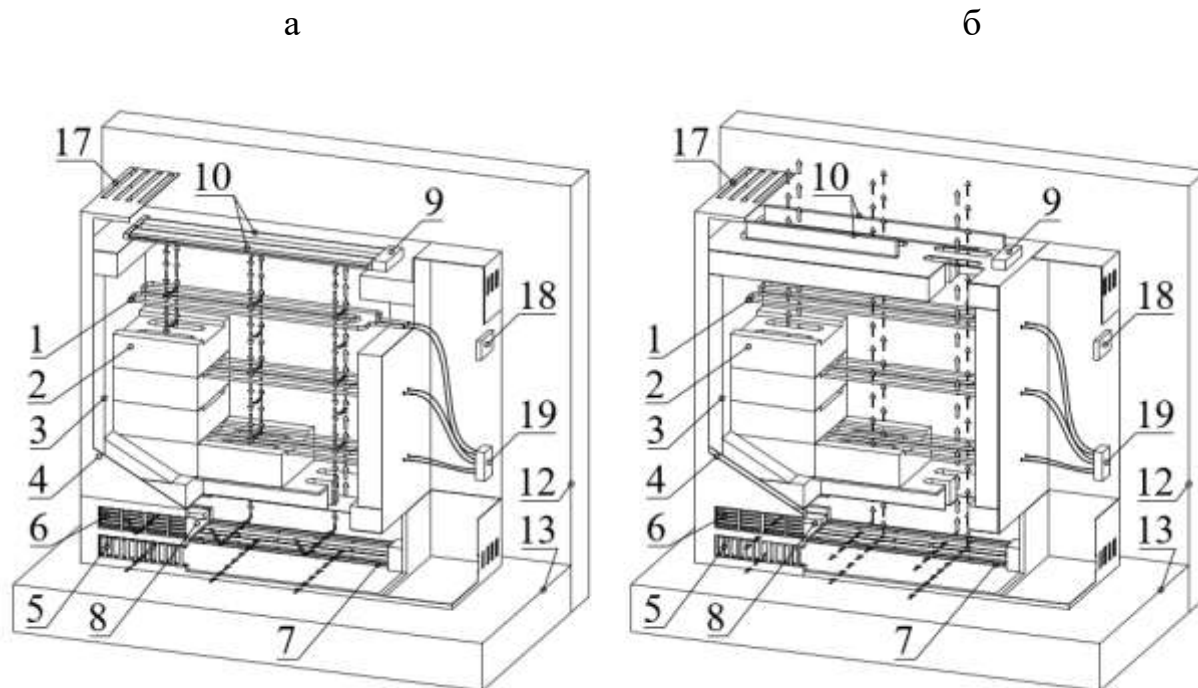
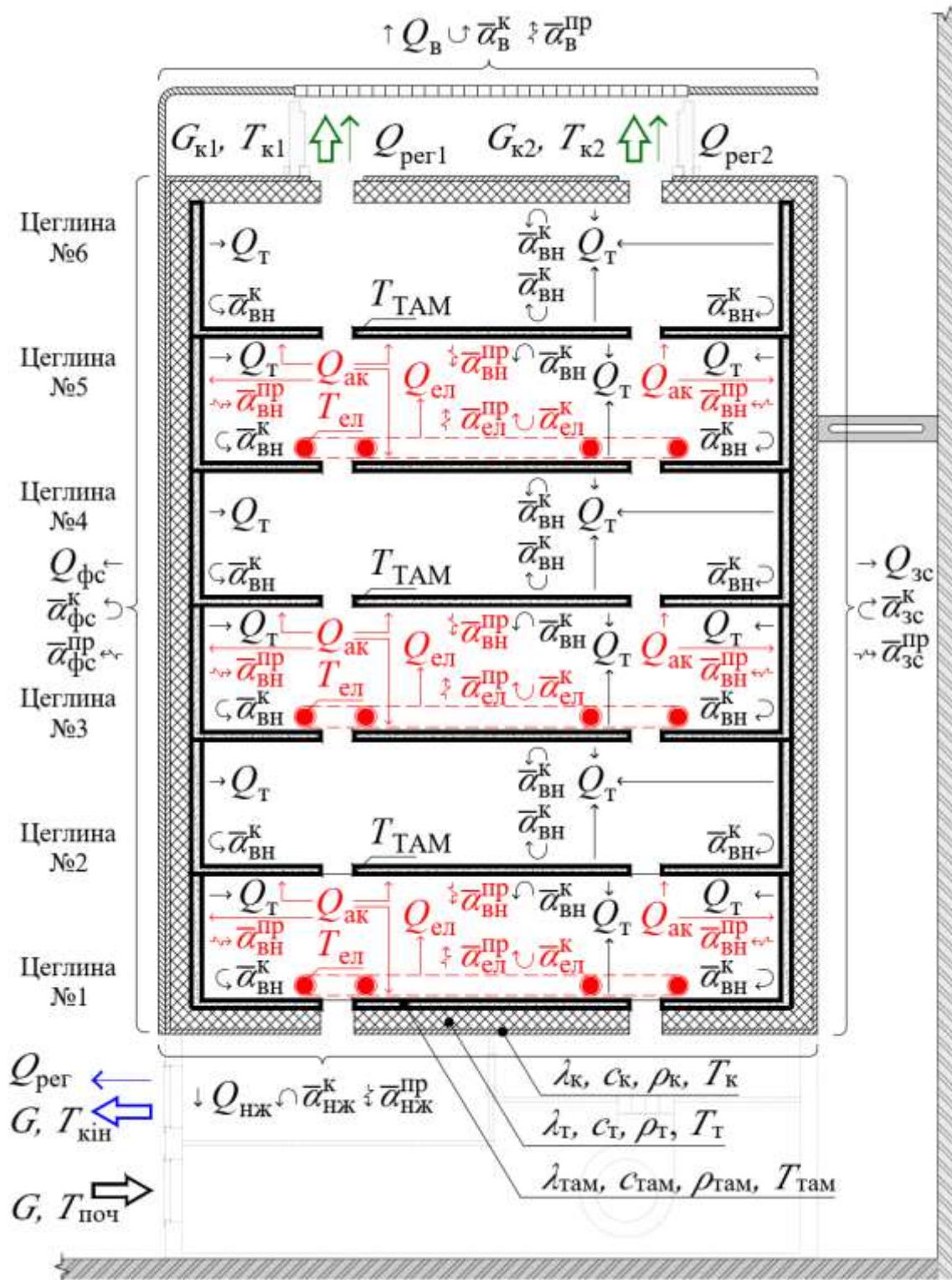


Рис. 2.4. Тривимірний схематичний зображення ЗП-ЕТАО: а – примусовий рух; б – природний рух. Позначення див рис. 2.3.

температури повітря приміщення  $T_{\text{пов}}$ , К, за температури навколишнього повітря  $T_{\text{зовн}}$ , К, та температури ґрунту  $T_{\text{гр}}$ , К, якщо споруда стоїть на ґрунті. Тепловтрати приміщення відбуваються через вертикальні огородження  $Q_{\text{в}}$ , Вт, дах  $Q_{\text{дх}}$ , Вт, та підлогу  $Q_{\text{гр}}$ , Вт. Кожне з зазначених огороджень площею  $F$ ,  $\text{м}^2$ , може бути багат шаровим. Кожен з шарів завтовшки  $\delta$ , м, має власний матеріал з теплоємністю  $c$ ,  $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ , густиною  $\rho$ ,  $\text{кг}/\text{м}^3$ , та теплопровідністю  $\lambda$ ,  $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ . Так само, кожна поверхня має відповідне значення коефіцієнту тепловіддачі:  $\alpha_{\text{пр}}$ ,  $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ , та конвективного  $\alpha_{\text{кон}}$ ,  $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ . Окрім перелічених тепловтрат також наявні тепловтрати, що виникають унаслідок інфільтрації повітря,  $Q_{\text{інф}}$ , Вт.

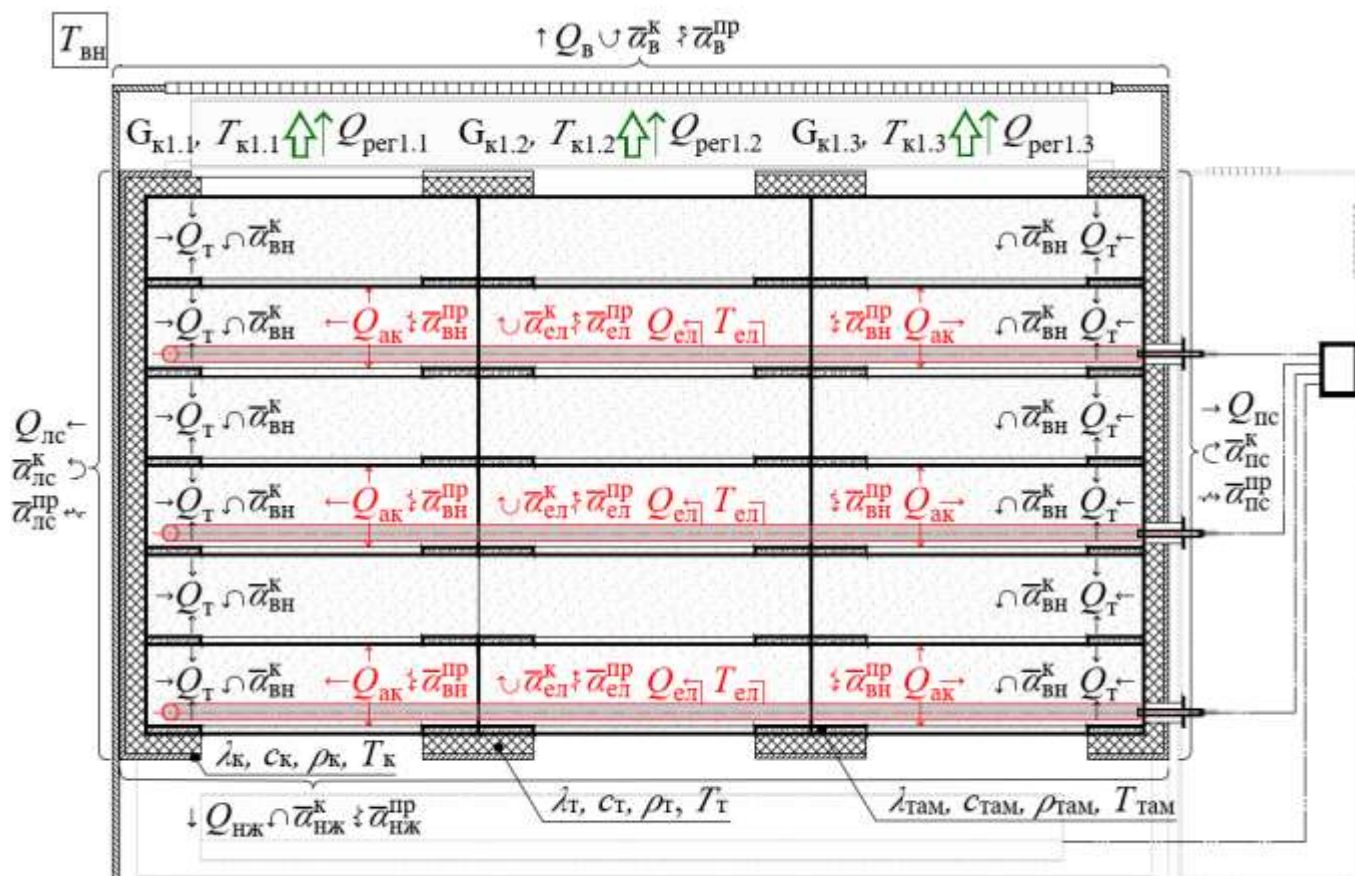
Тепловіддача від приладу  $Q_{\text{ЕО}}$ , Вт, забезпечується двома типами теплових потоків: нерегульованого  $Q_{\text{нр}}$ , Вт, та регульованого  $Q_{\text{рег}}$ , Вт. Нерегульований тепловий потік  $Q_{\text{нр}}$ , Вт, відбувається від шести поверхонь: фронтальної  $Q_{\text{фс}}$ , Вт; правої бокової  $Q_{\text{бп}}$ , Вт; верхньої  $Q_{\text{вс}}$ , Вт; лівої бокової  $Q_{\text{бл}}$ , Вт; пристінної  $Q_{\text{зс}}$ , Вт; нижньої  $Q_{\text{нж}}$ , Вт. Дані тепловтрати виникають внаслідок різниці температур: температури температури ТАМ  $T_{\text{ТАМ}}$ , К, та температури повітря в приміщенні  $T_{\text{пов}}$ , К. На загальну



- Елементи та процеси, задіяні лише в період «зарядження»
- Елементи та процеси, задіяні лише за примусового руху повітря
- Елементи та процеси, задіяні лише за природного руху повітря

Рис. 2.5. Схема теплообмінних процесів поперечений розріз (зображення цеглин схематичне)





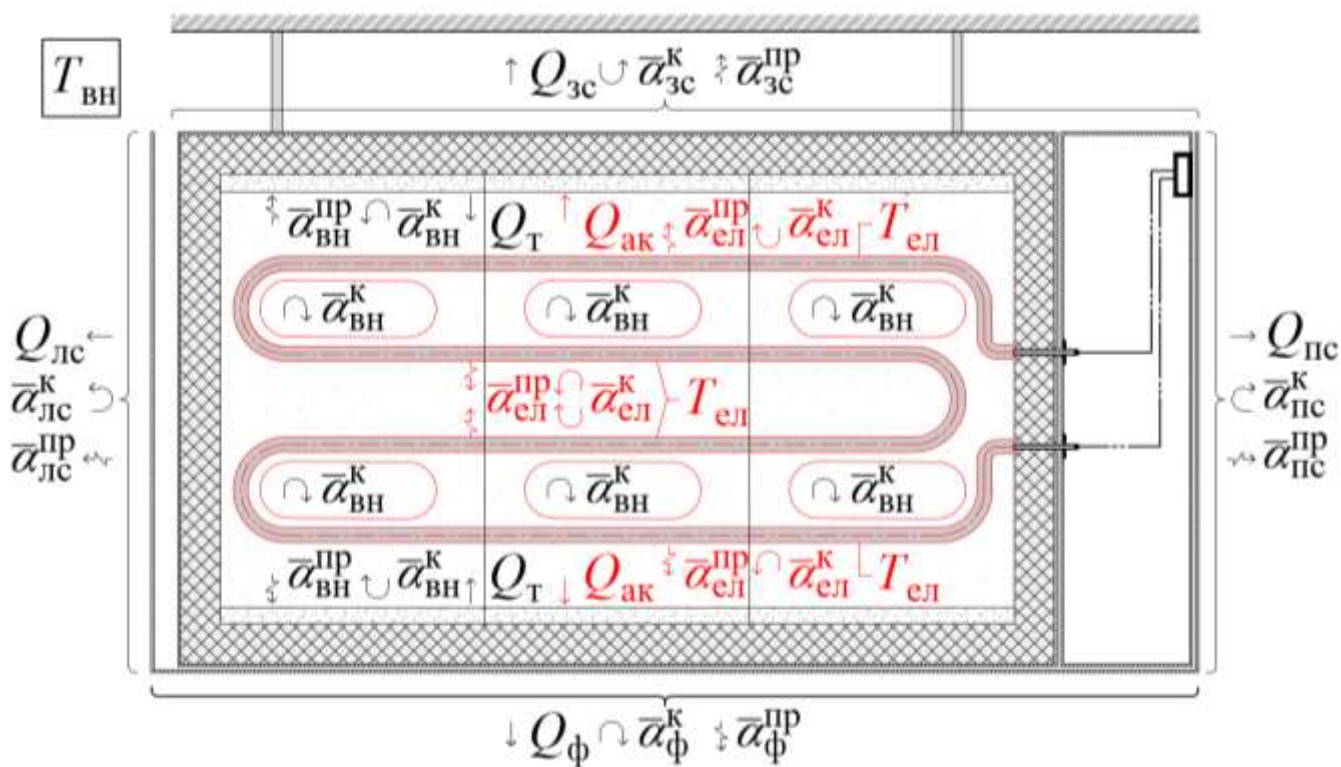
- Елементи та процеси, задіяні лише в період «зарядження»
- Елементи та процеси, задіяні лише за примусового руху повітря
- Елементи та процеси, задіяні лише за природного руху повітря

Рис. 2.6. Схема теплообмінних процесів бічний розріз (горизонтальні канали умовно розширено)

кількість тепловтрат через зовнішні поверхні впливають і характеристики матеріалів, крізь які проходить теплота. Цими матеріалами є теплоізоляція та зовнішній кожух, а їхні характеристики – теплоємність  $c$ , кДж/(кг·К), густина  $\rho$ , кг/м<sup>3</sup>, теплопровідність  $\lambda$ , Вт/(м·К). Так само, кожна поверхня має відповідне значення коефіцієнта тепловіддачі:  $\alpha_{пр}$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К), та конвективного  $\alpha_{кон}$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Далі розглянемо режим «зарядження» та його вплив на формування регульованої тепловіддачі. Аналіз будемо проводити згідно з (рис. 2.5-2.8). Температури ТАМ  $T_{там}$ , К, змінюється від температури ТАМ на початку «зарядження»  $T_{поч}$ , К, до

а



б

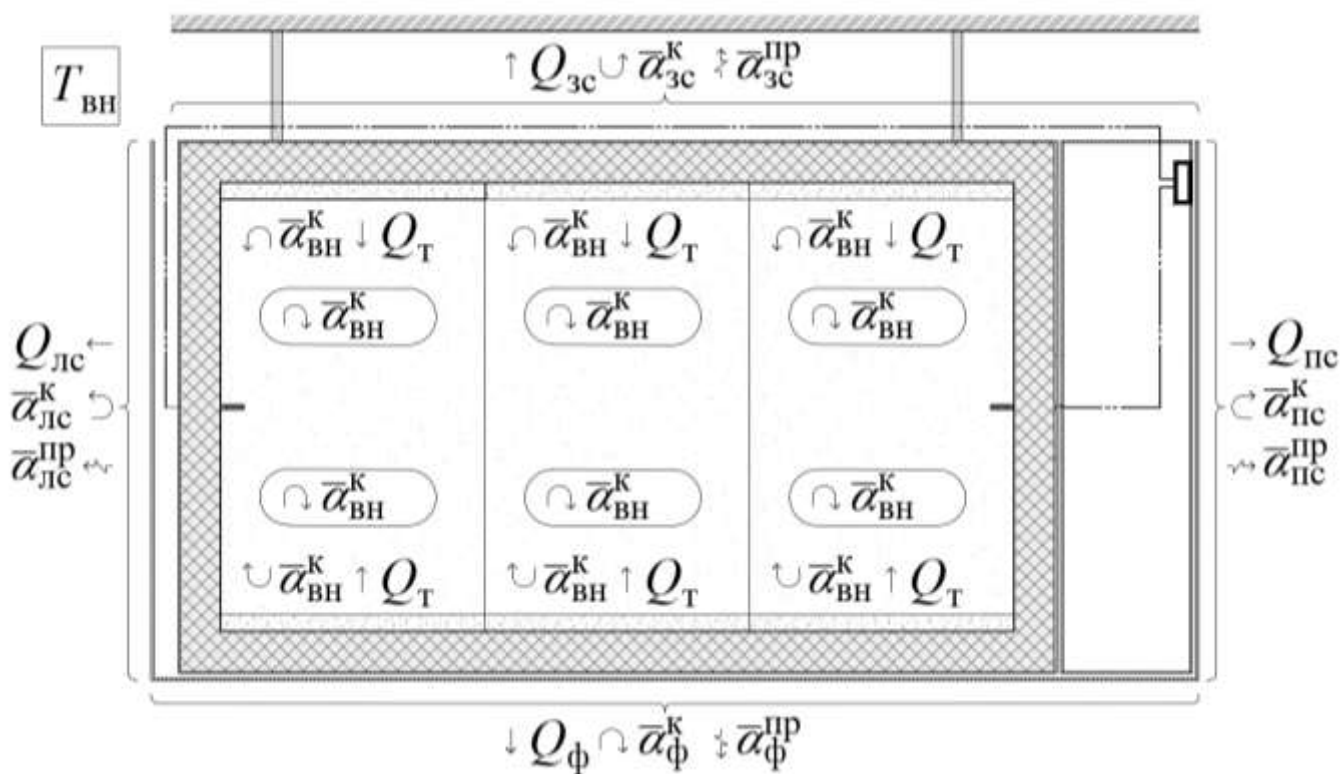


Рис. 2.7. Теплообмін ЗП-ЕТАО в горизонтальному перерізі (аккумуляційний блок є умовно розширеним): а) на рівні електричних нагрівачів; б) на рівні без нагрівача.

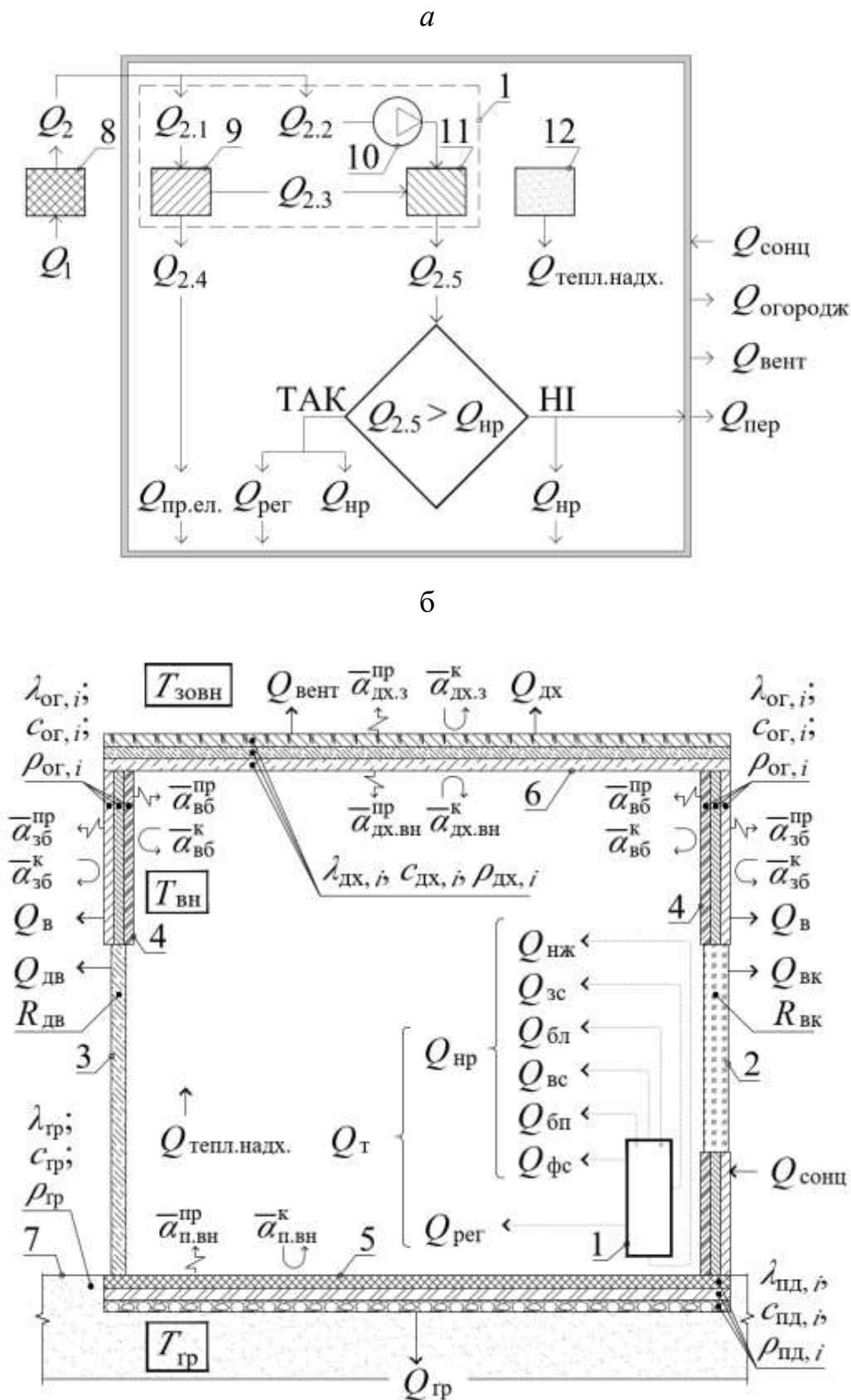


Рис. 2.8. Схема теплообміну між приміщенням та приладом ЗП-ЕТАО: а) тепловий баланс приміщення; 2 – енергетичний баланс енергоспоживання приміщенням від зовнішніх джерел енергії (позначення представлені на наступній сторінці)

Рис. 2.8 Схема теплообміну між приміщенням та приладом ЗП-ЕТАО (продовження):

1 – ЗП-ЕТАО; 2 – вікно; 3 – двері; 4 – стіни; 5 – підлога; 6 – стеля; 7 – ґрунт; 8 – генерація електроенергії; 9 – електричні нагрівачі; 10 – вентилятор; 11 – ТАМ; 12 – джерела теплонадходжень в приміщення (люди, освітлення, побутові прилади тощо);  $Q_1$  – енергія, що використовується для виробництва електроенергії, Вт;  $Q_2$  – електроенергія, що споживається електротеплоаккумуляційним обігрівачем, Вт;  $Q_{2.1}$  – електроенергія, спожита електричними нагрівачами;  $Q_{2.2}$  – електроенергія, спожита вентилятором;  $Q_{2.3}$  – електроенергія, яка накопичується теплоаккумуляційним матеріалом, Вт;  $Q_{2.4}$  – теплота від електроенергії, яка використовується для прямого опалення приміщення, Вт;  $Q_{2.5}$  – теплота від електроенергії, яка надходить від приладу Вт;  $Q_{\text{пр.ел}}$  – пряме електричне опалення (застосовується або в період пільгової вартості електроенергії, або ж за неспроможності забезпечити тепловий потік від приладу), Вт;  $Q_{\text{рег}}$  – регульована кількість тепловіддачі від приладу, Вт;  $Q_{\text{нр}}$  – нерегульована кількість тепловіддачі від приладу, Вт;  $Q_{\text{пер}}$  – тепловтрати внаслідок перегріву приміщення, Вт;  $Q_{\text{огородж}}$  – тепловтрати через зовнішні огорожувальні конструкції, Вт;  $Q_{\text{вент}}$  – тепловтрати через вентиляцію приміщення, Вт;  $Q_{\text{сонц}}$  – теплонадходження від сонячної радіації, Вт;  $Q_{\text{тепл.надх.}}$  – теплонадходження в приміщення від джерела поз.12, Вт.

температури в кінці «зарядження»  $T_{\text{кін}}$ , К.

Кількість акумульованої теплоти  $Q_{\text{ак}}$ , Вт, визначається як різниця між кількістю теплоти від електричних нагрівачів  $Q_{\text{ел}}$ , Вт, та кількості теплоти, що була використана для забезпечення регульованої тепловіддачі  $Q_{\text{т}}$ , Вт. Загалом за період «зарядження»  $\tau_{\text{зар}}$ , с, має відбуватися накопичення теплової енергії  $E_{\text{ак}}$ , Дж.

Накопичення теплоти відбувається в ТАМ, що має такі характеристики: теплоємність  $c$ , кДж/(кг·К), густина  $\rho$ , кг/м<sup>3</sup>, теплопровідність  $\lambda$ , Вт/(м·К). Кількість накопиченої теплоти залежатиме від температури електричних нагрівачів  $T_{\text{ел}}$ , К, температури ТАМ  $T_{\text{ТАМ}}$ , К, площі поверхні повітряних  $F_{\text{кан}}$ , м<sup>2</sup>, та коефіцієнтів

променевого теплообміну  $\alpha$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К) між відкритою поверхнею ТАМ та електричними нагрівачами.

Тепловіддача від електричних нагрівачів  $Q_{\text{ел}}$ , Вт, залежить від температури електричних нагрівачів  $T_{\text{ел}}$ , К; температури ТАМ  $T_{\text{ТАМ}}$ , К; площі поверхні електричних нагрівачів  $F_{\text{ел}}$ , м<sup>2</sup>, та коефіцієнтів променевого й конвективного теплообміну  $\alpha$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К), між електричними нагрівачами та відкритою поверхнею ТАМ.

Останнім розглянемо тепловіддачу за режимів руху повітря через блок ТАМ. Якщо потужність приладу в режимі природного руху повітря є достатньою, то застосовується цей режим. Якщо ж потрібна більша кількість теплоти – то прилад перемикається на режим примусового руху повітря.

У режимі з примусовим рухом повітря заслінки закриті, а вентилятор працює залежно від того, чи існує потреба в тепловіддачі.

Повітря з витратою  $G$ , кг/с, та температурою  $T_{\text{пов}}$ , К, всмоктується вентилятором. Далі повітря розділяється на два потоки:

1. Обвідний потік з витратою  $G_{\text{обв}}$ , кг/с, температурою  $T_{\text{пов}}$ , К;
2. Потік, що потрапляє до блоку ТАМ, з витратою  $G_1$ , кг/с, температурою  $T_{\text{пов}}$ , К.

Потрапивши до першої цеглини, потоки повітря розподіляються:

1. Частина повітря надходить до вищої цеглини з витратою  $G_1$ , кг/с, та температурою  $T_{G_1}$ , К, і поступо розподіляється між горизонтальними та вертикальними каналами;

2. Інша частина повітря – з витратою  $G_{1-1}$ , кг/с, та температурою  $T_{G_{1-1}}$ , К, проходить горизонтальним каналом, у якому розташовано електричні нагрівачі. Вона ж і змішується з повітрям, що пройшло іншими каналами. Повітря з інших каналів має витрату  $G'_2$ , кг/с, таку ж як  $G_1$ , кг/с. Але це повітря розігрілося від температури  $T_{G_1}$ , К, до температури  $T_{G'_2}$ , К.

На виході з акумуляційного блоку суміш повітря має витрату  $G'_2$ , кг/с, та температуру  $T_{G'_2}$ , К. Це повітря змішується з повітрям, що проходило обвідний канал.

У результаті отримано повітря з витратою  $G$ , кг/с, і температурою  $T_k$ , К. Дане повітря й забезпечує значення тепловіддачі  $Q_{\text{рег}}$ , Вт.

Оскільки в повітрі практично відсутні триатомні гази, то променевий теплообмін з повітрям майже відсутній. Тому кількість теплоти, отримана повітрям, залежатиме лише від конвективних коефіцієнтів тепловіддачі  $\alpha_{\text{кон}}$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К), поверхні ТАМ та електричних нагрівачів. Маса електричних нагрівачів на порядки менша за масу ТАМ. Тому накопиченою в цих нагрівачах енергією можна знехтувати. Отже, у період «розрядження» температура електричних нагрівачів може вважатися рівною температурі поверхні повітряних каналів ТАМ.

За природного руху повітря витратою  $G$ , кг/с, та температурою  $T_{\text{пов}}$ , К, потрапляє до повітряних каналів блоків ТАМ як крізь нижню, так і через верхню решітку. У цих повітряних каналах здійснюється нагрівання повітря аналогічно примусовому руху. Через кожен верхній повітряний канал виходить повітря з витратою  $G_k$ , кг/с, та температурою  $T_k$ , К,.

При розробленні математичної моделі ЗП-ЕТАО зроблено такі спрощення:

1. Температура повітря приміщення вважається однаковою;
2. Температура зовнішніх поверхонь ЗП-ЕТАО вважається однаковою;
3. Температура блоку ТАМ приймається однаковою у всьому об'ємі.
4. Променим теплообміном між повітрям та поверхнями знехтувано, оскільки концентрація триатомних газів є незначною.

З урахуванням наведених припущень запишемо рівняння теплового балансу:

1. Рівняння теплового балансу приміщення:

$$\begin{cases} Q_T = Q_{\text{рег}} + Q_{\text{нр}}, \text{ Вт}; \\ Q_T = Q_{\text{в}} + Q_{\text{дх}} + Q_{\text{гр}} + Q_{\text{вк}} + Q_{\text{дв}} - Q_{\text{тепл.надх}} - Q_{\text{сонц}}, \text{ Вт}; \end{cases} \quad (2.7)$$

де  $Q_{\text{рег}}$  – регульоване значення тепловіддачі від ЗП-ЕТАО, Вт, яка буває двох типів: за природного руху повітря  $Q_{\text{прр}}$ , Вт, та за примусового руху повітря  $Q_{\text{прм}}$ , Вт;

$Q_{\text{нр}}$  – нерегульоване значення тепловіддачі від ЗП-ЕТАО, Вт;

$Q_{\text{в}}$  – тепловтрати через вертикальні огороження приміщення ЗП-ЕТАО, Вт, а саме

$$Q_{\text{в}} = \frac{F_{\text{в}} \cdot (T_{\text{вн}} - T_{\text{зовн}})}{\left( \frac{1}{\bar{\alpha}_{\text{вб}}^{\text{пр}} + \bar{\alpha}_{\text{вб}}^{\text{к}}} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_{\text{в},i}}{\lambda_{\text{в},i}} + \frac{1}{\bar{\alpha}_{\text{зб}}^{\text{пр}} + \bar{\alpha}_{\text{зб}}^{\text{к}}} \right)}, \text{ Вт}; \quad (2.8)$$

$F_{\text{в}}$  – загальна площа вертикальних огорожень, м<sup>2</sup>;

$T_{\text{вн}}$  – температура повітря в приміщенні, К;

$T_{\text{зовн}}$  – температура зовнішнього повітря, К;

$\bar{\alpha}_{\text{вб}}^{\text{пр}}$  – коефіцієнт променевої тепловіддачі внутрішньої поверхні вертикальних огорожень приміщення, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$\bar{\alpha}_{\text{вб}}^{\text{к}}$  – коефіцієнт конвективної тепловіддачі внутрішньої поверхні вертикальних огорожень приміщення, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$\delta_{\text{в},i}$  – товщина  $i$ -ого прошарку вертикального огороження приміщення, м;

$\lambda_{\text{в},i}$  – середнє значення теплопровідності  $i$ -ого прошарку вертикального огороження приміщення, Вт/(м·К);

– коефіцієнт променевої тепловіддачі зовнішньої поверхні вертикальних огорожень приміщення, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$\bar{\alpha}_{\text{зб}}^{\text{пр}}$  – коефіцієнт конвективної тепловіддачі зовнішньої поверхні вертикальних огорожень приміщення, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$Q_{\text{в}}$  – тепловтрати через дах приміщення, Вт, а саме

$$Q_{\text{дх}} = \frac{F_{\text{дх}} \cdot (T_{\text{вн}} - T_{\text{зовн}})}{\left( \frac{1}{\bar{\alpha}_{\text{дх.вн}}^{\text{пр}} + \bar{\alpha}_{\text{дх.вн}}^{\text{к}}} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_{\text{дх},i}}{\lambda_{\text{дх},i}} + \frac{1}{\bar{\alpha}_{\text{дх.зн}}^{\text{пр}} + \bar{\alpha}_{\text{дх.зн}}^{\text{к}}} \right)}, \text{ Вт}; \quad (2.9)$$

$F_{\text{дх}}$  – загальна площа вертикальних огорожень, м<sup>2</sup>;

- $\bar{\alpha}_{\text{дх.вн}}^{\text{пр}}$  – коефіцієнт променевої тепловіддачі внутрішньої поверхні даху приміщення, Вт/(м<sup>2</sup>·К);
- $\bar{\alpha}_{\text{дх.вн}}^{\text{к}}$  – коефіцієнт конвективної тепловіддачі внутрішньої поверхні даху приміщення, Вт/(м<sup>2</sup>·К);
- $\delta_{\text{в},i}$  – товщина  $i$ -ого прошарку даху приміщення, м;
- $\lambda_{\text{в},i}$  – середнє значення теплопровідності  $i$ -ого прошарку даху приміщення, Вт/(м·К);
- $\bar{\alpha}_{\text{дх.зн}}^{\text{пр}}$  – коефіцієнт променевої тепловіддачі зовнішньої поверхні даху приміщення, Вт/(м<sup>2</sup>·К);
- $\bar{\alpha}_{\text{дх.зн}}^{\text{к}}$  – коефіцієнт конвективної тепловіддачі зовнішньої поверхні даху приміщення, Вт/(м<sup>2</sup>·К);
- $Q_{\text{гр}}$  – тепловтрати до ґрунту, Вт, а саме

$$Q_{\text{гр}} = \frac{F_{\text{пд}} \cdot (T_{\text{вн}} - T_{\text{гр}})}{\left( \frac{1}{\bar{\alpha}_{\text{пд}}^{\text{пр}} + \bar{\alpha}_{\text{пд}}^{\text{к}}} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_{\text{пд},i}}{\lambda_{\text{пд},i}} + R_{\text{гр}} \right)}, \text{ Вт}; \quad (2.10)$$

- $F_{\text{пд}}$  – загальна площа підлоги, м<sup>2</sup>;
- $T_{\text{гр}}$  – температура ґрунту, К;
- .. .. – коефіцієнт променевої тепловіддачі підлоги приміщення, Вт/(м<sup>2</sup>·К);
- $\bar{\alpha}_{\text{пд}}^{\text{к}}$  – коефіцієнт конвективної тепловіддачі підлоги приміщення, Вт/(м<sup>2</sup>·К);
- $\delta_{\text{пд},i}$  – товщина  $i$ -ого прошарку підлоги приміщення, м;
- $\lambda_{\text{пд},i}$  – середнє значення теплопровідності  $i$ -ого прошарку підлоги приміщення, Вт/(м·К);
- $R_{\text{гр}}$  – опір теплопередачі ґрунту, (м<sup>2</sup>·К)/Вт;
- $Q_{\text{вк}}$  – тепловтрати через вікна приміщення, Вт;
- $Q_{\text{дв}}$  – тепловтрати через двері приміщення, Вт;
- $Q_{\text{вент}}$  – тепловтрати через вентиляцію приміщення, Вт;
- $Q_{\text{тепл.надх}}$  – теплонадходження до приміщення від внутрішніх джерел, Вт;



$Q_{\text{дв}}$  – теплонадходження від сонячної радіації, Вт;

2. Рівняння нерегульованої тепловіддачі ЗП-ЕТАО:

$$Q_{\text{нр}} = Q_{\text{фс}} + Q_{\text{бп}} + Q_{\text{вс}} + Q_{\text{бл}} + Q_{\text{зс}} + Q_{\text{нж}}, \text{ Вт}, \quad (2.11)$$

де  $Q_{\text{фс}}$  – тепловіддача через фронтальну поверхню ЗП-ЕТАО, Вт;

$Q_{\text{бп}}$  – тепловіддача через бокову праву поверхню ЗП-ЕТАО, Вт;

$Q_{\text{вс}}$  – тепловіддача через верхню поверхню ЗП-ЕТАО, Вт;

$Q_{\text{бл}}$  – тепловіддача через бокову ліву поверхню ЗП-ЕТАО, Вт;

$Q_{\text{зс}}$  – тепловіддача через пристінну поверхню ЗП-ЕТАО, Вт;

$Q_{\text{нж}}$  – тепловіддача через нижню поверхню ЗП-ЕТАО, Вт.

Кожна з перелічених у (2.12) складових рівняння може бути визначена згідно з формулою

$$Q_i = \frac{F_i \cdot (T_{\text{ТАМ}} - T_{\text{ВН}})}{\left( \sum_{i=1}^n \frac{\delta_{\text{т},i}}{\lambda_{\text{т},i}} \right)}, \text{ Вт}, \quad (2.12)$$

де  $F_i$  – площа  $i$ -ої поверхні, крізь яку здійснюється теплопередача,  $\text{м}^2$ ;

$T_{\text{ВН}}$  – середня температура ТАМ, К;

$\delta_{\text{т},i}$  – товщина  $i$ -ого прошарку теплоізоляції, м;

$\lambda_{\text{т},i}$  – середнє значення теплопровідності  $i$ -ого прошарку теплоізоляції, Вт/(м·К).

Рівняння (2.11) можливо визначити за осередними коефіцієнтами теплопередачі за всіма зовнішніми поверхнями

$$\begin{cases} Q_{\text{нр}} = (\bar{\alpha}_{\text{зовн}}^{\text{к}} + \bar{\alpha}_{\text{зовн}}^{\text{пр}}) \cdot F_{\text{зовн}} \cdot (T_{\text{зп}} - T_{\text{пов}}), \text{ Вт}; \\ Q_{\text{нр}} = \frac{\lambda_{\text{із}}}{\delta_{\text{із}}} \cdot \bar{F}_{\text{із}} \cdot (T_{\text{там}} - T_{\text{зп}}) \approx \frac{\lambda_{\text{із}}}{\delta_{\text{із}}} \cdot F_{\text{зовн}} \cdot (T_{\text{там}} - T_{\text{пов}}), \text{ Вт}. \end{cases} \quad (2.13)$$

де  $\bar{\alpha}_{\text{зовн}}^{\text{к}}$  – середній коефіцієнт конвективної тепловіддачі зовнішніх поверхонь приладу, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$\bar{\alpha}_{\text{зовн}}^{\text{пр}}$  – середній коефіцієнт променевої тепловіддачі зовнішніх поверхонь приладу, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$F_{\text{зовн}}$  – площа зовнішньої поверхні, м<sup>2</sup>;

$T_{\text{зп}}$  – температура поверхні, К;

$\bar{F}_{\text{із}}$  – середня площа ізоляції, м<sup>2</sup>, розрахована так, щоб забезпечити правильну тепловіддачу. Еквівалентна поверхні, площею  $\bar{F}_{\text{із}}$  буде знаходитись між внутрішньою і зовнішньою поверхнями ізоляції. Якщо товщина ізоляції незначна порівняно з розмірами приладу, то ця площа приблизно дорівнюватиме площі зовнішньої поверхні.

3. Кількість теплоти  $Q_{\text{ел}}$ , Вт, що виділяється від електричних нагрівачів, визначається як сума двох складових: променевої  $Q_{\text{ел}}^{\text{пр}}$ , Вт, та конвективної  $Q_{\text{ел}}^{\text{к}}$ , Вт.

$$\begin{cases} Q_{\text{ел}} = Q_{\text{ел}}^{\text{пр}} + Q_{\text{ел}}^{\text{к}}, \text{ Вт}; \\ Q_{\text{ел}}^{\text{пр}} = \bar{\alpha}_{\text{ел}}^{\text{пр}} \cdot F_{\text{ел}} \cdot (T_{\text{ел}} - T_{\text{там}}), \text{ Вт}; \\ Q_{\text{ел}}^{\text{к}} = \bar{\alpha}_{\text{ел}}^{\text{к}} \cdot F_{\text{ел}} \cdot (T_{\text{ел}} - T_{\text{пов}}), \text{ Вт}, \end{cases} \quad (2.14)$$

де  $\bar{\alpha}_{\text{ел}}^{\text{пр}}$  – середній коефіцієнт променевої тепловіддачі електричних нагрівачів, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$F_{\text{ел}}$  – площа електричних нагрівачів, м<sup>2</sup>;

$T_{\text{ел}}$  – температура електричних нагрівачів, К;

$T_{\text{пов}}$  – температура повітря, що надходить до повітряних каналів, К;

- $\bar{\alpha}_{\text{ел}}^{\text{к}}$  – середній коефіцієнт конвективної тепловіддачі електричних нагрівачів, Вт/(м<sup>2</sup>·К);
- $Q_{\text{ак}}$  – кількість акумульованої матеріалом теплоти, Вт;
- $\bar{\alpha}_{\text{вн}}^{\text{пр}}$  – середній коефіцієнт конвективної тепловіддачі повітряних каналів, Вт/(м<sup>2</sup>·К);
- $F_{\text{кан}}$  – площа поверхні повітряних каналів, м<sup>2</sup>;
- $E_{\text{ак}}$  – кількість акумульованої теплової енергії, Дж (див. розділ 2.1);
- $\bar{Q}_{\text{ак}}$  – середнє значення акумульованої теплоти протягом періоду тривалістю  $\tau_{\text{зар}}$ , Вт.
- $\tau_{\text{зар}}$  – тривалість «зарядження», с;
- $c_{\text{ТАМ}}$  – теплоємність ТАМ, Дж/(кг·К);
- $\rho_{\text{ТАМ}}$  – густина ТАМ, кг/м<sup>3</sup>;
- $V_{\text{ТАМ}}$  – площа поверхні повітряних каналів, м<sup>3</sup>;
- $T_{\text{ТАМ}}^{\text{кін}}$  – температура ТАМ в період завершення «зарядження», К;
- $T_{\text{ТАМ}}^{\text{поч}}$  – температура ТАМ в період початку «зарядження», К.

#### 4. Рівняння регульованої тепловіддачі ЗП-ЕТАО в режимі «зарядження»:

$$\begin{cases} Q_{\text{рег}} = \bar{\alpha}_{\text{кан}}^{\text{к}} \cdot F_{\text{кан}} \cdot (T_{\text{ТАМ}} - T_{\text{пов}}) + \bar{\alpha}_{\text{ел}}^{\text{к}} \cdot F_{\text{ел}} (T_{\text{ел}} - T_{\text{пов}}), \text{ Вт}; \\ Q_{\text{рег}} = c_p \cdot G \cdot (T_{\text{к}} - T_{\text{пов}}), \text{ Вт}, \end{cases} \quad (2.15)$$

- де  $\bar{\alpha}_{\text{кан}}^{\text{к}}$  – коефіцієнт конвективної тепловіддачі поверхні повітряних каналів, Вт/(м<sup>2</sup>·К);
- $\bar{\alpha}_{\text{ел}}^{\text{к}}$  – коефіцієнт конвективної тепловіддачі електричних нагрівачів, Вт/(м<sup>2</sup>·К);
- $Q_{\text{ак}}$  – кількість акумульованої матеріалом теплоти, Вт;
- $\bar{\alpha}_{\text{вн}}^{\text{пр}}$  – коефіцієнт конвективної тепловіддачі повітряних каналів, Вт/(м<sup>2</sup>·К);
- $F_{\text{кан}}$  – площа поверхні повітряних каналів, м<sup>2</sup>;

$\bar{Q}_{ак}$  – середнє значення акумульованої теплоти протягом періоду тривалістю  $\tau_{зар}$ , Вт.

$\tau_{зар}$  – тривалість «зарядження», с;

$c_{ТАМ}$  – теплоємність ТАМ, Дж/(кг·К);

$\rho_{ТАМ}$  – густина ТАМ, кг/м<sup>3</sup>;

$V_{ТАМ}$  – площа поверхні повітряних каналів, м<sup>3</sup>;

$T_{ТАМ}^{кін}$  – температура ТАМ в період завершення «зарядження», К;

$T_{ТАМ}^{поч}$  – температура ТАМ в період початку «зарядження», К.

### 5. Рівняння регульованої тепловіддачі ЗП-ЕТАО в режимі «розрядження»:

$$\begin{cases} Q_{рег} = \bar{\alpha}_{кан}^к \cdot F_{кан} \cdot (T_{ТАМ} - T_{пов}), \text{ Вт}; \\ Q_{рег} = c_p \cdot G \cdot (T_к - T_{пов}), \text{ Вт}. \end{cases} \quad (2.16)$$

6. Рівняння акумулювання теплоти в блоку ТАМ під час «зарядження» такі: кількість теплоти  $Q_{ел}$ , Вт, від електричних нагрівачів визначається як сума двох складових: променевої тепловіддачі від електричних нагрівачів Вт, та конвективної складової  $Q_{ел}^к$ , Вт, а саме

$Q_{ел}^{пр}$ ,

$$\begin{cases} Q_{ак} = \bar{\alpha}_{вн}^{пр} \cdot F_{кан} \cdot (T_{ел} - T_{ТАМ}), \text{ Вт}; \\ Q_{ак} = Q_{ел} - Q_{нр} - Q_{рег}, \text{ Вт}; \\ E_{ак} = \bar{Q}_{ак} \cdot \tau_{зар}, \text{ Дж}; \\ E_{ак} = c_{ТАМ} \cdot \rho_{ТАМ} \cdot V_{ТАМ} \cdot (T_{ТАМ}^{кін} - T_{ТАМ}^{поч}), \text{ Дж}. \end{cases} \quad (2.17)$$

де  $\bar{\alpha}_{ел}^{пр}$  – середній коефіцієнт променевої тепловіддачі електричних нагрівачів, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$F_{ел}$  – площа електричних нагрівачів, м<sup>2</sup>;

$T_{ел}$  – температура електричних нагрівачів, К;

- $T_{\text{пов}}$  – температура повітря, що надходить до повітряних каналів, К;  
 – середній коефіцієнт конвективної тепловіддачі електричних нагрівачів, Вт/(м<sup>2</sup>·К);
- $Q_{\text{ак}}$  – кількість акумульованої матеріалом теплоти, Вт;  
 – середній коефіцієнт конвективної тепловіддачі повітряних каналів, Вт/(м<sup>2</sup>·К);
- $F_{\text{кан}}$  – площа поверхні повітряних каналів, м<sup>2</sup>;
- $E_{\text{ак}}$  – кількість акумульованої теплової енергії, Дж (див. розділ 2.1);
- $\bar{Q}_{\text{ак}}$  – середнє значення акумульованої теплоти протягом періоду тривалістю  $\tau_{\text{зар}}$ , Вт;
- $\tau_{\text{зар}}$  – тривалість «зарядження», с;
- $c_{\text{TAM}}$  – теплоємність ТАМ, Дж/(кг·К);
- $\rho_{\text{TAM}}$  – густина ТАМ, кг/м<sup>3</sup>;
- $V_{\text{TAM}}$  – площа поверхні повітряних каналів, м<sup>3</sup>;
- $T_{\text{TAM}}^{\text{кін}}$  – температура ТАМ в період завершення «зарядження», К;
- $T_{\text{TAM}}^{\text{поч}}$  – температура ТАМ в період початку «зарядження», К.

Визначення коефіцієнта тепловіддачі від внутрішньої поверхні приладу має відбуватися згідно з рівнянням

$$Q_{\text{рег}} = Q_{\text{т}} - Q_{\text{нр}}, \text{ Вт.} \quad (2.18)$$

Подальший аналіз даних рівнянь виконуємо згідно з рис. 2.1. Оскільки ТАМ і конфігурація цеглин незмінні, то тепловіддача приладу  $Q_{\text{ЕО}}$  відома. Тому необхідно визначити складові тепловіддачі  $Q_{\text{нр}}$  та  $Q_{\text{рег}}$ .

Спочатку необхідно розрахувати значення нерегульованої тепловіддачі  $Q_{\text{нр}}$ . Далі визначаємо регульовану тепловіддачу  $Q_{\text{рег}}$  за формулою

$$Q_{\text{рег}} = Q_{\text{т}} - Q_{\text{нр}}, \text{ Вт.} \quad (2.19)$$

### 2.3 Критеріальні рівняння тепловіддачі приладу

Для подальшого аналізу умов тепловіддачі ЗП-ЕТАО потрібно звести наведені рівняння до критеріальної форми. Для цього приймаємо певні спрощення. Перш за все, як поверхню тепловіддачі приймаємо поверхню каналів без урахування заокруглень. Таким чином, площа каналів становитиме

$$F_{\text{пер.кан}} = S_{\text{кан}} \cdot W_{\text{кан}}, \text{ м}^2, \quad (2.20)$$

де  $S_{\text{кан}}$  – ширина каналу, який також є характерним розміром каналу, м;

$W_{\text{кан}}$  – довжина каналу, м.

Відповідно, площа тепловіддачі каналів приймається як подвійна площа умовного каналу, який би мав співвідношення сторін  $S_{\text{кан}}$  на  $W_{\text{кан}}$ , та висоту  $H_{\text{кан}}$

$$F_{\text{кан}} = 2 \cdot H_{\text{кан}} \cdot (S_{\text{кан}} + W_{\text{кан}}), \text{ м}^2, \quad (2.21)$$

Далі зводимо складові рівнянь до критеріального вигляду.

У випадку тепловіддачі від внутрішніх каналів, можливо отримати залежність з рівнянь (2.16), а саме

$$\bar{\alpha}_{\text{кан}}^{\text{к}} \cdot F_{\text{кан}} \cdot (T_{\text{ТАМ}} - T_{\text{пов}}) = c_p \cdot G \cdot (T_{\text{к}} - T_{\text{пов}}), \quad (2.22)$$

Отримання формули здійснено за допомогою наступних перетворень

$$c_p \cdot \rho \cdot \bar{V}_{\text{кан}} \cdot S_{\text{кан}} \cdot W_{\text{кан}} \cdot (T_{\text{к}} - T_{\text{пов}}) = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda}{S_{\text{кан}}} \cdot 2 \cdot H_{\text{кан}} \cdot (S_{\text{кан}} + W_{\text{кан}}) \cdot (T_{\text{ТАМ}} - T_{\text{пов}}), \text{ Вт};$$

$$\frac{c_p \cdot \rho \cdot \nu}{\lambda} \cdot \frac{\bar{V}_{\text{кан}} \cdot S_{\text{кан}}}{\nu} \cdot W_{\text{кан}} \cdot (T_{\text{к}} - T_{\text{пов}}) = \frac{\text{Nu}}{S_{\text{кан}}} \cdot 2 \cdot H_{\text{кан}} \cdot (S_{\text{кан}} + W_{\text{кан}}) \cdot (T_{\text{ТАМ}} - T_{\text{пов}}), \text{ Вт};$$

$$\frac{\nu}{a} \cdot \frac{\bar{V}_{\text{кан}} \cdot S_{\text{кан}}}{\nu} \cdot W_{\text{кан}} \cdot (T_{\text{к}} - T_{\text{пов}}) = \frac{\text{Nu}}{S_{\text{кан}}} \cdot 2 \cdot H_{\text{кан}} \cdot (S_{\text{кан}} + W_{\text{кан}}) \cdot (T_{\text{ТАМ}} - T_{\text{пов}}), \text{Вт};$$

$$\cdot \text{Pr} \cdot \text{Re} \cdot W_{\text{кан}} \cdot (T_{\text{к}} - T_{\text{пов}}) = \frac{\text{Nu}}{S_{\text{кан}}} \cdot 2 \cdot H_{\text{кан}} \cdot (S_{\text{кан}} + W_{\text{кан}}) \cdot (T_{\text{ТАМ}} - T_{\text{пов}}), \text{Вт};$$

В результаті, отримано, що

$$\text{Nu} = \text{Pr} \cdot \text{Re} \cdot \frac{(T_{\text{к}} - T_{\text{пов}})}{(T_{\text{ТАМ}} - T_{\text{пов}})} \cdot \frac{W_{\text{кан}} \cdot S_{\text{кан}}}{2 \cdot H_{\text{кан}} \cdot (S_{\text{кан}} + W_{\text{кан}})}$$

Таким чином, у критеріальній формі рівняння матиме такий вигляд

$$\text{Nu}_{\text{пр}} = \text{Pr}_{\text{пр}} \cdot \text{Re}_{\text{пр}} \cdot \Theta_{\text{тем.контв}} \cdot \Theta_{\text{геом.контв}}, \quad (2.23)$$

де  $\text{Nu}_{\text{пр}}$  – критерій Нуссельта за режиму примусовго руху повітря:

$$\text{Nu}_{\text{пр}} = \frac{\bar{\alpha}_{\text{кан}} \cdot S_{\text{кан}}}{\lambda_{\text{кан}}}. \quad (2.24)$$

$\lambda_{\text{кан}}$  – теплопровідність повітря в повітряних каналах, Вт/(м·К),

$\text{Pr}_{\text{пр}}$  – число Прандтля для повітря в повітряних каналах,

$\text{Re}_{\text{пр}}$  – число Рейнольдса для повітря в повітряних каналах,

$$\text{Re}_{\text{пр}} = \frac{V_{\text{кан}} \cdot S_{\text{кан}}}{\nu_{\text{кан}}}, \quad (2.25)$$

$V_{\text{кан}}$  – швидкість повітря в каналах, визначається на початку каналі акумуляційного блока, м/с;

$\nu_{\text{кан}}$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості, м/с<sup>2</sup>;

$\Theta_{\text{ТЕМП.КОНВ}}$  – температурний симплекс внутрішніх каналів

$$\Theta_{\text{ТЕМП.КОНВ}} = \frac{(T_{\text{К}} - T_{\text{ПОВ}})}{(T_{\text{ТАМ}} - T_{\text{ПОВ}})}, \quad (2.26)$$

$\Theta_{\text{ГЕОМ.КОНВ}}$  – співвідношення геометричних розмірів внутрішніх каналів

$$\Theta_{\text{ГЕОМ.КОНВ}} = \frac{W_{\text{КАН}} \cdot S_{\text{КАН}}}{2 \cdot H_{\text{КАН}} \cdot (S_{\text{КАН}} + W_{\text{КАН}})}. \quad (2.27)$$

Рівняння (2.11) у критеріальній формі отримане наступним чином

$$\begin{cases} Q_{\text{ПР}} = (\bar{\alpha}_{\text{ЗОВН}}^{\text{К}} + \bar{\alpha}_{\text{ЗОВН}}^{\text{ПР}}) \cdot F_{\text{ЗОВН}} \cdot (T_{\text{ПОВЕР}} - T_{\text{ПОВ}}), \text{ Вт}; \\ Q_{\text{ПР}} = \frac{\lambda_{\text{ІЗ}}}{\delta_{\text{ІЗ}}} \cdot \bar{F}_{\text{ІЗ}} \cdot (T_{\text{ТАМ}} - T_{\text{ПОВ}}) \approx \frac{\lambda_{\text{ІЗ}}}{\delta_{\text{ІЗ}}} \cdot F_{\text{ЗОВН}} \cdot (T_{\text{ТАМ}} - T_{\text{ПОВ}}), \text{ Вт}. \end{cases}$$

$$(\bar{\alpha}_{\text{ЗОВН}}^{\text{К}} + \bar{\alpha}_{\text{ЗОВН}}^{\text{ПР}}) \cdot F_{\text{ЗОВН}} \cdot (T_{\text{ПОВЕР}} - T_{\text{ПОВ}}) = \frac{\lambda_{\text{ІЗ}}}{\delta_{\text{ІЗ}}} \cdot F_{\text{ЗОВН}} \cdot (T_{\text{ТАМ}} - T_{\text{ПОВ}})$$

$$(\bar{\alpha}_{\text{ЗОВН}}^{\text{К}} + \bar{\alpha}_{\text{ЗОВН}}^{\text{ПР}}) \cdot F_{\text{ЗОВН}} \cdot (T_{\text{ПОВЕР}} - T_{\text{ПОВ}}) = \frac{\lambda_{\text{ІЗ}}}{\delta_{\text{ІЗ}}} \cdot F_{\text{ЗОВН}} \cdot (T_{\text{ТАМ}} - T_{\text{ПОВ}})$$

$$\underbrace{\frac{\bar{\alpha}_{\text{ЗОВН}}^{\text{К}} \cdot \delta_{\text{ІЗ}}}{\lambda_{\text{ІЗ}}}}_{\text{Bi}} + \underbrace{\frac{\bar{\alpha}_{\text{ЗОВН}}^{\text{ПР}} \cdot \delta_{\text{ІЗ}}}{\lambda_{\text{ІЗ}}}}_{\text{Bi}_{\text{rad}}} = \frac{(T_{\text{ТАМ}} - T_{\text{ПОВ}})}{(T_{\text{ПОВЕР}} - T_{\text{ПОВ}})}$$

$$\text{Bi} + \text{Bi}_{\text{rad}} = \Theta_{\text{ЗОВН}}, \quad (2.28)$$

де  $\text{Bi}$  – число Віо для конвективної тепловіддачі

$$\text{Bi} = \frac{\bar{\alpha}_{\text{ЗОВН}}^{\text{ПР}} \cdot \delta_{\text{ІЗ}}}{\lambda_{\text{ІЗ}}}. \quad (2.29)$$



$Bi_{\text{rad}}$  – число  $Bi_{\text{Orad}}$  для променевої тепловіддачі

$$Bi_{\text{rad}} = \frac{\bar{\alpha}_{\text{пр}}^k \cdot \delta_{\text{із}}}{\lambda_{\text{із}}}. \quad (2.30)$$

$\Theta_{\text{зовн}}$  – температурний симплекс зовнішньої поверхні

$$\Theta_{\text{зовн}} = (T_{\text{ТАМ}} - T_{\text{пов}}) / (T_{\text{зп}} - T_{\text{пов}}). \quad (2.31)$$

## 2.4 Нерегульована тепловіддача приладу

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)

$$(\lambda_{\text{із}} / S_{\text{із}}) \cdot F_{\text{із}} \cdot (T_{\text{ТАМ}} - T_{\text{зп}}) = \bar{\alpha}_{\text{пр}} \cdot F_{\text{зп}} \cdot (T_{\text{зп}} - T_{\text{пов}}), \text{ Вт}, \quad (32)$$

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 [46];

$F_{\text{із}}$  – площа поверхні теплоізоляції, м<sup>2</sup>,

$$F_{\text{із}} = 2 \cdot (A_{\text{ТАМ}} \cdot H_{\text{ТАМ}} + B_{\text{ТАМ}} \cdot H_{\text{ТАМ}} + A_{\text{ТАМ}} \cdot B_{\text{ТАМ}}), \text{ м}^2, \quad (33)$$

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.

Таблиця 2.1

Характеристики поверхонь ЗП-ЕТАО та розміри блоку залежно від потужності приладу

№	Тепловіддача $Q_T$ , Вт	Ширина $L_B$ , м	Глибина $L_A$ , м	Висота $H$ , м
1	800	0,46	0,28	0,52
2	1600	0,82		
3	2400	1,18		
4	3200	1,54		

Вважаємо, що вся зовнішня поверхня ЗП-ЕТАО має однакове значення температури  $T_{зп}$ , К. Розрахунок тепловіддачі здійснимо за двох варіантів:  $T_{зп} = 313,15$  К (40 °С) та  $T_{зп} = 333,15$  К (60 °С). Перший варіант ( $T_{зп} = 313$  К) відповідає випадку температури поверхні приладів типу ЕТАО в момент найбільшого допустимого охолодження [46]. За першого варіанту визначатимемо нерегульовану тепловіддачу від приладу з тим, аби отримати значення необхідного регульованого теплового потоку від приладу. Другий варіант ( $T_{зп} = 333,15$  К °С) відповідає випадку найбільшої допустимої температури на поверхні приладів типу ЕТАО в момент найбільшого розігріву [46]. Другий варіант необхідний для того, аби визначити, чи не буде перевищувати нерегульоване значення тепловіддачі розрахункове значення тепловіддачі від приладу. Температуру навколишнього повітря приймаємо  $T_{пов} = 293,15$  К.

Розрахунок за запропонованої геометричної конфігурації приладу виконаємо згідно з методикою [163]. При цьому знехтуємо розташуванням приладу поблизу стіни – будемо вважати, що біля всіх його поверхонь має місце виключно вільна конвекція.

Для розрахунку теплообміну необхідно спочатку визначити характерний геометричний розмір за прийнятної форми тіла  $L$ , м [39, 127]:

$$L = \frac{L_H \cdot H}{L_H + H}, \quad (2.34)$$

де  $L_H$  – довший з двох горизонтальних розмірів ( $L_A$  чи  $L_B$ ), м;

$H$  – вертикальний розмір, м.

Площа поверхні теплообміну  $F_{зп}$ , м<sup>2</sup>:

$$F_{зп} = 2 \cdot (L_A \cdot H + L_B \cdot H + L_A \cdot L_B). \quad (2.35)$$

Розрахункові параметри повітря визначаємо за середньої температури  $t_{сер}$ , °С:

$$t_{сер} = \frac{t_{зп} + t_{пов.}}{2}. \quad (2.36)$$

За температури  $t_{сер}$ , °С, визначаємо згідно з [58] такі характеристики повітря:

- коефіцієнт кінематичної в'язкості  $\nu$ , м<sup>2</sup>/с;
- коефіцієнт теплопровідності  $\lambda$ , Вт/(м·К);
- числа Прандтля  $Pr$ .

Розраховуємо значення температурного коефіцієнта об'ємного розширення теплоносія  $\beta$ , К<sup>-1</sup>:

$$\beta = \frac{1}{T_m}. \quad (2.37)$$

Визначаємо число Грасгофа  $Gr_{зп}$ :

$$Gr_{зп} = \frac{\beta \cdot g \cdot (t_{зп} - t_{пов.}) \cdot L^3}{\nu^2}, \quad (2.38)$$

де  $g$  – прискорення вільного падіння,  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ .

Визначаємо число Релея  $Ra_{зп}$ :

$$Ra_{зп} = Pr \cdot Gr_{зп}, \quad (2.39)$$

Визначаємо число Нуссельта  $Nu_{зп}$ :

$$Nu_{зп} = 0,55(Ra_{зп})^{\frac{1}{4}}, \quad (10^4 < Ra_{зп} < 10^9). \quad (2.40)$$

Визначаємо середній коефіцієнт конвективної тепловіддачі від зовнішньої поверхні  $\bar{\alpha}_{пр}^k$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К):

$$\bar{\alpha}_{пр}^k = \frac{Nu_{зп} \cdot \lambda}{L}. \quad (2.41)$$

Загальна конвективна тепловіддача зовнішньої поверхні  $Q_{зп}$ , Вт:

$$Q_{зп} = \bar{\alpha}_{пр}^k \cdot F_{зп} \cdot (t_{зп} - t_{пов}). \quad (2.42)$$

Додатково визначимо тепловіддачу від фронтальних та пристінної поверхонь ЗП-ЕТАО.

Площа поверхні фронтальної та пристінної поверхонь  $F_{фз}$ , м<sup>2</sup>:

$$F_{фз} = 2 \cdot L_B \cdot H. \quad (2.43)$$

Значення числа Релея  $Ra$  визначатиметься схожим чином, як в формулі (2.38) та (2.39), але характерним геометричним розміром буде  $H$ , м:

$$Ra_{фз} = \frac{\beta \cdot g \cdot (t_{зп} - t_{пов}) \cdot H^3 \cdot Pr}{\nu^2}. \quad (2.44)$$

Значення  $Nu_{\text{фз}}$  визначається за формулою [40, 108]:

$$Nu_{\text{фз}} = \left( 0,825 + \frac{0,387 \cdot Ra^{\frac{1}{6}}}{\left[ 1 + \left( \frac{0,492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right)^2 \quad \text{при } 10^{-1} \leq Ra \leq 10^{12}. \quad (2.45)$$

Значення коефіцієнта конвективної тепловіддачі фронтальної та пристінної поверхонь ЗП-ЕТАО  $\alpha_{\text{фз}}$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К):

$$\bar{\alpha}_{\text{фз}} = \frac{Nu_{\text{фз}} \cdot H}{\lambda}. \quad (2.46)$$

Загальна конвективна тепловіддача фронтально та пристінної поверхонь  $Q_{\text{фз}}$ , Вт:

$$Q_{\text{фз}} = \bar{\alpha}_{\text{фз}} \cdot F_{\text{фз}} \cdot (t_{\text{фз}} - t_{\text{пов}}). \quad (2.47)$$

Кількість теплоти, що була передана за рахунок променевої енергії  $Q_{\text{пр}}$ , Вт:

$$Q_{\text{пр}} = \varepsilon_0 \cdot C_0 \cdot F_{\text{зп}} \cdot (T_{\text{зп}}^4 - T_{\text{пов}}^4). \quad (2.48)$$

де  $\varepsilon_0$  – коефіцієнт опромінення,  $\varepsilon_0 = 0,9$  [15, 41];

$C_0$  – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла [58], приймаємо як константу  $C_0 = 5,67 \cdot 10^{-8}$  Вт/(м<sup>2</sup>·К<sup>4</sup>).

Для зручності перепишемо формулу (2.48) у вигляді:

$$Q_{\text{пр}} = \bar{\alpha}_{\text{пр}} \cdot F_{\text{зп}} \cdot (T_{\text{зп}} - T_{\text{пов}}). \quad (2.49)$$

де  $\alpha_{\text{пр}}$  – коефіцієнт променевого теплообміну, Вт/(м<sup>2</sup>·К):

$$\alpha_{\text{пр}} = \varepsilon_0 \cdot C_0 \cdot (T_{\text{зп}} + T_{\text{пов}}) \cdot (T_{\text{зп}}^2 + T_{\text{пов}}^2). \quad (2.50)$$

Загальний коефіцієнт тепловіддачі від приладу  $\alpha_{\text{заг}}$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К),

$$\bar{\alpha}_{\text{заг}} = \bar{\alpha}_{\text{пр}} + \bar{\alpha}_{\text{зп}}. \quad (2.51)$$

Загальне нерегульоване значення тепловіддачі від ЗП-ЕТАО  $Q_{\text{нр}}$ , Вт:

$$Q_{\text{нр}} = Q_{\text{зп}} + Q_{\text{пр}} = \bar{\alpha}_{\text{заг}} \cdot F_{\text{зп}} \cdot (T_{\text{зп}} - T_{\text{пов}}). \quad (2.52)$$

Відповідно, регульоване значення тепловіддачі становитиме  $Q_{\text{р}}$ , Вт:

$$Q_{\text{р}} = Q_{\text{т}} - Q_{\text{нр}}. \quad (2.53)$$

Визначимо співвідношення між отриманими значення тепловіддачі. Співвідношення конвективної тепловіддачі фронтальної та пристінної поверхонь до загальної конвективної тепловіддачі  $\theta_{\text{фз}}$ , %:

$$\theta_{\text{фс+фп}} = \left( \frac{Q_{\text{фс}} + Q_{\text{фп}}}{Q_{\text{зп}}} \right) \cdot 100\%. \quad (2.54)$$

Співвідношення променевої тепловіддачі до значення нерегульованої тепловіддачі  $\theta_{\text{пр}}$ , %:

$$\theta_{\text{фз}} = \left( \frac{Q_{\text{фз}}}{Q_{\text{зп}}} \right) \cdot 100\%. \quad (2.55)$$

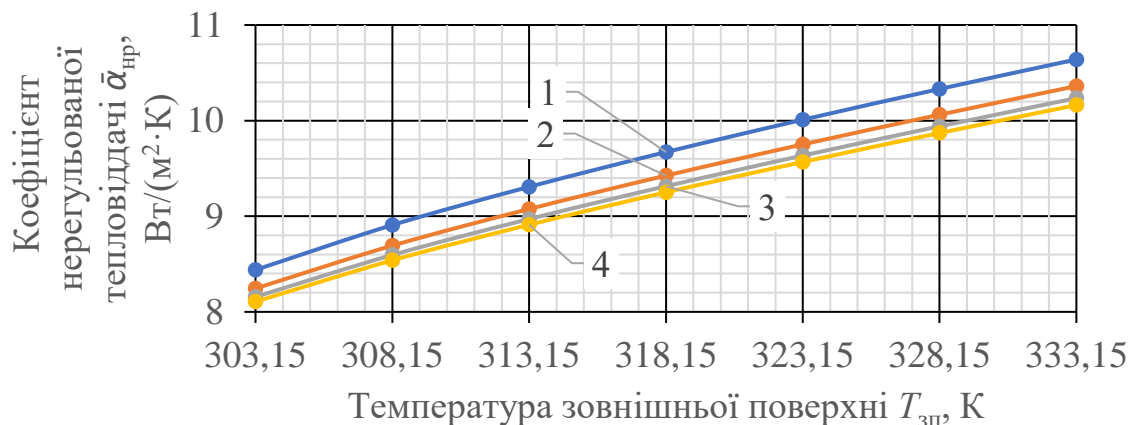


Рис. 2.9. Зміна коефіцієнта нерегульованої тепловіддачі від температури зовнішньої поверхні приладу  $T_{зп}$ , К, для чотирьох моделей ЗП-ЕТАО з потужністю  $Q_T$ , Вт: 1 – 800 Вт; 2 – 1600 Вт; 3 – 2400 Вт; 4 – 3200 Вт.

Співвідношення регульованої тепловіддачі до значення загальної тепловіддачі приладу  $\theta_{рег}$ , %:

$$\theta_{рег} = \left( \frac{Q_{рег}}{Q_T} \right) \cdot 100\%. \quad (2.56)$$

Таблиця 2.2

Розрахунки тепловіддачі від поверхні ЗП-ЕТАО

$t_{зп}$ , °С	№	$Q_T$ , Вт	$Q_{зп}$ , Вт	$Q_{фз}$ , Вт	$\theta_{фз}$ , %	$Q_{пр}$ , Вт	$\theta_{пр}$ , %	$Q_{нр}$ , Вт	$Q_{рег}$ , Вт	$\theta_{рег}$ , %
40	1	800	88	39	45	117	57	205	595	74
	2	1600	129	70	55	182	59	311	1289	81
	3	2400	169	101	60	248	59	417	1983	83
	4	3200	210	132	63	313	60	524	2676	84
60	1	800	208	96	46	258	55	467	333	42
	2	1600	305	171	56	403	57	708	892	56
	3	2400	401	246	61	548	58	949	1451	60
	4	3200	498	321	65	693	58	1190	2010	63

За таких умов (рис. 2.10) температура поверхні ЗП-ЕТАО в середньому становить  $T_{\text{зп}} = 323,15 \text{ К}$  ( $50 \text{ }^\circ\text{C}$ ). Найбільша нерегульована частка тепловіддачі  $\Theta_{\text{нр}}$  становить 39 % для приладів з тепловіддачею  $Q_{\text{т}} = 800 \text{ Вт}$ , а найменша – 25 % для приладів з тепловіддачею  $Q_{\text{т}} = 3200 \text{ Вт}$ . Середнє значення для всіх моделей в цьому діапазоні становить 30 %. Отже, нерегульована частка тепловіддачі є меншою за загальне значення тепловіддачі  $Q_{\text{т}}$ , Вт, а прилади є регульованими та не призводитимуть до перегріву приміщення.

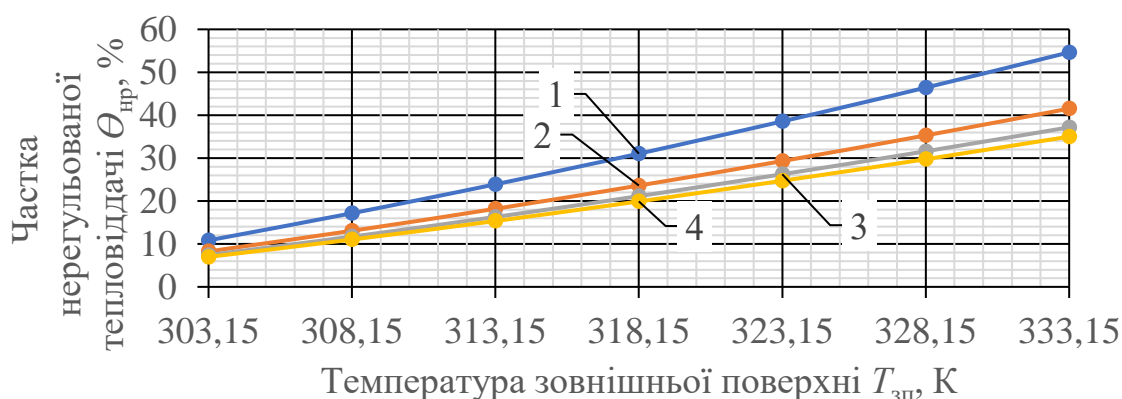


Рис. 2.10. Частка нерегульованої тепловіддачі для чотирьох моделей ЗП-ЕТАО з потужністю  $Q_{\text{т}}$ , Вт: 1 – 800 Вт; 2 – 1600 Вт; 3 – 2400 Вт; 4 – 3200 Вт

## 2.5 Визначення регульованої тепловіддачі та втрат тиску повітряного природно-примусового електротеплоаккумуляційного обігрівача за примусового режиму руху повітря

Виконаємо моделювання руху повітря та тепловіддачі за рівняннями (2.7)-(2.31). Через складну форму каналів визначити коефіцієнти тепловіддачі можливо лише у програмах обчислювальної гідродинаміки. У даній роботі застосовано програму OpenFOAM [117], що використовує рівняння Нав'є-Стокса для ламінарного режиму та стандартну  $k$ - $\varepsilon$  модель для турбулентного режиму [130].

Для вибору доцільної форми повітряних каналів у ТАМ виконаємо аналіз зміни тепловіддачі від повітряних каналів ЗП-ЕТАО залежно від чотирьох чинників [47] для випадку розглянутого приладу:

1. Типу укладання цегли, що впливає на форму паралельної перемички;



2. Відстані між стінками каналу для проходження повітря  $S_{\text{кан}} = 0,016 \dots 0,024$  м;
3. Середньої температури ТАМ  $T_{\text{ТАМ}} = 323,15 \dots 423,15$  К ( $50 \dots 150$  °С), через який проходять зазначені повітряні канали;
4. Об'ємної витрати повітря, що надходить до каналів,  $L_{\text{секц}} = 0,00417 \dots 0,00694$  м<sup>3</sup>/с ( $15 \dots 25$  м<sup>3</sup>/год).

Аналіз розпочнемо з вибору типу укладання цегли. Було запропоновано три варіанти укладання цегли за її стандартного розміру (рис. 2.1): всі плоскі сторони цеглин розташовано донизу, всі плоскі сторони цеглин, окрім найвищої, повернуто донизу та з протилежним розташуванням плоских сторін цеглин (рис. 2.11).

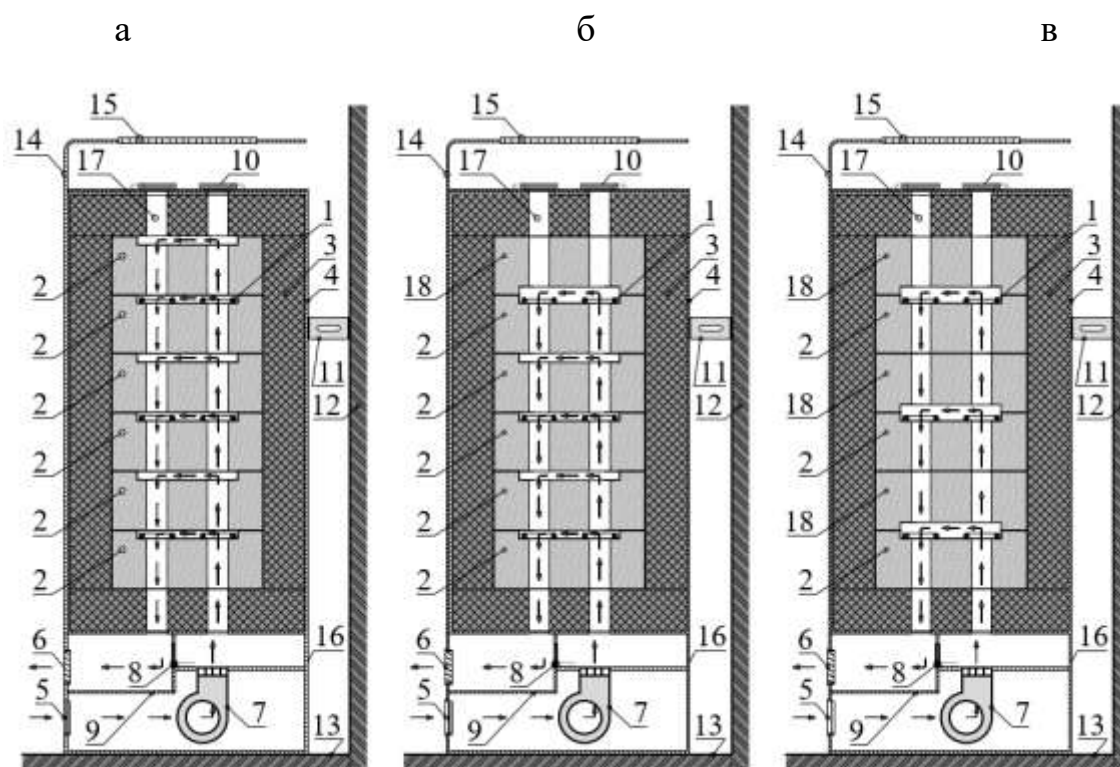


Рис. 2.11. Конфігурація укладання цеглин блоку ТАМ у ЗП-ЕТАО: а – всі плоскі сторони цеглин розташовано донизу; б – всі плоскі сторони цеглин, окрім найвищої, повернуто донизу; в – з протилежним розташуванням плоских сторін цеглин. Позначення аналогічні тим, що використовуються на рис. 2.3.

Аналіз показав, що тепловіддача є вищою тоді, коли всі цеглини повернуто донизу (рис. 2.12), при тому що помітної відмінності значень втрат тиску немає (рис. 2.13). Тому

обираємо варіант укладання цегли з усіма плоскими сторонами донизу, оскільки інші варіанти укладання цегли в заданому діапазоні витрати повітря та температури ТАМ не забезпечували потрібне значення тепловіддачі від приладу  $Q_T$ , Вт.

Далі за різної ширини повітряних каналів (рис. 2.14). порівнюємо значення тепловіддачі (рис. 2.15) та втрат тиску (рис. 2.16) За однакових значень витрати повітря та температури ТАМ 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.

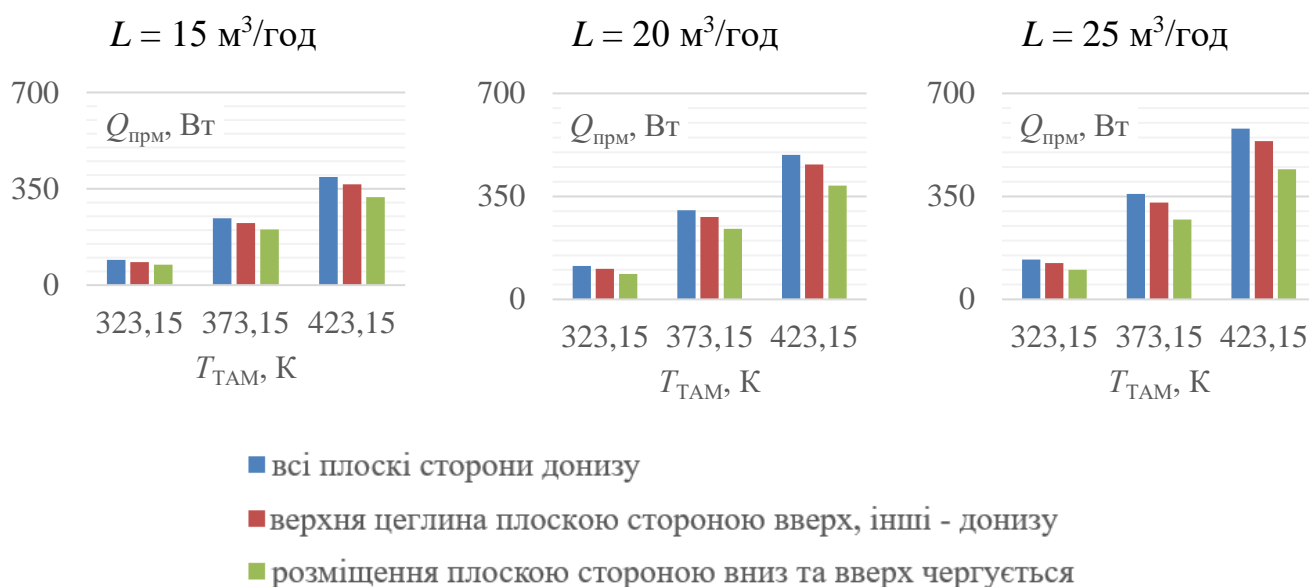


Рис. 2.12. Тепловіддача від секції  $Q_{\text{секц}}$ , Вт, залежно від варіанту укладки приладу.

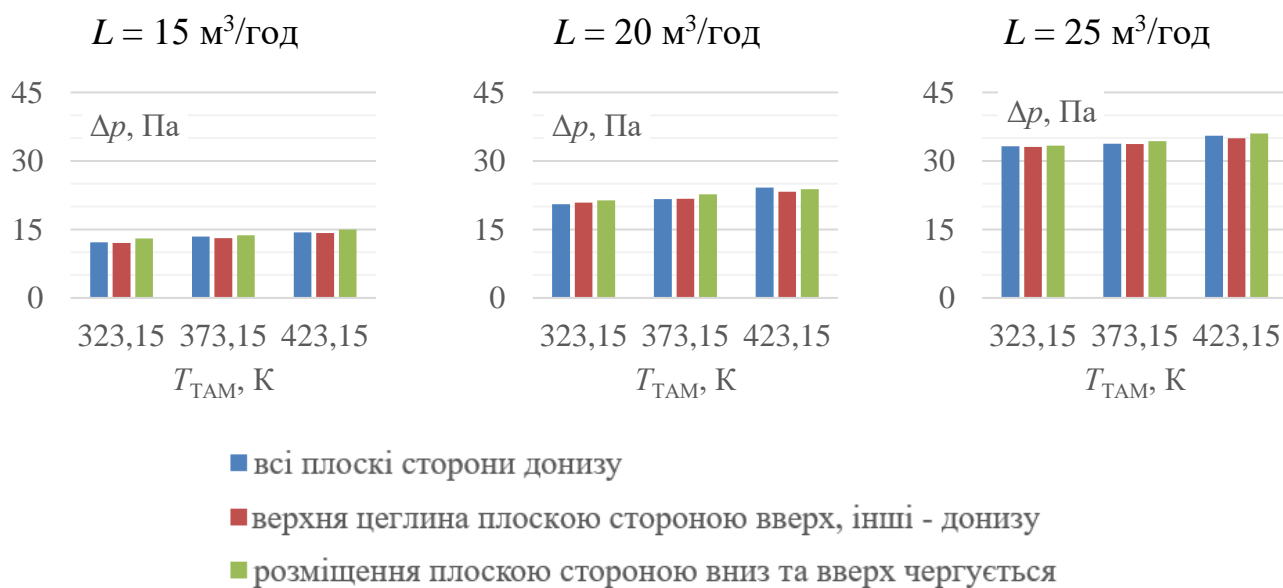


Рис. 2.13. Втрати тиску  $\Delta p$ , Па, залежно від варіанту укладки приладу.

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/(м<sup>2</sup> · К). Втрати тиску для забезпечення заданого значення  $Q_{\text{т}}$ , Вт, не перевищували 15 Па. Таким чином, найбільш оптимальним варіантом є застосування повітряних каналів з шириною 24 мм та укладання всіх цеглин плоскою стороною донизу. Варто порівняти тепловіддачу обраної стандартної моделі (П-подібної схеми руху повітря) з альтернативними варіантами (рис. 2.18), в яких об'єм ТАМ є аналогічним, але є простий отвір з рухом повітря знизу-вверх.

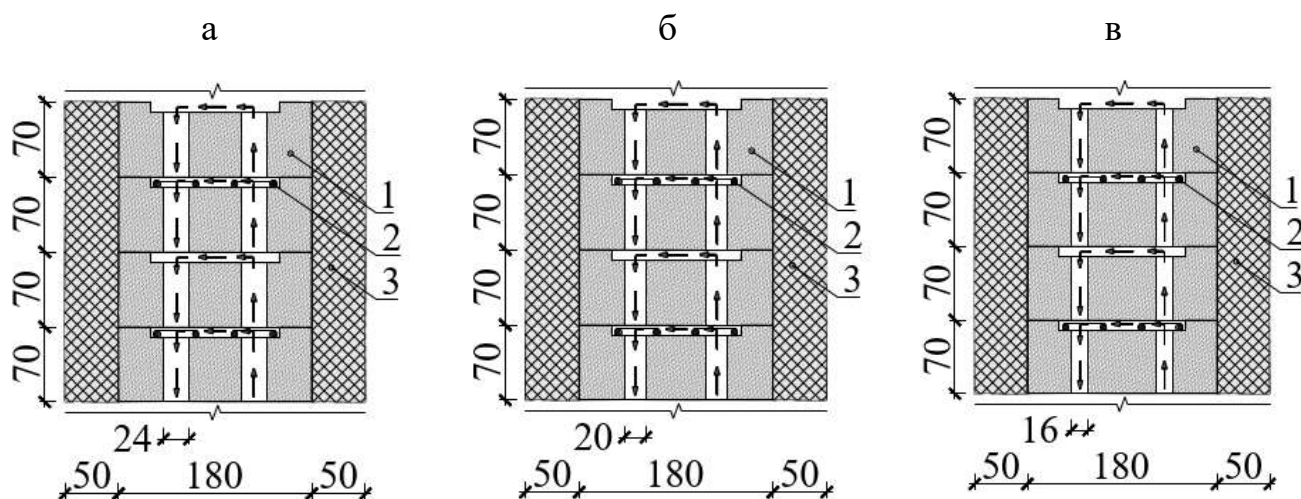


Рис. 2.14. Геометричні розміри повітряних каналів цегли залежно від ширини повітряних каналів ТАМ: а –  $S_{\text{кан}} = 0,024$  м; б –  $S_{\text{кан}} = 0,020$  м; в –  $S_{\text{кан}} = 0,016$  м; 1 – цегла ТАМ; 2 – електричні нагрівачі; 3 – теплова ізоляція.

Аналіз показав, що прийнята як стандартна модель П-подібна схема руху повітря забезпечує значно вищі значення тепловіддачі порівняно з варіантами схеми руху знизу-вверх за аналогічної цеглини, круглого отвору та прямокутного отвору зі співвідношенням сторін 1:2. Жоден з запропонованих варіантів не забезпечував необхідне значення тепловіддачі приладу  $Q_{\text{т}}$ , Вт.

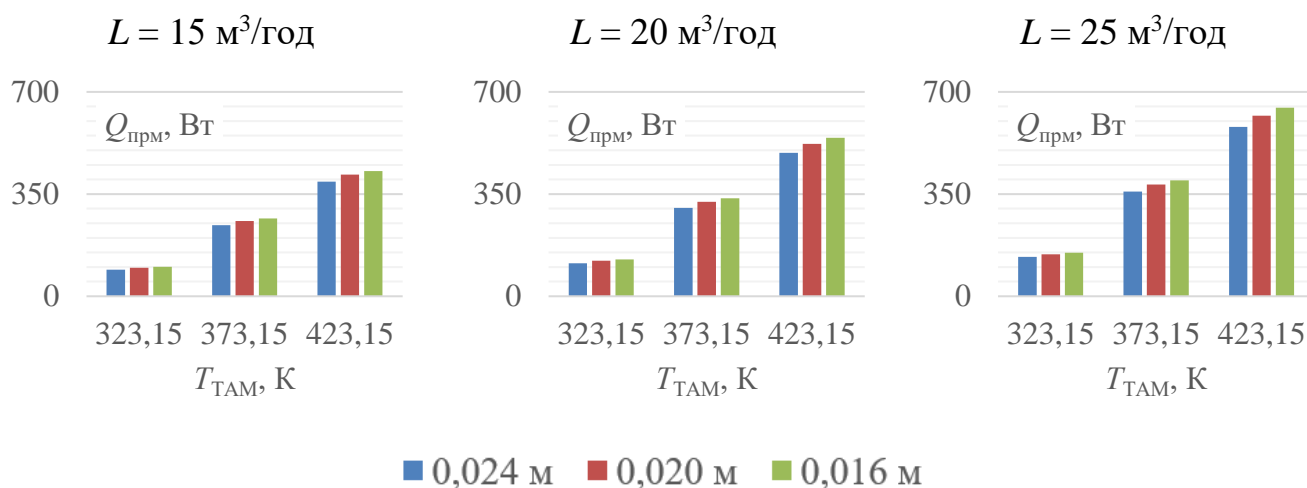


Рис. 2.15. Тепловіддача від секції  $Q_{\text{секц}}$ , Вт, залежно від ширини повітряних каналів

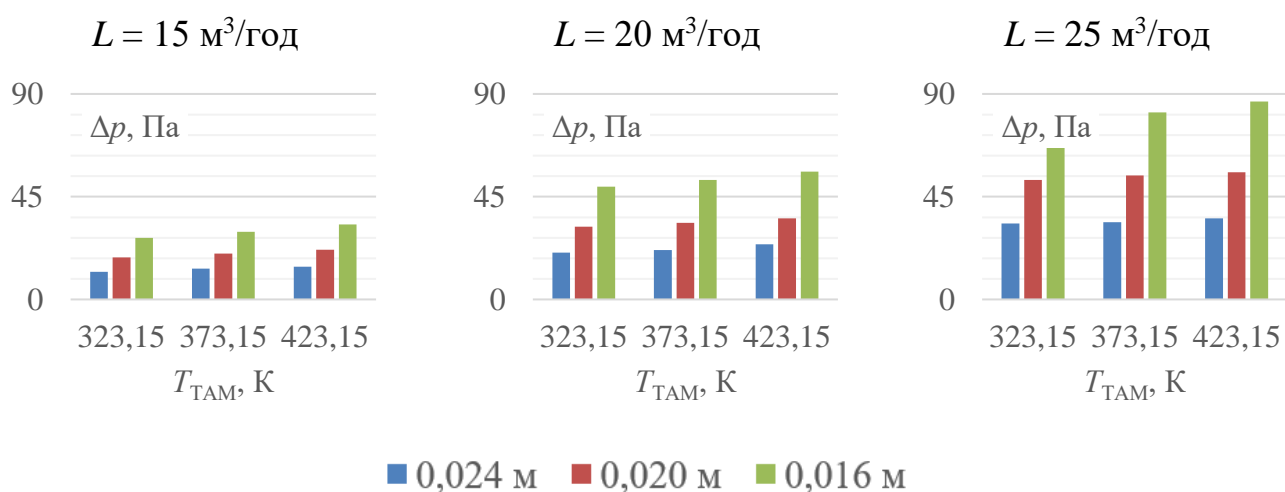


Рис. 2.16. Втрата тиску  $\Delta p$ , Па, залежно від ширини повітряних каналів

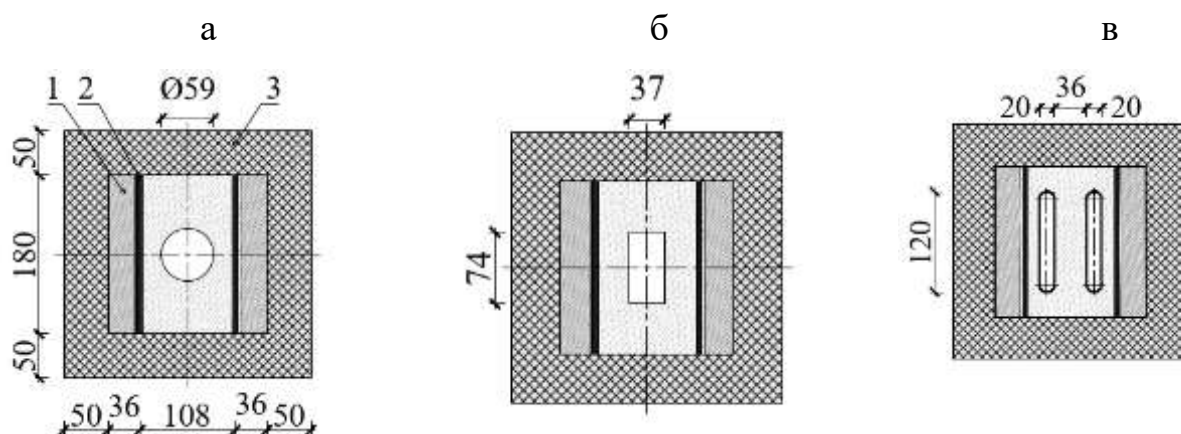


Рис. 2.17. Поперечний переріз повітряних каналів різної форми за однакового об'єму ТАМ: а – круглих отворів; б – за прямокутного отвору 1:2; в – стандартна цегла: 1 – цегла ТАМ; 2 – електричні нагрівачі; 3 – теплоізоляція.

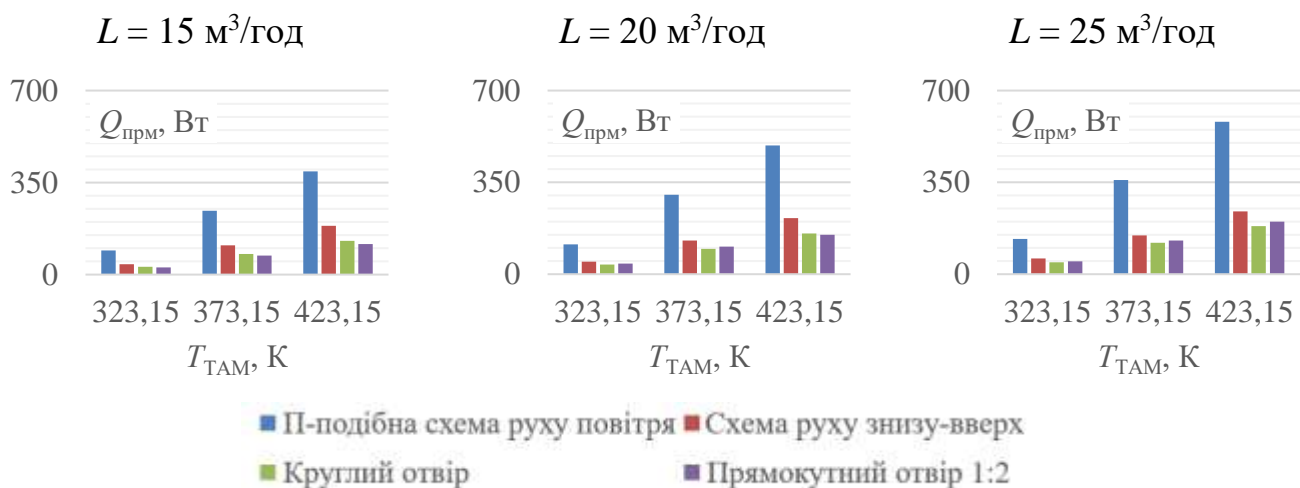


Рис. 2.18. Тепловіддача від секції  $Q_{\text{секц}}$ , Вт, залежно від варіанту укладки приладу.

Для порівняння використаємо значення питомої витрати на одну цеглину. За стандартних умов порівняння

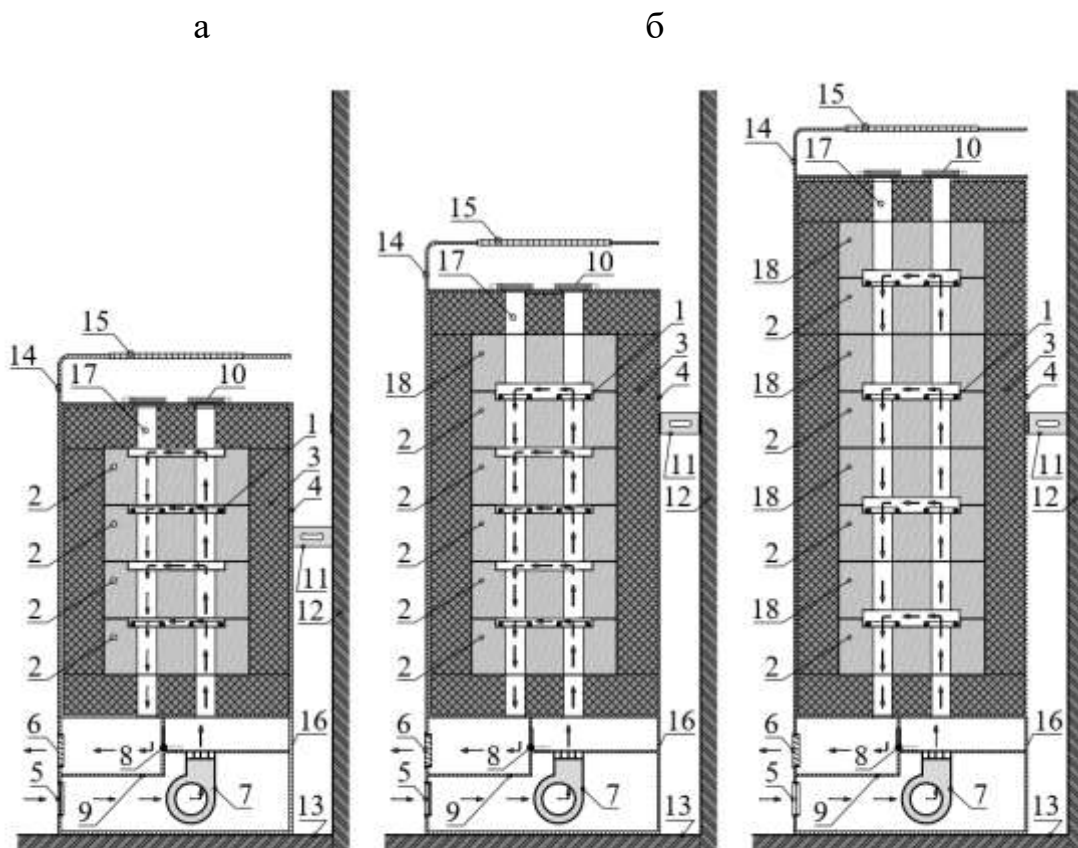


Рис. 2.19. Різні по висоті укладання цегли 3П-ЕТАО: а – 4 цеглин; б – 6 цеглин; в – 8 цеглин. Позначення аналогічні тим, що використовуються на рис. 2.3.

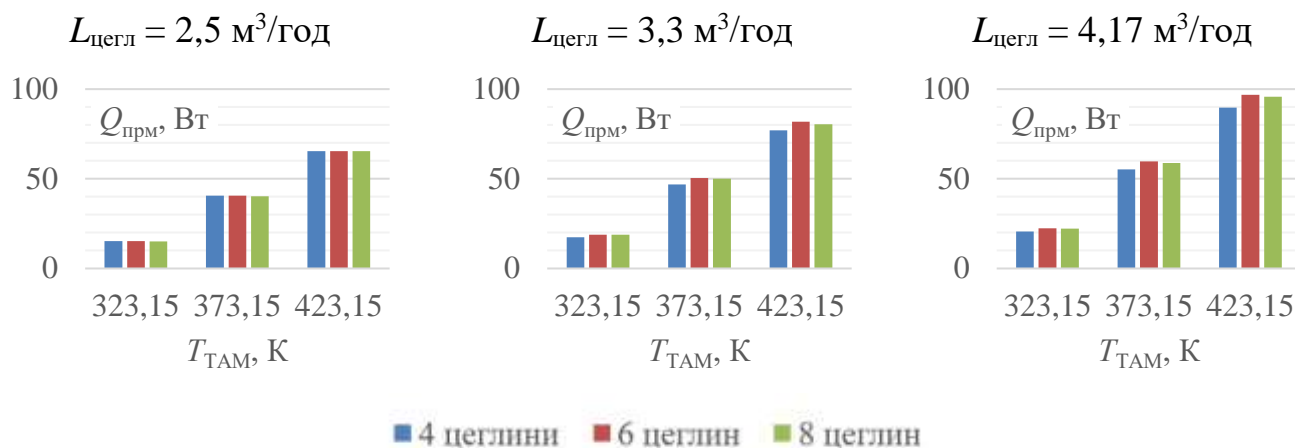


Рис. 2.20. Тепловіддача від однієї цеглини  $Q_{\text{секц}}$ , Вт, за зміни кількості цеглин по висоті за витрати повітря на одну цеглину  $L_{\text{цегл}}$ , м³/год

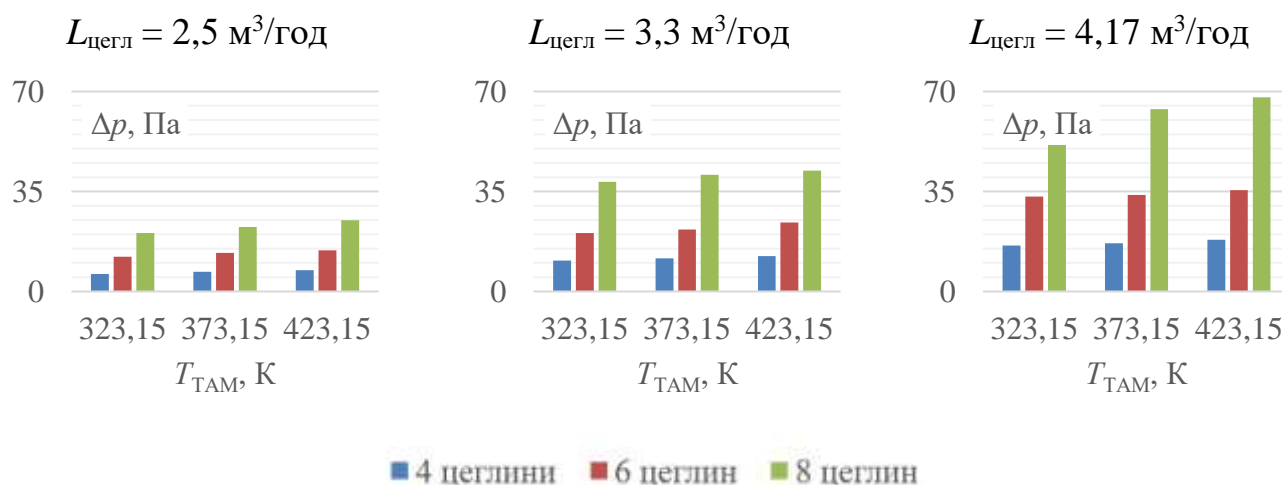


Рис. 2.21. Втрата тиску  $\Delta p$ , Па, залежно від кількості цеглин по висоті за витрати повітря на одну цеглину  $L_{\text{цегл}}$ , м³/год

Далі проаналізуємо зміну втрат тиску  $\Delta p$  від  $Re$

$$\Delta p = A \cdot Re^B, \quad (2.57)$$

де  $A, B$  – константи.

Визначимо залежність тепловіддачі як функцію числа Нуссельта  $Nu$  від числа Рейнольдса  $Re$  (рис. 2.22)

$$\text{Nu} = A \cdot \text{Re} + B; \quad (2.58)$$

де  $A, B$  – константи.

Значення  $\text{Re}$  визначається як:

$$\text{Re} = \frac{V_{\text{сер}} \cdot l}{\nu_{\text{сер}}}; \quad (2.59)$$

де  $l$  – характерний геометричний розмір, що прийнятий як  $l = 2R$ , м;

$\nu_{\text{сер}}$  – кінематична в'язкість повітря, м<sup>2</sup>/с, що визначається за середньої температури повітря  $t_{\text{сер}}$ , °С:

$$T_{\text{сер}} = \frac{T_{\text{поч}} + T_{\text{кін}}}{2}, \quad (2.60)$$

де  $t_{\text{поч}}$  – початкова температура повітря на вході до приладу,  $t_{\text{поч}} = 20$  °С;

$t_{\text{кін}}$  – кінцева температура повітря на виході з повітряних каналів °С;

$V_{\text{сер}}$  – швидкість повітря в перерізі каналу, м/с:

$$V_{\text{сер}} = \left( \frac{\rho_{\text{поч}}}{\rho_{\text{сер}}} \right) \cdot \frac{L}{F_{\text{кан}}}, \text{ м/с}; \quad (2.61)$$

$\rho_{\text{поч}}$  – початкова густина повітря,  $\rho_{\text{поч}} = 1,205$  кг/м<sup>3</sup> ( $t = 20$  °С);

$\rho_{\text{сер}}$  – густина повітря за середньої температури  $t_{\text{сер}}$ , кг/м<sup>3</sup>;

$F_{\text{кан}}$  – поперечна площа перерізу повітряного каналу, м<sup>2</sup>;

$$F_{\text{кан}} = \pi \cdot (2R)^2 + b_2 \cdot c_1, \text{ м}^2 \quad (2.62)$$

Значення критерію Нуссельта  $Nu$  розраховується за формулою:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda}, \quad (2.63)$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності повітря, Вт/(м·К), що визначається за середньої температури повітря  $T_{сер}$ , К.

$\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі від поверхні повітряних каналів ЕТАО, Вт/м<sup>2</sup>:

$$\alpha = \frac{Q}{F_{нов} \cdot \Delta t_{лог}}, \quad \text{Вт/м}^2 \quad (2.64)$$

де  $F_{нов}$  – площа теплообмінної поверхні, м<sup>2</sup>;

$\Delta t_{лог}$  – логарифмічна різниця температури, °С:

$$\Delta t_{лог} = \frac{(t_{ТАМ} - t_{кін}) - (t_{ТАМ} - t_{ноч})}{\ln \left( \frac{t_{ТАМ} - t_{кін}}{t_{ТАМ} - t_{ноч}} \right)}, \quad ^\circ\text{C} \quad (2.65)$$

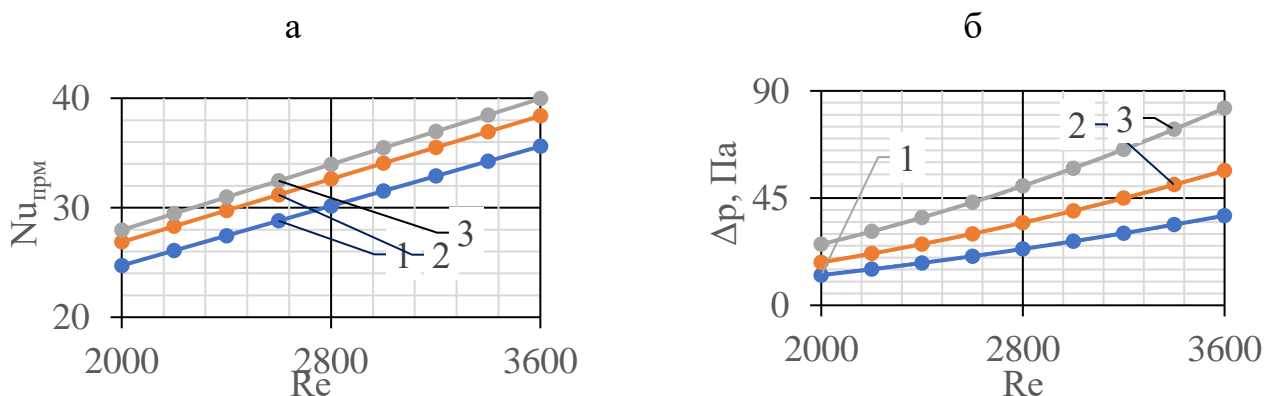


Рис. 2.22. Усереднені значення за примусового руху повітря від числа Рейнольдса  $Re$  за діапазону температури  $T_{ТАМ} = 323,15 \dots 423,15$  К (50...150 °С): а - числа Нуссельта  $Nu_{прм}$ ; б – втрати тиску  $\Delta p$ , Па.



Таблиця 2.3

Коефіцієнти визначення залежності числа  $\Delta_r$ ,  $\text{Pa}$ , від числа  $\text{Re}$  за діапазону температури  $T_{\text{TAM}} = 323,15 \dots 423,15 \text{ K}$  ( $50 \dots 150 \text{ }^\circ\text{C}$ ) згідно рівняння (2.57)

Ширина каналу, м	0,024	0,020	0,016
$A \cdot 10^8$	992	690	660
B	1,85	1,944	1,996

Таблиця 2.4

Коефіцієнти визначення залежності числа  $\text{Nu}$  від числа  $\text{Re}$  за діапазону температури  $T_{\text{TAM}} = 323,15 \dots 423,15 \text{ K}$  ( $50 \dots 150 \text{ }^\circ\text{C}$ ) згідно рівняння (2.58)

Ширина каналу, м	0,024	0,020	0,016
A	0,0524	0,0425	0,0312
B	0,0524	0,7616	0,7739

## 2.6 Регульована тепловіддача приладу в режимі з природним рухом повітря

При обґрунтуванні переваг ЗП-ЕТАО над стандартними ЕТАО з природним рухом повітря варто порівняти значення тепловіддачі повітряними каналами ЗП-ЕТАО в режимі з природним рухом повітря над тепловіддачею повітряних каналів стандартних моделей ЕТАО. Оскільки методика розрахунку є схожою, першим буде виконане обчислення тепловіддачі для стандартних ЕТАО з природним рухом повітря, а далі – для ЗП-ЕТАО з природним рухом повітря.

Моделювання здійснювалося в CFD-програмі OpenFOAM та застосуванням відомих теоретичних залежностей. Приклади розрахунку тепловіддачі для подібних каналів наведені в [100, 115, 128, 129, 155]. Прийнята для аналізу модель розрахунків враховує лише конвективну тепловіддачу від каналів за ізотермічної стінки. Це обумовлено тим, що в даному моделюванні температура  $T_{\text{AM}}$  є однаковою для всього об'єму  $T_{\text{AM}}$ . Променевий теплообмін між його складовими в такому випадку буде

відсутнім. Також повітря не містить значущої кількості часток вологи чи пилу, тому променевий теплообмін між повітрям та поверхнями ТАМ буде незначним

Як свідчить практика використання ЕТАО з природним рухом повітря, їхня мінімальна температура охолодження ТАМ є вищою за мінімальну температуру охолодження ЕТАО з примусовим рухом повітря. Тому при проведенні аналізу обмежимося

Температуру зовнішнього повітря приймаємо такою самою:  $t_{\text{пов}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Приймаємо цеглу ЕТАО з природним рухом повітря з такими характеристиками, аби вона відповідала стандартизованим розмірам цегли ЗП-ЕТАО. Ширина секції становитиме 180 мм.

Кладку цеглин ЕТАО з природним рухом повітря виконують таким чином, щоб утворювався вертикальний канал для руху повітря. Як правило, це прямокутні в горизонтальному перерізі канали, які характеризуються співвідношенням сторін  $S \times W \times H$ , де  $S$  – глибина каналу, мм;  $W$  – ширина каналу, мм,  $H$  – висота каналу, мм.

Як свідчить аналіз конструкції ЕТАО з природним рухом повітря, типовими значеннями ширини та висоти каналу є, відповідно,  $W = 170$  мм та  $H = 420$  мм.

Згідно з рекомендаціями [100, 115] визначимо максимальне значення товщини прошарку  $S_{\text{max}}$ , м, для розглянутого випадку ізотермічної стінки:

$$S_{\text{max}} = \frac{4,64}{\left( \frac{g \cdot \beta_{\text{опт}} \cdot \text{Pr} \cdot (t_{\text{кан}} - t_0)}{v^2 \cdot H} \right)^{\frac{1}{4}}}. \quad (2.66)$$

де  $\beta_{\text{опт}}$  – коефіцієнт температурного розширення, згідно з [129] визначається за температури навколишнього повітря  $t_{\text{пов}}$ ,  $^\circ\text{C}$ :

$$\beta = \frac{1}{273 + t_{\text{пов}}}. \quad (2.67)$$

Інші параметри повітря ( $Pr, \nu$ ) за зазначеною методикою визначаємо наступним чином:

- за  $t_{\text{кан}} = 100 \text{ }^\circ\text{C}$  приймаємо їх за температури  $t_m, \text{ }^\circ\text{C}$
- для випадків  $t_{\text{кан}} = 200 \text{ }^\circ\text{C}$  та  $t_{\text{кан}} = 300 \text{ }^\circ\text{C}$  згідно з рекомендаціями [129] приймаємо як характерну температуру  $t_{\text{кан}}, \text{ }^\circ\text{C}$ .

Характерний розмір для розрахунку тепловіддачі  $r, \text{ м}$  [114, 129]:

$$r = 2 \cdot A / \Pi, \quad (2.68)$$

де  $A$  – площа поперечного перерізу каналу,  $\text{м}^2$ :

$$A = S \cdot W; \quad (2.69)$$

$\Pi$  – периметр каналу,  $\text{м}$ :

$$\Pi = 2 \cdot (S + W). \quad (2.70)$$

Оскільки канали вважають паралельними, то приймаємо  $r = S$ .

Наступним кроком визначаємо для даного випадку число Релея  $Ra$ :

$$Ra = \frac{\beta_{\text{опт}} \cdot g \cdot (t_{\text{кан}} - t_{\text{пов}}) \cdot r^3 \cdot Pr}{\nu^2}, \quad (2.71)$$

де  $g$  – прискорення вільного падіння,  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ .

У подальших розрахунках використовується модифіковане число Релея  $Ra_{\text{mod}}$ :

$$Ra_{\text{mod}} = Ra \cdot (r/H). \quad (2.72)$$

Число Нуссельта  $Nu$  визначаємо як:

$$\text{Nu} = \left[ \left( \frac{24}{\text{Ra}_{\text{mod}}} \right)^m + \left( \frac{1}{0,59 \cdot \text{Ra}_{\text{mod}}^{1/4}} \right)^m \right]^{\frac{1}{m}} \quad \text{Ra}_{\text{mod}} \leq 10^5 \quad m = 2. \quad (2.73)$$

Далі визначаємо середнє значення тепловіддачі від стінок каналу  $\alpha_{\text{кан}}$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К):

$$\alpha_{\text{кан}} = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda}{r}, \quad (2.74)$$

та площу стінок каналу як  $F_{\text{кан}}$ , м<sup>2</sup>:

$$F_{\text{кан}} = H_{\text{кан}} \cdot \Pi. \quad (2.75)$$

Оскільки канали вважаються паралельними, то площа каналів  $F = 4 \cdot H_{\text{кан}} \cdot W$ .

Таким чином, тепловіддача каналу на одну секцію

$$Q_{\text{прр}} = \bar{\alpha}_{\text{прр}} \cdot F_{\text{кан}} \cdot (T_{\text{ТАМ}} - T_{\text{пов}}), \text{ Вт.} \quad (2.76)$$

Аналогічним чином визначаємо тепловіддачу від повітряних каналів ЗП-ЕТАО. Розглянемо укладку цеглини за схемою №2 за середньої відстані між каналами. Приймаємо повітряний канал з такими характеристиками:  $S = 18$  мм,  $H = 420$  мм та  $W = 80$  мм. Також потрібно враховувати, що в даному випадку каналів на одну секцію два, тобто  $F = 4 \cdot H_{\text{кан}} \cdot W$  (нехтуємо наявністю бокових стінок каналу).

Отримані значення тепловіддачі секцій (табл. 2.4) демонструють, що тепловіддачі від каналів ЗП-ЕТАО з природним рухом повітря є лише на 5 % меншою за тепловіддачу від каналів стандартизованого ЕТАО з природним рухом повітря. Окрім того, відстань між стінками повітряного каналу ЗП-ЕТАО є більшою за максимальне рекомендоване значення, тобто тепловіддача за природного руху повітря для даних каналів є максимальними.

Таблиця 2.5

Зміна максимальної ширини повітряного каналу  $S_{\max}$ , м, та регульованої тепловіддачі за природного режиму руху повітря  $Q_{\text{прр}}$ , Вт, для секції ПЗ-ЕТАО залежно від температури ТАМ  $T_{\text{ТАМ}}$ , К

$T_{\text{ТАМ}}$ , К	423,15	473,15	523,15	573,15	623,15
$S_{\max}$ , м	0,0131	0,0124	0,0120	0,0116	0,0114
$Q_{\text{прр}}$ , Вт	134	208	291	383	484

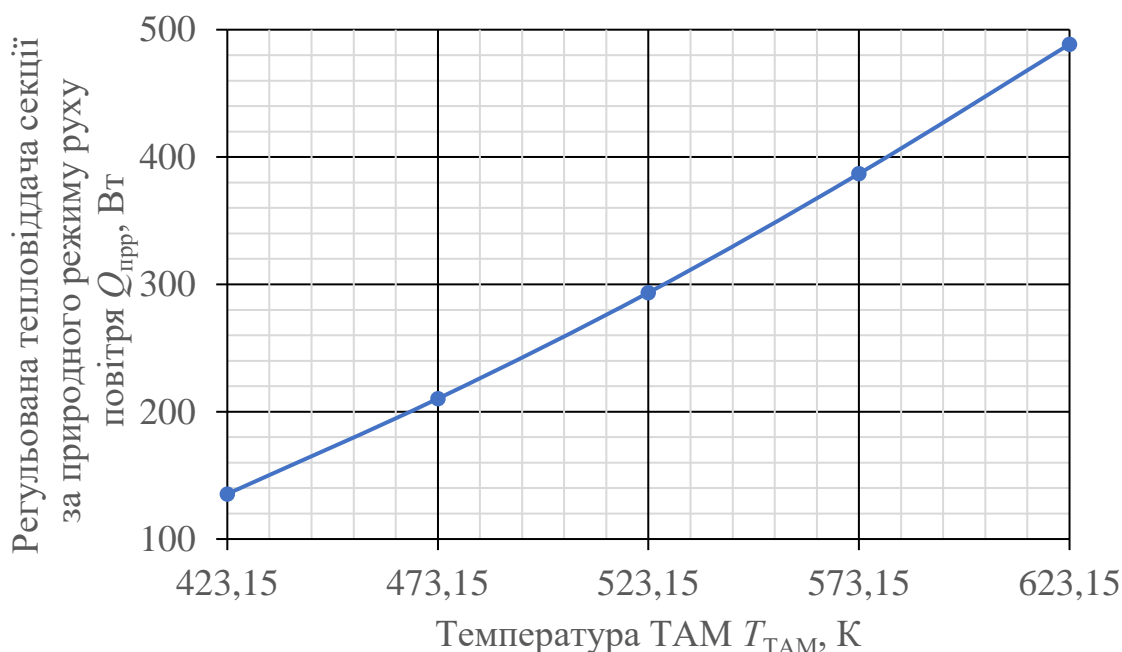


Рис. 2.23. Значення регульованої тепловіддачі за природного режиму руху повітря для однієї секції  $Q_{\text{прр}}$ , Вт, від температури ТАМ  $T_{\text{ТАМ}}$ , К, за умови стандартної цеглини та стандартного укладання цеглин

Отримане значення тепловіддачі демонструє, що тепловий потік від приладів з природним рухом повітря є меншим за динамічне значення. Значення тепловіддачі, яке досягається за режиму примусового руху повітря в ЗП-ЕТАО за температури поверхні повітряних каналів  $T_{\text{ТАМ}} = 423,15$  К, за режиму природного руху повітря досягається лише при 623,15 К. Тобто, ступінь використання ТАМ за режиму з природним рухом становить лише 60 %.

Таким чином, за умови максимальної тепловіддачі приладу, до досягнення температури  $T_{\text{ТАМ}} = 623,15 \text{ К}$ , можливо використовувати природний режим руху повітря і лише за зниження температури нижче вказаної межі стає необхідним використовувати прилад в динамічному режимі для забезпечення необхідного теплового потоку.

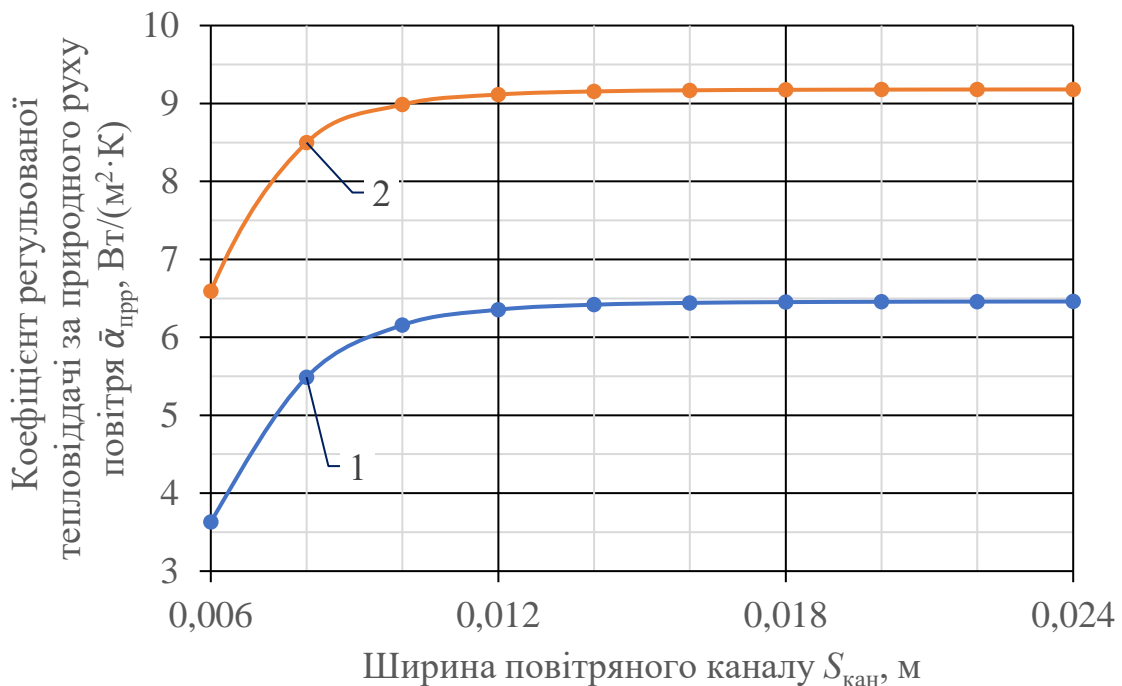


Рис. 2.24. Коефіцієнт тепловіддачі повітряного каналу за природного режиму руху повітря  $\alpha_{\text{прр}}$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К), залежно від відстані між стінками повітряного каналу  $S_{\text{кан}}$ , м, та температури поверхні повітряного каналу  $T_{\text{ТАМ}}$ , К: 1 – 423,15 К; 2 – 623,15 К.

## 2.7 Висновки

1. Для акумулювання теплоти у запропонованому типі електротеплоакумуляційного обігрівача запропоновано твердотільний теплоакумуляційний матеріал. Найбільшу густину акумулювання теплоти забезпечує магнезит – 2323 МДж/м<sup>3</sup>. Виявлено, що найбільш застосовуваними теплоакумуляційними матеріалами є магнезит, магнетит та феоліт.

2. За обраного матеріалу для акумулювання теплоти – магнезитової цегли – запропоновано повітряний природно-примусовий електротеплоакумуляційний

обігрівач, який поєднує переваги як приладів з природним, так і примусовим режимом руху повітря. Такі прилади здатні підтримувати широкий діапазон регулювання тепловіддачі й, одночасно, забезпечувати тепловий режим приміщення у випадку поламки вентилятора. Показано, що нерегульована тепловіддача становить біля 30 % від загальної тепловіддачі приладу за максимального розігріву ТАМ.

3. Отримані на підставі аналітичних методів та обчислювальної гідродинаміки залежності дозволяють визначити тепловіддачу та втрати тиску в повітряних каналах залежно від форми каналу, температури каналу та характеристик повітря (температури, швидкості).

4. Отримані дані для визначення тепловіддачі від ЗП-ЕТАО за природного руху показали, що значення тепловіддачі на секцію від приладу майже аналогічні стандартним ЕТАО з природним рухом. Доцільна відстань між стінками повітряних каналів залежить від температури, до якої охолоджують стінки повітряного каналу при розрядженні. При температурі 423,15...623,15 К рекомендоване значення максимальної відстані складатиме 0,0131...0,0114 м.

### **РОЗДІЛ 3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПОВІТРЯНОГО ПРИРОДНО-ПРИМУСОВОГО ЕЛЕКТРОТЕПЛОАКУМУЛЯЦІЙНОГО ОБІГРІВАЧА**

Даний розділ присвячено експериментальному підтвердженню отриманих як аналітично, так і за допомогою обчислювальної гідродинаміки значень тепловіддачі повітряних каналів ЗП-ЕТАО. Як показали дані з попереднього розділу, найбільш ефективною схемою є укладання цеглин з усіма плоскими сторонами донизу. Тому буде досліджено саме її.

Окрім того, проведено аналіз розподілу температури в приміщенні, опалюваному ЗП-ЕТАО. Дані дослідження є промисловими. Вони спрямовані на отримання практичних даних щодо експлуатації приладів. Окремо розглянуто режим роботи вентилятора в подібних умовах.

#### **3.1 Розробка стенда для теплових та аеродинамічних досліджень повітряного природно-примусового електротеплоаккумуляційного обігрівача**

Для дослідження теплових та аеродинамічних характеристик ЗП-ЕТАО було створено комплексний експериментальний стенд. Стенд складався з блоку ТАМ, який був утворений з трьох секцій цеглин, укладених усіма плоскими сторонами донизу (рис. 3.1). Даний блок було теплоізолювано з використанням двох типів теплоізоляції: Microtherm і керамічне волокно [116]. Також для відбивання теплоти було застосовано фольгу. Три секції було використано для наближення до дійсних умов роботи і підвищення витрати повітря задля збільшення точності вимірювань.

Спочатку визначались особливості роботи приладу за примусового режиму руху повітря. За даного режиму потрібно визначити мінімальне значення температури за якої забезпечується задане значення тепловіддачі. ТАМ розігрівався до заданої температури в діапазоні 323,15...423,15 К (50...150 °С) за допомогою електричних нагрівачів. Температура блоку ТАМ контролювалася за допомогою датчиків температури згідно з середнім значенням температури в блоку ТАМ. Одночасно через блок ТАМ пропускала задана кількість повітря в кількості 15...25 м<sup>3</sup>/год на секцію.



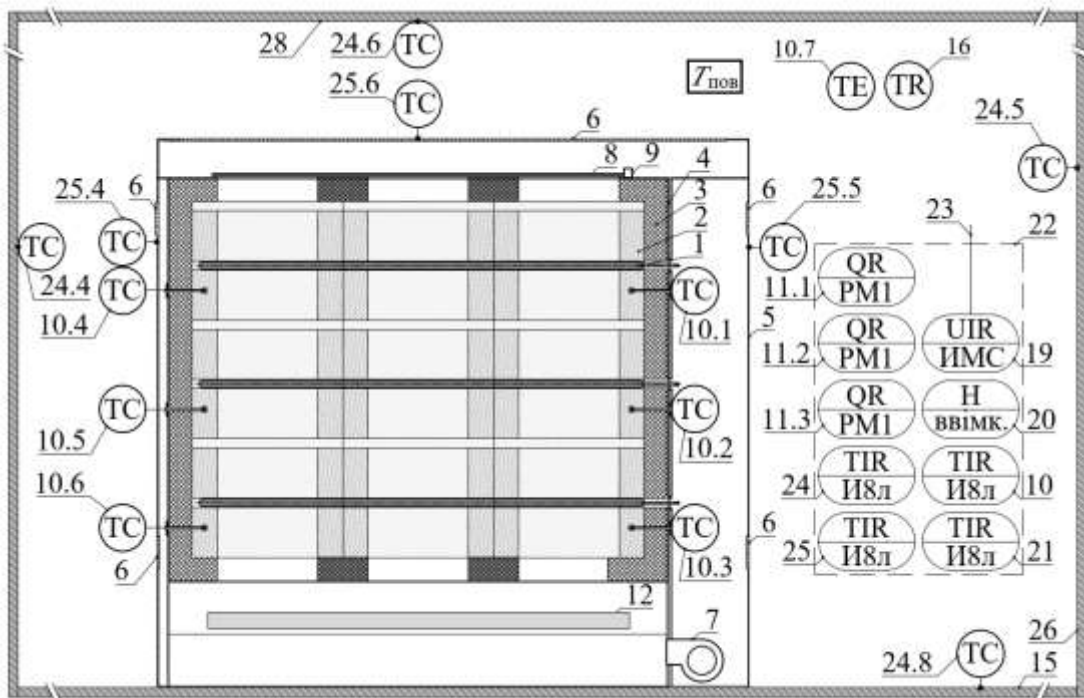


Рис. 3.1. Принципова схема експериментальної установки: 1 – електричні нагрівачі; 2 – цегла ТАМ; 3 – теплова ізоляція; 4 – внутрішній кожух; 5 – зовнішній кожух; 6 – решітка для повітря; 7 – решітка вихідного повітря; 8 – клапани-регулятори, для зміни режиму роботи приладу за природного руху на примусове та навпаки; 9 – привід клапанів-регуляторів повітря ТМС230АSR; 10 – прилад вимірювання температури (з функцією логера) І8л; 10.1...10.6 – датчики температури цегли ТАМ ТЕРА ТХА-2-2ж; 11.1...11.3 – прилад регулювання температури електричних нагрівачів (регулятор потужності) РМ1; 12 – вентилятор; 13 – стіна позаду ЗП-ЕТАО; 14 – кріплення приладу до стіни; 15 – підлога; 16 – датчик температури повітря в приміщенні з функцією запису даних (автономний реєстратор) Логер 100; 17 – кріплення ЗП-ЕТАО до опорної конструкції; 18 – опорна конструкція; 19 – прилад реєстрації спожитої потужності (мультиметр) ИМС-Ф1; 20 – вимикач живлення ЗП-ЕТАО; 21 – прилад для реєстрації значень температури припливного та вихідного повітря ЗП-ЕТАО (з функцією логера) І4л; 22 – щит для встановлення електричного силового обладнання та засобів автоматизації ЗП-ЕТАО; 23 – кабель мережі живлення; 24 - прилад вимірювання температури поверхонь приміщення (з функцією логера) І8л; 24.1...24.8 - датчик температури поверхонь в приміщенні (термоперетворювач опору) тип 204; 25 - прилад вимірювання температури поверхонь ЗП-ЕТАО (з функцією логера) І8л; 25.1...25.8 - датчик температури поверхонь ЗП-ЕТАО (термоперетворювач опору) тип 204; 26 – стіна приміщення; 27 – фронтальна стіна приміщення; 28 – стеля приміщення.

Стенд було розроблено для двох випадків: за природного та за примусового режиму руху повітря (рис. 3.2). Залежно від режиму змінювалась підставка та обладнання приладу. За примусового режиму руху використовується підставка з радіальним вентилятором, за природного режиму руху повітря використовується стандартна підставка приладу.

Дослідження проведені наступним чином. ТАМ розігрівався до температури за допомогою електричних нагрівачів. Одночасно через блок там пропускатися повітря. Також використовувалися різні типи цеглин з різною шириною повітряних каналів: з 0,016 до 0,024 м. Під час дослідження записувалися значення температури ТАМ, температура повітря на вході та на виході з ЗП-ЕТАО та кількість повітря, що проходить через ЗП-ЕТАО.

Експеримент починається з закладання в каркас кожуха ЗП-ЕТАО цеглин ТАМ з отвором для протікання повітря завширшки  $S_{\text{кан}}$ , м. Після завершення монтування цеглин, на каркас встановлюють панелі з ізоляційного матеріалу поз.3, і таким чином зменшують теплообмін між цеглинами ТАМ та зовнішнім середовищем. Рух повітря через верхній вентиляційний отвір ЗП-ЕТАО також припиняється, для чого клапан-регулятор поз.9 в переводять у закриті положення.

Для реєстрації температури повітря в приміщенні вмикають і переводять у режим запису реєстратор даних - вимірювач температури поз.10 системи контролю температури ТАМ поз.10.1...10.6 і температури повітря в приміщенні поз.10.7. Для резервування реєстрації змін температури повітря в приміщенні датчик-реєстратор поз.16 переводять у режим запису. Система реєстрації температури матеріалу ТАМ та зовнішнього повітря підготовлена до роботи. Далі виконується налаштування реєстратора-вимірювача поз.10 на стабілізацію нагріву електричних нагрівачів до температури 150 °С, яку вимірювальний блок реєстратора-вимірювача поз.10 вираховує як середнє вимірне значення температури датчиками поз.10.1... 10.6.

Сигнал регулювання електричних нагрівачів з реєстратора-вимірювача поз.10 передається на регулятори потужності поз.11. Це зменшує або збільшує потужність електричних нагрівачів залежно від різниці температури стабілізації та середньої вимірної температури. Остання визначається за показами датчиків поз.10.1...10.6.

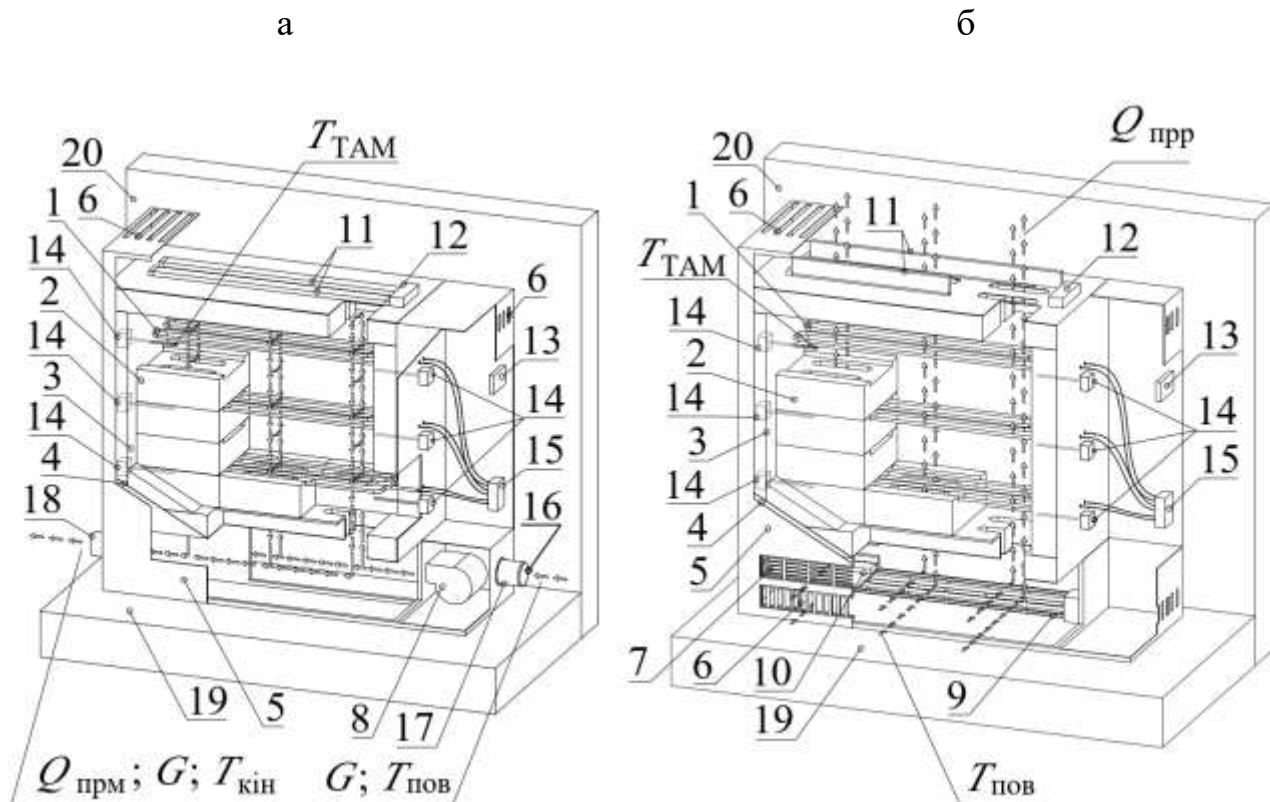


Рис. 3.2. Комплектування експериментальної установки залежно від режиму руху повітря: а – за примусового руху повітря; б – за природного руху повітря: 1 – електричні нагрівачі; 2 – цегла ТАМ; 3 – теплова ізоляція; 4 – зовнішній кожух; 5 – фронтальна панель; 6 – нижня решітка; 7 – верхня решітка; 8 – 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.

Метрологічні характеристики обладнання (табл. 3.1) мають достатню точність для виконання експериментальних досліджень ЗП-ЕТАО. Так само, прилади для регулювання здатні забезпечувати необхідний діапазон тепловіддачі ЗП-ЕТАО (табл. 3.2)

Таблиця 3.1  
Основні характеристики вимірювальних приладів

Поз.	Прилад	Тип операції	Величина	Діапазон вимірювання	Похибка приладу
1	2	3	4	5	6
10	Вимірювач щитовий з реєстрацією значень сигналу I8л (8 каналів), РЕГМІК, Україна	Перетворення електричного опору в уніфікований електричний сигнал, візуалізація і реєстрація уніфікованого сигналу	Температура ТАМ ЗП-ЕТАО поз.10.1...10.6, $T_{ТАМ}$ , К	Налаштовується по діапазону обраного датчика температури (див. поз. 10.1...10.6, 10.7)	$\pm 0,5\%$ (похибка датчика температури враховується окремо)
10.1... 10.6	Термопарний провід ТХА-2-2к (хромель, алюмель), (термоперетворювач опору), ТЕРА, Україна	Зміна електричного опору матеріалу датчика від температури середовища	Температура ТАМ ЗП-ЕТАО $T_{ТАМ}$ , К	233,15... 523,15 К (-40...+250 °С)	По класу допуску А: $\pm(0,15+0,002 \cdot  t )$ , К
10.7	Датчик температури (терморетворювач опору) ТСП-303п (Pt100), РЕГМІК, Україна	Зміна електричного опору матеріалу датчика від температури середовища	Температура повітря в приміщенні, де встановлено ЗП-ЕТАО, К	233,15... 358,15 К (-40...+85 °С)	По класу допуску А: $\pm(0,15+0,002 \cdot  t )$ , К

1	2	3	4	5	6
16	Автономний реєстратор температури Логер 100, ОВЕН, Росія	Перетворення електричного опору в уніфікований електричний сигнал, реєстрація уніфікованого сигналу	Температура повітря в приміщенні, де встановлено ЗП-ЕТАО, К	233,15... 343,15 К (- 40... +70 °С)	±1 К
17	Термоанемометр SEM DT-8880, SEM INDUSTRY, КНР	Перетворення електричного опору в уніфікований електричний сигнал, візуалізація уніфікованого сигналу	Швидкість повітря V, м/с	0,10...25 м/с	±0,20 м/с (від 0,1 до 3 м/с включно) ±(0,08·V+0,01) м/с (від 3 до 7 м/с) ±(0,15·V+0,01) м/с (вище 7 м/с)
18	Дифманометр testo 312-4, Testo SE & Co. KGaA, Німеччина	Перетворення механічного зусилля в уніфікований електричний сигнал, візуалізація уніфікованого сигналу	Перепад тиску між вхідним та вихідним повітропроводами, кПа	0...20 кПа	±3 Па (0...0,3 кПа) 1,5 % (0,31...4 кПа) 1 % (4,1...20 кПа)
19	Мультиметр однофазний ИМС-Ф1, ОВЕН, Росія	Візуалізація і реєстрація стандартного електричного сигналу	Сила струму I, А	I = 0,02...5 А;	0,5 %

продовження табл. 3.1

1	2	3	4	5	6
19, 21	Мультиметр однофазний ИМС-Ф1, ОВЕН, Росія Вимірювач щитовий з реєстрацією значень сигналу І4л (4 канали), РЕГМІК, Україна	Перетворення електричного опору в уніфікований електричний сигнал, візуалізація і реєстрація уніфікованого сигналу	Напруга $U$ , В  Температура вхідного та вихідного повітря 3П-ЕТАО, К	$U = 2 \dots 380$ В  Налаштовується по діапазону обраного датчика температури (див.поз.21.1, 21.2)	0,5 %  $\pm 0,5$ % (похибка датчика температури враховується окремо)
21.1, 21.2	Датчик температури (терморетворювач опору) ТСП-303п (Pt100), РЕГМІК, Україна	Зміна електричного опору матеріалу датчика від температури середовища	Температура вхідного та вихідного повітря 3П-ЕТАО, К	233,15... 358,15 К ( $-40 \dots +85$ °С)	По класу допуску А: $\pm (0,15 + 0,002 \cdot  t )$ , К
24	Вимірювач щитовий з реєстрацією значень сигналу І8л (8 каналів), РЕГМІК, Україна	Перетворення електричного опору в уніфікований електричний сигнал, візуалізація і реєстрація уніфікованого сигналу	Температура поверхонь 3П-ЕТАО, К	Налаштовується по діапазону обраного датчика температури (див. поз.24.1...24.8)	$\pm 0,5$ % (похибка датчика температури враховується окремо)

закінчення табл. 3.1

1	2	3	4	5	6
24.1... 24.8	Датчик температури (термопелетворювач опору) ТСМ 204 (мідь) ), РЕГМПК, Україна	Зміна електричного опору матеріалу датчика від температури середовища	Температура повітря в приміщенні, К	233,15... 373,15 К (-40...+100 °С)	По класу допуску А: $\pm(0,15+0,002 \cdot  t )$ , К
25	Вимірювач щитовий реєстрацією значень сигналу I8л (8 каналів) ), РЕГМПК, Україна	Перетворення електричного опору в уніфікований електричний сигнал, візуалізація і реєстрація уніфікованого сигналу	Температура поверхонь приладу, К	Налаштовується по діапазону обраного датчика температури (див. поз.25.1...25.8)	$\pm 0,5$ % (похибка датчика температури враховується окремо)
25.1... 25.8	Датчик температури (термопелетворювач опору) ТСМ 204 (мідь) ), РЕГМПК, Україна	Зміна електричного опору матеріалу датчика від температури середовища	Температура поверхонь приладу, К	Прилади для регулювання	По класу допуску А: $\pm(0,15+0,002 \cdot  t )$ , К

Примітка. Похибка класу допуску А наведена відповідно до вимог ДСТУ 2858:2015 Термопелетворювачі опору. Загальні технічні вимоги і методи випробування. Похибка класу наведена для температурних даних представлених в °С ( $t$ , в градусах Цельсія), для коректного визначення похибки даних представлених в К ( $T$ , в Кельвінах), слід підставити до формули значення  $t = T - 273,15$  °С.

Таблиця 3.2

## Прилади для регулювання

Поз.	Прилад	Величина	Діапазон регулювання
9	Електричний привід ТМС230ASR	Регулювання положення клапану поз.8	5...100 %, «закрито-відкрито»
11.1... 11.3	Регулятор потужності РМ1	Регулювання температури нагріву ТАМ електричними нагрівачами	5...100 % (60...1200 Вт)

Перед початком експерименту до ввімкнення електричних нагрівачів виконується запис початкових значень вимірювача напруги. Кількість спожитої електричної енергії фіксується вимірювачем потужності поз. 19 послідовною реєстрацією в часі змін напруги та струму, які споживає електричний нагрівач для нагріву.

Далі вмикаються електричні нагрівачі. Протягом декількох годин сталого режиму підтримується постійне значення температури ТАМ та тепловіддачі. Дані про зміни температури записуються реєстратором-вимірювачем поз.10 та датчиком-ресетратором поз. 16. Після завершення зазначеного часу ЗП-ЕТАО вимикається. Записані в пам'ять приладів дані конвертуються до файлів, придатних для обробки комп'ютерною програмою. Конвертовані дані проходять контрольні процедури для усунення грубих помилок та підтвердження цілності отриманих даних.

На підставі отриманих послідовностей даних про зміни температури визначається нерегульована потужність ЗП-ЕТАО  $Q_{нр}$ , Вт.

Вимірювання спожитої потужності необхідної для розігріву електричних нагрівачів в стаціонарному ( $T_{ТАМ} = \text{const}$ ) режимі виконувалось за допомогою мультиметра однофазного ИМС-Ф1 шляхом реєстрації значень в вимірювальних каналах струму  $I$  (А) та напруги  $U$  (В). Для означених каналів клас точності становить 0,5.



### 3.2 Визначення похибок експерименту на стенді

Для знаходження похибки визначення  $Q_{\text{рег}}$  має бути проаналізовано похибки приладів за допомогою яких виконувалось вимірювання температури повітря та його швидкості відповідно до ДСТУ EN 12238:2013, які входять до складу формули

$$Q_{\text{рег}} = c \cdot \rho \cdot L \cdot (T_{\text{вих}} - T_{\text{вх}}), \text{ Вт.} \quad (3.1)$$

Аналізу підлягають похибки приладів вимірювання швидкості руху повітря, температури вхідного повітря та температури вихідного повітря.

Швидкість руху повітря в повітропроводах визначалася за допомогою термоелектроанометра СЕМ DT-8880.

Визначимо похибку вимірювань витрати повітря через похибку вимірювання швидкості руху повітря у вхідному повітропроводі. Швидкість руху повітря визначимо як:

$$V = \frac{L}{F_{\text{кол}}} = \frac{0,0125 \dots 0,0208}{0,00385} = 3,25 \dots 5,41 \text{ м/с}, \quad (3.2)$$

де  $F_{\text{кол}}$  – площа поперечного перерізу колектора повітряного каналу, через який подається повітря до блоку ТАМ,  $\text{м}^2$ :

$$F_{\text{пов}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{пов}}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,07^2}{4} = 0,00385 \text{ м}^2, \quad (3.3)$$

де  $d_{\text{пов}}$  – діаметр колектора повітропроводу,  $d_{\text{пов}} = 0,07 \text{ м}$ .

Таким чином, у діапазоні вимірювань витрати  $0,0125 \dots 0,0208 \text{ м}^3/\text{с}$  ( $45 \dots 75 \text{ м}^3/\text{год}$ ), абсолютна похибка вимірювань швидкості становитиме  $\Delta_V = 0,2 \text{ м/с}$ , а відносні похибки для даного діапазону становитимуть:

$$\gamma_{\Delta p(45 \text{ м}^3/\text{год})} = \left( \Delta_V / X_{V(45 \text{ м}^3/\text{год})} \right) \cdot 100 \% = (0,2/3,25) \cdot 100 \% = 6,2 \%. \quad (3.4)$$

$$\gamma_{\Delta p(75 \text{ м}^3/\text{год})} = \left( \Delta_V / X_{V(75 \text{ м}^3/\text{год})} \right) \cdot 100 \% = (0,2/5,41) \cdot 100 \% = 3,7 \%. \quad (3.5)$$

Визначення температури в повітряних каналах виконувалося за допомогою датчиків температури (термоперетворювачів опору) ТСП-303п. Для класу допуску А абсолютна похибка вимірювання температури  $X_{td(20^\circ\text{C})} = 20^\circ\text{C}$  (293,15 К) становитиме

$$\Delta_{td(20^\circ\text{C})} = \pm(0,15 + 0,002 \cdot |t|) = \pm(0,15 + 0,002 \cdot |20|) = \pm 0,19^\circ\text{C}. \quad (3.6)$$

а відносна похибка

$$\gamma_{td(20^\circ\text{C})} = \left( \Delta_{td(20^\circ\text{C})} / X_{td(20^\circ\text{C})} \right) \cdot 100 \% = (0,19/20) \cdot 100 \% = 0,95 \%. \quad (3.7)$$

Абсолютна похибка вимірювання температури  $X_{td(70^\circ\text{C})} = 70^\circ\text{C}$  (343,15 К) становитиме

$$\Delta_{td(100^\circ\text{C})} = \pm(0,15 + 0,002 \cdot |t|) = \pm(0,15 + 0,002 \cdot |100|) = \pm 0,35^\circ\text{C}. \quad (3.8)$$

а відносна похибка

$$\gamma_{td(100^\circ\text{C})} = \left( \Delta_{td(100^\circ\text{C})} / X_{td(100^\circ\text{C})} \right) \cdot 100 \% = (0,35/100) \cdot 100 \% = 0,35 \%. \quad (3.9)$$

При приєднанні датчика ТСП-303п (Pt100) до И4л, до його програмного блоку вводиться код, який налаштовує прилад на реєстрацію даних згідно з обраною моделлю датчиків температури. Верхня межа вимірювання РП2л автоматично налаштовується на значення  $X_{\text{вк}} = 423,15 \text{ К}$  (150 °С), нижня на  $X_{\text{нк}} = 233,15 \text{ К}$  (мінус

45 °С). За вказаної в паспорті приладу межі допустимої основної приведенної похибки  $\gamma_k = 0,5 \%$ , його абсолютна похибка у всьому діапазоні вимірювань становитиме:

$$\Delta_{tk} = (X_{ок} - X_{нк}) \cdot \gamma_k / 100 = (150 - (-45)) \cdot 0,5 / 100 = 0,95 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (3.10)$$

Відносна похибка вимірювання температури вхідного повітря за значення  $X_{tk1} = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$  (293,15 К)

$$\gamma_{tk1} = (\Delta_{tk} / X_{tk1}) \cdot 100 \% = (0,95 / 20) \cdot 100 \% = 4,75\%. \quad (3.11)$$

Відносна похибка вимірювання температури вихідного повітря за значення  $X_{tk2} = 100 \text{ } ^\circ\text{C}$  (343,15 К) складатиме:

$$\gamma_{tk2} = (\Delta_{tk} / X_{tk2}) \cdot 100 \% = (0,95 / 100) \cdot 100 \% = 0,95 \%. \quad (3.12)$$

Відносна похибка вимірювання температури вихідного повітря за значення  $X_{tk3} = 40 \text{ } ^\circ\text{C}$  (313,15 К) складатиме:

$$\gamma_{tk2} = (\Delta_{tk} / X_{tk2}) \cdot 100 = (0,65 / 40) \cdot 100 = 1,63 \%. \quad (3.13)$$

Розраховуємо похибку від перешкод в провідниках, якими приєднано датчик температури до вимірювального приладу. Дану похибку введено в розрахунок задля підвищення його достовірності, з огляду на ту обставину, що провідники не екрановано, а приміщення, в якому проводилося дослідження, розташовано в зоні промислових підприємств, де наведення перешкод в провідниках вимірювальної апаратури неминуче.

Загалом можна прийняти відносну похибку такого типу приєднання як  $\gamma_{пп} = 0,1 \%$ , що відповідає 1мВ шкідливого сигналу на 100мВ корисного сигналу за вхідного опору вимірювача 1МОм.

Визначаємо похибку коливань напруги в мережі. Наведене в паспорті И4л допустиме відхилення напруги живлення 10 % дає підстави вважати, що в приладі застосовано поширену схему з коефіцієнтом стабілізації  $K = 25$ , яка зводить

відхилення напруги в мережі  $220\text{В} \pm 10\%$  до похибки  $10/25 = 0,4\%$ . Це значення і є відносною похибкою від коливань напруги  $\gamma_n = 0,4\%$ , яке потрібно врахувати при обчисленні точності вимірювання.

Розраховуємо похибку вимірювання  $Q_{\text{рег}}$ , Вт, за допомогою значень розрахованих вище відносних похибок, вкажемо закони їх розподілу та відповідні коефіцієнти для обчислення середньоквадратичного відхилення (СКВ).

Всі вказані значення відносних похибок (табл. 3.3) віднесено до некорельованих (не пов'язаних між собою спільною причиною їх появи). Обчислення суми таких похибок не виконують шляхом простого арифметичного додавання, а після уточнення закону розподілу похибки та відповідного цьому закону коефіцієнта середньо квадратичного відхилення (СКВ), визначають як геометричну суму СКВ,  $\sigma_{\Sigma}$ .

$$\sigma_{\text{пр}} = \sqrt{\sum_{i=1}^N \sigma_i^2}, \quad (3.14)$$

де  $\sigma_i$  – СКВ і-тої похибки:

$$\sigma_i = \gamma_i / k_{si}. \quad (3.15)$$

Для відновлення значення відносної похибки приймемо, що найбільший вплив на форму закону розподілу похибок вносять похибки з нормальним законом розподілу. Спотворенням закону розподілу суми похибок від внеску похибок з іншими законами розподілу знехтуємо.

За швидкості повітря  $5,41 \text{ м/с}$  ( $75 \text{ м}^3/\text{год}$ ) та температури вихідного повітря  $323,15 \text{ К}$  ( $100 \text{ }^\circ\text{C}$ ) похибка визначення  $Q_{\text{прм}}$ :

$$\gamma_{\kappa 1} = \sigma_{\Sigma} \cdot k_s = 3,37 \cdot 2,066 = 7 \%. \quad (3.16)$$

При виконанні аналогічного розрахунку для режиму за швидкості повітря 3,25 м/с (45 м<sup>3</sup>/год) та температури вихідного повітря 313,15 К (40 °С) похибка визначення  $Q_{\text{прм}}$ , Вт,

$$\gamma_{\kappa 1} = \sigma_{\Sigma} \cdot k_s = 4,12 \cdot 2,066 = 8,5\% \quad (3.17)$$

Діапазон отриманих значень відносної похибки визначення  $Q_{\text{прм}}$ , Вт, 7...8,5 % є достатнім для потреб дослідження ЗП-ЕТАО.

Таблиця 3.3

Визначення СКВ для регульованої тепловіддачі за примусового руху повітря  $Q_{\text{прм}}$ , Вт, для витрати повітря  $L = 75$  м<sup>3</sup>/год та температури вихідного повітря  $T_{\text{вих}} = 373,15$  К (100 °С)

Джерело похибки	Позн.	Значення $\gamma$	Закон розподілу	Ентропійний коефіцієнт ( $k_s$ )
Термоанемометр, швидкість потоку повітря 5,41 м/с	$\gamma_{\text{та1}}$	3,7	Нормальний	2,066
Датчик температури вхідного повітря за $t = 20$ °С	$\gamma_{\text{тд1}}$	0,95	Нормальний	2,066
Датчик температури вихідного повітря за $t = 100$ °С	$\gamma_{\text{тд2}}$	0,35	Нормальний	2,066
Вимірювач логер вхідного повітря за $t = 20$ °С	$\gamma_{\text{тк1}}$	4,75	Рівномірний	1,73
Вимірювач логер вхідного повітря за $t = 100$ °С	$\gamma_{\text{тк2}}$	0,95	Рівномірний	1,73
Перешкоди в провідниках	$\gamma_{\text{пп}}$	0,1	Арксинусний	1,11
Коливання напруги	$\gamma_{\text{н}}$	0,4	Трикутний	2,02

Таким чином для відновлення відносної похибки використаємо коефіцієнт СКВ для рівномірного закону розподілу  $k_s = 2,066$ .

Таблиця 3.4

Визначення похибки вимірювань для регульованої тепловіддачі за примусового руху повітря  $Q_{\text{прм}}$ , Вт, для витрати повітря  $L = 45 \text{ м}^3/\text{год}$  та температури вихідного повітря  $343,15 \text{ К}$  ( $70 \text{ }^\circ\text{C}$ )

Джерело похибки	Позн.	Значення $\sigma$	Значення $\sigma^2$
Термоанемометр, швидкість потоку повітря $6,25 \text{ м/с}$	$\sigma_{\text{та1}}$	1,549	2,399
Датчик температури вхідного повітря за $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$	$\sigma_{\text{тд1}}$	1,331	1,772
Датчик температури вихідного повітря за $t = 100 \text{ }^\circ\text{C}$	$\sigma_{\text{тд2}}$	0,198	0,039
Вимірювач логер вхідного повітря за $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$	$\sigma_{\text{тк1}}$	1,879	3,531
Вимірювач логер вхідного повітря за $t = 100 \text{ }^\circ\text{C}$	$\sigma_{\text{тк2}}$	0,538	0,289
Перешкоди в провідниках	$\sigma_{\text{пп}}$	0,09	0,008
Коливання напруги	$\sigma_{\text{н}}$	0,198	0,039
$\Sigma\sigma^2$			8,08
$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\Sigma\sigma^2}$			2,84

У випадку, якби застосовувалась конструкція ЗП-ЕТАО лише з одною секцією ТАМ з витратою повітря  $L = 15 \text{ м}^3/\text{год}$  (швидкість повітря  $1,08 \text{ м/с}$ ) та за аналогічної температури  $423,15 \text{ К}$  ( $100 \text{ }^\circ\text{C}$ ), похибка б становила  $19,4 \%$ .

Якби застосовувався ЗП-ЕТАО з шістьма секціями ТАМ з витратою повітря  $L = 90 \text{ м}^3/\text{год}$  (швидкість повітря  $6,5 \text{ м/с}$ ) та за аналогічної температури  $423,15 \text{ К}$  ( $100 \text{ }^\circ\text{C}$ ), похибка б становила  $6,7 \%$ .

Таким чином, можна зробити висновок проте, що обрана для досліджень модель ЗП-ЕТАО забезпечила достатній рівень точності визначення  $Q_{\text{прм}}$ .

При визначенні похибки нерегульованої тепловіддачі, необхідної для розігріву електричних нагрівачів в стаціонарному ( $T_{\text{ТАМ}} = \text{const}$ ) режимі виконувалось за допомогою мультиметра однофазного ИМС-Ф1 шляхом реєстрації значень в вимірювальних каналах струму  $I$  (А) та напруги  $U$  (В).

$$Q_{\text{нр}} = I_{\text{нр}} \cdot U_{\text{нр}}, \text{ Вт.} \quad (3.18)$$

де  $I_{\text{нр}}$  – струм, який проходить через електричний нагрівач для підігріву ТАМ, А;

$U_{\text{нр}}$  – напруга в мережі живлення окремого електричного нагрівача, В.

Вимірювання ведеться лише в одній фазі трифазної системи живлення, оскільки потужність електричних нагрівачів в кожній з фаз однакова. Потужність електронагрівача в одній фазі  $1000 \text{ Вт}$ . Діапазон вимірювання струму ИМС-Ф1 становить  $0,02 \dots 5 \text{ А}$ . Для означених каналів клас точності вказано  $0,5$ . Абсолютна похибка вимірювання струму становитиме

$$\Delta I = 0,5 \cdot 5 / 100 = 0,025 \text{ А.} \quad (3.19)$$

Для прийнятих експериментом значень спожитої потужності  $50 \dots 300 \text{ Вт}$ , струм у вимірювальному каналі  $I$  (А) буде становити  $(100 \dots 1000) / 220 = 0,45 \dots 4,55 \text{ А}$ .

Відповідно, відносна похибка за абсолютної похибки  $0,025 \text{ А}$  буде для нижньої межі

$$\gamma_{\text{сн}} = (\Delta I / I_{\text{н}}) \cdot 100 = (0,025 / 0,45) \cdot 100 = 5,6 \%. \quad (3.20)$$

Для верхньої межі

$$\gamma_{св} = (\Delta I / I_{н}) \cdot 100 = (0,025 / 4,55) \cdot 100 = 0,56 \%. \quad (3.21)$$

Діапазон вимірювання напруги ИМС-Ф1 40...400 В.

Абсолютна похибка вимірювання напруги становитиме:

$$\Delta U = 0,5 \cdot 300 / 100 = 1,5 \text{ В}. \quad (3.22)$$

Для одного електричного нагрівача напруга живлення становить 220 В. За допустимих коливань напруги в діапазоні від 198 В до 242 В, відносна похибка вимірювання за абсолютної похибки 2 В для нижньої межі вимірювань буде

$$\gamma_{нн} = (\Delta U / U_{н}) \cdot 100 = (2 / 198) \cdot 100 = 1 \%. \quad (3.23)$$

Для верхньої межі:

$$\gamma_{нв} = (\Delta U / U_{н}) \cdot 100 = (2 / 242) \cdot 100 = 0,83 \%. \quad (3.24)$$

Була отримана похибка визначення спожитої потужності  $Q_{нр}$  для нижньої межі вимірювання (табл. 3.5).

Таблиця 3.5

Перелік похибок визначення спожитої потужності ЗП-ЕТАО

Джерело похибки	Позн.	Значення $\gamma$ (нижня межа)	Значення $\gamma$ (верхня межа)	Закон розподілу	Ентропійний коефіцієнт ( $k_s$ )
Канал вимірювання струму, I (А)	$\gamma_c$	5,56	0,56	Нормальний	2,066
Канал вимірювання напруги, U (А)	$\gamma_n$	1	0,83	Нормальний	2,066



Перешкоди в провідниках	$\gamma_{\text{пп}}$	0,1	0,1	Арксинусний	1,11
Коливання напруги	$\gamma_{\text{н}}$	0,4	0,4	Трикутний	2,02

Методика розрахунку похибки аналогічна наведеній в розділі розрахунку  $Q_{\text{рег}}$ .

Для нижньої межі вимірювання похибка визначення  $Q_{\text{пр}}$  буде становити:

$$\gamma_{\text{кл}} = 5,6 \%. \quad (3.25)$$

Для верхньої межі вимірювання похибка визначення  $Q_{\text{пр}}$ , Вт,

$$\gamma_{\text{кл}} = 1,1 \%. \quad (3.26)$$

Точність вимірювання  $Q_{\text{пр}}$ , Вт, знаходиться в діапазоні 1,1...5,6 %. Отримані значення відносної похибки є достатніми для потреб дослідження ЗП-ЕТАО, оскільки процес нагріву ведеться біля верхньої межі вимірювання.

Визначаємо похибку регульованої тепловіддачі ЗП-ЕТАО за режиму природного руху повітря.

Методика розрахунку похибки відповідає методиці наведеній в розділі розрахунку  $Q_{\text{рег}}$ . Склад вимірювального обладнання для визначення тепловіддачі ЗП-ЕТАО за природного режиму руху повітря той самий що й за визначення тепловіддачі в нерегульованому режимі  $Q_{\text{пр}}$ , Вт, і, відповідно, методика розрахунку похибки буде виконуватись аналогічно.

$$Q_{\text{пр}} = U_{\text{пр}} \cdot I_{\text{пр}} - Q_{\text{пр}}, \text{ Вт}. \quad (3.27)$$

Для нижньої межі вимірювання похибка визначення  $Q_{\text{пр}}$ , Вт, буде становити:

$$\gamma_{\text{кл}} = 6,4 \%. \quad (3.28)$$

Для верхньої межі вимірювання похибка визначення  $Q_{\text{прр}}$ , Вт, буде становити:

$$\gamma_{\kappa 1} = 3,3 \%. \quad (3.29)$$

Точність вимірювання  $Q_{\text{прр}}$ , Вт, знаходиться в діапазоні 3,3...6,4 %. Отримані значення відносної похибки є достатніми для потреб дослідження ЗП-ЕТАО.

Вимірювання втрати тиску входом і виходом ЗП-ЕТАО виконувалось за допомогою диференційного манометра testo 312-4 шляхом реєстрації значень різниці тиску між вхідним і вихідним повітропроводом в ході проведення експерименту для визначення  $Q_{\text{прм}}$ , Вт.

Діапазон вимірювання струму testo 312-4 становить 0...3 гПА (0...300 Па). У цьому діапазоні похибка вимірювання адитивна (постійна) і виробником приладу вказана як  $\pm 3$  Па. Для прийнятих експериментом значень втрати тиску 12...85 Па відносна похибка за абсолютної похибки  $\pm 3$  Па буде знаходитись в межах 3,5...25 %.

$$\gamma_{\text{сн}} = (\Delta I / I_{\text{н}}) \cdot 100 = (3 / 15) \cdot 100 = 25 \% \quad (3.30)$$

$$\gamma_{\text{св}} = (\Delta I / I_{\text{н}}) \cdot 100 = (3 / 85) \cdot 100 = 3,5 \%. \quad (3.31)$$

Переважаюча кількість отриманих під час експерименту даних знаходяться ближче до максимального значення тиску. Тому отримані значення похибки є ближчим до 3,5 %.

### 3.3 Планування експерименту за примусового руху повітря в приладі

Для мінімізації кількості дослідів виконано повний факторний експеримент. Прийнято, що на тепловіддачу повітряних каналів приладу впливають три фактори:

1. Об'ємна витрата повітря на вході до приладу на одну секцію  $L_{\text{секц}}$ , м<sup>3</sup>/с;
2. Температура матеріалу ТАМ  $T_{\text{ТАМ}}$ , К;
3. Ширина каналу  $S_{\text{кан}}$ , м.

Ці величини будуть вхідними параметрами планування експерименту та позначатися в подальшому відповідно до кодового позначення. Для оцінки ступеня впливу кожного з цих параметрів прийнята матриця планування експерименту. Мінімальне значення кожного фактора позначається мінус один, а максимальне – плюс один (табл. 3.6)

Число дослідів  $N$  у повному факторному експерименті

$$N = P^k = 2^3 = 8. \quad (3.32)$$

Таблиця 3.6

Фактори та інтервали варіювання дослідів з визначення тепловіддачі повітряних каналів ЗП-ЕТАО

Назва фактора	Кодове значення	Рівні факторів	
		нижній -1	верхній +1
Об'ємна витрата повітря на вході до приладу $L_{\text{секц}}$ , м <sup>3</sup> /с	$x_1$	0,00417	0,00694
Температура матеріалу ТАМ $T_{\text{ТАМ}}$ , К	$x_2$	323,15	423,15
Ширина каналу $S_{\text{кан}}$ , м	$x_3$	0,018	0,024

де  $k$  – кількість факторів (у даному випадку  $k = 3$ );

$P$  – кількість рівнів факторів (у даному випадку  $P = 2$ ).

Таким чином складаємо матрицю планування експерименту (табл. 3.7).

Функцією відгуку є значення тепловіддачі від умовної площі повітряних каналів

$$\bar{\alpha}_{\text{прм}} = \left( Q_{\text{прм}} \cdot \ln \left( \frac{(T_{\text{ТАМ}} - T_{\text{поч}})}{(T_{\text{ТАМ}} - T_{\text{кін}})} \right) \right) / \left( F_{\text{кан}} \cdot (T_{\text{кін}} - T_{\text{поч}}) \right), \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad (3.33)$$

де  $c_p$  – теплоємність повітря, Дж/(кг·К).

Вважаємо, що розподіл результатів окремих спостережень відповідає закону нормального розподілу. При обробленні результатів експерименту визначаємо середнє арифметичне значення вихідного параметра

$$\bar{y}_i = \frac{1}{m} \sum_{j=1}^m y_{ij}, \quad (3.34)$$

де  $m$  – кількість вимірювань;

$y_j$  – виміряна величина.

Таблиця 3.7

Матриця результатів дослідження та перевірка необхідної довірчої ймовірності дослідів з визначення тепловіддачі повітряних каналів ЗП-ЕТАО

№	Рівень факторів								Вихідний параметр			$\bar{y}$	$s_i^2$	$Y_{min}$	$Y_{max}$	$y_{розр}$
	$x_0$	$x_1$	$x_2$	$x_3$	$x_1x_2$	$x_2x_3$	$x_1x_3$	$x_1x_2x_3$	$y_1$	$y_2$	$y_3$					
1	+	+	+	+	+	+	+	+	37,8	40	39,8	39,2	1,480	36,2	42,2	40,0
2	+	+	+	-	+	-	-	-	47,9	48,7	45,9	47,5	2,080	43,9	51,1	47,4
3	+	+	-	+	-	+	-	-	40,6	39,7	39,2	39,8	0,503	38,1	41,6	39,0
4	+	+	-	-	-	-	+	+	47	44,9	46,9	46,3	1,403	43,3	49,2	46,4
5	+	-	+	+	-	-	+	-	27,9	27,4	29,1	28,1	0,763	26,0	30,3	28,2
6	+	-	+	-	-	+	-	+	32,9	32,3	32	32,4	0,210	31,3	33,5	33,0
7	+	-	-	+	+	-	-	+	28,2	30,1	29,6	29,3	0,970	26,9	31,7	29,2
8	+	-	-	-	+	+	+	-	35,5	33,7	34,4	34,5	0,823	32,3	36,8	34,0

Визначаємо дисперсію похибки дослідів  $s_i^2$ , яка характеризує точність  $i$ -го дослідів:

$$s_i^2 = \frac{1}{m-1} \sum_{j=1}^m (y_{ij} - \bar{y}_i)^2. \quad (3.35)$$

Припустимо відхилення величини  $\bar{y}_i$  від істинного значення вихідного параметра у оцінимо з урахуванням необхідної довірчої ймовірності  $P$ , що характеризує надійність результатів дослідів. Для цього скористаємося виразом:

$$\bar{y}_i - \frac{t \cdot s_i}{\sqrt{m}} \leq y_{ij} \leq \bar{y}_i + \frac{t \cdot s_i}{\sqrt{m}}, \quad (3.36)$$

де  $t$  – критерій Стьюдента.

Значення критерію Стьюдента за прийнятої довірчої ймовірності  $P = 0,95$  і  $m = 3$  дорівнює  $t_{KP} = 4,3$ . Якщо є результати вимірювань  $y_{ij}$ , що значно (з імовірністю 5 % вони можуть виходити за межі) виходять за межі довірчого інтервалу (3.36) то це може бути грубою помилкою і їх можна вилучити з результатів вимірювань. У результаті грубих помилок не виявлено.

Далі перевіряємо дисперсії похибки дослідів  $s_i^2$  на однорідність. Однорідність дисперсій похибки дослідів  $s_i^2$  перевіряється за допомогою критерію Кохрена ( $G$ -критерію), що дорівнює відношенню максимальної дисперсії похибки дослідів до суми всіх дисперсій:

$$G_p = \frac{s_{i.\max}^2}{\sum_{i=1}^N s_i^2} = \frac{0,314}{1,159} = 0,27. \quad (3.37)$$

Отримане значення  $G_p$  порівнюємо зі значеннями відповідних квантилей  $G_T$  за наступних характеристик:

- рівень значимості  $p = 0,05$ ;
- число ступенів свободи для більшої дисперсії  $f_1 = m - 1 = 3 - 1 = 2$ ;
- число ступенів свободи для меншої дисперсії  $f_2 = N = 8$ .

Знаходимо, що  $G_T = 0,5157 > G_p = 0,27$ , тобто дисперсії вважаються однорідними. Отже, дисперсії дослідів є однорідними.

Однорідність дисперсій дослідів також оцінимо й за критерієм Фішера ( $F$ -критерієм). У цьому випадку із загального числа дисперсій дослідів беруть тільки дві – максимальну й мінімальну. Критерій Фішера є відношення максимальної дисперсії до мінімальної:

$$(3.38)$$

Отримане значення  $F_p$  порівнюємо зі значеннями відповідних квантилей  $F_T$  за наступних характеристик:

- рівень значимості  $p = 0,05$ ;
- число ступенів свободи для більшої дисперсії та меншої дисперсії  $r_1 = r_2 = m - 1 = 3 - 1 = 2$ .

Знаходимо, що  $F_T = 19 > F_p = 17,4$ , тобто дисперсії вважаються однорідними.

Коефіцієнт регресії при повному факторному досліді визначаємо за виразами (табл. 3.8):

$$b_0 = \frac{1}{N} \sum_1^N \bar{y}_u. \quad (3.39)$$

$$b_i = \frac{1}{N} \sum_1^N (\bar{y}_u \cdot x_{iu}). \quad (3.40)$$

$$b_{ij} = \frac{1}{N} \sum_1^N (\bar{y}_u \cdot x_{iu} \cdot x_{ju}), \quad i \neq j. \quad (3.41)$$

$$b_{ijk} = \frac{1}{N} \sum_1^N (\bar{y}_u \cdot x_{iu} \cdot x_{ju} \cdot x_{ku}), \quad i \neq j \neq k. \quad (3.42)$$

Дисперсію відтворюваності знаходимо за допомогою виразу:

$$s_y^2 = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N s_i^2 = \frac{1,159}{8} = 0,145. \quad (3.43)$$

Після визначення коефіцієнтів лінійної моделі оцінюємо їхню значущість і перевіряємо адекватність моделі досліджуваному об'єкту.

$$s_{\text{ост}}^2 = \frac{m}{(n-r)} \sum_{i=1}^n (\tilde{y} - \bar{y})^2. \quad (3.44)$$

Перевіряємо виконання нерівності:

$$|b_i| \geq s_{\text{ост}} \cdot t_{KP}, \quad (3.45)$$

$$s_b \cdot t_{KP} = 0,207 \cdot 2,12 = 0,439. \quad (3.46)$$

Далі перевіряємо дисперсії дослідів. Відповідно до проведених розрахунків, серед знайдених лінійних коефіцієнтів (табл. 3.8), лише коефіцієнт  $b_0$  та  $b_1$  є більшими заданого значення. Але оскільки величина  $b_3$  є лінійним коефіцієнтом і його величина є меншою за  $s_b \cdot t_{кр}$  лише на 4,3 %, то прийнято рішення його залишити. Таким чином, на значення тепловіддачі від повітряного каналу в рамках проведених експериментів суттєво впливає лише значення витрати повітря та, в певному ступені, ширина повітряного каналу:

$$y_{\text{розр}} = 37,2 + 6,04 \cdot x_1 - 3,05 \cdot x_3 + 0,471 \cdot x_1 \cdot x_2 - 0,638 \cdot x_1 \cdot x_3. \quad (3.47)$$

Перевіряємо адекватність отриманої моделі.

Розраховуємо дисперсію адекватності  $s_{\text{ад}}^2$ :

$$s_{\text{ад}}^2 = \frac{\sum_{i=1}^N (y_{Pi} - \bar{y})^2}{f}, \quad (3.48)$$

де  $f$  – число ступенів свободи,  $f = N - (m + 1) = 8 - (3 + 1) = 4$ .

Гіпотезу про адекватність моделі досліджуваному об'єкту перевіряємо за допомогою критерію Фішера:

$$F_q = \frac{s_{\text{ад}}^2}{s_{\text{відтв}}^2} = \frac{0,1776}{0,145} = 1,23. \quad (3.49)$$

Отримане дисперсійне відношення перевірялося за критерієм Фішера  $F_m$  за наступних характеристик:  $r_1 = r_2 = f = 4$ ;  $P = 0,05$ . Знаходимо  $F_T = 19$ .

Якщо  $F_m = 6,39 > F_p = 1,23$ , то проведені дослідження вважаються адекватними.

Проведені дослідження показали, що в середньому тепловіддача від каналів в результаті проведення експерименту відрізнялася в меншу сторону від теоретично отриманих на 2,3...6,5 %.

Проведення експерименту з втрат тиску є аналогічним до визначення тепловіддачі від повітряних каналів (табл. 3.5). Функцією відгуку є значення перепаду тиску на вході та на виході з блоку ТАМ:

$$\Delta p = p_{\text{вих}} - p_{\text{вх}}, \text{ Па} \quad (3.50)$$

Далі аналогічно попередньому розділу перевіряємо чи потрапляють результати вимірювань в межі довірчого інтервалу (табл. 3.8). Перевірка проведених дослідів відбувається аналогічним чином (табл. 3.9).

Серед знайдених лінійних коефіцієнтів, коефіцієнти  $b_0, b_1, b_2, b_3$  та  $b_{13}$  є більшими заданого значення. Таким чином на значення коефіцієнта тепловіддачі суттєво



впливають усі основні параметри та відношення між об'ємною витратою повітря й відстанню між стінками повітряного каналу.

$$y_{розр} = 39,4 + 18,11 \cdot x_1 + 2,74 \cdot x_2 - 15,67 \cdot x_3 - 7,5 \cdot x_1 \cdot x_3 - 1,45 \cdot x_2 \cdot x_3. \quad (3.51)$$

Таким чином, на значення втрат тиску в заданому діапазоні відсутній значний вплив температури матеріалу ТАМ ( $x_2$ ) та взаємодія факторів матеріалу ТАМ та ширини повітряного каналу ( $x_2 \cdot x_3$ ).

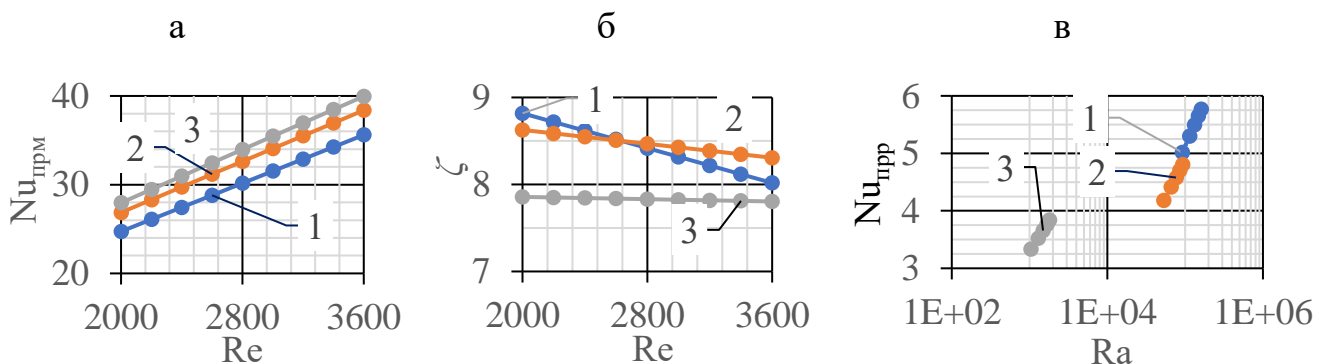


Рис. 3.3. Експериментальні характеристики ЗП-ЕТАО з  $Q_T = 2400$  Вт: а – усереднені значення числа Нуссельта  $Nu_{прм}$  за примусового руху повітря від числа Рейнольдса  $Re$  за діапазону температури  $T_{ТАМ} = 323,15 \dots 423,15$  К ( $50 \dots 150$  °С); б – усереднені значення коефіцієнта місцевого опору  $\zeta$  залежно від числа Рейнольдса  $Re$  за діапазону температури  $T_{ТАМ} = 323,15 \dots 423,15$  К ( $50 \dots 150$  °С); в – усереднені значення числа Нуссельта  $Nu_{прр}$  за природного руху повітря залежно від числа Релея за діапазону температури  $T_{ТАМ} = 423,15 \dots 623,15$  К ( $150 \dots 350$  °С): 1 – для каналів  $S_{кан} = 0,024$  м; 2 – для каналів  $S_{кан} = 0,020$  м; 3 – для каналів  $S_{кан} = 0,016$  м.

### 3.4 Планування експерименту регульованої тепловіддачі приладу за природного руху повітря

На відміну від двох попередніх дослідів, на характер тепловіддачі від внутрішніх каналів за природного руху повітря не впливає значення витрати повітря. Тобто, використовується лише два фактори: температура матеріалу ТАМ,  $T_{ТАМ}$ , К та ширина каналу  $\delta$ , м. Ці величини будуть вхідними параметрами планування експерименту та

позначатися в подальшому відповідно до кодового позначення. Межі параметрів аналогічні табл. 3.10.т Функцією відгуку є значення тепловіддачі від поверхні блоку ТАМ, що контактує з повітрям, яка визначається з формули:

$$\alpha_{\text{прм}} = \frac{Q_{\text{прм}}}{F_{\text{кан}} \cdot (T_{\text{кін}} - T_{\text{поч}}) / \ln\left(\frac{(T_{\text{ТАМ}} - T_{\text{поч}})}{(T_{\text{ТАМ}} - T_{\text{кін}})}\right)}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (3.52)$$

Таблиця 3.8

Матриця результатів дослідження та перевірка необхідної довірчої ймовірності досліді з визначення втрат тиску повітряними каналами ЗП-ЕТАО

№	Рівень факторів								Вихідний параметр			$\bar{y}$	$s_i^2$	$Y_{\min}$	$Y_{\max}$	$Y_{\text{розр}}$
	$x_0$	$x_1$	$x_2$	$x_3$	$x_1x_2$	$x_2x_3$	$x_1x_3$	$x_1x_2x_3$	$y_1$	$y_2$	$y_3$					
1	+	+	+	+	+	+	+	+	37,5	36,2	33,7	35,8	3,730	31,0	40,6	35,6
2	+	+	+	-	+	-	-	-	87,4	86,5	83,8	85,9	3,510	81,2	90,6	84,9
3	+	+	-	+	-	+	-	-	33,3	33,7	31,7	32,9	1,120	30,3	35,5	33,1
4	+	+	-	-	-	-	+	+	76,8	76,3	73,3	75,5	3,583	70,8	80,2	76,5
5	+	-	+	+	-	-	+	-	15,2	14	13,5	14,2	0,763	12,1	16,4	14,4
6	+	-	+	-	-	+	-	+	32,8	33,1	32	32,6	0,323	31,2	34,0	33,7
7	+	-	-	+	+	-	-	+	13	11,7	11,3	12,0	0,790	9,8	14,2	11,8
8	+	-	-	-	+	+	+	-	27,7	26,1	25,1	26,3	1,720	23,0	29,6	25,3

Таблиця 3.9

Параметри для перевірки досліді з визначення втрат тиску повітряними каналами ЗП-ЕТАО

Тип перевірки	Повторюваність та однорідність				Адекватність	
	Критерій Кохрена		Критерій Фішера		Критерій Фішера	
	дійсний	критичний	дійсний	критичний	дійсний	критичний
Значення	0,240	0,5157	11,5	19	2,19	161,40
Висновок	Досліди є повторюваними та однорідними.				Досліди є адекватними.	

Таблиця 3.10

Фактори та інтервали варіювання дослідів з визначення тепловіддачі повітряних каналів ЗП-ЕТАО за природного режиму руху повітря

Назва фактора	Кодове значення	Рівні факторів	
		нижній -1	верхній +1
Температура ТАМ $T_{ТАМ}$ , К (°С)	$x_1$	373,15 (100)	573,15 (300)
Ширина каналу $S$ , м	$x_2$	0,018	0,024

Число дослідів у повному факторному експерименті  $N = 4$ . Складаємо матрицю планування експерименту (табл. 3.11).

Таблиця 3.11

Матриця результатів дослідження та перевірка необхідної довірчої ймовірності дослідів з визначення втрат тиску повітряними каналами ЗП-ЕТАО

№	Рівень факторів				Вихідний параметр			$\bar{y}$	$s_i^2$	$Y_{min}$	$Y_{max}$	$y_{розр}$
	$x_0$	$x_1$	$x_2$	$x_1 \cdot x_2$	$y_1$	$y_2$	$y_3$					
1	+	+	+	+	9,4	9,2	8,9	9,2	0,063	8,5	9,8	9,3
2	+	+	-	-	6,5	6,3	6,4	6,4	0,010	6,2	6,6	6,5
3	+	-	+	-	6,8	6,4	6,3	6,5	0,070	5,8	7,2	6,5
4	+	-	-	+	9,1	9,3	9,6	9,3	0,063	8,7	10,0	9,3

Після відсіювання незначущих коефіцієнтів отримано рівняння регресії

$$y_{розр} = 7,85 + 1,4 \cdot x_1 \cdot x_2. \quad (3.53)$$

Досліди є повторювані, однорідні, а результати адекватні (табл. 3.12).

Отримане рівняння регресії дозволяє визначити втрати тиску секції ЗП-ЕТАО.

Перевірка результатів дослід з визначення втрат тиску

Тип перевірки	Повторюваність та однорідність				Адекватність	
	Критерій Кохрена		Критерій Фішера		Критерій Фішера	
	дійсний	критичний	дійсний	критичний	дійсний	критичний
Значення	0,339	0,7679	7,0	161	0,548	19,38
Висновок	Досліди є повторюваними та однорідними				Результати адекватні	

### 3.5 Промислові дослідження повітряного природно-примусового електротеплоакumuляційного обігрівача

Для дослідження розподілу температури в приміщенні, опалюваному ЗП-ЕТАО, виконано промислові дослідження (рис. 3.4 та рис. 3.5) в насосній ПАТ «Київхліб» Виробничого цеху №1 (м. Київ, вул. Богатирська, 5). Раніше приміщення опалювалось електричними опалювальними приладами прямої дії. За рахунок заміни цих приладів на ЗП-ЕТАО було зменшено експлуатаційні витрати на роботу систем опалення [133].

Наведений нижче опис роботи системи автоматизації ЗП-ЕТАО стосується опалювального періоду 2014–2015 рр. Саме для цього опалювального періоду було обрано значення температури датчиків ТЕ2 та ТЕ4, зазначені нижче. У наступні опалювальні періоди значення температури для цих датчиків було знижено на 1 °С. Робота системи автоматизації починається з визначення температури датчиком ТЕ2. Якщо температура повітря менше 15 °С, регулятор - реєстратор даних ТІС9 формує команду на ввімкнення контактора NS5 і, відповідно, пуск вентилятора ЗП-ЕТАО.

Вентилятор ЗП-ЕТАО засмоктує повітря з приміщення та продуває його через облаштовані в ТАМ канали, де повітря нагрівається. Нагріте повітря подається до обслуговуваного приміщення.

Визначення температури на поверхні стін виконувалося за допомогою датчиків температури (термоперетворювачів опору) тип 204 (Pt100), НПФ «РегМік», Україна (позиції на схемі 24.1...24.8, 25.1...25.8).

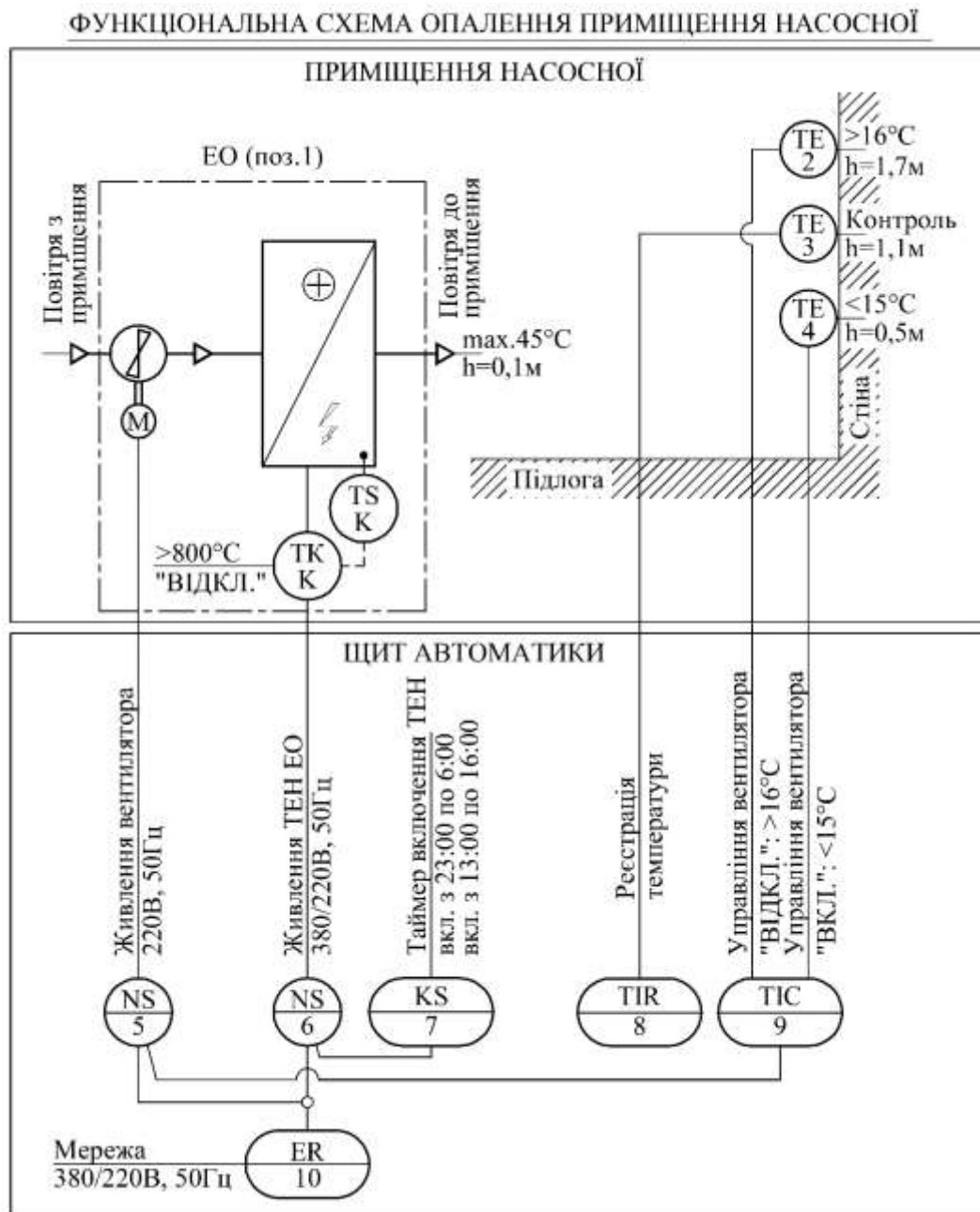


Рис. 3.4 Функціональна схема опалення приміщення та щит автоматики:

1 – ЗП-ЕТАО; 2...4 – датчики температури ТСП-303п (Pt100), діапазон  $-40^{\circ}\text{C} \dots 85^{\circ}\text{C}$ , виробництво НВФ «РегМік», Україна; 5 – контактор однофазний, тип ESB20,  $I_n = 20\text{ A}$ , виробництво АВВ, Німеччина; 6 – контактор трифазний, тип DILM40,  $I_n = 40\text{ A}$ , виробництво ЕАТОН, США; 7 – таймер реального часу двоканальний, тип УТ1, виробництво ОВЕН, Росія; 8 – вимірювач-логер двоканальний, тип І2л, виробництво НІФ «РегМік», Україна; 9 – регулятор-логер двоканальний, тип РП2л, виробництво НІФ «РегМік», Україна; 10 – НІК2301 – лічильник електричної енергії трифазний, тип НІК2301 АП1, прямого приєднання, 5А (100 А), клас точності 1.0, виробництво ТОВ «НІК», Україна

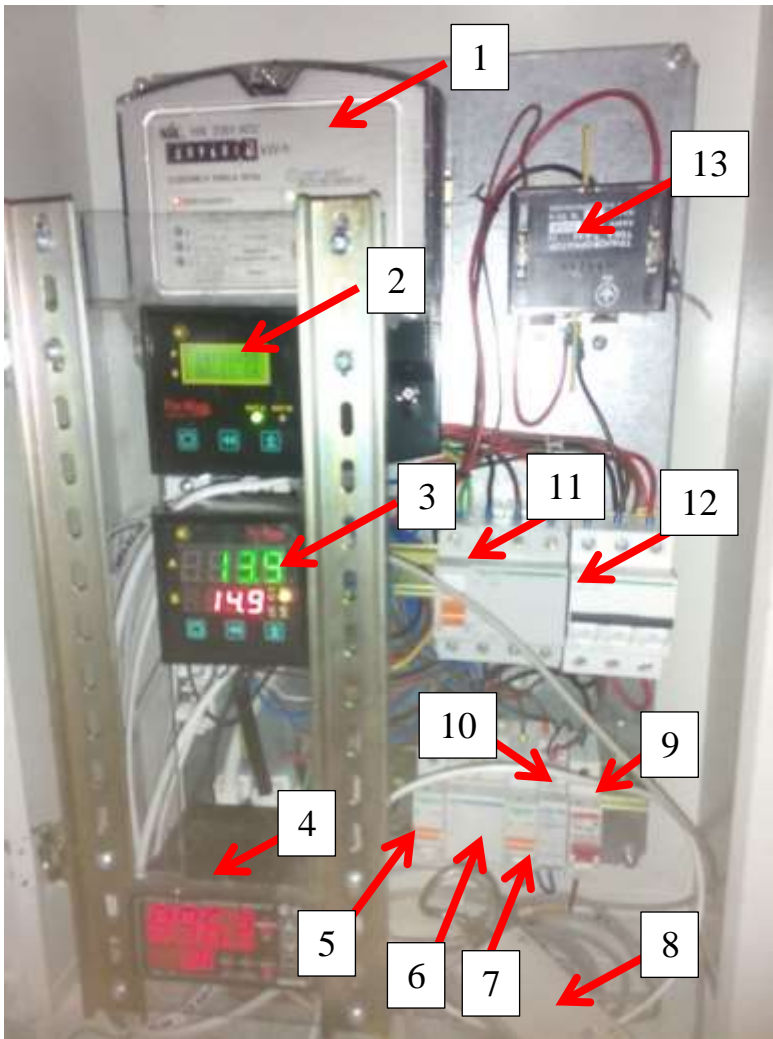


Рис. 3.5. Загальний вигляд щита:

- 1) НІК2301 – лічильник електричної енергії трифазний, тип НІК2301 АП1, прямого приєднання, 5А (100А), клас точності 1.0, виробництво ТОВ «НІК»;
- 2) регулятор-логер двоканальний, тип РП2л, виробництво НПФ «РегМік»;
- 3) вимірювач-логер двоканальний, тип ІІ2л, виробництво НПФ «РегМік»;
- 4) вимірювач параметрів електричної мережі ІМС-Ф1;
- 5) перемикач для подачі живлення на вентилятор;
- 6) диференційне захисне реле (однофазне);
- 7) перемикач для подачі живлення на електричні нагрівачі;

- 8) перетворювач інтерфесів RS485/USB виробництва компанії «Регмік»
- 9) перемикач живлення регулятора-логера (2) та вимірювача-логера (3);
- 10) диференційне захисне реле (однофазне);
- 11) автомат живлення на щит;
- 12) диференційне захисне реле (трифазне); трансформатор струму 100/5 А.

Процес нагріву продовжується до тих пір, поки датчиком температури ТЕ4 не буде зафіксовано підвищення температури повітря понад 16 °С. У цьому випадку регулятор-логер ТІС9 сформує команду на вимкнення контактора NS5 і, відповідно, зупинку вентилятора ЗП-ЕТАО. Робота системи припиниться до моменту зниження температури в зоні датчика температури ТЕ2 до 15 °С, після чого починається новий цикл нагріву приміщення.

Для збору експериментальних даних в системі задіяно вимірювач-логер ТІР8, який фіксує результати вимірювань датчика температури ТЕ3 для отримання даних, які б підвищили коректність математичної обробки даних датчиків ТЕ1 та ТЕ2.

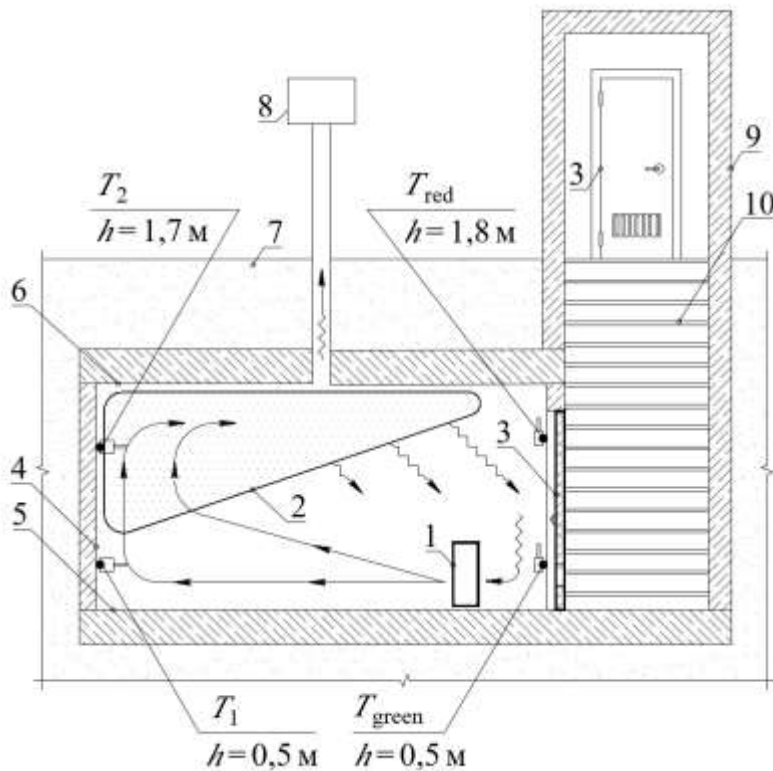


Рис. 3.6 Зона перегріву повітря в приміщенні за примусового руху повітря (ввімкненого вентилятору):

1 – ЗП-ЕТАО; 2 – зона перегріву; 3 – двері; 4 – стіна; 5 – підлога; 6 – стеля; 7 – земляний насип над приміщенням; 8 – короб природної вентиляції; 9 – вхідний тамбур; 10 – сходи.

Цей вимірювач-логер також завдяки системі ПИ485/USB здатний архівувати інформацію з приладу типу «логер» на персональний комп'ютер.

Нагрів теплоакумулюючого матеріалу («зарядження») ЗП-ЕТАО відбувається за командою, яку формує таймер реального часу KS7. Команда від таймера KS7 подається на контактор NS6, який виконує приєднання ЗП-ЕТАО до мережі 380/220В, 50Гц. Часовий проміжок дії команди налаштовано на години економічно вигідного «нічного» тарифу (7 год) і мінімуму споживання підприємства вдень (3 год).

Для вимірювання температури (рис. 3.4) використано датчик ТСП-303п (Pt100), виробництва НПФ «РегМік», Україна. Для накопичення даних використовується логер РП2л, виробництва НПФ «РегМік», Україна.

Датчики Т1 та Т2 відповідають датчикам на схемі автоматизації, що позначені як ТЕ4 та ТЕ2 відповідно. Для забезпечення достовірності даних, отриманих від датчиків Т1 та Т2, було запроваджено систему контролю за вимірюваннями. Ця система складається з автономних реєстраторів температури ЛОГГЕР100-ТВ (виробництва компанії «ОВЕН», Росія). Реєстратори розташовувалися поряд з датчиками Т1 та Т2 і на рис. 2 не показані. Надалі будемо позначати ЛОГГЕР100-ТВ

як T(1) та T(2), які відповідно контролюють показники T1 та T2. Для вимірювання температури з протилежного боку приміщення були встановлені автономні реєстратори температури ЛОГГЕР100-ТВ позначені як T(red) та T(green).

При обробленні інформації для оцінки якості отриманих даних було виявлено та відкинуто ті дані, що виникли внаслідок стороннього впливу на передбачений дослідженням режим роботи ЗП-ЕТАО – відсутність електроенергії, порушення теплового режиму приміщення в періоди проведення регламентних робіт ремонтною бригадою чи відвідування приміщення черговим персоналом тощо. Також дані попередньо аналізувалися на придатність (повноту) для подальшого визначення потрібних параметрів і приймалися у разі узгодженості цієї вимоги. Метою такого підходу було зменшення кількості факторів, які б негативно впливали на змістовність зіставлення отриманих під час дослідження даних з даними аналізу теоретичної моделі ЗП-ЕТАО.

Протягом двох опалювальних сезонів було зареєстровано близько 500000 значень температур (загалом, від семи окремих датчиків). З них після обробки було утворено базу на 75000 синхронізованих у часі вимірювань. Це забезпечило дослідженню достатню кількість інформації для вивчення перебігу процесів нагріву повітря в приміщенні та аналізу особливостей роботи ЗП-ЕТАО.

Графічне порівняння показників, отриманих за допомогою ЛОГГЕРІВ 100-ТВ, з показниками від датчиків, що вимірюють температуру T1 та T2 (рис. 3.7), показує хороший збіг. Це означає прийнятність отриманих даних.

Зміна температури повітря в різних точках приміщення (рис. 3.7 і рис. 3.8) демонструє суттєву відмінність між значенням температур датчиків T1 і T2 та T(green) і T(red). Це вказує на утворення зони перегріву повітря, що знижує енергоефективність опалення.

За відсутності перегріву графіки температур T1 та T2 мали б такий же характер змін, як і графіки температур T(green) і T(red), тобто постійне у часі значення різниці між T(green) і T(red). Для цього слід побудувати допоміжну лінію (рис. 3.8) графіка температури T2', яка б відрізнялася від T1 на деяку постійну величину (на рис. 3.8 T2' показана умовно).



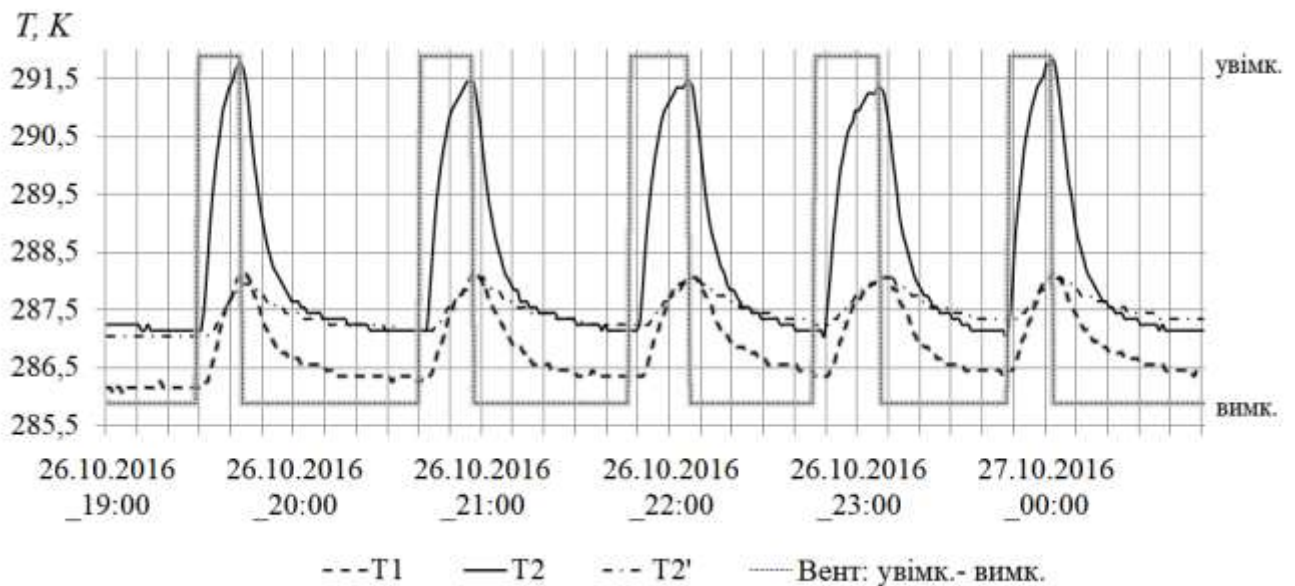


Рис. 3.7. Графік температури залежно від показань датчиків: T1, T2, за значеннями T1 визначено T(1), за значеннями T2 – T(2), К

Для визначення цієї величини необхідно обрахувати статистично достовірну різницю між T1 та T2, коли вентилятор ЗП-ЕТАО не працює, а процес охолодження повітря в приміщенні набуває сталого характеру. Оскільки рис. 3.8 відповідає опалювальному періоду 2016–2017 р. база якого є неповною, було отримано дані з бази даних опалювального періоду 2014–2015 р. відносно кількості періодів  $N$  за яких значення температури T1, не відхилялося більш ніж на  $\pm 0,2$  °C протягом 30 хв.

Періоди сталого характеру температури T1 з найбільшою ймовірністю  $P_i$  ( $P_i = N_i / \sum N_i$ ) припадають на діапазон значень 12,7...13,3 °C. Для відтворення умовної температури T2' приймаємо, що її значення становитимуть  $T2' = T1 + \sum(\Delta T \cdot P_i)$ , де  $\sum(\Delta T \cdot P_i) = 2$  °C. Спираючись на це отримуємо значення різниці температур T2–T2' та кількість періодів перегріву  $N_t$ . Середнє значення температури перегріву (рис. 3.9) становить  $T_{пр} = 1,8$  °C. Кількість циклів нагріву з виявленим перегрівом  $N_t = 1952$ , кількість циклів без перегріву – 14. Сукупна частка тривалості періодів перегріву в опалювальному сезоні 2014–2015 р. – 0,0725 (7,25 %).

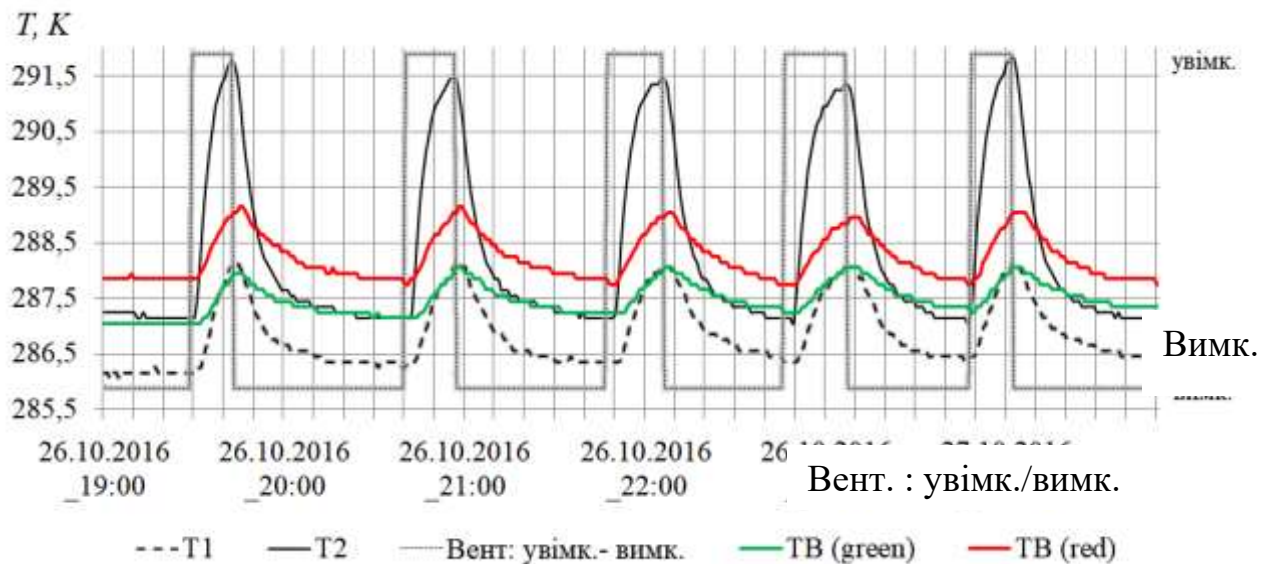


Рис. 3.8. Графіки зміни значень температури в приміщенні за увімкнутого та вимкненого вентилятору, К

Використаємо наведену вище методику для розрахунку середнього значення перегріву в опалювальному сезоні 2015–2016 рр.

Порівняно з попереднім опалювальним сезоном зниження середньої температури перегріву становило  $0,4\text{ }^{\circ}\text{C}$  та тривалість періодів перегріву знизилася на  $7,25 - 6,87 = 0,38\%$ . Відносне зниження тривалості періодів перегріву становило  $(1 - 6,87/7,25) \cdot 100\% = 5\%$ . Таким чином, зниження температури регулювання на  $1\text{ }^{\circ}\text{C}$  позитивно вплинуло на ефективність використання накопиченої енергії.

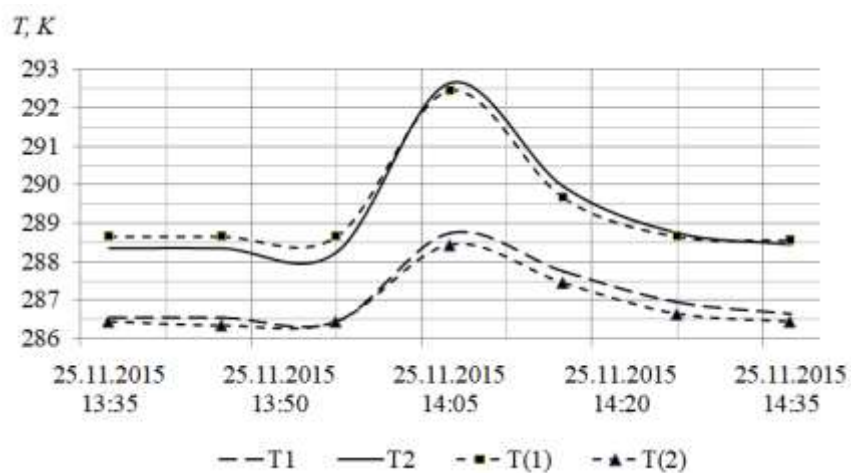


Рис. 3.9. Графік зміни значень температури в приміщенні за увімкнутого та вимкненого вентилятора при зміні температури з постійним градієнтом, К

У даному експерименті замовник придбав вентилятор, що працює лише у двопозиційному режимі. Хоча даний режим не є енергоощадним порівняно з вентиляторами з плавним регулюванням, його використання було викликано бюджетними обмеженнями.

За наведеної в описі установки режиму роботи установки спостерігалася ситуація, за якої в певні години зарядження тепловий потік від приладу забезпечувався протягом порівняно тривалого часу лише за рахунок тепловіддачі від його зовнішніх поверхонь (на період між першою та четвертою годиною ночі, який припадав на «зарядження» ЗП-ЕТАО.).

Спожиту вентилятором протягом доби потужність  $N_{\text{вент (доба)}}$ , кВт·год, визначимо як [44, 67]:

$$N_{\text{вент (доба)}} = \tau_{\text{вент}} \cdot N_{\text{вент (ном)}}, \quad (3.54)$$

де  $\tau_{\text{вент}}$  – тривалість роботи вентилятора, год;

$N_{\text{вент (ном)}}$  – номінальна потужність вентилятора та супутнього йому обладнання, Вт.

За досліджуваних умов  $N_{\text{вент (ном)}} = 57$  Вт. Похибка при визначенні потужності вентилятора становила  $\pm 1$  % за використання приладу КМС-Ф.



Рис. 3.10. Кількість запусків та тривалість роботи вентилятора ЗП-ЕТАО протягом

22 год

Прилад був розроблений для умов  $n_{здр} = 8$  год, що відповідає переважному часу дії дешевого тарифу електроенергії, та  $Q_T = 2,7$  кВт (прилад був налаштований на роботу не на повну потужність). Таким чином для даного приладу  $Q_{ТАЕП}^{\max} = 8 \cdot 2,7 = 21,6$  кВт.

Для визначення цієї величини необхідно обрахувати статистично достовірну різницю між  $T_1$  та  $T_2$ , коли вентилятор ЗП-ЕТАО не працює, а процес охолодження повітря в приміщенні набуває сталого характеру. Середнє значення температури перегріву в опалювальному сезоні 2014–2015 рр. становило  $T_{пр}=1,8$  °С. Кількість циклів нагріву з виявленим перегрівом  $N_t = 1952$ , кількість циклів без перегріву – 14. Сукупна частка тривалості періодів перегріву – 0,0725 (7,25 %).

Використаємо наведену вище методику для розрахунку середнього значення перегріву в опалювальному сезоні 2015–2016 рр., в якому температуру регулювання було знижено на 1 °С. Порівняно з попереднім опалювальним сезоном зниження середньої температури перегріву становило  $T_{пр} = 0,4$  К та тривалість періодів перегріву знизилася на  $7,25 - 6,87 = 0,38$  %. Відносне зниження тривалості періодів перегріву становило  $(1 - 6,87/7,25) \cdot 100 \% = 5$  %. Таким чином, зниження температури регулювання на 1 К позитивно вплинуло на ефективність використання накопиченої енергії.

Методика розрахунку похибки аналогічна наведеній в розділі розрахунку  $Q_{рег}$ .

Похибка вимірювання  $\Delta t$ ,  $\gamma_{\text{ин}} = 6,1$  % для датчика температури повітря ТЕ15 за температури 15 °С, що в абсолютних значеннях становить  $15 \cdot 0,061 = \pm 0,92$  К. Вказане значення складає 50% похибки для сезону 2014–2015 рр., коли значення перегріву становило  $T_{пр}=1,8$  °С, і 200 % похибки для сезону 2015–2016 рр (табл. 3.13). Даний результат вказує на те, що одноразовий прямий вимір температури зони перегріву є неможливим через вкрай високу похибку вимірювального каналу. Достовірне визначення температури перегріву можливе за наявності значного масиву даних та відповідної їх статистичної обробки, яку і було виконано в даній роботі.

## Визначення СКВ вимірювання різниці температур регулювання ЗП-ЕТАО

Джерело похибки	Позн.	Значення $\gamma$	Закон розподілу	Ентропійний коефіцієнт ( $k_s$ )
Датчик температури TE15 повітря за $T = 15\text{ }^\circ\text{C}$	$\gamma_{\text{тд1}}$	1,2	Нормальний	2,066
Датчик температури TE17 повітря за $T = 16\text{ }^\circ\text{C}$	$\gamma_{\text{тд2}}$	1,14	Нормальний	2,066
Вимірювач логер повітря за $T = 15\text{ }^\circ\text{C}$	$\gamma_{\text{тк1}}$	4,33	Рівномірний	1,73
Вимірювач логер повітря за $T = 16\text{ }^\circ\text{C}$	$\gamma_{\text{тк2}}$	4,1	Рівномірний	1,73
Перешкоди в провідниках	$\gamma_{\text{пп}}$	0,1	Арксинусний	1,11
Коливання напруги	$\gamma_{\text{н}}$	0,4	Трикутний	2,02

### 3.6 Висновки

1. Розроблена експериментальна установка для дослідження тепловіддачі та втрат тиску повітряними каналами ЗП-ЕТАО дозволила підтвердити теоретично отримані дані щодо тепловіддачі та втрат тиску повітряними каналами ЗП-ЕТАО. Розбжність не перевищує 6,3 %. Експерименти проводилась за трьох основних параметрів: витрати повітря  $L$ ,  $\text{м}^3/\text{с}$ , температури матеріалу ТАМ  $t_{\text{кан}}$ ,  $^\circ\text{C}$  та ширина каналу  $S$ , м.

2. У результаті проведених досліджень отримано, що на значення коефіцієнта тепловіддачі суттєво впливають усі основні параметри та відношення між об'ємною витратою повітря й відстанню між стінками повітряного каналу. На значення втрат тиску повітряними каналами в рамках проведених експериментів суттєво впливає лише значення витрати повітря

3. Експериментально-дослідницьку систему опалення приміщення з ЗП-ЕТАО впроваджено на ТОВ «Столичний пекарний дім». Система містить комплекс засобів

вимірювання, що дозволяє вивчати розподіл температури в декількох точках приміщення одночасно. Це створило засади для збору даних про роботу ЗП-ЕТАО в реальних умовах. Виявлено, що налаштування температури регулювання приладу впливає на градієнт температури за висотою. Встановлено, що чим нижчою є встановлена температура регулювання приладу, тим нижчим був градієнт. Цей градієнт складає  $1,8 \text{ K/m}$  за температури в приміщенні  $289,15 \text{ K}$  ( $16 \text{ }^\circ\text{C}$ ), причому зниження температура приміщення на  $1 \text{ K}$  зменшувало значення на  $0,4 \text{ K/m}$ .

## РОЗДІЛ 4 ІНЖЕНЕРНА МЕТОДИКА ПІДБОРУ ПОВІТРЯНИХ ПРИРОДНО-ПРИМУСОВИХ ЕЛЕКТРОТЕПЛОАКУМУЛЯЦІЙНИХ ОБІГРІВАЧІВ

Даний розділ присвячено розробленню типоряду та методики інженерного розрахунку ЗП-ЕТАО. Для впровадження приладів у промислове виробництво розроблено їхній типоряд за застосування оптимального матеріалу (магнезиту) та прийнятої форми цегли ТАМ, яка забезпечує високу густину акумулювання теплоти та забезпечення необхідного значення теплового потоку. Для підбору ЗП-ЕТАО розроблена методика для визначення заданої потужності приладу залежно від типу застосовуваного приміщення.

### 4.1 Розроблення типоряду повітряних природно-примусових електротеплоакумуляційних обігрівачів

Відповідно до проведеного аналізу в розділах 2 та 3 було обрано варіант конфігурації цегли (рис. 2.1), з якого утворено типовий блок ЗП-ЕТАО. Цей блок за середньої температури ТАМ 373,15 К (100 °С) забезпечує загальну тепловіддачу від секції близько 400 Вт/секція. Співвідношення нерегульованої та регульованої тепловіддачі становить 26 та 74 % за умови максимального розігріву ТАМ (рис. 4.1)

Габарити ЗП-ЕТАО залежать від розміру обраної цегли та товщини теплоізоляції. Розміром товщини кожуху знехтуємо, Ширина акумуляційного блоку

$$W_{\text{ЗП-ЕТАО}} = W_{\text{ак}} + W_{\text{із}} + W_{\text{дод.блок}}, \text{ м}, \quad (4.1)$$

де  $W_{\text{ак}}$  – ширина акумуляційного блоку, м,

$$W_{\text{ак}} = n_{\text{бл.ш}} \cdot W_{\text{ст}}, \text{ м}; \quad (4.2)$$

$n_{\text{бл.ш}}$  – кількість стандартизованих блоків, згідно [42] кількість блоків ЕТАО становить від 1 до 4;

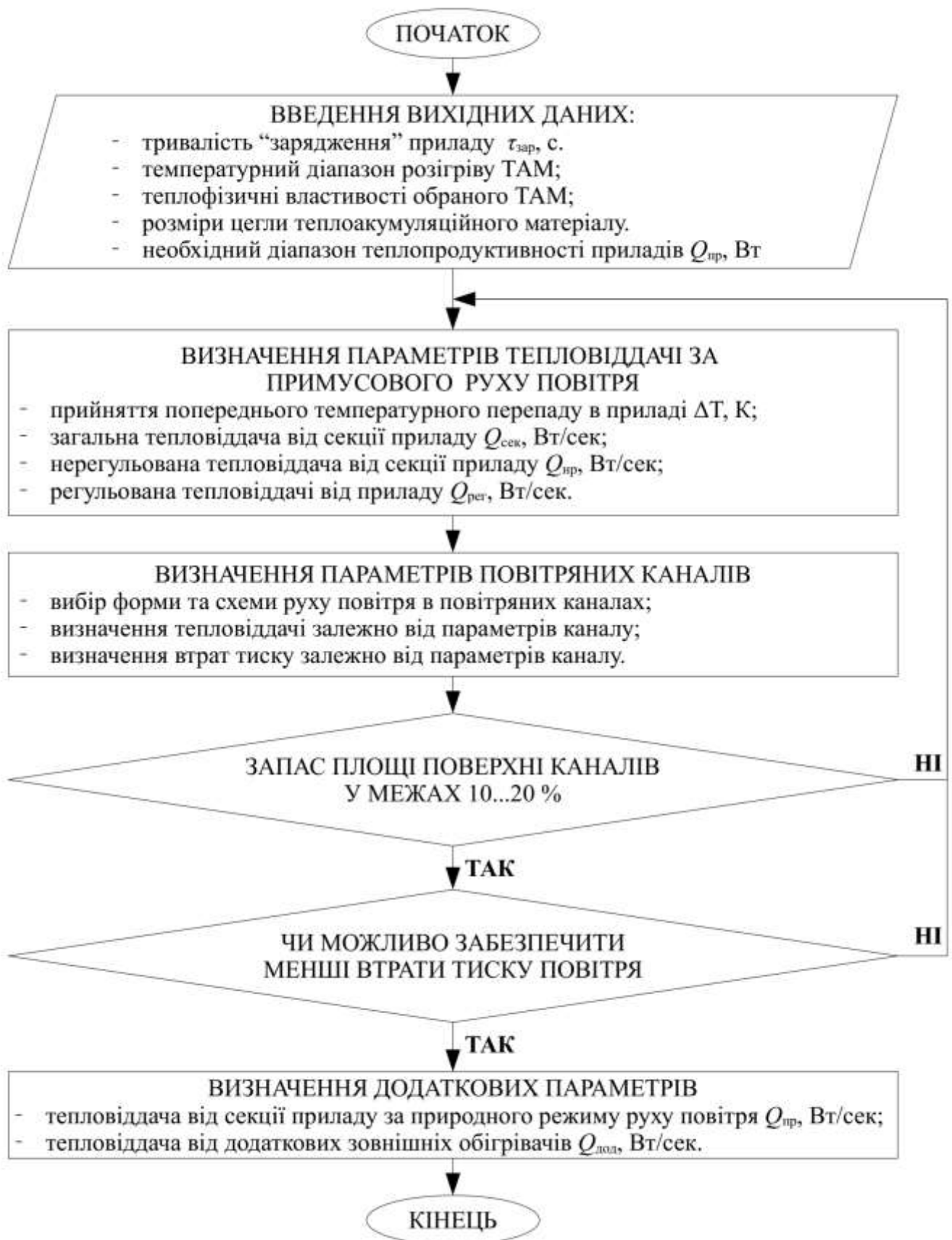


Рис. 4.1. Методика підбору ЗП-ЕТАО



$W_{ст}$  – ширина цегли,  $W_{ст} = 0,27$  м;

$W_{із}$  – ширина теплової ізоляції, м,

$$W_{із} = 2 \cdot W_{ст.із}, \text{ м}, \quad (4.3)$$

$W_{ст.із}$  – товщина прошарку теплоізоляції між акумуляційним блоком та приміщенням,  $W_{із} = 0,05$  м (у випадку застосування теплоізоляції Microtherm);

$W_{дод.блок}$  – ширина додаткового блоку, м,  $W_{дод.блок} = 0,1$  м;

- висота приладу

$$H_{ЗП-ЕТАО} = H_{ак} + H_{із} + H_{підставка}, \text{ м}; \quad (4.4)$$

де  $H_{ак}$  – висота акумуляційного блоку, м,

$$H_{ак} = n_{секц} \cdot H_{ст}, \text{ м}; \quad (4.5)$$

$n_{секц}$  – кількість цегли по висоті,  $n_{секц} = 6$ ;

$H_{ст}$  – висота цегли, м,  $H_{ст} = 0,07$  м;

$H_{із}$  – висота теплової ізоляції, м, розраховується аналогічно  $W_{із}$  з формули (4.1) і значення якої є аналогічним.;

$H_{підставка}$  – висота підставки, м,  $H_{підставка} = 0,15$  м;

- глибина приладу

$$L_{ЗП-ЕТАО} = L_{ак} + L_{із} + L_{кожух}, \text{ м}, \quad (4.6)$$

де  $L_{ак}$  – висота акумуляційного блоку, м:

$L_{ак}$  – висота акумуляційного блоку, м;

$L_{із}$  – висота теплової ізоляції, м.

де  $L_{ак}$ ,  $L_{із}$ ,  $L_{із}$  – відповідно, висота, товщина теплоізоляції та товщина кожуху,  $L_{ак} = 0,18$  мм;  $L_{із} = L_{із} -$

За наведеного значення тепловіддачі від секції розробимо типоряд приладів. Як правило, номінальна потужність сучасних акумуляційних приладів змінюється за арифметичною прогресією [42], оскільки кількість приладів у типоряді є незначною для застосування ряду переважних чисел (геометричної прогресії). Мінімальна кількість тепловіддачі від ЕТАО згідно з [42] становить 800 Вт, що і прийнято за мінімальну потужність блоку

Потрібно зазначити, що оскільки за останні роки зменшилося питоме енергоспоживання приміщень, то, відповідно, знизилася й абсолютне значення потужності приладів. Якщо раніше серії ЕТАО динамічного типу вироблялись у діапазоні номінальної потужності  $P_{ел} = 2...7$  кВт з кроком в 1 кВт, то сьогодні рекомендованими до випуску є серії ЕТАО у діапазоні номінальної потужності  $P_{ел} = 0,8...3,2$  кВт з кроком 0,8 кВт [42].

Аналогічним чином продемонстровано характеристики для запропонованих в роботі ЗП-ЕТАО (табл. 4.1). Хоча продемонстровано значні переваги застосування магnezиту як ТАМ порівняно з іншими варіантами, за відсутності ТАМ можливим є виробництво приладу з інших матеріалів.

Наступним кроком є визначення габаритів та маси приладів. Розмір приладу залежить від використовуваних матеріалів та допоміжних пристроїв. Як було показано в цій роботі, на ринку представлено широке різноманіття ТАМ.

Тому необхідно проаналізувати як зміняться габарити та маса приладів залежно від застосовуваних ТАМ. Оскільки повітряні канали, розташовані в ТАМ, мають фіксовану форму, то за використання ТАМ з меншою здатністю для акумулювання теплоти на одиницю об'єму буде збільшуватися лише глибина та маса приладу. Потрібно розрізняти зміну маси власне блоку ТАМ та маси всього приладу, до якої входять інші складові (теплоізоляція, допоміжні матеріали, вентилятор тощо).

Типоряд ЗП-ЕТАО за номінальною потужністю  $P_{\text{ел}}$ , кВт

Характеристика	Типи приладів			
	ЗП-ЕТАО-0,8	ЗП-ЕТАО-1,6	ЗП-ЕТАО-2,4	ЗП-ЕТАО-3,2
$P_{\text{ел}}$ , кВт	0,8	1,6	2,4	3,2
Кількість секцій	2	4	6	8
$Q_{\text{ак}}$ , кВт·год	4,3	8,5	12,8	17,1
Кількість цеглин	12	24	36	48
Маса цегли, кг	33	61	89	117
Маса приладу, кг	38	67	95	123
Ширина, мм	460	820	1180	1540
Глибина, мм	230			
Висота, мм	700			
$\tau_{\text{ак}}$ , год	8			

#### 4.2 Розроблення методики підбору повітряних природно-примусових електротеплоаккумуляційних обігрівачів

Підбір ЗП-ЕТАО здійснюється аналогічно підбору ЕТАО. У [84, 85] підбір ЕТАО пропонувалося здійснювати на основі рівняння теплового балансу між кількістю спожитої приладом електроенергії та часткою, яка була витрачена на опалення приміщення протягом доби:

$$P_{\text{ел}} \cdot \tau_{\text{зар}} = E_{\text{оп}}^{\text{доба}} + E_{\text{ак}}^{\text{доба}}, \text{Вт} \cdot \text{год}, \quad (4.7)$$

де  $E_{\text{оп}}^{\text{доба}}$  – кількість теплоти, витрачена ЗП-ЕТАО для опалення приміщення, Вт·год;

$E_{\text{ак}}^{\text{доба}}$  – кількість теплоти, яка акумульована в ЗП-ЕТАО та не витрачена до початку наступного «зарядження», Вт·год.

У випадку, коли витрачається вся накопичена теплота ( $E_{об}^{доба} = 0$  Вт·год)

$$P_{ел} \cdot \tau_{зар} = E_{об}^{доба}, \text{Вт} \cdot \text{год}. \quad (4.8)$$

Оскільки прилади, як правило, підбирають залежно від значення їхньої потужності  $P_{ел}$ , Вт, то перепишемо рівняння як

$$P_{ел} = E_{об}^{доба} / \tau_{зар}, \text{Вт}. \quad (4.9)$$

За відомого значення періоду «зарядження» приладу  $\tau_{зар}$ , год, та за типоряду приладів, що працюють за вказаного періоду зарядження, необхідно обрати такий, прилад, який би задовольняв добову потребу в теплоспоживанні

$$E_{об}^{доба} = z_{пр} \cdot \tau_{доба} \cdot Q_{тепл}, \text{Вт} \cdot \text{год}, \quad (4.10)$$

де  $z_{пр}$  – коефіцієнт для перерахунку тепловтрат приміщення в середнє за добу значення потреби в теплоті у приміщенні;

$Q_{тепл}$  – розрахункове значення тепловтрат приміщення, Вт.

Розрахунки за наведеними формулами зведемо до рівняння:

$$P_{ел} = z_{пр} \cdot (\tau_{доба} / \tau_{зар}) \cdot Q_{тепл}, \text{Вт}. \quad (4.11)$$

Визначення параметра  $z_{пр}$  залежить від призначення обслуговуваного приміщення (житлове чи нежитлове). Для житлового приміщення згідно [142]

$$z_{пр}^{житл} = K_{вент} \cdot K_{розм} \cdot z_{ж} \cdot \gamma, \quad (4.12)$$

- де  $K_{\text{вент}}$  – коефіцієнт, що враховує наявність вентилятора в ЕТАО,  $K_{\text{вент}} = 0,85$  [142];
- $K_{\text{розм}}$  – коефіцієнт, що враховує необхідну тепловіддачу приладу залежно від його розміщення;
- $z_{\text{ж}}$  – коефіцієнт, що враховує необхідну кількість теплонадходжень протягом доби, отриманий з урахуванням інфільтрації, заданої тривалості періоду роботи опалення та деяких інших факторів;
- $y$  – коефіцієнт, що враховує наявність частки прямого обігріву в забезпеченні теплового режиму приміщення.

Значення коефіцієнту  $z_{\text{ж}}$  представлені у [142]. Їх визначають залежно від типу приміщення та від рівня теплоізоляції огорожувальних конструкцій (теплових втрат приміщення). Чим меншими є тепловтрати приміщення, тим меншим є коефіцієнт  $z_{\text{ж}}$ .

Значення  $y$  визначається за емпіричною залежністю [142]:

$$y = 1 - K_y \sqrt{SD}, \quad (4.13)$$

де  $K_y$  – коефіцієнт, що залежить від типу приміщення;

$SD$  – частка теплової енергії, яка отримана в години, відмінні від часу дії ПТЕ, протягом опалювального сезону, %.

Для інших типів приміщень рекомендовано використовувати методику з [141]:

$$z_{\text{пр}}^{\text{житл}} = K_{\text{прим}} \cdot K_{\text{розм}} \cdot z_{\text{огр}} \cdot y, \quad (4.14)$$

де  $z_{\text{огр}}$  – понижувальний коефіцієнт, що залежить від теплонадходжень до приміщення та теплової стійкості огорожуючих конструкцій, а саме

$$z_{\text{огр}} = 1 - \left( Q_{\text{надх}} / Q_{\text{огородж}} \right) - R, \quad (4.15)$$

$R$  – коефіцієнт, що враховує теплову стійкість будівлі та залежить від типу огорожувальних конструкцій будівлі.

Підбір необхідно здійснювати таким чином, аби відношення добової теплопродуктивності ЗП-ЕТАО складало 1,05...1,15 щодо добового теплоспоживання приміщення [21, 99].

Запропонована методика дозволяє підбирати доцільний типорозмір та кількість ЗП-ЕТАО, що забезпечує можливість широкого впровадження електротеплоакумуляційного опалення задля підвищення ефективності системи виробництво – постачання – споживання електроенергії шляхом більш повного споживання виробленої електроенергії (рис. 4.2).

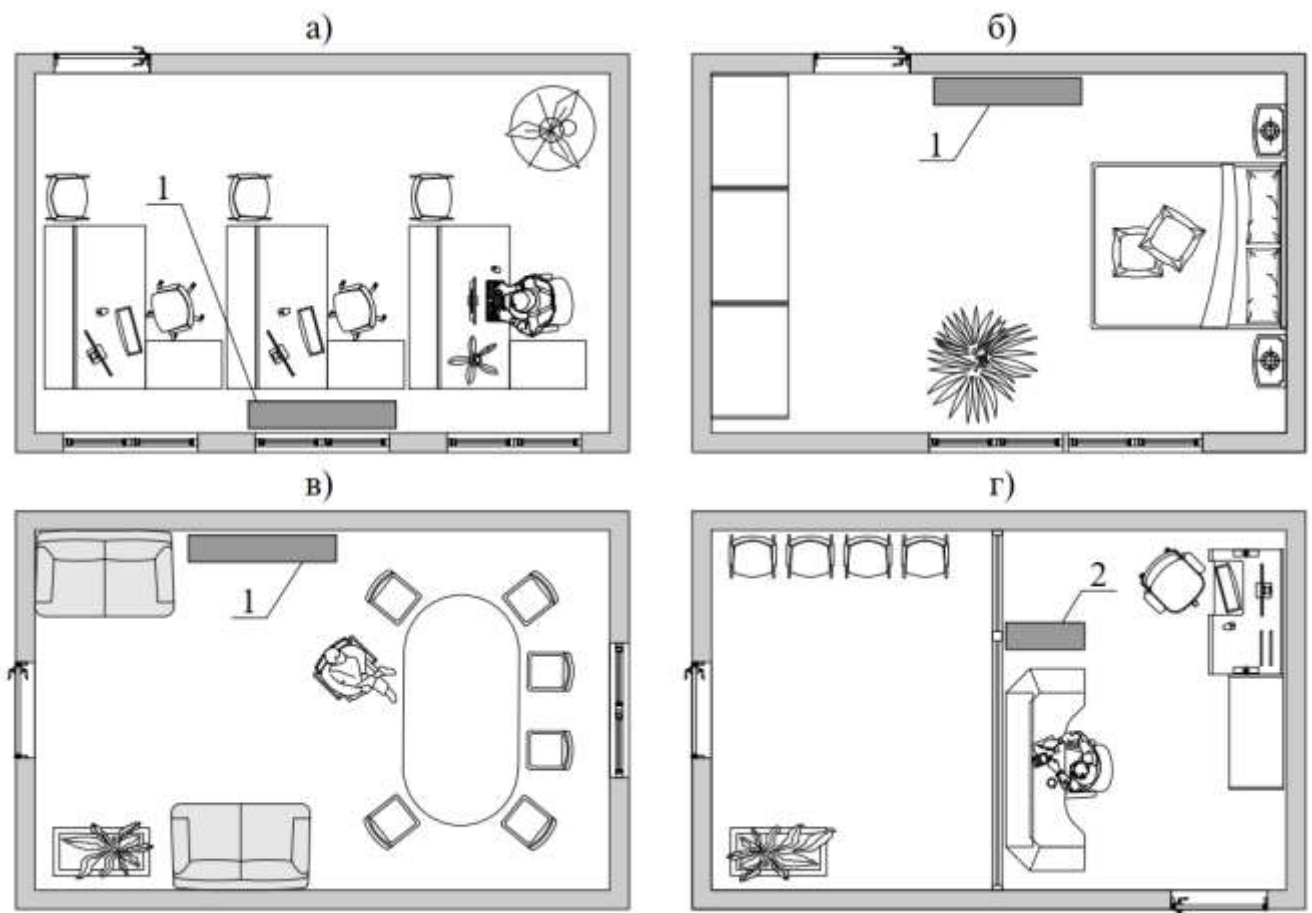


Рис. 4.2. Типи розміщення ЗП-ЕТАО: 1 – ЗП-ЕТАО: а) офіс (біля вікна); б) спальня (біля стінки, протилежної до вікна); в) кімната для засідань (біля стіни, розміщеної поряд з вікном); г) банківське приміщення (в центрі приміщення).

Приклад спрощеного підбору

$q_{\text{огородж}}, \text{Вт/м}^2$	$F, \text{м}^2$	$z$	$R_{\text{пр}}, \text{Вт}$	Кількість приладів
50	30	0,8	4110	3 штуки ЗП-ЕТАО1600
40	20	0,5	1370	ЗП-ЕТАО-1600

### 4.3 Висновки

1. Розроблений на підставі проведених наукових досліджень з урахуванням вимог нормативних документів у галузі стандартизації та дійсних промислових зразків схожого по типу обладнання типоряд ЗП-ЕТАО забезпечує їхнє промислове виробництво.

2. Створена на підставі теоретичних та експериментальних досліджень методика інженерного розрахунку дозволяє визначати необхідну кількість та потужність ЗП-ЕТАО в системі акумуляційного електроопалення.

## РОЗДІЛ 5 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПОВІТРЯНИХ ПРИРОДНО-ПРИМУСОВИХ ЕЛЕКТРОТЕПЛОАКУМУЛЯЦІЙНИХ ОБІГРІВАЧІВ

Даний розділ присвячено техніко-економічному обґрунтуванню впровадження ЗП-ЕТАО. Виконано техніко-економічний аналіз вартості ЕТАО інших виробників та виконано оцінку вартості ЗП-ЕТАО за умови виробництва їх в Україні. Наведено термін окупності ЗП-ЕТАО порівняно з альтернативними варіантами систем опалення за стандартних годин дії пільгового тарифу на електроенергію. Запропоновано та економічно обґрунтовано доцільність додаткового денного «зарядження» приладу.

### 5.1 Визначення терміну окупності повітряних природно-примусових електротеплоаккумуляційних обігрівачів за стандартних умов «зарядження»

Як правило, порівняння економічної доцільності здійснюють за повною вартістю системи

$$B_{\text{сист}} = B_{\text{вст}} + B_{\text{експ}}, \text{ грн}, \quad (5.1)$$

де  $B_{\text{вст}}$  – вартість встановлення системи, грн;

$B_{\text{експ}}$  – вартість експлуатації системи за період експлуатації системи, грн.

Порівняння вартості будемо виконувати без урахування коштів на обслуговування цих систем [18], а саме

$$B_{\text{експ}} = \sum_{r=0}^n \frac{B_{\text{енерг},r} (1+k)^n}{(1+E)^r}, \text{ грн}, \quad (5.2)$$

де  $n$  – це термін, на який проводиться розрахунок, роки;



- $r$  – рік розрахунку, рік;  
 $E$  – ставка дисконтування;  
 $k$  – коефіцієнт приросту цін на енергоносії;  
 $B_{\text{енерг},r}$  – вартість системи опалення, грн/рік.

Виконаємо моделювання, якщо прийняти для всіх випадків коефіцієнт приросту цін на енергоносії  $k = 0$ . Ставку дисконтування проаналізуємо як за простого розрахунку терміну окупності, тобто  $E = 0\%$ , так і при  $E = 3\%$  [118],  $E = 10\%$  [8] та  $E = 22\%$  [16]. Термін, на який будуть розраховані дані системи, оцінимо як 20 років [118], хоча розглянуті прилади часто експлуатують довше.

Визначення терміну окупності ЗП-ЕТАО залежить від двох чинників:

- вартості приладу  $B_{\text{пр}}$ , грн;
- вартості експлуатації приладу за період його використання  $B_{\text{експ}}$ , грн.

Перш ніж аналізувати наведені абсолютні чинники потрібно проаналізувати їх питоми значення:

- питому вартість встановлення приладу  $b_{\text{ЕО}}$ , грн/кВт;
- щорічне питоме значення вартості опалення  $b_{\text{експ}}$ , грн/(кВт·рік).

Це полегшить порівняння ЗП-ЕТАО з альтернативними системами опалення за однакового розрахункового значення теплопоспоживання приміщення. Перш ніж визначити вартість ЗП-ЕТАО, розглянемо традиційні ЕТАО, представлені на ринку України. Питома вартість зазначених приладів визначена як

$$b_{\text{пр}} = B_{\text{пр}} / Q_{\text{пр}}, \text{ грн/кВт}; \quad (5.3)$$

де  $B_{\text{пр}}$  – вартість приладу, грн;

$Q_{\text{пр}}$  – теплова потужність приладу, кВт,

$$Q_{\text{пр}} = P_{\text{ел}} \cdot \frac{1}{z_{\text{пр}}} \cdot \frac{\tau_{\text{зар}}}{\tau_{\text{доба}}} \cdot \left( \frac{U_{\text{пр}}}{U_{\text{мережа}}} \right)^2, \text{ Вт}, \quad (5.4)$$

де  $U_{\text{пр}}$  – напруга приладу, згідно з даними виробника, В;

$U_{\text{мережа}}$  – розрахункова напруга в мережі, В.

Для аналізу (рис. 5.1) було прийнято як прилади закордонного виробництва, так і вироби вітчизняного виробництва АЭТ (Теплотехника). Згідно з цими даними можливо зробити такі висновки. По-перше, вартість приладів, вироблених в Україні, буде значно меншою за закордонні. По-друге, значення питомої вартості приладу закордонних виробників суттєво залежить від абсолютної вартості приладу. Приймаємо, що питома вартість ЗП-ЕТАО складає 12 000 грн/кВт.

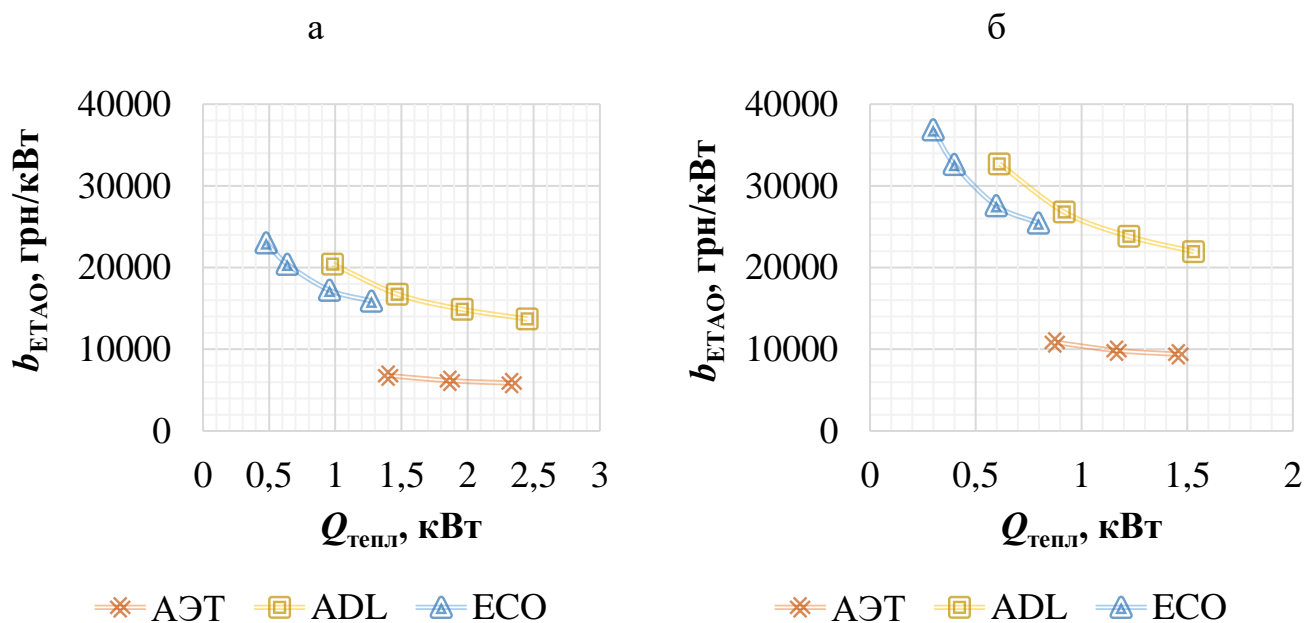


Рис. 5.1. Зміна питомої вартості ЕТАО з примусовим рухом повітря за  $\tau_{\text{зар}} = 7$  год та  $z_{\text{пр}}$ : а – 0,5 та б – 0,8.

Перш за все, необхідно визначити доцільність переходу на системи електричного теплоаккумуляційного опалення. Для цього потрібно перевірити, чи існує економія експлуатаційних коштів за використання запропонованої системи електричного теплоаккумуляційного опалення порівняно з альтернативним варіантом. Альтернативним варіантом у цій роботі розглянуті:

- система акумуляційного електричного опалення з ЗП-ЕТАО;

- система прямого електроопалення;
- система центрального опалення;
- система газового опалення;
- система теплонасосного теплопостачання.

Оскільки вартість енергії в Україні суттєво змінюється, то прийняті значення в роботі відповідатимуть таким, що взяті з періоду, наведеного в [43], що також відповідає часу впровадження приладу ЗП-ЕТАО на підприємстві ТОВ «Столичний пекарний дім». Вартість використання цими системами енергетичних ресурсів приведено до єдиного значення  $B_{\text{варт}}$ , грн/(МВт·год).

Таблиця 5.1

Питома вартість енергетичних ресурсів залежно від типу джерела енергії

Тип постачання	$B_{\text{варт}}$ , грн/(МВт·год)	$\Delta B_{\text{ек}}$ , грн/(МВт·год)	$\Delta B_{\text{відн. (ек.)}}$ , %
Акумуляційне електроопалення з ПЗ-ЕТАО	540	–	–
Пряме електроопалення	2157	1618	75
Центральне опалення	1150	611	53
Газове опалення	892	352	40
Тепловий насос	539	77...540	12...50

Розмірність  $B_{\text{варт}}$ , грн/(МВт·год), наведена згідно з наведеними компаніями величинами [43]. Між зазначеними величинами є суттєва відмінність: вартість використання електроенергії, як і центрального опалення, вказана на одиницю спожитої потужності, у той час як для газового опалення вказана вартість газу.

При визначенні вартості експлуатації ЗП-ЕТАО, що використовують вентилятор, потрібно враховувати енергоспоживання вентилятора

$$B_{\text{прм}} = B_{\text{оп}} + B_{\text{вент}}, \text{ грн/(МВт} \cdot \text{год)}. \quad (5.5)$$

У випадку прямих електричних систем опалення прийнято, що вся спожита ними електроенергія була перетворена в теплоту. Також в усіх випадках умовно вважаємо, що незалежно від обраної системи опалення буде спожита однакова кількість теплоти.

У випадку електроопалення та центрального опалення питому вартість визначаємо простою зміною одиниць вимірювання.

У випадку систем газового опалення використовуємо формулу:

$$B_{\text{газ}} = \frac{b_{\text{газ}}}{1000} \cdot \frac{1}{Q_{\text{н.р.}}} \cdot \frac{1}{\eta_{\text{газ}}}, \quad (5.6)$$

де  $Q_{\text{н.р.}}$  – нижча теплота спалювання газу, приймається  $Q_{\text{н.р.}} = 34 \text{ МДж/м}^3$ ;

$\eta_{\text{газ}}$  – ККД газового котла, прийнято  $\eta_{\text{газ}} = 0,95$ .

Вартість електроенергії в нічні години:

$$b_{\text{н.ел}} = k_{\text{тф}} \cdot b_{\text{ел}}, \quad (5.7)$$

де  $k_{\text{тф}}$  – тарифний коефіцієнт, для непобутових споживачів – 0,25.

Вартість теплоти від теплового насоса (ТН) залежить від коефіцієнта перетворення енергії COP. Це значення сильно коливається залежно конструкції, моделі теплового насоса та температурних умов: у [16] – COP = 2; у [55] – для сучасних повітряних ТН COP = 3,5; в [153] для ТН центральних систем тепlopостачання COP = 2,8...3.

Для подальшого аналізу приймаємо, що споживач використовує ТН за умови однозонного тарифу, а COP коливається в межах 2...3,5. Оскільки споживання енергії в такому разі зменшується, то:

$$b_{\text{ТН}} = \frac{b_{\text{ел}}}{\text{COP}}. \quad (5.8)$$

Таким чином, COP можна розглядати як коефіцієнт, зворотній значенню  $k_{\text{тф}}$ . У такому разі використання ТН буде лише тоді вигідним, коли  $\text{COP} > (1/k_{\text{тф}})$ . Для побутових споживачів  $(1/k_{\text{тф}}) = (1/0,25) = 4$ . Тобто за прийнятого діапазону  $\text{COP} = 2 \dots 3,5$  використання тризонного тарифу для роботи систем опалення є завжди вигідним для побутових споживачів. Проте окрім експлуатаційних коштів тут необхідно враховувати й такі фактори, як капітальні вкладення, експлуатаційну надійність, особливості електроопалення в тому чи іншому регіоні тощо [153].

Для коректного порівнянні наведемо вказані величини до єдиного показника розмірності, а саме до питомої вартості одиниці виробленої енергії  $B$ , грн/(МВт·год).

У результаті всі величини були зведені до єдиних одиниць вимірювань. Зазначимо, що ці розрахунки (табл. 5.1) мають наближений характер, оскільки не враховують імовірні перевитрати теплової енергії системами, що також позначатиметься на їхній вартості.

Визначимо, заощадження при використанні електричного акумуляційного опалення (за використання електроенергії винятково в період дії пільгового тарифу на електроенергію). Всі порівняння будемо виконувати для тризонного тарифу на електроенергію для випадку різниці вартості 1 МВт·год енергії:

$$\Delta B_{\text{ек}} = B_i - k_{\text{тф}} \cdot B_{\text{н.ел}}, \text{ грн}/(\text{МВт} \cdot \text{год}) \quad (5.9)$$

де  $B_i$  – вартість  $i$ -ого джерела теплової енергії, грн/(МВт·год).

Визначимо й відносне заощадження експлуатаційних коштів

$$\Delta B_{\text{відн.}(ек.)} = \frac{B_{\text{поч}} - B_{\text{н.ел}}}{B_{\text{поч}}} \cdot 100\%. \quad (5.10)$$

Обчислення, наведені в табл. 5.1, свідчать, що в майже в усіх випадках має місце зменшення експлуатаційної вартості систем опалення.

Визначимо тепловий потік протягом опалювального сезону на одиницю розрахункових тепловтрат приміщення для умов м. Києва, а саме за тривалості опалювального періоду 187 діб та 40 % використання встановленої потужності опалення згідно з [17, 24, 25]. Отримаємо, що умовна потужність, витрачена на 1 кВт встановленої теплової потужності обладнання  $q_{ум}$ , МВт·год/кВт<sub>(тепл.)</sub>, становитиме [43]:

$$q_{ум} = 0,4 \cdot 187 \cdot 24 \cdot 1 = 1795 \frac{\text{кВт} \cdot \text{год}}{\text{кВт}_{(тепл.)}} = 1,795 \frac{\text{МВт} \cdot \text{год}}{\text{кВт}_{(тепл.)}}. \quad (5.11)$$

Для ставок дисконтування від 0 до 22 % термін окупності становить від 2 до 3 років за відомої вартості ЗП-ЕТАО продемонструвало, що термін їхньої окупності порівняно з системами прямого електричного опалення становить менше двох років.

## 5.2 Уточнення терміну окупності повітряних природно-примусових електротеплоаккумуляційних обігрівачів за наявності додаткового «зарядження»

Якщо додаткове «зарядження» приладу здійснюється в період дії ПТЕ, то користувач лише заощаджує. В іншому разі необхідно перевірити, чи подібне заощадження капітальних коштів є виправданим з економічної точки зору внаслідок зростання експлуатаційних коштів на забезпечення роботи розглянутих приладів.

Якщо не враховувати теплову інерцію будівель, визначимо температуру зовнішнього повітря, за якої відсутня потреба в денному «зарядженні» приладу залежно від тривалості додаткового та нічного «зарядження» [28]:

$$t_{зовн.(нічн)} = t_{вн} + \frac{\tau_{зар.(інш.)}}{\tau_{зар.(дод.)}} (t_{вн} - t_{зовн}). \quad (5.12)$$

де  $t_{\text{зовн.}(нічн)}$  – температура зовнішнього повітря, нижче значень якої виникатиме потреба у додатковому «зарядженні» ЗП-ЕТАО, °С (табл. 5.3);

$t_{\text{вн.}}$  – значення температури внутрішнього повітря приміщення, °С;

$t_{\text{зовн.}}$  – розрахункове значення температури зовнішнього повітря, °С.

Витрати теплоти  $Q_{\text{дод}}$ , Вт, які будуть тарифікуватися за тарифом денного «зарядження», визначатиметься з рівняння:

$$Q_{\text{дод}} = \sum_{i=t_{\text{зовн.}(нічн)}}^{t_{\text{зовн.}}} \tau_i \cdot (Q_i - Q_{\text{зовн.}(нічн)}), \quad (5.13)$$

де  $\tau_i$  – тривалість проміжків температури в діапазоні  $t_{\text{зовн.}(нічн)} \dots t_{\text{зовн.}}$ , ГОД;

$Q_i$  – розрахункове споживання теплової енергії протягом доби, Вт;

$Q_{\text{зовн.}(нічн)}$  – максимальне виробництво теплової енергії в години нічного «зарядження», Вт.

Уведемо параметр  $q_{\text{град}}$ , Вт/°С, що характеризує співвідношення питомих тепловтрат на одиницю перепаду температури між температурою приміщення  $t_{\text{вн.розр}}$ , °С, та температурою навколишнього середовища  $t_{\text{зовн.розр}}$ , °С, (табл. 5.2)

$$q_{\text{град}} = Q_{\text{тепл}} / (t_{\text{вн.розр}} - t_{\text{зовн.розр}}), \text{ Вт/°С.} \quad (5.14)$$

Тепер представимо параметр  $z_{\text{експ}}$ , що характеризує співвідношення тепловтрат протягом доби за змінної температури внутрішнього приміщення до значення тепловтрат протягом доби за постійної температури внутрішнього повітря

$$z_{\text{експ}} = \frac{\tau_{\text{експ}} \cdot (t_{\text{вн.розр}} - t_{\text{зовн.розр}}) + (\tau_{\text{доба}} - \tau_{\text{експ}}) \cdot (t_{\text{вн.зн}} - t_{\text{зовн.розр}})}{\tau_{\text{доба}} \cdot (t_{\text{вн.розр}} - t_{\text{зовн.розр}})}. \quad (5.15)$$

де  $\tau_{\text{експ}}$  – тривалість періоду, за якого температура в приміщенні дорівнює  $t_{\text{вн.розр}}$ , ГОД;

$t_{\text{вн.зн}}$  – значення зниженої температури внутрішнього повітря, °С.

Зниження необхідної встановленої потужності  $E$ , %, визначатимемо як:

$$E = (1 - z_{\text{експ}}) \cdot 100\%. \quad (5.16)$$

Згідно з ДБН В.2.5–67:2013 «Опалення, вентиляція та кондиціонування» температуру повітря в приміщенні упродовж періоду їхнього невикористання можливо знижувати не більше, ніж на 4 °С від нормованої температури, але не нижче ніж 12 °С у житлових, громадських та адміністративно-побутових будівлях. Однак, зустрічаються й відмінні підходи: так, в [95] наводились рекомендації зі зниження температури до 10...14 °С.

Відносна мінімальна економія маси ТАМ  $m_{\tau(\text{дод}).\text{min}}$ , %:

$$m_{\tau(\text{дод}).\text{min}} = \left( 1 - \frac{(\tau_{\text{доба}} - \tau_{\text{зар(дод)}})}{(\tau_{\text{доба}} - \tau_{\text{зар(нічн)}})} \right) \cdot 100 \%. \quad (5.17)$$

Максимальне заощадження маси ТАМ,  $m_{\text{дод}}$ , кг:

$$m_{\text{дод},\text{max}} = m_{\text{нічн}} \frac{\tau_{\text{зар(інш)}}}{\tau_{\text{зар(нічн)}}} \cdot \frac{(\tau_{\text{доба}} - \tau_{\text{зар(дод)}})}{(\tau_{\text{доба}} - \tau_{\text{зар(нічн)}})}. \quad (5.18)$$

Відповідно, відносна максимальна економія по масі ТАМ  $m_{\tau(\text{дод}).\text{max}}$ , %:

$$m_{\tau(\text{дод}).\text{max}} = \left( 1 - \frac{\tau_{\text{зар(інш)}}}{\tau_{\text{зар(нічн)}}} \cdot \frac{(\tau_{\text{доба}} - \tau_{\text{зар(дод)}})}{(\tau_{\text{доба}} - \tau_{\text{зар(нічн)}})} \right) \cdot 100 \%. \quad (5.19)$$

За розглянутих періодів «зарядження» визначимо максимальну та мінімальну економію маси ЗП-ЕТАО (рис. 5.2, табл. 5.3).



Далі перейдемо до зниження вартості електричних нагрівачів та теплової ізоляції разом з супутніми елементами. Потужність електричних нагрівачів ЗП-ЕТАО за додаткового «зарядження» в денні години:

Таблиця 5.2

Розрахункове значення температури зовнішнього повітря за якої буде потрібне додаткове «зарядження» в денні години  $t_{\text{зовн.}(нічн)}, ^\circ\text{C}$

$\tau_{\text{зар.}(нічн.)}$ , ГОД	$\tau_{\text{зар.}(інш.)}$ , ГОД	$t_{\text{вн.}}$ , $^\circ\text{C}$	$t_{\text{зовн.}}, ^\circ\text{C}$								
			-10	-15	-20	-21	-22	-23	-24	-25	
7	2	16	-4,2	-8,1	-12,0	-12,8	-13,6	-14,3	-15,1	-15,9	
		18	-3,8	-7,7	-11,6	-12,3	-13,1	-13,9	-14,7	-15,4	
		20	-3,3	-7,2	-11,1	-11,9	-12,7	-13,4	-14,2	-15,0	
	3	16	-2,2	-5,7	-9,2	-9,9	-10,6	-11,3	-12,0	-12,7	
		18	-1,6	-5,1	-8,6	-9,3	-10,0	-10,7	-11,4	-12,1	
		20	-1,0	-4,5	-8,0	-8,7	-9,4	-10,1	-10,8	-11,5	
	4	16	-0,5	-3,7	-6,9	-7,5	-8,2	-8,8	-9,5	-10,1	
		18	0,2	-3,0	-6,2	-6,8	-7,5	-8,1	-8,7	-9,4	
		20	0,9	-2,3	-5,5	-6,1	-6,7	-7,4	-8,0	-8,6	
	8	2	16	-4,8	-8,8	-12,8	-13,6	-14,4	-15,2	-16,0	-16,8
			18	-4,4	-8,4	-12,4	-13,2	-14,0	-14,8	-15,6	-16,4
			20	-4,0	-8,0	-12,0	-12,8	-13,6	-14,4	-15,2	-16,0
3		16	-2,9	-6,5	-10,2	-10,9	-11,6	-12,4	-13,1	-13,8	
		18	-2,4	-6,0	-9,6	-10,4	-11,1	-11,8	-12,5	-13,3	
		20	-1,8	-5,5	-9,1	-9,8	-10,5	-11,3	-12,0	-12,7	
4		16	-1,3	-4,7	-8,0	-8,7	-9,3	-10,0	-10,7	-11,3	
		18	-0,7	-4,0	-7,3	-8,0	-8,7	-9,3	-10,0	-10,7	
		20	0,0	-3,3	-6,7	-7,3	-8,0	-8,7	-9,3	-10,0	

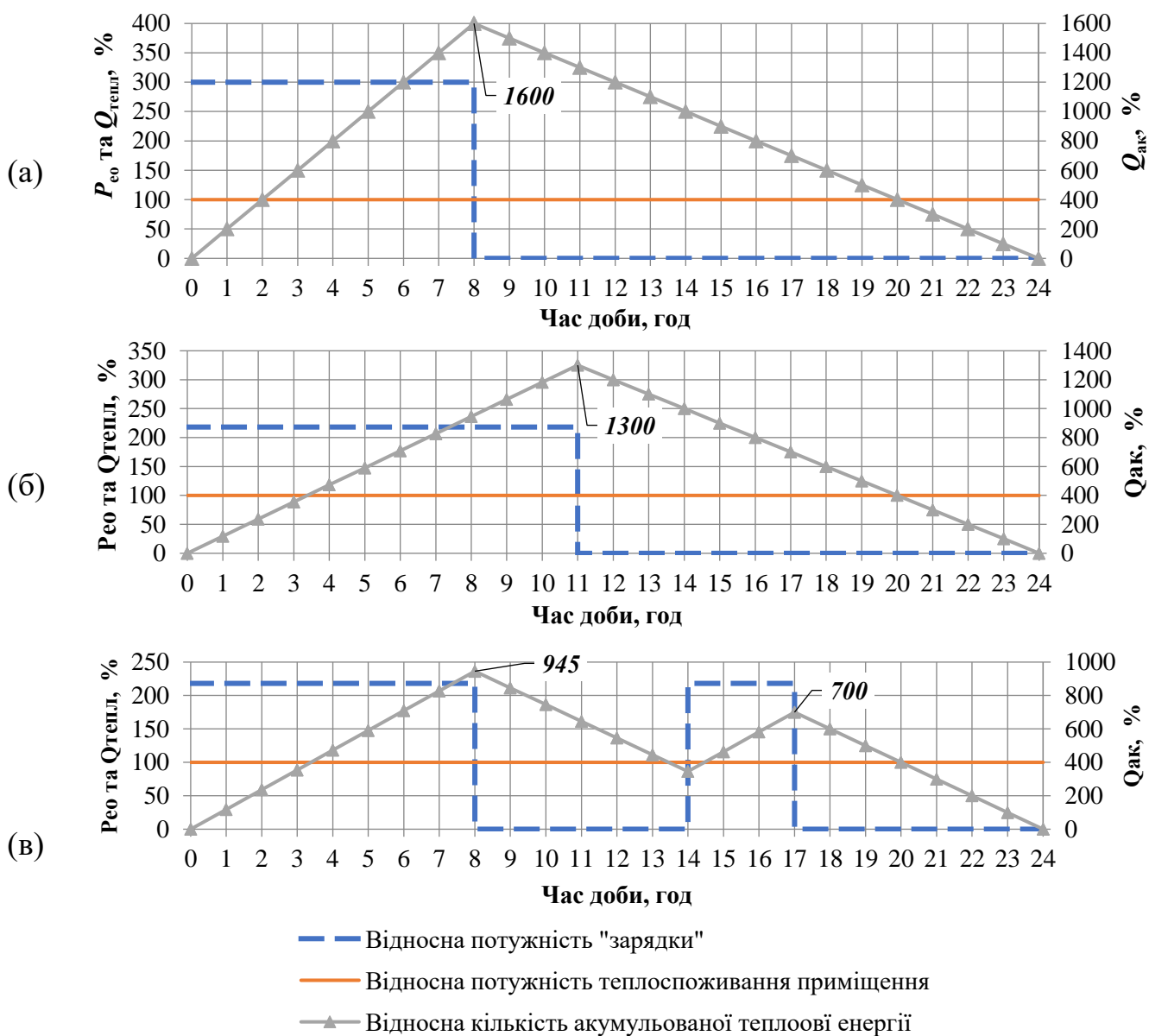


Рис. 5.2. Відносні зміни необхідної кількості акумульованої теплової енергії за різних періодів «зарядження» ЗП-ЕТАО: а) 8 год – «єдиним періодом»; б) подовження тривалості основного «зарядження» на 3 год: з 8 год до 11 год; в) за 8 год основного «зарядження» та додаткової «зарядження» тривалістю 3 год в денний період

$$P_{\text{ел. (дод.)}} = P_{\text{ел. (нічн.)}} \cdot \frac{\tau_{\text{зар. (нічн.)}}}{\tau_{\text{зар. (дод.)}}}, \quad (5.20)$$

де  $P_{\text{ел. (дод.)}}$  – потужність ЗП-ЕТАО з додатковим «зарядженням», Вт;

$P_{\text{ел. (нічн.)}}$  – потужність ЗП-ЕТАО лише за «зарядження» в нічні години, Вт.

Відносне зниження потужності електричних нагрівачів за додаткового «зарядження» становитиме:

$$P_{\text{відн}} = \frac{P_{\text{ел.}(нічн.)}}{P_{\text{ел.}(дод.)}} \cdot 100\% = \frac{\tau_{\text{зар.}(нічн.)}}{\tau_{\text{зар.}(дод.)}} \cdot 100\%. \quad (5.21)$$

Отримані значення демонструють, що наявність додаткового денного «зарядження» приладу дозволяє знизити потужність електричних нагрівачів для розглянутих випадків на 22...36 %. Також наявність додаткового денного «зарядження» приладу дозволяє повторно використовувати ТАМ протягом доби. Максимальна економія маси для таких приладів порівняно з використанням «зарядження» винятково в нічні години становитиме від 30 до 51 %.

Фактичне зниження вартості приладу будемо визначати від того, яку частку його вартості становлять ці елементи:

$$B_{\text{ел}} = \frac{b_p}{100\%} \cdot P_{\text{відн}} + \frac{b_m}{100\%} \cdot m_{\tau(\text{дод.})\text{max}}, \quad (5.22)$$

де  $b_p$  – частка вартості електричних нагрівачів у загальній вартості ЗП-ЕТАО, %;

$b_m$  – частка вартості ТАМ у загальній вартості ЗП-ЕТАО, %.

$b_{\text{ини}}$  – частка вартості ТАМ (маси ТАМ) у загальній вартості ЗП-ЕТАО, %.

$c_{1p}$  – середнє значення питомої теплоємності ТАМ між температурами  $T_m$  та  $T_i$ , Дж/(кг·К).

Можливий діапазон значення цих часток залежить від багатьох факторів: місця виробництва приладів, використовуваних матеріалів тощо. У результаті отримано можливі значення зниження вартості приладів за варіювання часток у діапазоні для електричних нагрівачів  $b_p = 5...10$  % у загальній вартості ЗП-ЕТАО при стандартних 7...8 год «зарядження» та вартості ТАМ для ЗП-ЕТАО  $b_{\text{ТАМ}} = 27...50$  %. У результаті отримано, що використання додаткового «зарядження» в денні години знижує вартість ЗП-ЕТАО в середньому на 18 % (табл. 5.4).

Таблиця 5.3

Можливе зниження кількості конструктивних елементів ЗП-ЕТАО залежно від тривалості додаткового «зарядження» та часу основного «зарядження»

$\tau_{\text{зар. (нічн.)}}$ , ГОД	7			8		
$\tau_{\text{зар. (інш.)}}$ , ГОД	2	3	4	2	3	4
$P_{\tau(\text{дод.})}$ , %	22,2	30,0	36,4	20,0	27,3	33,3
$m_{\tau(\text{дод.})\text{.min}}$ , %	11,8	17,6	23,5	12,5	18,8	25,0
$m_{\tau(\text{дод.})\text{.max}}$ , %	31,4	42,4	51,3	30,0	40,9	50,0

Таблиця 5.4

Можливе зниження вартості приладу порівняно з «зарядженням» лише в нічний час

$b_P$ , %	$b_{\text{TAM}}$ , %	Тривалість основного та додаткового часу зарядження, год					
		7+2	7+3	7+4	8+2	8+3	8+4
5	27	9,6	12,9	15,7	9,1	12,4	15,2
	50	16,8	22,7	27,5	16,0	21,8	26,7
10	27	10,7	14,4	17,5	10,1	13,8	16,8
	50	17,9	24,2	29,3	17,0	23,2	28,3

### 5.3 Висновки

1. Для ефективного використання дарової енергії під час провалів енергоспоживання необхідно змінити тарифну політику в Україні, зокрема й використання обов'язкового денного «зарядження» приладу. Тривалість додаткового «денного» зарядження може становити від 2 до 4 год. Також у певних регіонах можливе створення унікальних періодів «зарядження», для яких створення специфічних ЕТАО може дати більшу економію, ніж встановлення уніфікованих приладів, призначених для роботи за менш вигідних тарифів.

2. Встановлення додаткового часу «зарядження» до 4 год та тривалості нічного «зарядження» 7 год дозволяє зменшити потужність ТАМ на третину та необхідну масу ТАМ майже вдвічі. Зниження вартості ЕТАО внаслідок супутнього зменшення потужності електричних нагрівачів є несуттєвим, оскільки частка вартості самих

електричних нагрівачів є незначною у загальній вартості ЕТАО. Загалом, додаткове «зарядження» може знизити вартість приладу на 37,5 %.

3. Показано, що за дійсних тарифів найшвидше зазначені прилади будуть окупати себе за умови використання запропонованих приладів замість центрального водяного або прямого електричного опалення. Для ставок дисконтування від 0 до 22 % термін окупності становить від 2 до 3 років.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. На основі теоретичних і експериментальних досліджень механізмів і особливостей теплообміну в електротеплоаккумуляційних обігрівачах вирішена важлива науково-прикладна задача розроблення енергоефективних повітряних природно-примусових електротеплоаккумуляційних 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 електротеплоаккумуляційного опалення та електротеплоаккумуляційних обігрівачів з природним та примусовим рухом повітря. Встановлено, що хоча електротеплоаккумуляційні 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 теплоаккумуляційними матеріалами є магнезит, магнетит та феоліт.

3. Розроблена конструкція енергоефективного повітряного природно-примусового електротеплоаккумуляційного 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 електротеплоаккумуляційного обігрівача дозволила виявити основні впливові фактори на тепловіддачу опалювального приладу за природного та примусового руху: температуру теплоаккумуляційного 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 електротеплоакумуляційного 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  $T_{\text{зп}} = 303,15 \dots 333,15 \text{ К}$  становить  $8,1 \dots 10,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ . На основі теоретичних даних визначено, що найвищі характеристики тепловіддачі має запропонована цегла з шириною каналів  $S_{\text{кан}} = 24 \text{ мм}$  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  $28,6 \dots 40 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  за  $T_{\text{ТАМ}} = 323,15 \dots 423,15 \text{ К}$  та витрати  $L_{\text{секц}} = 0,00417 \dots 0,00694 \text{ м}^3/\text{с}$ . Коефіцієнт тепловіддачі повітряних каналів за природного руху повітря становив  $6,5 \dots 9,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  за  $T_{\text{ТАМ}} = 423,15 \dots 623,15 \text{ К}$ . Втрати тиску за необхідного значення теплового потоку не перевищували  $15 \text{ Па}$ .

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  $1,8 \text{ К}/\text{м}$  за температури в приміщенні  $289,15 \text{ К}$  ( $16 \text{ }^\circ\text{C}$ ), причому зниження температури приміщення на  $1 \text{ }^\circ\text{C}$  зменшувало значення на  $0,4 \text{ К}/\text{м}$ .

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 ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Антипов Є.О. Система комплексного енергозабезпечення споживачів із застосуванням альтернативних джерел та комбінованих акумуляторів енергії: дис. ... канд. техн. наук : 05.09.03 / Антипов Євгеній Олексійович. – Київ : НУБіПУ, 2016. – 265 с.
2. Бекман Г. Тепловое аккумулярование энергии / Г. Бекман, П. Гилли; [пер. с англ.: В. Я. Сидорова. Е. В. Сидорова] ; [под. ред. В. М. Бродянского] – Москва : Мир, 1987. – 272 с.
3. Белименко С.С. Разработка критериев эффективности заряда и разряда твердотельного теплового аккумулятора / С.С. Белименко, В.А. Ищенко // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту. 2014– № 5(53). – С. 7-16.
4. Белименко С.С. Совершенствование конструктивных и режимных параметров твердотельных электротеплоаккумуляторов: дис. ... канд. техн. наук : 05.14.06 / Белименко Сергей Сергеевич. – Днепропетровск : Национальная металлургическая академия Украины, 2015. – 148 с.
5. Богословский В.Н. Отопление : учебник для вузов / В.Н. Богословский, А.Н. Сканава. – М. : Стройиздат, 1991. – 735 с.
6. Богословский В.Н. Строительная теплофизика : Теплофиз. основы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. [Учебник для вузов по спец. "Теплогазоснабжение и вентиляция"]. – Москва : Высш. школа, 1982. – 2-е изд., перераб. и доп. – 415 с.
7. Богословский В.Н. Электротеплоаккумуляционная система отопления сельского дома / В.Н. Богословский, Е.Г. Малявина, А.Ю. Гилюс // Водоснабжение и санитарная техника. – 1985. – № 3. – С. 19-20.

8. Волощук В.А. Вплив змінності погодно-кліматичного чинника на невизначеність при виборі термічного опору огорожувальної конструкції будинку / В.А. Волощук // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», 2012. – № 8. – С. 168-177.
9. Высоцкий Л.И. Электроотопители аккумулирующего типа / Л.И. Высоцкий. – М. : Информэлектро, 1971. – 17 с.
10. Ганжа Н.Г. Тепловое аккумулирование как способ повышения энергетической эффективности систем теплоснабжения / Н.Г. Ганжа, А.В. Хименко // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2011. – 10 (92). – С. 9-16.
11. Гершкович В.Ф. Выгодно ли ночное электрическое отопление в школе? / В.Ф. Гершкович // Промислова електроенергетика та електротехніка (Промелектро). – 2010. – № 1. – С. 43-46.
12. Гилюс А.Ю. Перспективы использования электротеплоаккумуляционного отопления в Литовской ССР / А.Ю. Гилюс // Водоснабжение и санитарная техника. – 1985. – № 7. – С. 12.
13. Горбаченко Л.П. Оцінка енергетичного потенціалу сезонного теплового акумулятора для пасивних будинків / Л.П. Горбаченко, В.М. Желих, О.О. Савченко // Вісник Національного університету «Львівська Політехніка». Серія «Теорія і практика будівництва». – Львів : НУ «Львівська політехніка», 2016. – № 844. – С. 210-215.
14. Громадський Ю.С. Нормативне, правове та технічне забезпечення по впровадженню електротеплоаккумуляційної технології обігріву об'єктів цивільного призначення / Ю.С. Громадський, Д.Й. Розінський, М.П. Тімченко // Енергетика та електрифікація. – 2008. – № 7. – С. 63-70.
15. Данилов Н.И. Выбор окраски отопительных приборов / Н.И. Данилов, Я.М. Щелоков // Новости теплоснабжения. – 2005. – № 6. – С. 49-52.

16. Дешко В.І. Вибір теплового захисту та джерела тепла із врахуванням комфортних умов у будівлі / В.І. Дешко, Н.А. Буяк, І.Ю. Білоус // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. Серія: Технічні науки. – Київ : Київський національний університет технологій та дизайну. – 2015. – № 5. – С. 15–23.
17. Дешко В.І. Економічно доцільний тепловий захист будівлі з різними джерелами теплоти / В.І. Дешко, Н.А. Буяк // Наукові вісті Національного технічного університету України “Київський політехнічний інститут”. – 2009. – № 3. – С. 74-81.
18. Дешко В.І. Показники опалення будівель і температурні умови комфортності / В.І. Дешко, Н.А. Буяк // Промышленная теплотехника. – 2010. – № 1. – С. 66-70.
19. Домбровський Т. Електроопалення будівель / Т. Домбровський // Матеріали ІV Всеукраїнської студентської науково-технічної конференції „Природничі та гуманітарні науки. Актуальні питання“, 19-20 квітня 2011 року. – Тернопіль : Тернопільський національний технічний університет, 2011. – Том 1. – С. 329.
20. Казанцев Е.И. Промышленные печи. Справочное руководство для расчётов и проектирования / Е.И. Казанцев. – 2-е изд. – М. : Металлургия, 1975.– 368 с.
21. Качан Ю.Г. Об оценке экономической эффективности комбинированной системы отопления / Ю.Г. Качан, Н.А. Баташова // Энергетика: економіка, технології, екологія. – Київ : НТУУ "КПІ", 2007. – №1. – С. 92-97.
22. Кащеев И.Д. Свойства и применение огнеупоров : справочное издание / И.Д. Кащеев. – М. : Теплотехник, 2004. – 352 с.
23. Квицинський А. О. Впровадження перспективних системних споживачів-регуляторів добового графіка навантаження ОЕС України / А.О. Квицинський, А.П. Марценюк, К.Б. Денисевич, О.В. Шеліманова // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: «Техніка та енергетика АПК». – 2012. – Вип. 174(2). – С. 105-113.

24. Киселев И.Г. Перспективы использования аккумуляторов теплоты в стационарной теплоэнергетике железнодорожного транспорта / И.Г. Киселев, О.Л. Попова // Известия Петербургского университета путей сообщения, 2004. – № 2. – С. 231-240.
25. Клён А.Н. Эффективность применения теплонакопителей в частных домовладениях Украины / А.Н. Клён // Технологический аудит и резервы производства. – 2015. – № 6/1 (26). – С. 46-49.
26. Корінчевська Т.В. Техніко-економічні показники електронагрівальних теплових акумуляторів / Т.В. Корінчевська, Ю.Ф. Снежкін, В.А. Михайлик // Наукові праці [Одеської національної академії харчових технологій]. – 2014. – №. 45 (3). – С. 191-193.
27. Кривошеин И.А. Бытовые электронагревательные приборы и установки : монография / И.А. Кривошеин. – М. : Изд-во МКХ РСФСР, 1963. – 184 с.
28. Кузнєцова О.О. Аналіз ефективності способу економії теплової енергії за рахунок періодичного зниження температури повітря навчальних аудиторій у неробочій час / О.О. Кузнєцова // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. – 2014. – № 5 (79). – С. 44-47.
29. Кузяев И.М. Моделирование температурного поля в рабочих каналах теплоаккумулирующих и теплопередающих устройств / И.М. Кузяев, И.П. Казимиров, С.С. Белименко // Питання хімії та хімічної технології. – 2011. – № 2. – С. 171-180.
30. Кузяев И.М. Моделирования тепловых процессов в рабочих объёмах химического и теплоэнергетического оборудования / И.М. Кузяев, И.П. Казимиров, С.С. Белименко // Питання хімії та хімічної технології. – 2011. – №1. – С. 160-167.
31. Кузяев И.М. Построение математических моделей для анализа распределения температуры в рабочих узлах промышленного и бытового оборудования /

И.М. Кузьяев, И.П. Казимиров, С.С. Белименко // Питання хімії та хімічної технології. – 2011. – № 5. – С. 188-196.

32. Кузьяев И.М. Построение математических моделей для анализа температурных напряжений в рабочих элементах технических систем / И.М. Кузьяев, И.П. Казимиров, С.С. Белименко // Питання хімії та хімічної технології. – 2011. – № 6. – С. 211-217.
33. Кузьяев И.М. Розрахунок температурних полів при охолодженні трубних елементів у робочих об'ємах хімічного й теплоенергетичного обладнання / И.М. Кузьяев, И.П. Казимиров, С.С. Белименко // Питання хімії та хімічної технології. – 2012. – № 1. – С. 180-187.
34. Кшановський В.Й. Вплив температури зовнішнього повітря на енергоефективність електроопалення споруд / В.Й. Кшановський // Енергетика: економіка, технології, екологія. – 2010. - № 1. – С. 29-36.
35. Кшановський В.Й. Критерій енергетичної ефективності електричного тепlopостачання / В.Й. Кшановський // Енергетика: економіка, технології, екологія. – 2010. - № 2. – С. 63-70.
36. Лазебник О.М. Досвід впровадження електротепlopостачання на базі електроаккумуляційних технологій на Житомирщині / О.М. Лазебник // Нова Тема. – 2009. – № 2. – С. 53-54.
37. Левенберг В.Д. Аккумуляирование тепла : производственное-практическое издание / В.Д. Левенберг, М.Р. Ткач, В.А. Гольстрем. – Киев : Техника, 1991. – 112 с.
38. Ливчак И.Ф. Квартирное отопление : монография / И.Ф. Ливчак. – 2-е изд. – М. : Стройиздат, 1982. – 240 с.
39. Лисак О. В. Аналіз конвективної тепловіддачі від зовнішніх поверхонь твердотілого теплоакмулюючого обігрівача / О. В. Лисак // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків :

Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», 2016. – № 10. – С. 105-110. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.16.

40. 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.
41. 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.
42. 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.
43. 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. – doi: 10.20535/1813-5420.4.2016.98452.
44. 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.
45. 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.

46. Лисак, О. В. Нерегульована тепловіддача від електротеплоакумуючих обігрівачів / О. В. Лисак // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», 2017. – № 11. – С. 79-86.
47. Лисак О. В. Регулювання тепловіддачі електротеплоаккумуляційних 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.
48. Лисак, О. В. Тарифні коефіцієнти на електроенергію для акумуляційних систем опалення, вентиляції та кондиціонування повітря / О. В. Лисак // Наукові вісті Національного технічного університету України "Київський політехнічний інститут". – К. : Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського». – 2017. – № 2. – С. 119–132. – doi: 10.20535/1810-0546.2017.2.92784.
49. Лысак О. 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. Любарець О. П. Вибір форми і розрахунок об'єму сезонного теплоаккумулятора / О. П. Любарець, А. С. Москвітін // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. – 2016. – Вип. 20. – С.24-38.
50. Любарець О. П. Вибір форми і розрахунок об'єму сезонного теплоаккумулятора / О. П. Любарець, А. С. Москвітін // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. – 2016. – Вип. 20. – С.24-38.
51. Любарець О.П. Порівняння конструкцій теплових акумуляторів з твердим теплоакмулюючим матеріалом та комбінованим теплоакмулюючим

матеріалом / О. П. Любарець, А. С. Москвітіна // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. – 2016. – Вип. 19. – С.101-111.

52. Мазуренко О.А. Порівняльний аналіз систем децентралізованого теплопостачання житлових будівель із використанням електроенергії / О. А. Мазуренко, О. А. Климчук, О. М. Шраменко, О. А. Сичова // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2014. – № 5/8. – С. 21-25.
53. Малкін Е.С. Взгляд на возможные пути переходана эффективное энергосбережение в Украине / Е.С.Малкін // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. – К. : Київський національний університет будівництва і архітектури, 2010. – Вип. 14. – С. 32-35.
54. 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.
55. Мацевитый Ю. М. Об использовании тепловых насосов в мире и что тормозит их широкомасштабное внедрение в Украине / Ю. М. Мацевитый, Н. Б. Чиркин, А. С. Клепанда // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2014. – № 2. – С. 2-17.
56. Мацевитый Ю.М. Оценка энергетической эффективности систем электротеплоаккумуляционного отопления административных зданий / Ю.М. Мацевитый., Н.Г. Ганжа, А.В. Хищенко // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2011. – № 10 (92). – С. 9-16.
57. Михальський М.В. Впровадження систем електроопалення / М.В. Михальський // Матеріали науково-практичного семінару „Міжнародний інвестиційний форум-виставка з енергоефективності та енергоощадності 2015“, 8-9 жовтня 2015 року. – Тернопіль : Тернопільський національний технічний університет, 2015. – С. 53-55.



58. Михеев М.А. Основы теплопередачи / М.А. Михеев, И.М. Михеева. – 2-е изд. – Москва : Энергия, 1977. – 343 с.
59. Находов В.Ф. Анализ установленных зон суток существующих дифференцированных тарифов на электроэнергию / В.Ф. Находов, А.И. Замулко, М. Аль Шарари, В.А. Мединцева // Энергетичний менеджмент: стан та перспективи розвитку. Збірник наукових праць III Міжнародної науково-технічної та навчально-методичної конференції у місті Києві 30 травня-01 червня 2016 р. – Київ, НТУУ «КПІ», 2016. – С. 43-44.
60. Находов В.Ф. Определение первоочередных направлений совершенствования дифференцированных тарифов на электрическую энергию / В.Ф. Находов, А.И. Замулко, М. Аль Шарари, Ю.Н. Исаенко // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2015. – № 6/1 (78). – С. 24-32.
61. Находов В.Ф. Оценка влияния изменения спроса потребителей на электрическую мощность на неравномерность суточных графиков нагрузки энергосистемы / В.Ф. Находов, А.И. Замулко, М. Аль Шарари, В.А. Мединцева // Наукові вісті Національного технічного університету України "Київський політехнічний інститут". – 2016. – №3. – С. 31-39.
62. Осадчий С.Э. Экономичность систем электроотопления с применением теплонакопителей / С.Э. Осадчий // Энергосбережение : Всеукраинский научно-технический журнал. – 2008. – № 6. – С. 4-6.
63. Параска Г.Б. Оцінка ефективності використання електричних систем опалення / Г.Б. Параска, О.А. Миколюк // Енергетика: економіка, технології, екологія. – 2015. – № 4. – С. 73–79.
64. Патент 102861 UA, МПК (2006.01) Комбінований статично-динамічний теплонакопичувач / Лисак О. В.. — № u 201504450 ; заявл. 06.05.2015 ; опубл. 25.11.2015, Бюл. №22, 2015 р.

65. Пат. 97046 України, МПК (2011.01) F24D 11/00, F24D 9/00, F24D 3/02 (2006.01), F24H 7/00. Автономна система підігріву води для використання в системі споживання, переважно опалення і/або гарячого водопостачання / В.С. Гевод, Г.С. Беліменко, С.С. Беліменко, В.Г. Долматов – № а201012016; заявл. 11.10.2010; опубл. 26.12.2011, Бюл. № 24/2011.
66. Плачинда В.Д. Актуальні питання використання тарифів на електричну енергію, диференційованих за періодами часу / В.Д. Плачинда, Т.В. Яровицина, А.І. Замулко, Ю.В. Чернецька // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2010. – №9 (79). – С. 16-22.
67. Поляков В.В. Насосы и вентиляторы : учеб. для вузов / В.В. Поляков, Л.С. Скворцов. – М. : Стройиздат, 1990. – 336 с.
68. Развадовский А.А. Альтернативное отопление становится реальностью / А.А. Развадовский, Л.Д. Третьякова // Промислова електроенергетика та електротехніка (Промелектро). – 2010. – № 3. – С. 16–21.
69. Речицкий В. Кручёная подача-2 / В. Речицкий // Наука и жизнь. – 2008. – № 4. – С. 64-68.
70. Рижук С.М. Перспективні напрями енергозбереження у Житомирському регіоні й завдання щодо їхнього подальшого розвитку / С.М. Рижук, В.П. Сухораба, Л.В. Лось // Вісник Житомирського національного агроекологічного університету. – 2010. – № 2. – С. 3–9.
71. Розинский Д.И. Развитие электротеплоаккумуляционных технологий обогрева в строительстве, промышленности и агропромышленном комплексе Украины / Д.И. Розинский, Н.П. Тимченко, П.Г. Круковский // Промышленная теплотехника. – 2003. – № 4. – С. 187-191.
72. Розинський Д.Й. Енергоощадна технологія електроаккумуляційного обігріву в житлово-комунальному та аграрно-промисловому комплексах України :

монографія / Д.Й. Розинський, В.Д. Іоргачов, С.Я. Меженний, М.М. Меркулов, В.В. Оксак. – Київ : Вид-во Купріянова О.О., 2007. – 272 с.

73. Розинський Д.Й. Енергоощадна технологія електротеплозабезпечення в ЖКГ і АПК України / Д.Й. Розинський, М.П. Тимченко, П.Г. Круковський, О.Ю. Тадля // Промышленная теплотехника. – 2007. – № 4. – С. 96-107.
74. Розинський Д. Й. Основні фактори доцільності електротеплоакумуляційного опалення в Україні / Д.Й. Розинський, М.П. Тимченко // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: «Техніка та енергетика АПК». – 2010. – Вип. 153. – С. 152-170.
75. Розинський Д.Й. Теплоакумуляючі електродіодні печі для об'єктів цивільного призначення / Д.Й. Розинський, М.П. Тимченко // Промислова електроенергетика та електротехніка (Промелектро). – 2011. – № 3. – С. 65–70.
76. Савицкий С М. Выравнивание графика электропотребления в энергосистеме путем использования теплоаккумуляторов / С.М. Савицкий // Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ" : зб. наук. пр. Темат. вип. : Автоматика та приладобудування. – Харків : НТУ "ХПІ", 2016. – № 15 (1187). – С. 34-37.
77. Симонов А.А. Бытовое электрическое отопление с аккумулярованием тепла – важнейший фактор эффективного использования электроэнергии / А.А. Симонов // Энергетика и электрификация. – 1992. – № 1. – С. 26-30.
78. Сотникова О.А. Аккумуляторы теплоты теплогенерирующих установок систем теплоснабжения / О.А. Сотникова, В.С. Турбин, В.А. Григорьев // Журнал “Вентиляция, отопление, кондиционирование воздуха, теплоснабжение и строительная теплофизика” (АВОК). – 2005. – № 3. – С. 40-45.
79. Табунщиков Ю.А. Рекомендации по теплотехническому расчету электроаккумуляционной системы отопления / Ю.А. Табунщиков, А.Ю. Гилюс, В.Н. Богословский. – Каунас: НИИСФ Госстроя СССР, Литовский НИИ

строительства и архитектуры Госстроя Литовской ССР, МИСИ им. В.В. Куйбышева, 1986. – 28 с.

80. Тарасова В.А. Выбор рациональных геометрических параметров элемента электрического теплового аккумулятора / В.А. Тарасова, А.В. Хименко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування». – Харків : Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», 2013. – № 13. – С. 110-115.
81. Титар С.С. Використання акумуляторів тепла в системах тепlopостачання / С.С. Титар, О.А. Климчук, О.М. Шраменко // Науковий журнал «Вісник Вінницького політехнічного інституту», 2011. – №. 4. – С. 86-89.
82. Титар С.С. Застосування акумуляторів тепла на основі твердих матеріалів в системах тепlopостачання з використанням електроенергії / С.С. Титар, О.А. Климчук, О.М. Шраменко // Науковий журнал «Вісник Вінницького політехнічного інституту», 2012. – Вип. 4. – С. 112-115.
83. Тихоненко С.В. Обґрунтування впровадження споживача-регулятора для керування електричного навантаження в системі електропостачання / С.В. Тихоненко, Ю.С. Громадський, С.М. Савицький, Д.А. Гапон // Технологический аудит и резервы производства. – 2016. – №2/1(28) – С. 22-26.
84. Третьякова Л.Д. Енергозберігаючі опалення виробничих приміщень / Л.Д. Третьякова, Т.Є. Луц // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. Серія «Технічні науки». – 2013. – № 6. – С. 262–268.
85. Третьякова Л.Д. Методика вибору потужності акумуляційних електрообігрівачів / Л.Д. Третьякова, В.В. Білан // Проблеми охорони праці, промислової та цивільної безпеки: збірник матеріалів сьомої науково-методичної конференції (13-14 листопада 2012 р.). – Київ, НТУУ «КПІ», 2012. – С. 172-174.

86. Третьякова Л.Д. Эффективні засоби електротеплоакумуляційного обігріву / Л.Д. Третьякова, А. Селівестров, М. Баран // Промислова електроенергетика та електротехніка (Промелектро). – 2006. – № 4. – С. 14–16.
87. Халатов А.А. Сравнение экономической и энергетической эффективности электроотопления с основными видами автономного отопления (по материалам пилотных проектов в Хмельницкой обл.) / А.А. Халатов, Н.П. Тимченко, Д.И. Розинский, Б.М. Петришин // Промислова електроенергетика та електротехніка (Промелектро). – 2014. – № 1. – С. 22–30.
88. Хименко А.В. Исследование динамических характеристик электротепловых аккумуляторов // Відновлювана енергетика. – К. : Інститут відновлюваної енергетики НАН України, 2016. – № 2. – С. 22-26.
89. Хименко А.В. Исследование режимов работы электрического теплового аккумулятора / А.В. Хименко, В.А. Тарасова // Интегрированные технологии и энергосбережение. – 2013. – № 2. – С. 136-140.
90. Хименко А.В. Оценка эффективности отдачи теплоты теплоаккумулирующими элементами электротеплового аккумулятора / А.В. Хименко // Енергетика: економіка, технології, екологія. – 2017. – № 4. – С. 83–94.
91. Хіменко О.В. Оцінка ефективності акумулювання теплоти твердими теплоаккумулюючими елементами електротеплового акумулятора / О.В. Хіменко // Вісник Національного університету «Львівська Політехніка». Серія «Теорія і практика будівництва». – Львів : НУ «Львівська політехніка», 2016. – № 844. – С. 210-215.
92. Черных Л.Ф. Тепловые режимы помещений при энергосберегающем теплоаккумуляционном напольном электроотоплении: дис. ... доктора техн. наук : 05.23.03 / Черных Людмила Фёдоровна. – К. : Украинский зональный научно-исследовательский и проектный институт по гражданскому строительству (КИЕВЗНИИЭП), 2009. – 445 с.

93. Чукаев Д.С. Электричество в домашнем быту / Д.С. Чукаев. – М.-Л. : Государственное энергетическое издательство, 1953. – 110 с.
94. Шеков В.А. Тальковый камень: его свойства и пути использования / В.А. Шеков, О.В. Мясникова, А.А. Иванов // Технологическая минералогия, методы переработки минерального сырья и новые материалы : [сборник научных статей по материалам IV Российского семинара по технологической минералогии] – Петрозаводск : Карельский научный центр РАН, 2010. – С. 170-174.
95. Юркевич Ю.С. Оптимізація теплового режиму захищення під час чергового опалення в приміщенні / Ю.С. Юркевич, О.О. Савченко // Вісник Національного університету «Львівська Політехніка». Серія «Теплоенергетика. Інженерія докiлля. Автоматизація». – Львів : НУ «Львівська політехніка», 2010. – № 677. – С. 42-45.
96. Ali M. Combining the Demand Response of direct electric space heating and partial thermal storage using LP optimization / M. Ali, J. Jokisalo, K. Siren, M. Lehtonen // Electric Power Systems Research. – 2014. – Volume 106. – P. 160–167.
97. Ali M. Risk-constrained framework for residential storage space heating load management / M. Ali, A. Safdarian, M. Lehtonen // Electric Power Systems Research. – 2015. – Volume 119. – P. 432–438.
98. Arteconi A. State of the art of thermal storage for demand-side management / A. Arteconi, N.J. Hewitt, F. Polonara // Applied Energy. – 2012. – Volume 93. – P. 371–389.
99. ASHRAE Handbook: HVAC Systems and Equipment. – Atlanta : American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning, 2012. – 916 p.
100. Bar-Cohen A. Thermally Optimum Spacing of Vertical, Natural Convection Cooled, Parallel Plates / A. Bar-Cohen, W. M. Rohsenow // Journal of Heat Transfer. – 1984. – Volume 106. – Issue 1. – P. 116-123.

101. Bates E. Development of transportable thermal-storage space heaters / E. Bates // Proceedings of the IEE-Part A: Power Engineering. – 1957. – Volume 104. – Issue 17. – P. 415-423.
102. Bedouani B.Y. Central electric thermal storage (ETS) feasibility for residential applications: Part 1. Numerical and experimental study / B.Y. Bedouani, A. Moreau, M. Parent, B. Labrecque // International Journal of Energy Research. – 2001. – Volume 25. – P. 53-72.
103. Bedouani B.Y. Central electric thermal storage (ETS) feasibility for residential applications: Part 2. Techno-economic study / B.Y. Bedouani, B. Labrecque, M. Parent, A. Legault // International Journal of Energy Research. – 2001. – Volume 25. – P. 73–83.
104. Belanger N. A Canadian Smart Grid in Transition: A Case Study of Heat for Less : Master's thesis / Nicholas Belanger. - Department of Environment and Resource Studies, University of Waterloo, Canada, 2014.
105. Boait, P. J. Making legacy thermal storage heating fit for the smart grid / P. J. Boait, J. R. Snape, S. J. Darby, J. Hamilton, R. J. R. Morris // Energy and Buildings. – 2017. – Vol. 138. – P. 630–640.
106. Broka, Z. Modelling residential heat demand supplied by a local smart electric thermal storage system / Z. Broka, J. Kozadajevs, A. Sauhats, D. P. Finn, W. J. N. Turner // 2016 57th International Scientific Conference on Power and Electrical Engineering of Riga Technical University (RTUCON).
107. Bürner J. Potential analysis of the use of electric storage heaters for demand side management applications IEEE, 2016. 284–291 c.gs. 2017. (138). C. 630–640.
108. Churchill S.W. Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a vertical plate / S.W. Churchill, H.H.S. Chu // International journal of heat and mass transfer. – 1975. – Volume 18. – Issue 11. – P. 1323-1329.

109. Clarke J. Performance of actively controlled domestic heat storage devices in a smart grid / J. Clarke, J. Hand, J. Kim, A. Samuel, K. Svehla // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy. – 2015. – Volume 229. – Issue 1. – P. 99-100.
110. Darby, S.J. Smart electric storage heating and potential for residential demand response / S.J. Darby // Energy Efficiency. – 2018. – Volume 11. – Issue 1. – P. 67–77.
111. Daryanian B. Sizing of electric thermal storage under real time pricing / B. Daryanian, R.E. Bohn // IEEE Transactions on Power Systems. – 1993. – Volume 8. – Issue. 1. – P. 24–31.
112. Dincer I. On thermal energy storage systems and applications in buildings / I. Dincer // Energy and Buildings. – 2002. – Volume 34. – Issue 4. – P. 747-760.
113. Dincer I. Thermal energy storage systems as a key technology in energy conservation / Ibrahim Dincer // International Journal of Energy Research. – 2002. – Volume 26. – P. 567-588.
114. Elenbass W. The dissipation of heat by free convection the inner surface of vertical tubes of different shapes of cross-section / W. Elenbaas // Physica. – 1942. – Volume 9. – Issue 8. – P. 865-874.
115. Ellison G.N. Thermal Computations for Electronics: Conductive, Radiative, and Convective Air Cooling / G.N. Ellison. – Boca Raton, London, New York : CRC Press, 2010. – 416 p.
116. Fantucci S. Thermal Energy Storage with Super Insulating Materials: A Parametrical Analysis / S. Fantucci, A. Lorenzati, G. Kazas, D. Levchenko, G. Serale // Energy Procedia. – 2015. – Volume 78. – P. 441-446.
117. Ferone C. Finite Element Method Modeling of Sensible Heat Thermal Energy Storage with Innovative Concretes and Comparative Analysis with Literature Benchmarks / C. Ferone, F. Colangelo, D. Frattini, G. Roviello, R. Cioffi, R.D. Maggio // Energies. – 2014. – Volume 7. – No. 8. – P. 5291-5316.



118. Gandarillas V. Feasibility of small scale energy storage technologies in rural areas : Master's thesis / Victor Gandarillas. – Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Faculty of Engineering, University of Strathclyde, United Kingdom, 2015.
119. Gil A. State of the art on high temperature thermal energy storage for power generation. Part 1—Concepts, materials and modellization / A. Gil et al // Renewable and Sustainable Energy Reviews. – 2010. – Volume 14. – Issue 1. – P. 31–55.
120. Griffith M.V. Electric thermal-storage heaters / M.V. Griffith // Electronics and Power. – 1964. – Volume 10. – Issue 3. – P. 68-71.
121. Hamidi V. Demand response in the UK's domestic sector / V. Hamidi, F. Li, F. Robinson // Electric Power Systems Research. – 2009. – Volume 79. – Issue 12. – P. 1722–1726.
122. Huebner G.M. The reality of English living rooms – A comparison of internal temperatures against common model assumptions / G.M. Huebner et al // Energy and Buildings. – 2013. – Volume 66. – P. 688–696.
123. Hughes L. Meeting residential space heating demand with wind-generated electricity / L. Hughes // Renewable Energy. – 2010. – Volume 35. – Issue 8. – P. 1765-1772.
124. Jones R. V. Space heating preferences in UK social housing: A socio-technical household survey combined with building audits / Rory V. Jones, A. Fuertes, C. Boomsma, S. Pahl // Energy and Buildings. – 2016. – Volume 127. – P. 382–398.
125. Kalhammer F.R. Energy storage / F.R. Kalhammer, T.R. Schneider // Annual Review of Energy. – 1976. – Volume 1. – Issue 1. – P. 311-343.
126. Kilkki O. Optimized Control of Price-Based Demand Response With Electric Storage Space Heating / O. Kilkki, A. Alahäivälä, I. Seilonen // IEEE Transactions on Industrial Informatics. – 2015. – Volume 11. – Issue 1. – P. 281-288.
127. Kothandaraman C.P. Fundamentals of heat and mass transfer / C.P. Kothandaraman. – 3rd ed. – New Delhi : New Age International, 2006.– 729 p.

128. Kraus A.D. Introduction to Thermal and Fluid Engineering / A.D. Kraus, J.R. Welty, A. Aziz. – Boca Raton, London, New York : CRC Press, 2011. – 972 p.
129. Kreith F. CRC Handbook of Thermal Engineering / F. Kreith (ed.). – Boca Raton : CRC Press LLC, 2010. – 1200 p.
130. Kuravi S. Thermal energy storage technologies and systems for concentrating solar power plants // Progress in Energy and Combustion Science. 2013. № 4 (39). C. 285–319.
131. Li G. Sensible heat thermal storage energy and exergy performance evaluations / G. Li // Renewable and Sustainable Energy Reviews. – 2016. – Volume 53. – P. 897-923.
132. Liu, X.-R Location and Capacity Selection Method for Electric Thermal Storage Heating Equipment Connected to Distribution Network Considering Load Characteristics and Power Quality Management / X.-R. Liu, F.-J. Zhang, Q.-Y Sun, P. Jin, // Applied Sciences. – 2020. – Issue 8. – Volume 108. – P. 2666.
133. 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.
134. Mahlia T.M.I. A review of available methods and development on energy storage; technology update / T.M.I. Mahlia, T.J. Saktisahdan, A. Jannifar, M.H. Hasan, H.S.C. Matseelar // Renewable and Sustainable Energy Reviews. – 2014. – Volume 33. – P. 532-545.
135. Mehling H. Heat and cold storage with PCM / H. Mehling, L.F. Cabeza. – Berlin : Springer, 2008. – XVI, 308 p.
136. Moditz H. Elektrische Raumheizung: Energiewirtschaftliche und technische Grundlagen / H. Moditz. – Wien, New York : Springer Verlag, 1975.
137. Moffet M.A. Central electric thermal storage (ETS) heating systems: Impact on customer and distribution system / M.A. Moffet, F. Sirois, G. Joos, A. Moreau //

- Transmission and Distribution Conference and Exposition (T&D), 2012 IEEE PES. – 2012.
138. Molina A. Implementation and assessment of physically based electrical load models: Application to direct load control residential programmes / A. Molina, A. Gabaldon, J.A. Fuentes, C. Alvarez // IEE Proceedings - Generation, Transmission and Distribution. – 2003. – Volume 150. – Issue 1. – P. 61-66.
139. Molina A. A physically based load model of residential electric thermal storage: application to LM programs / A. Molina, A. Gabaldón, C. Álvarez, J.A. Fuentes, and E. Gómez // International Journal of Power and Energy Systems. – 2004. – Volume 24. – Issue. 1. – P. 24–31.
140. Molina A. Electrical thermal storage modeling tool to evaluate new opportunities and bids for residential users in a deregulated market / A. Molina, A. Gabaldon, J.A. Fuentes, E. Gomez, C. Alvarez // IEEE Power Tech Conference, Bologna; 2003.
141. Moss K.J. Heating and water services design in buildings / K.J. Moss. – London ; New York : Spon Press, 2003. – 2nd edition. – 320 p.
142. Oughton D.R. Faber & Kell's Heating and Air-Conditioning of Buildings / D.R. Oughton, S.L. Hodgkinson. – 10th edition. – Amsterdam, London : Butterworth-Heinemann, 2008. – XIX, 786 p.
143. Patent DE2129850 (A1), F24H7/04. Electric storage heater with finned heat exchanger - allowing infinitely variable heat control by using flap valve / G. Göbel. - DE19712129850; Filing date: 16.06.1971; Publication date: 21.12.1972.
144. Patent US 4234782 A, C04B35/20. Space heating using off-peak electric heat storage / M.F. Barabas, W.B. Cooke, R.H.S. Hardy, A. Verma. – US 05/870,711; Filing date: 19.01.1978; Publication date: 18.11.1980.
145. Patent US 4303448 A, C04B35/20. Olivine refractory bricks for heat storage applications / H. Palmour III, B.M. Gay, R.L. Cochrane. – US 06/153,859; Filing date: 28.05.1980; Publication date: 01.12.1981.

146. Patent US 4343989 A, C09K5/08, C04B35/043, F28D20/00. Magnesium oxide based heat storage device / D.A. Brosnan. – US 06/209,692; Filing date: 24.11.1980; Publication date: 10.08.1982.
147. Patent US4906598 A, H05B3/46, H05B3/42. Thermal storage brick / O.E. Manz. – US 07/272,732; Filing date: 17.11.1988; Publication date 06.03.1990.
148. Patent US 5042081 A, C04B35/20. Electrical thermal storage heating unit with easily replaced heating / P.J. Steffes, B.A. Fosaaen, T.P. Steffes. – US 07/453,229; Filing date: 14.01.1989; Publication date: 20.08.1991.
149. Patent US 5086493 A, G05D23/20, F24D11/02, F24H7/04. Electric thermal storage boosted heat pump air heating apparatus / P.J. Steffes. – US 07/478,211; Filing date: 09.02.1990; Publication date 04.02.1992.
150. Patent US 5201024 A, F24H7/04. Double loop heat storage space heating furnace using an air-to-air heat exchanger / P.J. Steffes. – US 07/618,267; Filing date: 26.11.1990; Publication date: 06.04.1993.
151. Patent US 20150055941 A1, F24H9/20, F24H7/00, F24H7/04, G05F1/66. Thermal storage device / A. McDonald. – US 14/388,279; Filing date: 26.03.2013; Publication date: 26.02.2015.
152. Patteeuw D. Integrated modeling of active demand response with electric heating systems coupled to thermal energy storage systems / D. Patteeuw, K. Bruninx, , A. Arteconi, E. Delarue, W. D’haeseleer, L. Helsen // Applied Energy. – 2015. – Volume 151. – P. 306-319.
153. Pensini A. Economic analysis of using excess renewable electricity to displace heating fuels / A. Pensini, C.N. Rasmussen, W. Kempton // Applied Energy. – 2014. – Volume 131. – P. 530-543.
154. Rausser G. Smart meters and household electricity consumption: A case study in Ireland / G. Rausser, W. Strielkowski, D. Štreimikienė // Energy & Environment. – 2018. – Issue 1 (29). – P. 131–146.

155. Rohsenow W.M. Handbook of heat transfer / W.M. Rohsenow, J.P. Hartnett, Y.I. Cho (eds). – 3rd ed. – New York : McGraw-Hill, 1998. – 1500 p.
156. Romero I.B. An experimental investigation of an electrical storage heater in the context of storage technologies : Master's thesis [Online document] / Ignacio Becerril Romero. – Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Faculty of Engineering, University of Strathclyde, United Kingdom, 2013.
157. Sateriale M.E. Modeling and analysis of masonry electro-thermal heating and storage for optimal integration with remote stand-alone wind-diesel systems: Master's thesis / Maura Eileen Sateriale. – College of Engineering and Mines, University of Alaska Fairbanks, United States, 2013.
158. Sharma A. Review on thermal energy storage with phase change materials and applications / A. Sharma, V.V. Tyagi, C.R. Chena, D. Buddhi // Renewable and Sustainable energy reviews. – 2009. – Volume 13. – №. 2. – P. 318-345.
159. Stadler I. Power grid balancing of energy systems with high renewable energy penetration by demand response / I. Stadler // Utilities Policy. – 2008. – Volume 16. – Issue 2. – P. 90-98.
160. Sun Y. Thermal Storage and Release Features of Electric Thermal Storage Heating Systems with Solid Storage Material / Y. Sun, Y. Feng, Y. Ma, Y. Wang, Y. Shi // International Journal of Heat and Technology. –2019. – Issue 4 (37). – P. 1089–1098.
161. Syed A.M. Electric Thermal Storage Option for Nova Scotia Power Customers: A Case Study of a Typical Electrically Heated Nova Scotia House / A.M. Syed // Energy Engineering. – 2011. – Volume 108. – Issue 6. – P. 69-79.
162. Teli D. Thermal adaptation to high indoor temperatures during winter in two UK social housing tower blocks / D. Teli, S. Gauthier, V. Aragon, L. Bourikas, P. James, A. Bahaj // Proceedings of 9th Windsor Conference: Making Comfort Relevant. – 2016.

163. Thirumaleshwar M. Fundamentals of Heat and Mass Transfer / M. Thirumaleshwar. – 2<sup>nd</sup> ed. – New Delhi : Dorling Kindersley, 2009. – 766 p.
164. Wong S. Opportunities for Smart Electric Thermal Storage on Electric Grids With Renewable Energy // IEEE Transactions on Smart Grid, 2016. – P. 1–9.
165. Wu C. Testing of High Thermal Cycling Stability of Low Strength Concrete as a Thermal Energy Storage Material / C. Wu, J. Pan, W. Zhong and F. Jin // Applied Sciences. – 2016. – Volume 6. – No. 10. – P. 271.
166. Xu G. Experimental and Numerical Study of an Electrical Thermal Storage Device for Space Heating / G. Xu, X. Hu, Z. Liao, C. Xu, C. Yang, Z. Deng // Energies. – 2018. – Volume 11. – Issue 11. – P. 2180.
167. Zha H. Study on wind power utilization technology by thermal storage heating in demand-side / H. Zha, Wenhui Shi, Jixian Qu and Lin Zhu // 2016 IEEE PES Asia-Pacific Power and Energy Engineering Conference (APPEEC), 2016, pp. 2419-2423

## **ДОДАТКИ**

## ДОДАТОК А

## 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 теплоакмулюючої 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 теплоакмулюючого 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 теплоакумуляційного 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 теплоакумуючих 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 теплоакмуляційних 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 електротеплоакмуляційних 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 електротеплоакмуляційних 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 акумуляційних 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 акумуляційних 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 електротеплоакмулюючих 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.

**ДОДАТОК Б**  
**АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ**

ТОВ «СТОЛИЧНИЙ ПЕКАРНИЙ ДІМ»  
 04071, м. Київ, вул. Щекавицька, 57  
 код ЄДРПОУ 44389984  
 Рахунок за стандартом IBAN:  
**UA89 353489 00000 2600 6 591570 002**  
 в АТ «Асвіо Банк» у м. Чернігів



ЗАТВЕРДЖУЮ:  
 Директор ТОВ «Столичний пекарний дім»

Ю.В.Дученко

» вересня 2021 р.

**Акт про впровадження результатів дисертації  
 «Енергоефективне опалення приміщень повітряними природно-примусовими  
 електротеплоаккумуляційними обігрівачами з магнетитовою цеглою»  
 Лисака Олег Віталійовича**

Ми, що нижче підписалися, від ТОВ «Столичний пекарний Дім», головний енергетик Барабаш В.П., провідний інженер-електронік Гончарук Д.П., інженер з ремонту I категорії Дмитрів І.М., підтверджуємо, що в 2014 році було прийнято до впровадження результати наукових досліджень Лисака О.В., які є частиною його кандидатської дисертації.

Використання встановленого повітряного природно-примусового електротеплоаккумуляційного обігрівача з магнетитовою цеглою замість масляних електрообігрівачів, що використовувались раніше, дозволило зменшити експлуатаційні витрати на систему опалення і при цьому зберегти заданий тепловий режим приміщення. За рахунок споживання електроенергії лише в період дії низького тарифу на електроенергії, що діяв на той час, було досягнуто зменшення експлуатаційних витрат на 75%.

*Цей акт не є підставою для фінансових розрахунків.*

Головний енергетик

Барабаш В.П.

Провідний інженер-електронік

Гончарук Д.П.

Інженер з ремонту I категорії

Дмитрів І.М.