

## РОЗДІЛ 2

## ЕНЕРГЕТИКА ТА ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ

УДК 692.232

О.С. Соломаха<sup>1</sup>, Є.В. Новаківський<sup>1</sup>, О.М. Недбайло<sup>2</sup><sup>1</sup> Національний технічний університет України “Київський політехнічний інститут”, просп. Перемоги, 37, 03056, м. Київ, Україна<sup>2</sup> Інститут технічної теплофізики НАН України, вул. Булаховського, 2, м. Київ, 03164, Україна

## РОЗПОДІЛ ТЕМПЕРАТУРИ В СТІНІ З ТЕПЛОВИМ БАР'ЄРОМ

*В роботі розглядаються заходи зменшення теплоспоживання на опалення за рахунок традиційних енергоносіїв шляхом використання низькопотенційної енергії ґрунту в тепловому бар'єрі. В статті досліджено тепловтрати через огорожуючі конструкції з тепловим бар'єром, розподіл температур всередині стіни в залежності від температури навколишнього середовища. Досліджено вплив товщини несучої стіни огорожуючих конструкції та товщини ізоляції на розподіл температури в середині стіни. Знайдені мінімальні температури теплоносія в тепловому бар'єрі та проведено аналіз коефіцієнту трансформації тепла теплового насоса для потреб підвищення потенціалу теплоносія на вході в тепловий бар'єр. Побудовані залежності теплопритоків та тепловтрат приміщення в залежності від об'ємного тепловиділення теплового бар'єру. Розраховано економію енергії в відсотках на опалення та холододоставання в залежності від об'ємного тепловиділення (теплоспоживання) теплового бар'єру в літній та зимовий періоди.*

**Ключові слова:** тепловий бар'єр, енергетичні свай.

О.С. Соломаха<sup>1</sup>, Е.В. Новаковский<sup>1</sup>, О.М. Недбайло<sup>2</sup><sup>1</sup> Национальный технический университет Украины “Киевский политехнический институт”, просп. Победы, 37, 03056, г. Киев, Украина<sup>2</sup> Институт технической теплофизики НАН Украины, ул. Булаховского, 2, г. Киев, 03164, Украина

## РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ В СТЕНЕ С ТЕПЛОВЫМ БАРЬЕРОМ

*В работе рассматриваются способы уменьшения теплотребления на отопление за счет традиционных энергоносителей путем использования низкопотенциальной энергии грунта в тепловом барьере. В статье исследованы теплотери через ограждающие конструкции с тепловым барьером, распределение температур внутри стены в зависимости от температуры окружающей среды. Исследовано влияние толщины несущей стены ограждающей конструкции и толщины изоляции на распределение температуры в середине стены. Найдены минимальные температуры теплоносителя в тепловом барьере и проведен анализ коэффициента трансформации тепла теплового насоса для нужд повышения потенциала теплоносителя на входе в тепловой барьер. Построены зависимости теплопритоків и теплотерь помещения в зависимости от объемного тепловыделения теплового барьера. Рассчитана экономия энергии в процентах на отопление и холодоснабжение в зависимости от объемного тепловыделения (теплотребления) теплового барьера в летний и зимний периоды.*

**Ключевые слова:** тепловой барьер, энергетические сваи.



This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY).  
<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>

## I. ВСТУП

Одним із шляхів підвищення енергоефективності житлово-комунального господарства України є зменшення споживання теплоти на опалення будівель завдяки впровадженню відновлюваних джерел енергії та використання сучасних енергоощадних технологій. До останніх заходів можливо віднести термомодернізацію огорожувальних конструкцій будівель шляхом впровадження теплового бар'єру.

Метою роботи є визначення мінімальної температури подачі теплоносія в тепловий бар'єр (ТБ) для збільшення термічного опору огорожуючих конструкцій, при якій ТБ буде виконувати свої функції в опалювальний період, а саме – зменшення тепловтрат будинку. В якості джерела тепла передбачається використання низькопотенційної енергії ґрунту. Відбір тепла виконується шляхом улаштування енергетичних свай.

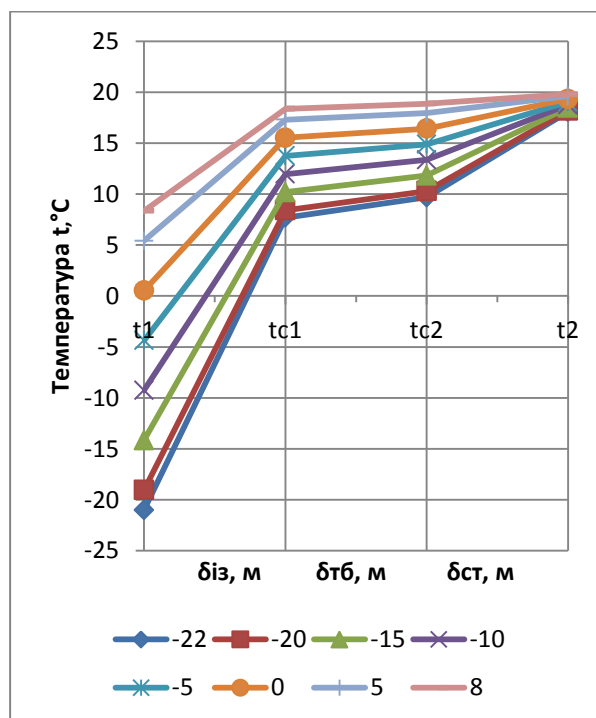
## II. ОСНОВНА ЧАСТИНА

Завданням роботи є визначення розподілу температури всередині стіни з ТБ в залежності від конструкції стіни, зовнішньої температури в зимовий та літній період, та температури теплоносія в ТБ.

ТБ є частиною зовнішньої непрозорої конструкції, яка складається з утеплювача, штукатурки товщиною з системою труб, прокладених з кроком  $h$ , по яких циркулює теплоносій, та стіни (наприклад, цегляної).

Для вирішення поставленої задачі створена математична модель, яка описує теплообмінні процеси всередині стінки з ТБ [1]. Модель враховує тепловий потік від приміщення до стінки з ТБ, тепловий потік від стінки з ТБ до навколишнього середовища, тепловий потік від ТБ, температуру в приміщенні та температуру навколишнього середовища, коефіцієнти тепловіддачі внутрішньої та зовнішньої поверхні стіни та конструкцію стіни.

Усі залежності та графіки побудовані при допущенні, що теплофізичні властивості матеріалів не залежать від температури.



**Рисунок 1** – Розподіл температур всередині стіни при різних температурах навколишнього середовища

$t_1, t_2$  – відповідно, значення температури на зовнішній та внутрішній поверхні стіни;

$t_{c1}, t_{c2}$  – відповідно, значення температури на зовнішній та внутрішній поверхні ТБ.

На рисунку 1 показаний розподіл температури всередині стіни з ТБ при різних температурах навколишнього середовища (від  $-22^{\circ}\text{C}$

до  $+8^{\circ}\text{C}$ ) та при незмінній температурі в приміщенні ( $+20^{\circ}\text{C}$ ), незмінному тепловому потоці від ТБ і незмінній конструкції стіни ( $\delta_{ct}=0,4$  м,  $\lambda_{ct}=0,8$  Вт/м·К,  $\delta_{i3}=0,05$  м,  $\lambda_{i3}=0,04$  Вт/м·К,  $\delta_{t0}=0,1$  м,  $q_{t0}=62$  Вт/м<sup>3</sup>).

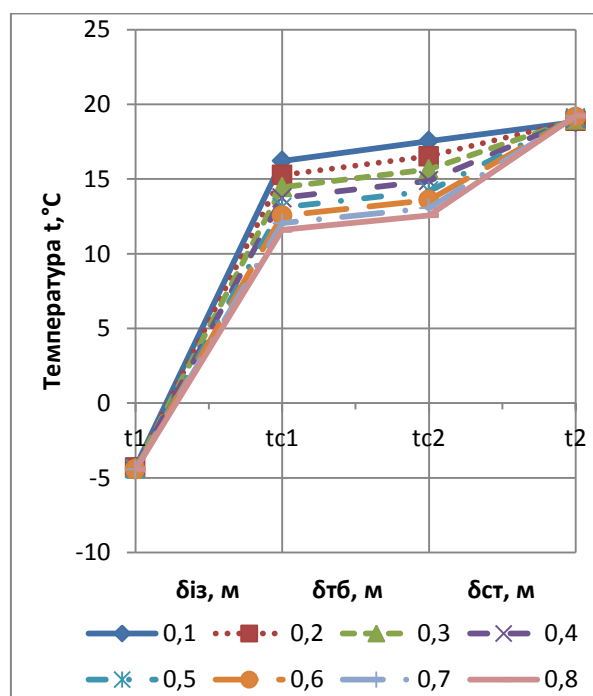
З отриманих залежностей видно, що чим вища температура навколишнього середовища, тим крива розподілу більш полого.

В таблиці 1 приведені значення температур, що відповідають рис.1.

**Таблиця 1**

$t_{зов}$	$t_1$	$t_{c1}$	$t_{c2}$	$t_2$
-22	-21,00	7,69	9,68	18,07
-20	-19,05	8,40	10,29	18,18
-15	-14,15	10,18	11,82	18,47
-10	-9,26	11,96	13,35	18,76
-5	-4,37	13,74	14,88	19,04
0	0,52	15,52	16,41	19,33
+5	5,41	17,30	17,94	19,62
+8	8,35	18,37	18,86	19,79

На рисунку 2 показаний розподіл температури всередині стіни при різній товщині стіни  $\delta_{ct}=0,1 \dots 0,8$  м та незмінних параметрах ізоляції та теплового бар'єру:  $\lambda_{ct}=0,8$  Вт/м·К,  $\delta_{i3}=0,05$  м,  $\lambda_{i3}=0,04$  Вт/м·К,  $\delta_{t0}=0,1$  м,  $q_{t0}=62$  Вт/м<sup>3</sup>.



**Рисунок 2** – Розподіл температур всередині стіни з ТБ при різній товщині стіни ( $t_{зовн}=-5^{\circ}\text{C}$ ,  $\delta_{i3}=0,05$  м)

Аналіз графіка на рисунку 2 показує, що зміна товщини стіни мало впливає на температури

на зовнішній та внутрішній поверхні стіни. При збільшенні товщини стіни зменшуються температури на зовнішній та внутрішній поверхнях ТБ, що пояснюється зменшенням  $q_{вн}$ . Температури  $t_2$  та  $t_1$  майже не змінюються при збільшенні товщини стіни.

В таблиці 2 приведені значення температур, що відповідають рисунку 2.

Таблиця 2

$\delta_{ст}$	$t_1$	$t_{c1}$	$t_{c2}$	$t_2$
0,1	-4,29	16,21	17,54	18,82
0,2	-4,32	15,27	16,53	18,91
0,3	-4,35	14,46	15,65	18,98
0,4	-4,37	13,74	14,88	19,04
0,5	-4,39	13,11	14,20	19,10
0,6	-4,41	12,55	13,60	19,15
0,7	-4,43	12,05	13,06	19,19
0,8	-4,44	11,60	12,57	19,23

Вплив товщини ізоляції на розподіл температури всередині стіни показано на рисунку 3. При збільшенні  $\delta_{із}$  спостерігається підвищення  $t_{c1}$ ,  $t_{c2}$ ,  $t_2$  та незначне зменшення  $t_1$ , що пояснюється зменшенням  $q_{вн}$  та  $q_{зов}$  при збільшенні  $\delta_{із}$ . При товщині ізоляції 0,2 м та температурі теплоносія  $+20^\circ\text{C}$ , що подається до ТБ, вдається компенсувати значну частину тепловтрат приміщення.

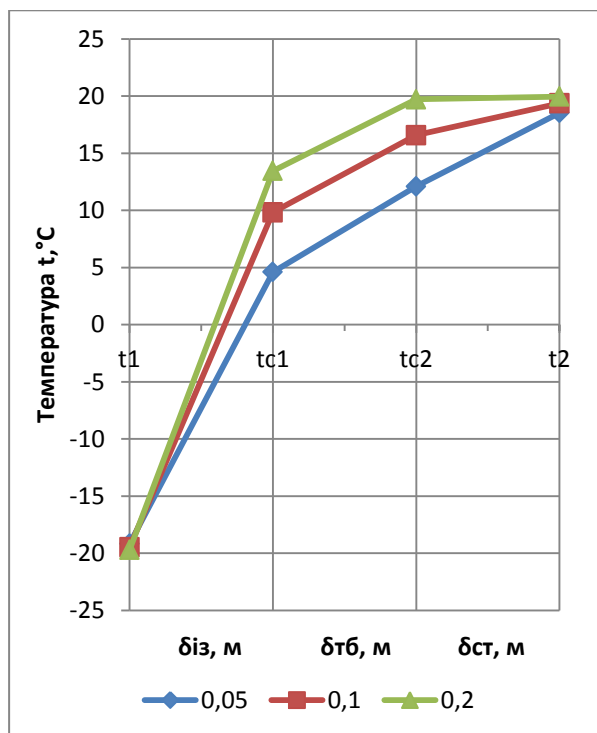


Рисунок 3 – Розподіл температур всередині стіни при різних товщині ізоляції ( $t_{зовн}=-20^\circ\text{C}$ ,  $\delta_{ст}=0,4$  м,  $\delta_{із}=0,05$  м; 0,1 м; 0,2 м)

Графіки наведені при незмінних параметрах ізоляції та теплового бар'єру:  $\delta_{ст}=0,4$  м,  $\lambda_{ст}=0,8$  Вт/м·К,  $\lambda_{із}=0,04$  Вт/м·К,  $\delta_{тб}=0,1$  м,  $q_{тб}=62$  Вт/м<sup>3</sup>,  $t_{вн}=+20^\circ\text{C}$ .

Для підвищення потенціалу теплоносія необхідне додаткове джерело енергії. Одним із найкращих варіантів без використання органічних палив є тепловий насос. На рисунку 4 приведений COP теплового насосу в залежності від  $\Delta t$  підвищення потенціалу теплоносія від температури низькопотенційного джерела енергії. Добуток електромеханічного коефіцієнту корисної дії компресору та адиабатного коефіцієнту корисної дії приймаємо 0,6 [2]. Температура джерела тепла  $+5^\circ\text{C}$ .

$$COP = \frac{T_B}{T_B - T_H} \cdot \eta_{ел} \cdot \eta_{oi} \quad (1.1)$$

В таблиці 3 приведені значення температур, що відповідають рисунку 3.

Таблиця 3

$\delta_{із}$	$t_1$	$t_{c1}$	$t_{c2}$	$t_2$
0,05	-19,17	4,60	12,10	18,52
0,1	-19,49	9,82	16,58	19,36
0,2	-19,71	13,46	19,71	19,95

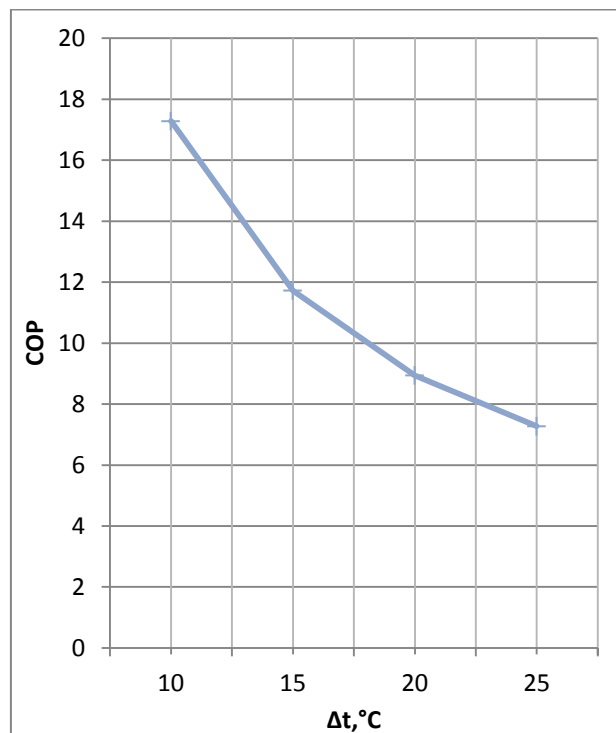


Рисунок 4 – Коефіцієнт перетворення теплового насосу в залежності від підвищення потенціалу теплоносія

На рисунку 5 приведена залежність  $q_{вн}$  та  $q_{зов}$  від добутку  $q_{тб} \cdot \delta_{тб}$  при  $t_{зовн} = -22^\circ\text{C}$ . При збільшенні теплового потоку  $q_{тб}$  відбувається зменшення теплового потоку від приміщення до ТБ та незначне збільшення  $q_{зов}$ , тобто тепловтрати приміщення зменшуються. З отриманих розрахунків видно, що ТБ виконує свою функцію.

Графіки наведені при незмінних параметрах ізоляції та теплового бар'єру:  $\delta_{ст} = 0,4 \text{ м}$ ,  $\lambda_{ст} = 0,8 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$ ,  $\delta_{із} = 0,05 \text{ м}$ ,  $\lambda_{із} = 0,04 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$ ,  $\delta_{тб} = 0,1 \text{ м}$ ,  $t_{вн} = +20^\circ\text{C}$ .

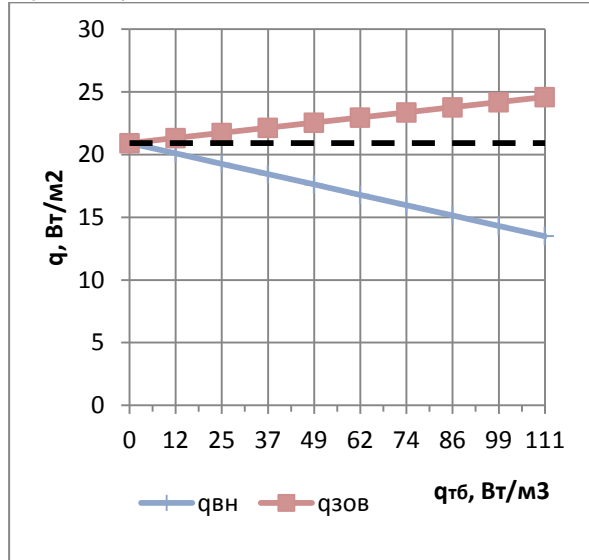


Рисунок 5 – Залежність  $q_{вн}$  і  $q_{зов}$  від  $q_{тб} \cdot \delta_{тб}$  при  $t_{зовн} = -22^\circ\text{C}$

На рисунку 6 показана економія енергії у відсотках у зимовий період в залежності від температури навколишнього повітря та різних значеннях  $q_{тб}$ .

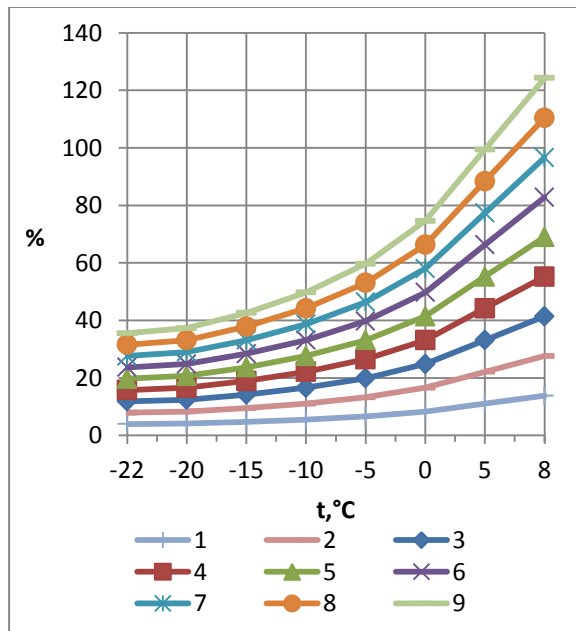


Рисунок 6 – Економія енергії у відсотках в зимовий період при різних значеннях  $q_{тб}$

1 –  $q_{тб} = 12 \text{ Вт/м}^3$ ; 2 –  $q_{тб} = 25 \text{ Вт/м}^3$ ; 3 –  $q_{тб} = 37 \text{ Вт/м}^3$ ; 4 –  $q_{тб} = 49 \text{ Вт/м}^3$ ; 5 –  $q_{тб} = 62 \text{ Вт/м}^3$ ; 6 –  $q_{тб} = 74 \text{ Вт/м}^3$ ; 7 –  $q_{тб} = 86 \text{ Вт/м}^3$ ; 8 –  $q_{тб} = 99 \text{ Вт/м}^3$ ; 9 –  $q_{тб} = 111 \text{ Вт/м}^3$ .

На рисунку 7 приведена залежність  $q_{вн}$  та  $q_{зов}$  від добутку  $q_{тб} \cdot \delta_{тб}$  при  $t_{зовн} = +35^\circ\text{C}$ . При збільшенні теплового потоку  $q_{тб}$  відбувається зменшення теплового потоку від приміщення до ТБ та збільшення  $q_{зов}$ , тобто тепло надходження до приміщення зменшуються.

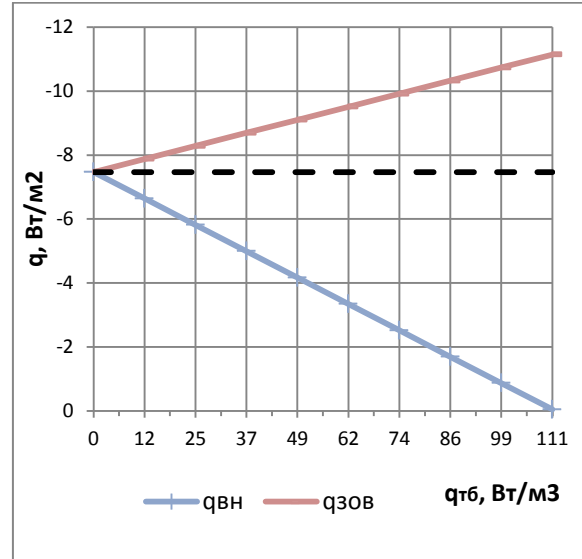


Рисунок 7 – Залежність  $q_{вн}$  і  $q_{зов}$  від  $q_{тб} \cdot \delta_{тб}$  при  $t_{зовн} = +35^\circ\text{C}$

З отриманих розрахунків видно, що ТБ виконує свою функцію. Графіки наведені при незмінних параметрах ізоляції та теплового бар'єру:  $\delta_{ст} = 0,4 \text{ м}$ ,  $\lambda_{ст} = 0,8 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$ ,  $\delta_{із} = 0,05 \text{ м}$ ,  $\lambda_{із} = 0,04 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$ ,  $\delta_{тб} = 0,1 \text{ м}$ ,  $t_{вн} = +20^\circ\text{C}$ .

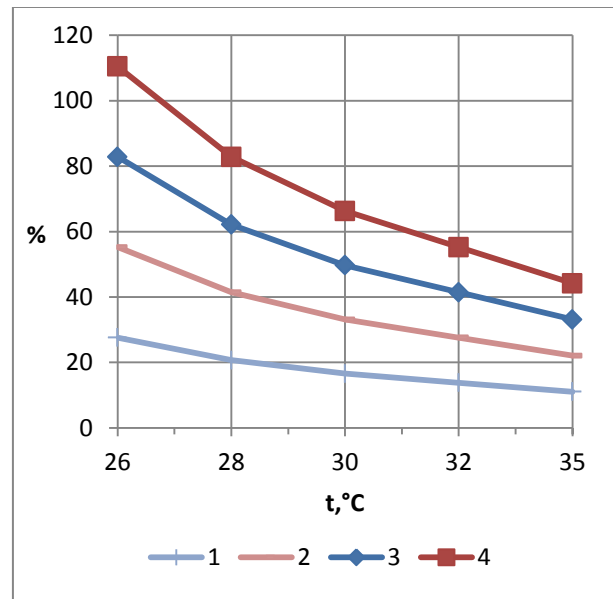


Рисунок 8 – Економія енергії у відсотках в літній період при різних значеннях  $q_{тб}$   
1 –  $q_{тб} = 12 \text{ Вт/м}^3$ ; 2 –  $q_{тб} = 25 \text{ Вт/м}^3$ ; 3 –  $q_{тб} = 37 \text{ Вт/м}^3$ ; 4 –  $q_{тб} = 49 \text{ Вт/м}^3$ .

На рисунку 8 показана економія енергії у відсотках у літній період в залежності від температури навколишнього повітря та різних значеннях  $q_{ТБ}$ .

У енергетичному еквіваленті економію енергії у зимовий ( $E_3$ ) та літній ( $E_L$ ) періоди можна розрахувати:

$$E_3 = \Delta q_{ВН} - (q_{ЕЛ} + q_{Ц}), \quad (1.2)$$

$$E_L = \Delta q_{ВН} - q_{Ц}, \quad (1.3)$$

де  $\Delta q_{ВН}$  – економія енергії за рахунок виконання ТБ площею  $1\text{ м}^2$  (Вт);

$q_{ЕЛ}$  – електрична енергія, що споживається компресором теплового насосу (Вт);

$q_{Ц}$  – електрична енергія, що витрачається на циркуляцію теплоносія (Вт).

У грошовому еквіваленті економія у зимовий ( $E_{ЦЗ}$ ) та літній ( $E_{ЦЛ}$ ) періоди складе:

$$E_{ЦЗ} = \Delta q_{ВН} \Pi_{Г} - \left( \frac{q_{ТБ} \delta_{ТБ} \Pi_{ЕЛ}}{COP} + q_{Ц} \Pi_{ЕЛ} \right), \quad (1.4)$$

$$E_{ЦЛ} = \frac{\Delta q_{ВН} \Pi_{ЕЛ}}{\varepsilon_X} - q_{Ц} \Pi_{ЕЛ}, \quad (1.5)$$

де  $\Pi_{Г}$  – вартість газу (грн.);  $\Pi_{ЕЛ}$  – вартість електроенергії, що використовується для роботи теплового насосу та циркуляційного насосу (грн.);  $\varepsilon_X$  – холодильний коефіцієнт.

Для визначення кількості енергії, що витрачається на циркуляцію теплоносія, необхідно оцінити витрату теплоносія через ТБ у зимовий та літній періоди.

## ВИСНОВКИ

Отже, отримані результати та залежності дозволяють зробити наступні висновки:

1. Температура подачі теплоносія в ТБ має бути не менше  $+22^{\circ}\text{C}$ , та залежить, в основному, від товщини теплоізоляції. Тобто, тільки низькопотенційного тепла ґрунту не достатньо. Необхідне підвищення потенціалу тепла за рахунок додаткового джерела тепла, наприклад теплового насосу. У цьому випадку, енергетичні свай будуть використовуватися у якості джерела тепла. Коефіцієнт перетворення теплонасосної установки буде на рівні 9.

2. Підвищення теплового потоку ТБ зменшує тепловтрати приміщення, що свідчить про те, що ТБ виконує свою функцію в опалувальний період.

3. Товщина стіни не суттєво впливає на розподіл температур всередині стіни, тому цей параметр доцільно обирати керуючись будівельними нормами.

4. Найбільше на розподіл температур всередині стіни з ТБ впливає товщина ізоляції.

5. Подальші дослідження будуть включати розрахунок витрати теплоносія через ТБ.

## Список позначень

$c, m$  – відповідно, теплоємність і масова витрата пропіленгліколя;

$h$  – відстань між трубами ТБ;

$l$  – довжина стіни з ТБ;

$q_{ВН}, q_{ЗОВ}, q_{ТБ}$  – відповідно, тепловий потік від приміщення до стінки з ТБ, тепловий потік від ТБ у довкілля, тепловий потік від ТБ;

$t_1, t_2$  – відповідно, значення температури на зовнішній та внутрішній поверхні стіни;

$t_{C1}, t_{C2}$  – відповідно, значення температури на зовнішній та внутрішній поверхні ТБ;

$t_{ВН}, t_{ЗОВ}$  – відповідно, значення температури в приміщенні та зовнішнього повітря;

$\Delta t = const$  – різниця температур пропіленгліколя на вході та виході ТБ (підтримується постійною за рахунок насосу з електронним регулюванням його продуктивності);

$x_0$  – площина перегину кривої розподілу температури в ТБ;

$\alpha_{ВН}, \alpha_{ЗОВ}$  – коефіцієнт тепловіддачі внутрішньої та зовнішньої поверхні стіни відповідно;

$\delta_{ТБ}$  – товщина ТБ;

$\delta_{СТ}, \delta_{ІЗ}$  – товщина стіни та ізоляції відповідно;

$\lambda_{СТ}, \lambda_{ІЗ}, \lambda_{ТБ}$  – коефіцієнт теплопровідності стіни, ізоляції та ТБ відповідно.

## ЛІТЕРАТУРА

1. Соломаха О.С., Новаківський С.В., Недбайло О.М. Метод розрахунку параметрів теплового бар'єра для потреб тепло- та холодопостачання // Пром. теплотехника, 2014, т. 36, №3, стр. 89-93.
2. Соколов Е.Я., Бродянский В.М. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения. – М.: Энергоиздат, 1981. – 320 с.

**O.S. Solomakha<sup>1</sup>, E.V. Novakivskyy<sup>1</sup>, O.M. Nedbailo<sup>2</sup>**

<sup>1</sup> National Technical University of Ukraine «Kiev Polytechnic Institute»,  
prosp. Peremohy, 37, Kyiv, 03056, Ukraine

<sup>2</sup> Institute of Engineering Thermophysics of the National Academy of Sciences of Ukraine,  
Bulohovskogo str., 2, Kyiv, 03164, Ukraine.

## TEMPERATURE DISTRIBUTION IN WALLING WITH THERMAL BARRIER

*We consider mitigation of heat consumption for heating by conventional energy by using low-grade energy in the soil thermal barrier. Thermal barrier is a system of pipelines, which is located in the opaque envelope between the insulation and bearing walls. Feed warm or cold coolant in the winter or summer respectively can reduce heat loss or heat leakage everywhere envelope. The paper investigates the heat loss through the envelope with thermal barrier, temperature distribution inside the wall, depending on the ambient temperature. The influence of the thickness of the bearing wall envelope and insulation thickness on the temperature distribution in the middle of the wall. Found minimum coolant temperature in the thermal barrier and the analysis of the transformation coefficient of thermal heat pump capacity building needs of the coolant at the inlet of the thermal barrier. Constructed depending the heat and heat the room, depending on the volume of heat thermal barrier. Energy savings are calculated as a percentage of heating and cooling, depending on the volume of heat (heat consumption) thermal barrier in the summer and winter periods.*

**Key words:** thermal barrier, energy pile.

## REFERENCES

1. **Solomakha O.S., Novakivskyy E.V., Nedbailo O.M.** Method of calculation thermal barrier parameters for heating and cooling needs // Prom. teplotekhnika, 2014, v. 36, №36, 89-93p.
2. **Sokolov E.Y., Brodianskyy V.M.** Power bases of the transformation of heat and cooling processes – М.: Energoizdat, 1981. – 320p.

---

Отримана в редакції 10.07.2014, прийнята до друку 24.07.2014