

УДК 697.278

**Лисак О. В., інженер** (Інститут відновлюваної енергетики Національної академії наук України, м. Київ), **Малкін Е. С., д.т.н., професор** (Київський національний університет будівництва і архітектури)

## **АНАЛІЗ КОНФІГУРАЦІЇ КОНВЕКТИВНИХ КАНАЛІВ ТЕПЛОАКУМУЛЮЮЧИХ ЕЛЕКТРОПЕЧЕЙ**

**Виконано огляд існуючих конфігурацій цегли теплоакумулюючих електропечей. Надано пропозиції по вибору конструкції конвективних каналів теплоакумулюючих електропечей.**

**Ключові слова:** акумуляційні системи опалення, теплоакумулюючі електропечі, теплонакопичувач, теплообмін.

**Актуальною задачею** для України є здешевлення вартості систем опалення та впровадження таких засобів, які б дозволили максимально ефективно використовувати наявні потужності з виробництва теплової енергії. Одним з таких засобів є теплоакумулюючі електропечі (ТАЕП), також відомі як теплонакопичувачі та електричні акумуляційні обігрівачі [1].

Дані прилади акумулюють теплову енергію за рахунок використання надлишків виробленої електричної енергії (як правило, в нічні години). Акумуляція теплової енергії відбувається в твердотільних теплоакумулюючих матеріалах.

**Найбільш досконалими** на сьогоднішній день вважають ТАЕП, які здатні регулювати тепловий потік в залежності від потреби в тепловій енергії. Регулювання здійснюється за рахунок зміни кількості повітря, що проходить через конвективні канали, прокладені в теплоакумулюючому прошарку [2]. В статичних ТАЕП застосовується природна конвекція повітря, в динамічних та центральних – примусове нагнітання повітря. Різниця між динамічними ТАЕП та центральними ТАЕП полягає в тому, що перші – це місцеві опалювальні прилади, а другі – прилади великих габаритів для забезпечення значно більших потужностей теплопостачання.

**В цій роботі розглянуто** три види конфігурації цеглин ТАЕП. Два з них відносяться до підтипів місцевих (кімнатних) ТАЕП: (1) статичних та (2) динамічних моделей. Окремо розглянута ситуація з (3) центральними ТАЕП. Центральні ТАЕП можуть мати як горизонталь-

ну схему руху повітря вздовж цеглин, так і П-подібну схему руху повітря через теплоакumuлюючий прошарок [3], аналогічну тій, що має місце в динамічних моделях ТАЕП.

В цій роботі будуть розглянуті тільки ТАЕП з горизонтальною схемою руху повітря вздовж цеглин. Це обумовлено тим, що така схема є досить стандартизованою. Водночас при П-подібній схемі руху повітря в центральних ТАЕП існує значна кількість можливих варіантів прокладання каналів та форм цеглин.

Найбільш вірогідним шляхом поліпшення роботи ТАЕП є визначення оптимальної з огляду на теплопередачу форми конвективного каналу. Це дозволить зменшити як габарити власне конвективних каналів, так і електричних нагрівачів і загалом розмірів ТАЕП. Проектуючи конфігурацію конвективних каналів слід також звертати увагу на інші елементи в каналі: допоміжні елементи, на кшталт кріплення електричних нагрівачів; простір, який займатимуть електричні нагрівачі, та положення електричних нагрівачів відносно каналів.

На рис. 1 показані типові форми цегли з теплоакumuлюючих матеріалів та конструкції конвективних каналів для підтипів місцевих ТАЕП разом з електричними нагрівачами.

Звернемо увагу на монтажні кріплення цегли ТАЕП, оскільки вони слугують для надійного кріплення U-подібних електричних нагрівачів. Цегла статичних ТАЕП (рис. 1, а) має два кріплення для нагрівача, який прокладається між ними. Кількість кріплень в цеглині динамічного ТАЕП (рис. 1, б) є більшою, ніж в цеглі статичного ТАЕП: це пов'язано з тим, що нагрівач не повинен випадково перекрити конвективний канал і тим самим зменшити кількість повітря, що проходить через теплоакumuлюючий прошарок ТАЕП. Електричний нагрівач в даному випадку фіксується між елементами кріплення.

Відмінною в цеглинах статичних й динамічних ТАЕП є й кількість каналів та їх конфігурація. Цегли статичних ТАЕП (рис. 1, в) прокладаються так, аби між ними утворювався вертикальний конвективний канал. Цегла динамічного ТАЕП (рис. 1, г), на відміну від статичного, має два канали. Це пов'язано з тим, що схема руху повітря в теплоакumuлюючому прошарку динамічного ТАЕП є П-подібною.

На рис. 2 показана конструкція цеглин та схема їх монтажу, яка застосовується в центральних ТАЕП при найпростішому русі повітря – при проходженні горизонтальних каналів. Для побудови теплоакumuлюючого прошарку центрального ТАЕП з горизонтальною схемою руху повітря використовується два типи цеглин: перший тип має в своїй конструкції канал для проходження повітря (рис. 2, а), другий тип (рис. 2, б) слугує для верхнього шару акумуляційного блоку, де нема

потреби утворювати канал. В першому типі цеглин (рис. 2, *а*) за такої конфігурації відсутня потреба у фіксації електричних нагрівачів, тому в цих цеглинах відсутні кріплення, на відміну від цеглин місцевих ТА-ЕП. Зазначимо, що тут для фіксації електричних нагрівачів застосовуються зовнішні елементи кріплення, які знаходяться за межами теплоакумуляюючого прошарку. Схема прокладання електричних нагрівачів показана на рис. 2, *в*. В другому типі цегли (рис. 2, *б*) також відсутні будь-які елементи кріплення.

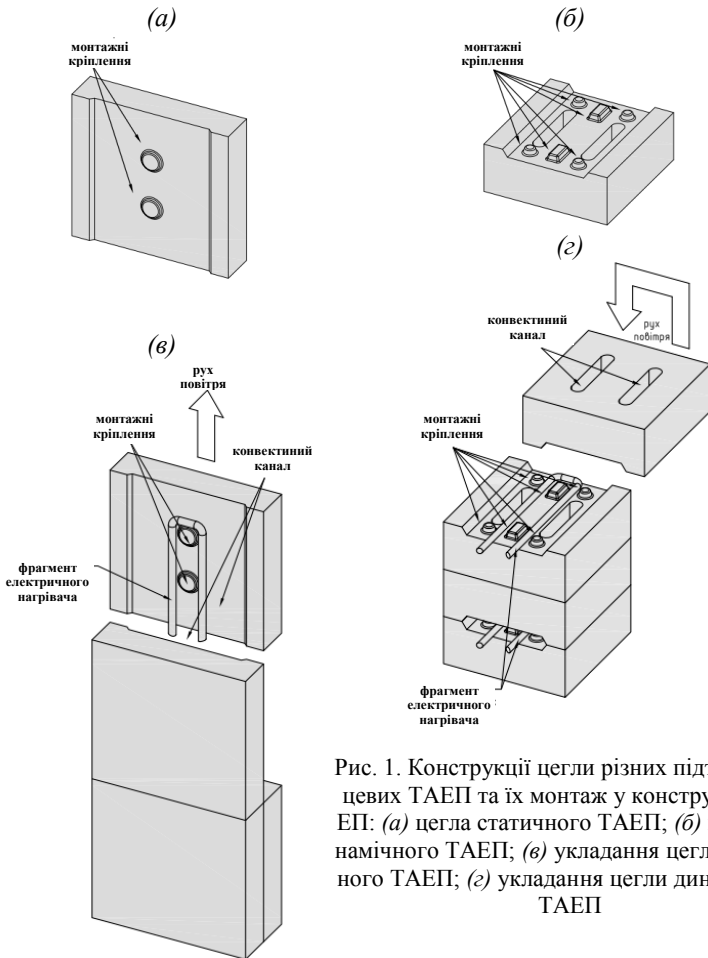


Рис. 1. Конструкції цегли різних підтипів місцевих ТАЕП та їх монтаж у конструкції ТА-ЕП: (а) цегла статичного ТАЕП; (б) цегла динамічного ТАЕП; (в) укладання цегли статичного ТАЕП; (г) укладання цегли динамічного ТАЕП

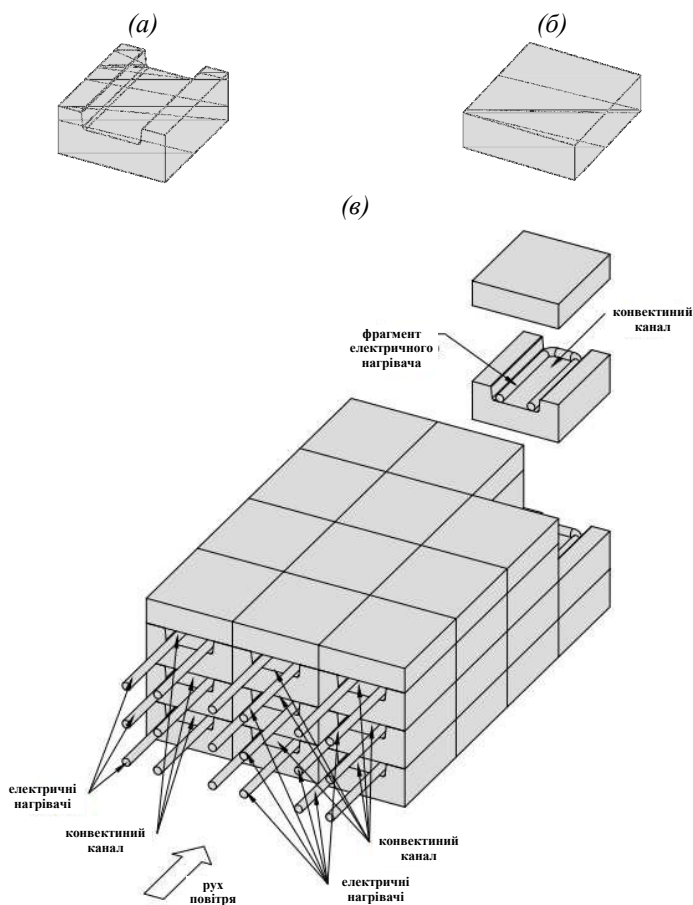


Рис. 2. Конструкції цегли центрального ТАЕП та їх монтаж у конструкції ТАЕП: (а) цегла для проходження повітря; (б) цегла для верхнього прошарку акумуляційного блоку; (в) укладання цегли центрального ТАЕП

При розробці оптимальної моделі зняття теплоти з теплових акумуляторів окрім зміни конфігурації каналів (якої форми вони мають бути, з якою частотою вони повинні бути розташовані в конструкції в залежності від обраної форми і т.п.) можливо використати внутрішнє оребрення каналів для поліпшення тепловіддачі від приладу. Оребрення може бути виконаним з інших матеріалів, ніж ті, що використовуються для акумуляції теплової енергії. Матеріал оребрення повинен мати те-

мпературу плавлення, яка перевищуватиме температуру розігрівання теплоакumuлюючого матеріалу ТАЕП 600...800 °С [8], та задовольняти санітарно-гігієнічним нормам. Водночас, введення оребрення повинно враховувати виникнення додаткових втрат тиску при проходженні повітря через канали. За певних факторів економія від удосконалення тепловіддачі приладу буде меншою, ніж втрати на встановлення та експлуатацію потужнішого вентилятора.

Надамо загальні рекомендації для вибору конвективних каналів центральних ТАЕП з огляду на теплобмін. Даний тип ТАЕП обрано тому, що в них застосовується найбільш проста з розглянутих моделей схема руху повітря та схема каналів. Огляд будемо виконувати за умови, що в конвективних каналах ТАЕП має місце турбулентний режим руху повітря. При цьому знехтуємо об'ємом, який в ТАЕП займають електричні нагрівачі. Загалом, зазначимо, що в каналах ТАЕП з примусовим рухом повітря має місце теплообмін за нерозвиненого теплового потоку та присутня значна кількість завихрень, які в великій мірі впливають на характер теплообміну.

Для розрахунку теплообміну використовуємо відомі формули для визначення коефіцієнту тепловіддачі від поверхні каналу. В [5] була представлена формула для визначення  $Nu_f$  за повністю розвиненого потоку при значеннях  $Re_f = 1 \cdot 10^4 \dots 5 \cdot 10^6$ ,  $Pr_f = 0,6 \dots 2500$ , що підходить як для труб круглої, так і прямокутної форми зі співвідношенням сторін  $a/b = 1/40$  :

$$Nu_f = 0,021 \cdot Re_f^{0,8} \cdot Pr_f^{0,43} \cdot (Pr_f / Pr_\omega)^{0,25}, \quad (1)$$

де  $Nu_f$  – значення критерію Нуссельта повітря, що проходить через конвективний канал;  $Re_f$  – значення критерію Рейнольдса повітря, що проходить через конвективний канал;  $Pr_f$  – значення коефіцієнту Прандтля повітря в потоці, що проходить через конвективний канал;  $Pr_\omega$  – значення коефіцієнту Прандтля повітря на теплообмінній поверхні конвективного каналу. Критерій Рейнольдса визначено як:

$$Re_f = \frac{\omega \cdot d_{екв}}{\nu}, \quad (2)$$

де  $\omega$  – швидкість повітря в каналі, м/с;  $\nu$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря, м<sup>2</sup>/с;  $d_{екв}$  – еквівалентний діаметр каналу, м:

$$d_{екв} = \frac{4F}{U}, \quad (3)$$

де  $F$  – площа поперечного перерізу, м<sup>2</sup>;  $U$  – повний периметр каналу, м.

Для інженерних розрахунків внаслідок незначної зміни  $Pr$  повітря в температурному діапазоні роботи ТАЕП [4] можна використати спрощену версію формули (1). Вказана в [5] формула для повітря з  $Pr \approx 0,71$  та  $(Pr_f/Pr_\omega) \approx 1$ :

$$Nu_f = 0,018 \cdot Re_f^{0,8}. \quad (4)$$

Але є й альтернативні формули, які також можливо використати для оцінки якості тепловіддачі від поверхні каналів. Наприклад, в [6] була представлена формула для випадків  $Pr = 0,7; 7; 220$  і  $Re_f = 8,5 \cdot 10^3 \dots 14 \cdot 10^3$ .

$$Nu_f = C_i \cdot Re_f^{0,8} \cdot Pr_f^{0,4} \cdot (Pr_f/Pr_\omega)^{0,25} \quad (5)$$

де  $C_i$  – для круглого перерізу становить 0,022; для прямокутного – також 0,022; для трапецеїдального – 0,021; для трикутного – 0,019.

Також існують формули, які враховують коефіцієнт гідравлічного тертя каналу [7], але в даній роботі прийнято рішення використати для аналізу більш просту залежність (4).

Виконаємо порівняння коефіцієнту тепловіддачі та кількості відданої теплоти з одиниці поверхні прямокутних каналів різної форми та круглого каналу. Порівняння виконаємо по залежності (4). Для більшої наочності надамо порівняння як у вигляді формул, так і у вигляді практичних розрахунків. При аналізі прийнято, що всі канали мають однакову площу поперечного перерізу, однакову швидкість повітря в каналах та однакові характеристики повітря в них.

Приймаємо, що сторони прямокутного каналу  $a$  та  $b$  характеризуються співвідношенням:

$$c = b/a. \quad (6)$$

Якщо ж площі круглого каналу та прямокутного каналу співпадають

$$a \cdot b = \frac{\pi \cdot d^2}{4}, \quad (7)$$

то з урахуванням (6):

$$a \cdot c \cdot a = \frac{\pi \cdot d^2}{4}, \quad (8)$$

можливо отримати, що:

$$d = 2a \sqrt{\frac{c}{\pi}}. \quad (9)$$

Критерій Нуссельта в розглянутому випадку визначається як:

$$Nu_f = \frac{\alpha \cdot d_{екв}}{\lambda}, \quad (10)$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності повітря, Вт/(м·К),  $\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Співвідношення коефіцієнтів тепловіддачі прямокутного  $\alpha_{н.к.}$  та круглого  $\alpha_{кр.}$  каналів можна знайти як:

$$\alpha_{н.к.}/\alpha_{кр.} = \left( \frac{Nu_f \cdot \lambda}{d_{екв}} \right)_{н.к.} / \left( \frac{Nu_f \cdot \lambda}{d} \right)_{кр.}, \quad (11)$$

а підставивши в (11) формули (2–4, 6, 9–10) отримаємо:

$$\alpha_{н.к.}/\alpha_{кр.} = \left( \frac{1+c}{\sqrt{c \cdot \pi}} \right)^{0,2}. \quad (12)$$

Також визначимо співвідношення кількості відданої теплоти від прямокутних  $q_{н.к.}$  та круглого  $q_{кр.}$  каналів на одиницю поверхні теплообміну. Кількість теплоти, яка виділяється на одиницю периметру, визначається як:

$$q = \alpha \cdot U, \quad (13)$$

і відповідно співвідношення визначається як:

$$q_{н.к.}/q_{кр.} = (\alpha_{н.к.}/\alpha_{кр.}) \cdot (2(a+b)/\pi d), \quad (14)$$

і з урахуванням формул (6, 9):

$$q_{н.к.}/q_{кр.} = \left( \frac{1+c}{\sqrt{c \cdot \pi}} \right)^{1,2}. \quad (15)$$

Отримані залежності (12) та (15) показують, що за даних умов моделювання співвідношення як коефіцієнту тепловіддачі прямокутного каналу до круглого, так і кількості відданої теплоти від них на одиницю поверхні теплообміну залежить від співвідношення сторін прямо-

кутного каналу. Ці залежності демонструють, що прямокутні канали характеризуються кращими показниками теплообміну, ніж круглі канали, а з відхиленням параметру  $C$  від одиниці (зі збільшенням співвідношення сторін) зростає й ефективність теплообміну. Практичні розрахунки наведені в табл. 1 та табл. 2. Кращих характеристик теплообміну прямокутні канали досягають переважно за рахунок більш розвинутої поверхні теплообміну.

Таблиця 1

Геометричні характеристики каналів

Тип отвору	Розміри каналу, мм	$d_{\text{екв}}$ , мм	$U$ , мм	$F$ , мм <sup>2</sup>
Круглий	$d = 100$	100	314,2	≈ 7854
Квадратний	$a = 88,6$	88,6	354,4	
Прям. 1:2	$a = 62,7; b = 125,3$	83,6	376,0	
Прям. 1:4	$a = 44,3; b = 177,2$	70,9	443,0	
Прям. 1:6	$a = 36,2; b = 217,1$	62,0	506,6	
Прям. 1:8	$a = 31,3; b = 250,7$	55,7	564,0	
Прям. 1:10	$a = 28; b = 280,2$	51,0	616,4	
Прям. 1:12	$a = 25,6; b = 307$	47,2	665,2	
Прям. 1:14	$a = 23,7; b = 331,6$	44,2	710,6	
Прям. 1:16	$a = 22,2; b = 354,5$	41,7	753,4	
Прям. 1:18	$a = 20,9; b = 376$	39,6	793,8	

Примітки: для прямокутного типу отвору («Прям.») вказано параметр  $C$  (див. формулу (6)), параметр  $d_{\text{екв}}$  визначено з формули (3).

**В даній роботі** представлені принципові схеми конфігурації цеглин та утворених з них конвективних каналів ТАЕП. Проаналізовано зміну тепловіддачі в конвективному каналі за умов характерних для центральних ТАЕП в залежності від запропонованого типу каналу. Окреслено шляхи по визначенню факторів, які впливають на розрахунок при аналізі теплообміну в конвективних каналах ТАЕП та дана оцінка міри впливу цих факторів для виявлення найбільш ефективної геометричної конфігурації конвективного каналу.



Таблиця 2

Розрахунок теплообміну в конвективних каналах різної форми

Тип отвору	<i>Re</i>	<i>Nu</i>	$\alpha$ ,	$\frac{\alpha_{н.к.}^i}{\alpha_{кр.}}$ ,	<i>q</i> ,	$\frac{q_{н.к.}^i}{q_{кр.}}$ ,
			$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	%	$\frac{Вт}{м \cdot К}$	%
Круглий	26533	62,3	17,2	100,0	5,40	100,0
Квадратний	23514	56,5	17,6	102,4	6,24	115,6
Прям. 1:2	22169	53,9	17,8	103,7	6,70	124,1
Прям. 1:4	18811	47,3	18,4	107,1	8,16	151,1
Прям. 1:6	16457	42,5	18,9	110,0	9,58	177,4
Прям. 1:8	14780	39,0	19,3	112,4	10,90	201,8
Прям. 1:10	13520	36,3	19,7	114,4	12,13	224,6
Прям. 1:12	12532	34,2	20,0	116,2	13,28	246,0
Прям. 1:14	11731	32,4	20,2	117,7	14,38	266,3
Прям. 1:16	11066	30,9	20,5	119,1	15,42	285,6
Прям. 1:18	10501	29,7	20,7	120,4	16,42	304,1

Примітки:  $\omega = 4,5$  м/с; характеристики повітря узяті при 40 °С:  
 $\nu = 16,96 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с;  $\lambda = 0,0276$  Вт/(м · К) з [5].

1. Малкін Е. С. Теплоакмулюючі електроні. Термінологія і класифікація / Е. С. Малкін, О. В. Лисак // Промислова електроенергетика та електротехніка (Промелектро). – 2014. – № 3. – С. 69–74. 2. Кривошеин И. А. Бытовые электронагревательные приборы и установки : монография / И. А. Кривошеин. – М. : Изд Рецензент: д-р техн. наук, старший научный співробітник Морозов Ю. П. (завідуючий відділом геотермальної енергетики Інституту відновлюваної енергетики Національної академії наук України) во МКХ РСФСР, 1963. – 184 с. 3. Oughton D. R. Faber & Kell's Heating and Air-Conditioning of Buildings // D. R. Oughton, S. L. Hodkinson. – Amsterdam; London: Butterworth-Heinemann, 2008. – XIX, 786 p. – ISBN 978-0-75-068365-4. 4. Симонов А. А. Бытовое электрическое отопление с аккумулярованием тепла – важнейший фактор эффективного использования электроэнергии // Энергетика и электрификация. – 1992 – № 1. – С. 26–30. 5. Михеев М. А. Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева. – 2-е изд., стер. – Москва : Энергия, 1977. – 343 с. 6. Интенсификация конвективного теплообмена в некруглых каналах / Павловский В. Г. // Сборник научных трудов "Вестник НТУ "ХПИ" : Энергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування № 6 – Вестник НТУ "ХПИ", 2005. – С. 85–88. 7. Левенберг В. Д. Аккумулярование тепла : производственно-практическое издание / В. Д. Левенберг, М. Р. Ткач, В. А. Гольстрем. – Ки-

ев : Техника, 1991. – 112 с. **8.** Малкін Е. С. Теплоакмулюючі матеріали в теплоакмулюючих електропечах: аналіз та практика використання / Е. С. Малкін, О. В. Лисак // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: наук. – техн. зб. / Київ. нац. ун-т буд-ва і архіт.; редкол.: Е. С. Малкін (голов. ред.) [та ін.]. – К. : КНУБА, 2014 – Вип. 17. – С. 133–144.

Рецензент: д.т.н., старший науковий співробітник Морозов Ю. П. (Інститут відновлюваної енергетики НАН України)

---

**Lysak O. V., Engineer** (Institute of Renewable Energy at National Academy of Sciences of Ukraine, Kyiv), **Malkin E. S., Doctor of Engineering, Professor** (Kyiv National University of Construction and Architecture)

#### **ANALYSIS OF THE CONFIGURATION OF STORAGE HEATER AIRWAYS**

**The review of existing configurations of storage heaters bricks is made. The proposals for the selection of storage heater airways are shown.**

**Keywords:** storage heating, electric storage heating, storage heaters, heat transfer.

---

**Лысак О. В., инженер** (Институт возобновляемой энергетики Национальной академии наук Украины, г. Киев), **Малкин Э. С., д.т.н., профессор** (Киевский национальный университет строительства и архитектуры)

#### **АНАЛИЗ КОНФИГУРАЦИИ КОНВЕКТИВНЫХ КАНАЛОВ ТЕПЛОАККУМУЛИРУЮЩИХ ЭЛЕКТРОПЕЧЕЙ**

**Выполнен обзор существующих конфигураций кирпичей теплоаккумулирующих электропечей. Представлены предложения по выбору конструкции конвективных каналов теплоаккумулирующих электропечей.**

**Ключевые слова:** аккумуляционные системы отопления, теплоаккумулирующие электропечи, теплонакопитель, теплообмен.

---