

ДОДАТКИ
до дисертації:

НАУКОВО-ТЕХНОЛОГІЧНІ ОСНОВИ СТВОРЕННЯ АЛЮМІНІЄВИХ
ТЕПЛОВИХ ТРУБ ДЛЯ РЕСУРСОЗБЕРІГАЮЧИХ СИСТЕМ

ЗМІСТ

ДОДАТОК А ЗРАЗКИ АЛЮМІНІЄВИХ ТЕПЛОВИХ ТРУБ З КАНАВЧАТОЮ КАПІЛЯРНОЮ СТРУКТУРОЮ	3
ДОДАТОК Б МЕТОДИКА ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА УСТАНОВКА ДЛЯ ДОСЛІДЖЕНЬ ТЕПЛОТЕХНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК АКТТ ТА ІНТЕНСИВНОСТІ ТЕПЛООБМІНУ В АКТТ.....	7
ДОДАТОК В ПОХИБКА ВИМІРЮВАНЬ ТЕПЛОТЕХНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК І ІНТЕНСИВНОСТІ ТЕПЛООБМІНУ В АКТТ.....	15
ДОДАТОК Г МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕННЯ АКТТ НА ГРАНИЧНИЙ ВНУТРІШНІЙ ТИСК.....	20
ДОДАТОК Д СОНЯЧНІ ТЕПЛОВІ КОЛЕКТОРИ НА ОСНОВІ АКТТ	22
ДОДАТОК Е ЗРАЗКИ ТЕПЛООБМІННИКІВ НА ОСНОВІ АЛЮМІНІЄВИХ ТЕПЛОВИХ ТРУБ З КАНАВЧАТОЮ КАПІЛЯРНОЮ СТРУКТУРОЮ.....	67
ДОДАТОК Є ВИКОРИСТАННЯ АЛЮМІНІЄВИХ ТЕПЛОВИХ ТРУБ З КАНАВЧАТОЮ КАПІЛЯРНОЮ СТРУКТУРОЮ В РАДІОЕЛЕКТРОННІЙ ТА ОСВІТЛЮВАЛЬНІЙ ТЕХНІЦІ.....	77
ДОДАТОК Ж АКТИ ВПРОВАДЖЕННЯ.....	80

ДОДАТОК А

ЗРАЗКИ АЛЮМІНІЄВИХ ТЕПЛОВИХ ТРУБ З КАНАВЧАТОЮ КАПІЛЯРНОЮ СТРУКТУРОЮ

Застосування:

1. Системи охолодження радіоелектронної апаратури;
2. Теплообмінне обладнання;
3. Сонячні колектори;
4. Освітлювальні прилади на основі світлодіодів.

Технічні характеристики:

1. Тип: теплові труби постійного термічного опору з канавчатою капілярною структурою (АКТТ)
2. Матеріал: алюмінієвий сплав АД-31 (алюмінієвий сплав 6060 за американським стандартом AMS 4116)
3. Термічний опір ТТ, К / Вт 0,01 - 0,12
4. Діапазон робочих температур, °С: - 40 ... +200

Робоча рідина: аміак, ацетон, пентан

Термін експлуатації: до 20 років

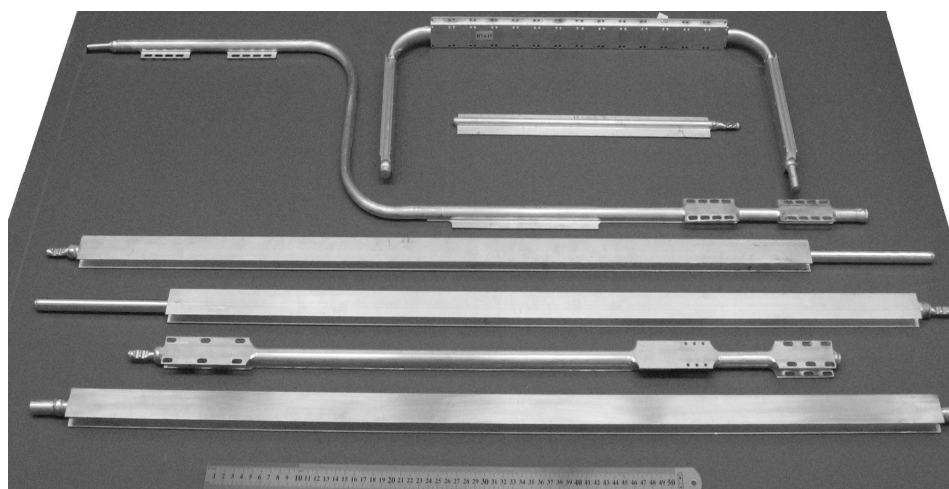


Рис. А.1. Конфігурації АКТТ

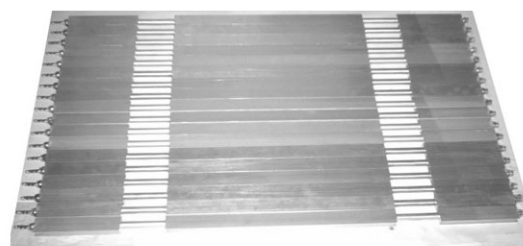
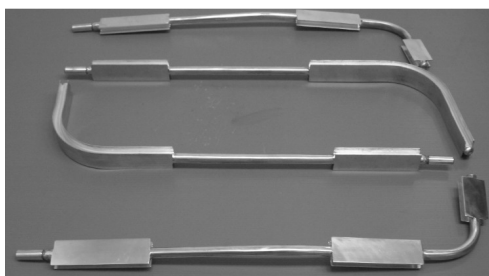
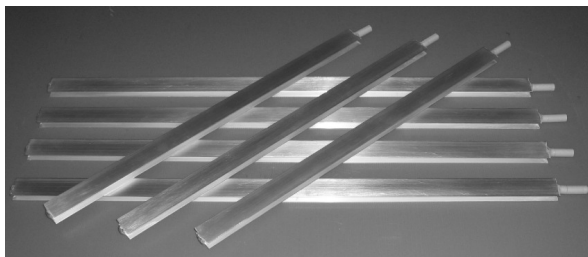


Рис. А.2. Зразки АКТТ для систем охолодження радіоелектронної апаратури

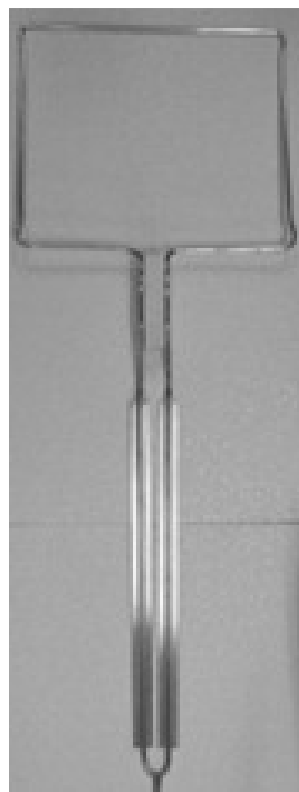
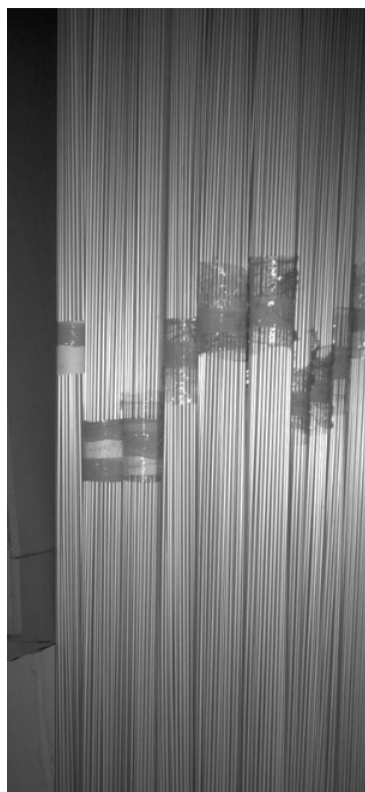


Рис. А.3. Зразки АКТТ для обладнання: теплообмінники, холодильна техніка тощо

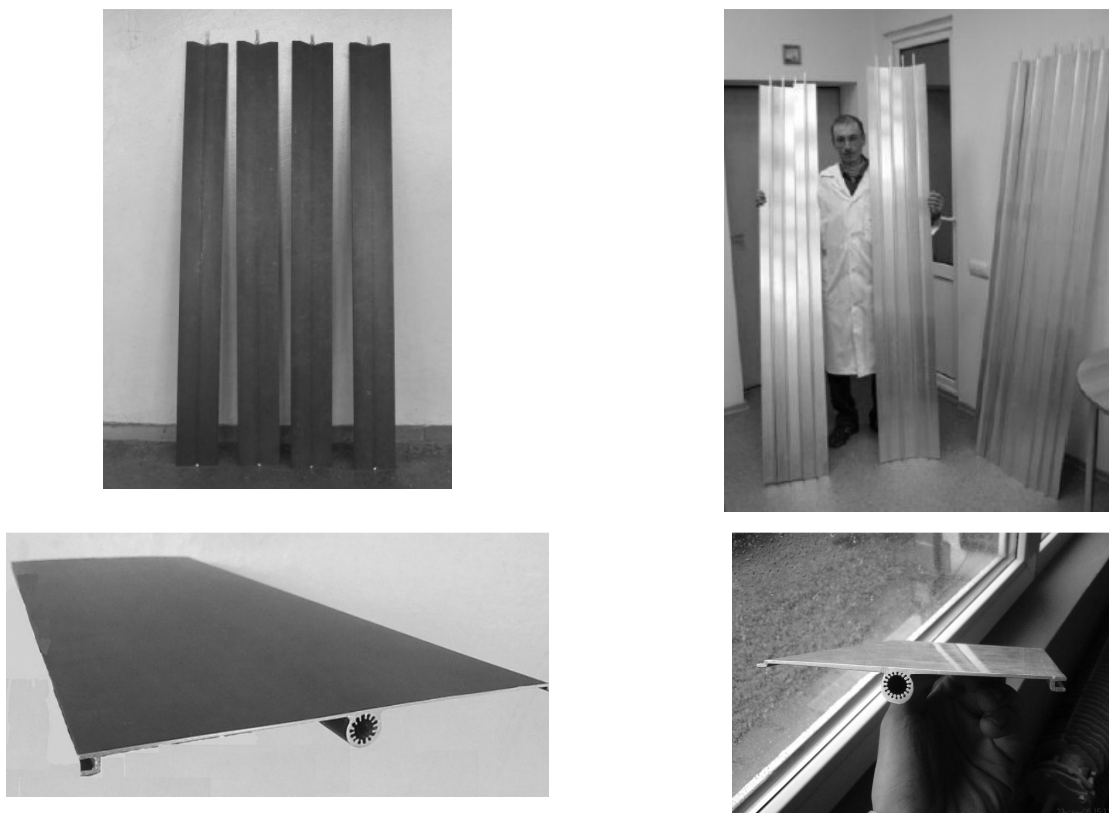


Рис. А.4. Зразки АКТТ для сонячних колекторів



Рис. А.5. Експериментальні зразки АКТТ для досліджень за тематикою дисертаційної роботи

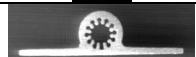
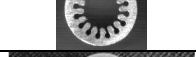
Таблиці А.1

Геометричні параметри профілів АКТТ

Тип профілю для АКТТ	Зовнішній діаметр, d_{np} , мм	Ширина найбільш вузької частини канавки, s , мм	Глибина канавки, h , мм	Діаметр артерії, d_k , мм	Діаметр парового каналу, d_n , мм
АС-КРА 5,0	10,0	0,50	1,65	1,00	5,0
АС-КРА 6,0	12,5	0,60	1,75	1,10	6,0
АС-КРА 7,5	14,0	0,65	1,85	1,11	7,5
АС-КРА 8,6	17,0	0,70	2,4	1,35	8,6

Таблиці А.2

Профілі АКТТ, на основі яких були проведені дослідження

Шифр профілю	Зовн. діаметр $d_{зовн}$, мм	Ширина полки (полок), мм	Маса 1 метру, m кг	Фотографія перетину
АС-КРА 3,5 –Р2	7,5	30	0,25	
АС-КРА 3,8 –Р0	8,0	-	0,09	
АС-КРА 3,6 –Р1	8,1	30	0,12	
АС-КРА 5,0 –Р2	12,5	30	0,35	
АС-КРА 6,0 –Р0	12,5	-	0,20	
АТ-КРА 8.0 –Р1	12,5	30	0,255	
АС-КРА 7,3 –Р1 (Р2)	12,5	30	0,27 (0,38)	
АС-КРА 6,0 –Р1 (Р2)	12,5	30	0,27 (0,38)	
АС-КРА 7,5 – Р1 (Р2)	14,0	30	0,41	
АС-КРА 7,5 –Р1-120	14,5	120	0,52	
АТ-КРА 11.0 –Р2	16,0	30	0,50	
АС-КРА 8,6 –Р2	17,0	30	0,54	

ДОДАТОК Б

МЕТОДИКА ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА УСТАНОВКА ДЛЯ ДОСЛІДЖЕНЬ ТЕПЛОТЕХНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК АКТТ ТА ІНТЕНСИВНОСТІ ТЕПЛООБМІНУ В АКТТ

Схема установки (рис. Б.1) включає інформаційно-вимірювальну систему (ІВС), системи вимірювання температури, системи охолодження, електроживлення, вимірювання потужності нагрівачів і пристрої для вимірювання та зміни орієнтації ТТ у полі сили тяжіння.

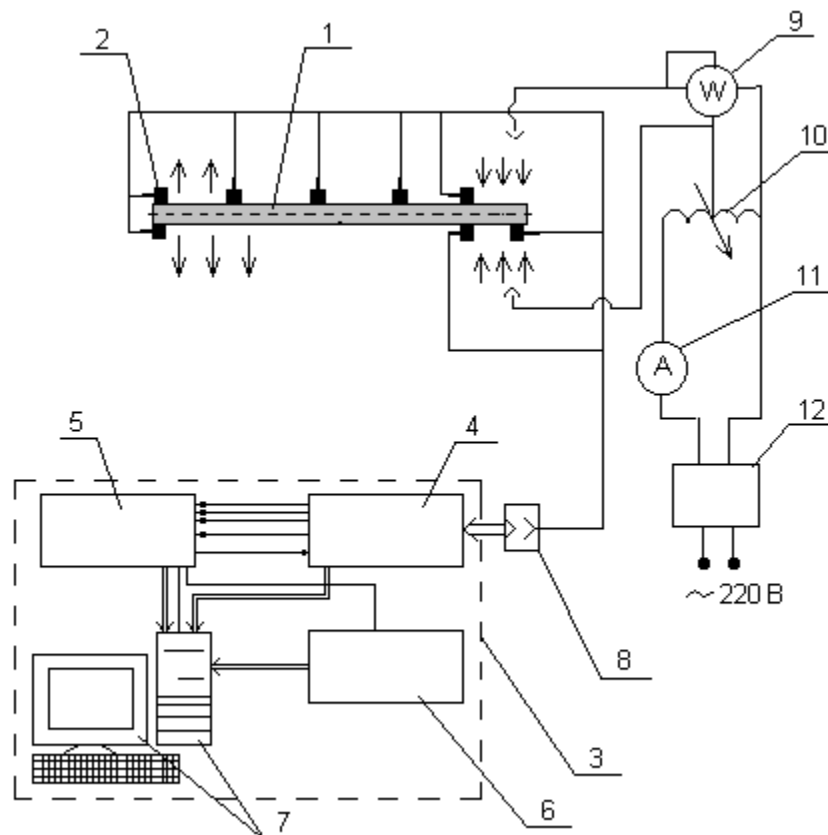


Рис. Б.1. Схема експериментальної установки:

- 1 – АКТТ; 2 – датчики температури; 3 – інформаційно-вимірювальна система; 4 – комутатор (Ф 2101); 5 – мілівольтметр (В7-34(В7-34/1,В7-34А));
6 – плата каналу загального користування (КЗК); 7 – ПЕОМ;
8 – компенсаційна коробка; 9 – ватметр (Д529 чи Д5088);
10 – лабораторний автотрансформатор; 11 – амперметр, 12 – стабілізатор
напруги

У деяких дослідження замість комутатора (4), мілівольтметра (5), плати каналу загального користування (6) та компенсаційної коробки (8) використовувалось АЦП МВА8 (ОВЕН).

В експерименті на зовнішніх поверхнях зон досліджуваних АКТТ створювались наступні граничні умови:

1. У зоні випарювання - підвід теплоти від ніхромового нагрівача (нагрівачів), розміщеного безпосередньо на корпусі теплової труби. Для установки нагрівача (нагрівачів) використовувалась паста КПТ-8.

2. У зоні транспорту - теплоізоляція на основі базальтових волокон.

3. У зоні конденсації - відвід теплоти проточним теплообмінником, розташованим на корпусі. Для установки теплообмінника використовувалась паста КПТ-8.

Система вимірювання температури АКТТ включала датчики температур (мідь-константанові термопари). Мідь-константанові термопари підготовлені для вимірювання у діапазоні 273...480 К (для градуювання використовувався зразковий платиновий термометр опору класу 0,01). Виходячи із задач дослідження і геометрії робочої ділянки, термопари встановлювались на корпусі АКТТ (рис. Б.2) під ізоляцією у наступному порядку:

- T1, T2, T3 - зона випарювання;
- T4, T5 - зона транспорту;
- T6, T7, T8 - зона конденсації;
- T9 - застосовується при вимірюванні температури по всій довжині теплових труб або для контролю показань задіяних термопар.

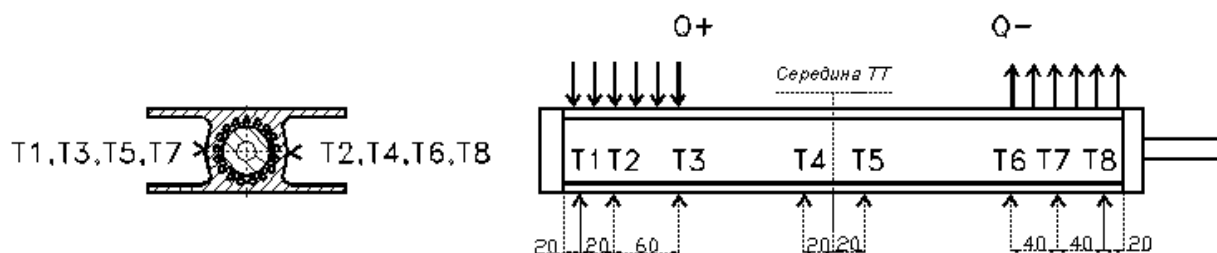


Рис. Б.2. Схема розташування датчиків температури (T1-T8)

У деяких дослідженнях використовувалась більша кількість датчиків. Наприклад, у випадку досліджень локальних коефіцієнтів теплообміну в зонах випаровування та конденсації АКТТ (рис. Б.3).

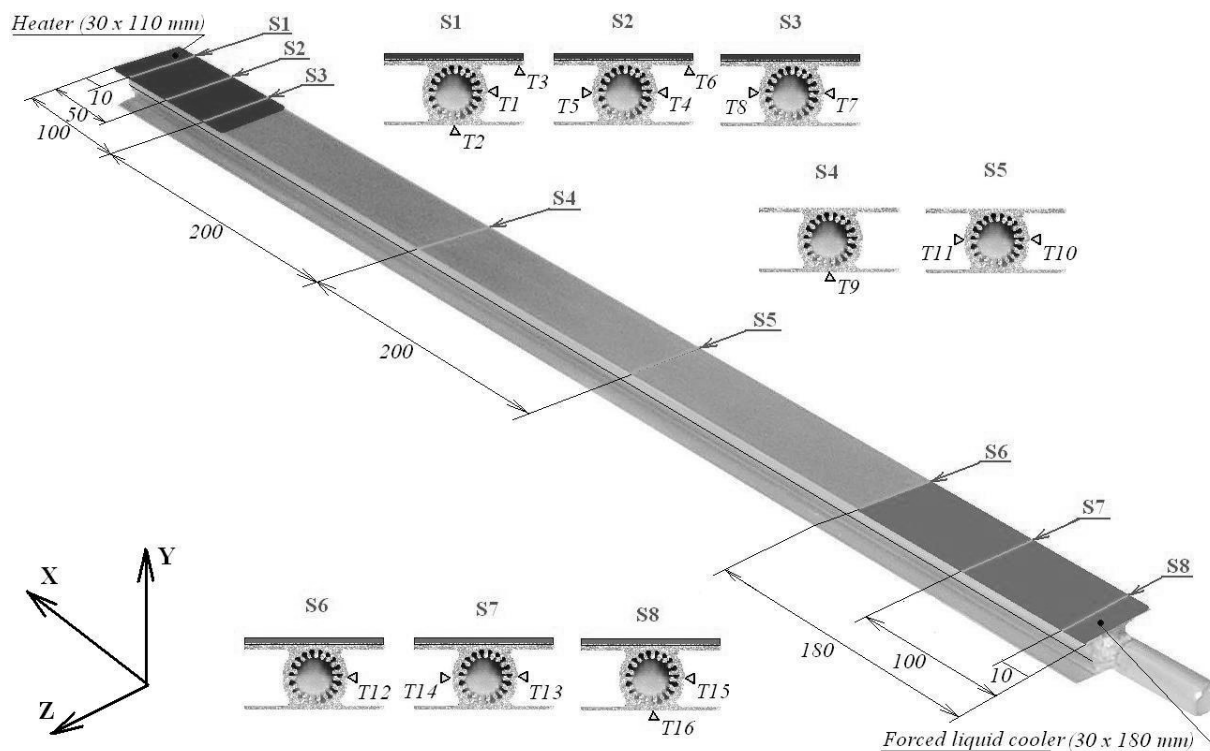


Рис. Б.3. Схема установки датчиків при дослідженні локальних коефіцієнтів теплообміну в зонах випаровування та конденсації АКТТ

Похибка вимірювань дорівнювала $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$. Датчики температури кріпились на корпусі АКТТ спеціальною клейкою алюмінієвою стрічкою (рис. Б.4).

Нагрівач (нагрівачі) живився від джерела живлення через стабілізатор напруги типу СН-0.9. Електронагрівач було під'єднано до лабораторного автотрансформатора TRW (ЛАТР) (10), за допомогою якого регулювалась його потужність. Контроль потужності здійснювався за показаннями ватметра Д529 чи Д5088 класу точності відповідно 0,1 та 0,2.

Система охолодження забезпечувала стаціонарні і нестаціонарні зовнішні умови в зоні конденсації АКТТ. Вона складалась з рідинного лабораторного

термостата СЖМЛ-1. 9/2.5 і системи вимірювання витрати води об'ємним методом, що включає мірний посуд і таймер. Постійна на вході температура води підтримувалась автоматично за допомогою термостата (відхилення температур не перевищувало 0,5 К в діапазоні 280...313 К та 1К в діапазоні 313...363 К). Вимір витрати води об'ємним методом здійснювався у мірному посуді ємністю 2 л з ціною ділення 25 мл. Витрата води плавно регулювалась в діапазоні 0,1...2,5 л/хв.

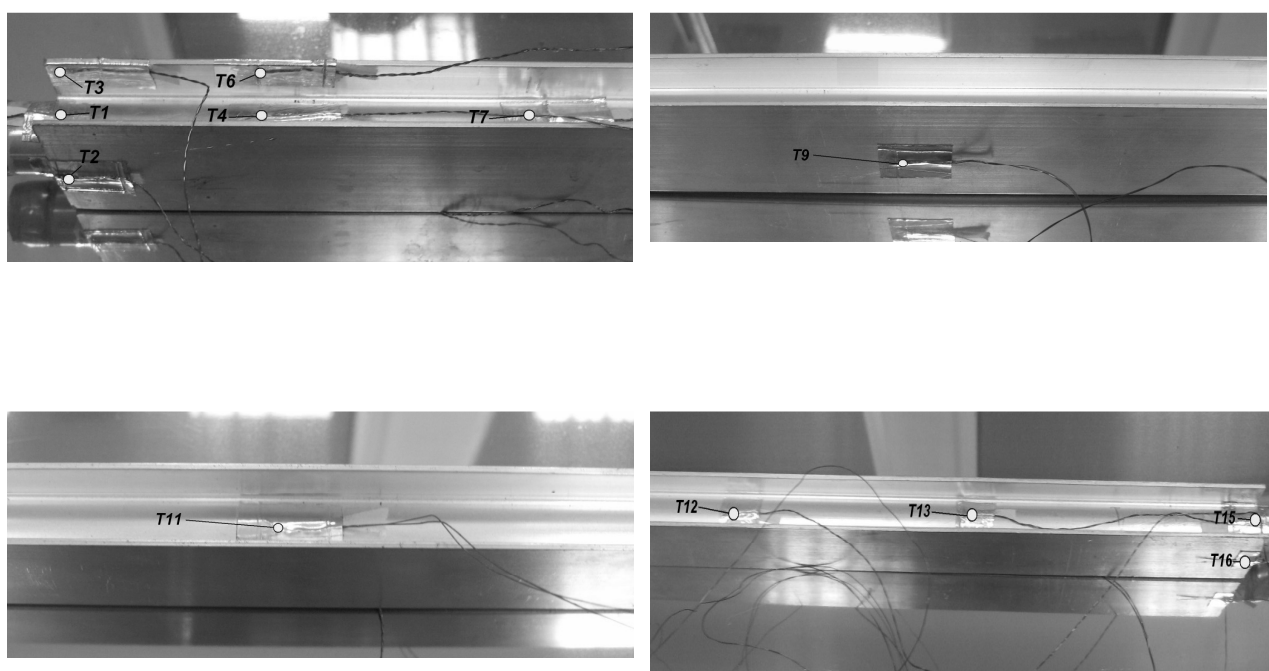


Рис. Б.4. Приклад установки датчиків температур на корпусі АКТТ

У якості пристрою для вимірювання перевищення зони випарювання над зоною конденсації (чи навпаки) використовувався штангель - рейсмус. Штангель - рейсмус дозволяв визначати перевищення зони випаровування над зоною конденсації з похибкою 0,1 %.

Установка АКТТ на стенді та загальний вигляд системи вимірювання наведено на рис. Б.5.

Методика досліджень.

У ході проведення досліджень вимірювалось температурне поле АКТТ у відповідності до схеми установки термопар (рис. Б3, Б4) і визначались середні чи локальні коефіцієнти теплообміну в зоні випарювання і конденсації, термічний опір АКТТ в залежності від теплового потоку, діапазону температур тепловідводу, геометрії АКТТ (зовнішній і внутрішній діаметр, форма канавок), типу теплоносія та кута нахилу.



Рис. Б.5. Загальний вигляд зразка АКТТ на стенді та системи вимірювання

Послідовність проведення досліджень.

До зони випарювання підводиться задане теплове навантаження Q при температурі $t_{\text{поч}}$ і витраті води $G_{\text{охол}}$. При відсутності збільшення температури пари і стінки корпусу АКТТ або їх коливань на одному рівні ($\pm 0,5 \dots 1\text{K}$) в експерименті вимірюється температурне поле корпусу АКТТ, електрична потужність нагрівача і витрата води. Розподіл температури по стінці АКТТ, температура пари і навколишнього середовища автоматично реєструється за допомогою системи вимірювання температури. За допомогою ЛАТР встановлюється нове значення Q . За показами термопар визначається середня температура зони випаровування та зони конденсації, а також температура зони транспорту. Отримані середні значення використовувались в подальших розрахунках.

Тепловий потік, відведений АКТТ при температурах її корпусу в зоні випаровування більше 60°C , визначався за формулою (Б.1):

$$Q_{\text{відв}} = G_{\text{охол}} \overline{c_p} (t_{\text{вих}} - t_{\text{вх}}), \quad (\text{Б.1})$$

Де $G_{\text{охол}}$ – витрата охолоджуючої води, кг/с; $t_{\text{вх}}$, $t_{\text{вих}}$ – температура води на вході та виході теплообмінника-охолоджувача відповідно, $^{\circ}\text{C}$; $\overline{c_p}$ – середня ізобарна теплоємність води, що визначається за температурою, середньою між вхідною та вихідною температурою води у теплообміннику-охолоджувачі, Дж/(кг·К).

Максимальний тепловий потік визначався як відведений тепловий потік в стаціонарному режимі, що передував режиму, в якому в зоні випаровування починали спостерігатись кризові явища, що відповідали безперервному підвищенню температури в зоні випаровування. За отриманими значеннями максимального теплового потоку будувався графік його залежності від кута нахилу та температури пари.

Термічний опір зони випаровування та конденсації АКТ визначався як (Б.2):

$$R = \frac{1}{\bar{\alpha} S}, \quad (\text{Б.2})$$

де $\bar{\alpha}$ – середній коефіцієнт теплообміну в зоні випаровування чи конденсації, Вт/(м²·К); S – площа поверхні теплообміну в зоні випаровування чи конденсації, м².

Середній коефіцієнт теплообміну в зоні випаровування чи конденсації визначався за виразом (Б.3):

$$\bar{\alpha} = \frac{Q_{\text{гидв}}}{S (\bar{t} - t_n)}, \quad (\text{Б.3})$$

де $\bar{t}$ – середня температура зони випаровування чи конденсації, що визначалася за показами термопар, °С; t_n – температура пари, за яку приймалася середня температура зони транспорту, що визначалася за показаннями термопар, °С.

Площа поверхні теплообміну в зоні ЗН визначалася за формулою (Б.4):

$$S = \pi d L, \quad (\text{Б.4})$$

де d – діаметр тепlopідводу чи тепловідводу (див. розділ 2), м; L – довжина зони випаровування чи конденсації, м.

За отриманими значеннями термічних опорів зон будувались графіки їх залежності від кута нахилу, теплового потоку та температури пари.

Загальний термічний опір АКТТ визначався за виразом (Б.5):

$$R_{TT} = \frac{\Delta t}{Q_{видв}} = \frac{\overline{t_{\theta}} - \overline{t_{\kappa}}}{Q_{видв}}, \quad (\text{Б.5})$$

де $\overline{t_{\theta}}$, $\overline{t_{\kappa}}$ – середні температури зон випаровування та конденсації, °С.

ДОДАТОК В

ПОХИБКА ВИМІРЮВАНЬ ТЕПЛОТЕХНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК І ІНТЕНСИВНОСТІ ТЕПЛООБМІНУ В АКТТ

Оцінка похибки експериментів виконана відповідно до основних положень теорії оброблення результатів вимірювання [462, 463, 464].

Загальна похибка прямого вимірювання складається із систематичної та випадкової.

Систематична похибка прямих вимірювань визначалася похибкою приладу і недосконалістю методу вимірювання.

Повна систематична похибка $\Delta X_{\text{сист}}$ прямого вимірювання включає приладову похибку і складові, пов'язані з недосконалістю методики вимірювань, та розраховувалась за формулою (В.1):

$$\Delta X_{\text{сист}} = k \sqrt{\sum_{i=1}^m \Delta X_{i, \text{сист}}^2}, \quad (\text{В.1})$$

де $\Delta X_{i, \text{сист}}$ – складові систематичної похибки прямого вимірювання; k – коефіцієнт, обумовлений прийнятою довірчою ймовірністю P (при $P = 0,95$ коефіцієнт $k = 1,1$).

Для заданої довірчої ймовірності випадкова похибка прямого вимірювання $\Delta X_{\text{вип}}$ - довірна похибка розраховувалась за формулою (В.2):

$$\Delta X_{\text{вип}} = t_p \cdot S_n, \quad (\text{В.2})$$

де t_p – коефіцієнт Ст'юдента, обумовлений числом вимірювань n та прийнятої довірчої ймовірності; S_n – оцінка середньоквадратичного відхилення середнього значення величини, що вимірюється.

У випадку, коли систематична похибка мала в порівнянні з випадковою похибкою $\Delta X_{\text{сист}} / S_n < 0,8$, то повна похибка прямого вимірювання дорівнювала випадковій похибці $\Delta X = \Delta X_{\text{вип}}$. Якщо випадковою похибкою можна зневажити $\Delta X_{\text{сист}} / S_n > 8$, то повна похибка дорівнювала систематичній $\Delta X = \Delta X_{\text{сист}}$.

Якщо систематична та випадкова похибки дорівнюють $0,8 < \Delta X_{\text{сист}} / S_n < 8$, то повна абсолютна похибка прямого вимірювання визначалася за формулами, приведеними в [465] (В.3, В.4):

$$\Delta X = \kappa_{\Sigma} S_{\Sigma}, \quad (\text{В.3})$$

де

$$S_{\Sigma} = \sqrt{\sum_{i=1}^m \Delta X_{i,\text{сист}}^2 / 3 + S_n^2}, \quad (\text{В.4})$$

$$\kappa_{\Sigma} = \frac{\Delta X_{\text{вип}} + \Delta X_{\text{сист}}}{S_n + \sqrt{\sum_{i=1}^m \Delta X_{i,\text{сист}}^2 / 3}}, \quad (\text{В.5})$$

де κ_{Σ} – коефіцієнт, який залежить від співвідношення випадкових і невиключених систематичних похибок; S_{Σ} – оцінка сумарного середньоквадратичного результату прямого вимірювання; $\Delta X_{\text{сист}}$, $\Delta X_{i,\text{сист}}$ – повна систематична похибка прямого вимірювання та її складові; S_n – оцінка середньоквадратичного відхилення результату прямого вимірювання; $\Delta X_{\text{вип}}$ – випадкова похибка прямого вимірювання.

До прямих вимірювань при дослідженнях теплотехнічних характеристик АКТТ та інтенсивності теплообміну відносились вимірювання: геометричних параметрів дослідних зразків АКТТ; лінійних характеристик установки зразків АКТТ; термо-ерс, що розвиваються термопарами (при визначенні температурного поля та термічного опору АКТТ); потужності електричного

струму, що подавався на імітатор теплового потоку (при визначенні термічного опору, максимальної теплотранспортної спроможності АКТТ).

Вимірювання геометричних параметрів АКТТ здійснювалися з похибкою $\pm 0,05$ мм. При вимірюванні геометричних розмірів капілярної структури АКТТ похибка дорівнювала $\pm 0,05$ мм. Вимірювання лінійних характеристик їх установки (орієнтації у полі сили тяжіння) здійснювалися цифровим кутоміром з похибкою $\pm 0,05$ град.

Потужність в ланцюзі електроживлення нагрівача реєструвалась ватметром класу $\delta_k = 0,2$ (в деяких дослідженнях - 0,1).

Похибка прямого вимірювання температури поверхні інформаційно-вимірювальною системою за допомогою термопар при дослідженні теплотехнічних характеристик АКТТ складалася з похибок вимірювання температури аналого-цифровим перетворювачем (згідно паспортних даних границя похибки $\pm 0,25\%$); похибки градуювання термопар, що при застосуванні для градуювання зразкового платиногового термометру опору не перевищувала $0,2\text{K}$; та похибки визначення величини температури за допомогою таблиць $\delta P = 0,25\%$. Отже, величина сумарної систематичної похибки визначалась за (В.1). Крім того, враховувалась випадкова похибка, що обчислювалась за (В.2) для числа вимірювань $n = 5$, і $P = 0,95$ та складає $\Delta t_{\text{вип}} = 0,28\text{K}$. У зв'язку із сумарністю похибок при розрахунку за (В.3) – (В.5), довірча похибка вимірювань температури $\Delta T = 0,41\text{K}$.

Систематична похибка непрямого вимірювання величини з урахуванням P обчислювалась за формулою (В.6):

$$\delta W_{\text{сист}} = k \sqrt{\sum_{i=1}^m \left[\left(\partial W / \partial X_i \right) \Delta X_{i, \text{сист}} / W \right]^2}, \quad (\text{В.6})$$

де X_i – результати прямих вимірювань; $\Delta X_{i, \text{сист}}$ – систематична похибка.

Значення абсолютних і відносних похибок прямих вимірювань наведені в табл. В.1.

Таблиця В.1

Похибка прямих вимірювань

Вимірювана величина	Границя вимірювання	Середнє значення вимірюваної величини	Абсолютна похибка	Відносна похибка
1. Тепловий потік, Вт	до 350 Вт	154 Вт	$\pm 0,9$ Вт	9,3 %
2. Е.р.с. термопар, е	0,3-10 мВ	2,34 мВ	$\pm 5,34 \cdot 10^{-3}$ мВ	0,23 %

Випадкова похибка непрямого вимірювання величин визначалась за формулою (В.7):

$$\delta W_{\text{вип}} = K \sqrt{\sum_{i=1}^m \left[(\partial W / \partial X_i) \Delta X_{i, \text{вип}} / W \right]^2}. \quad (\text{В.7})$$

Сумарна імовірнісна оцінка похибки непрямого вимірювання величин визначалась за формулою (В.8):

$$\delta W = \sqrt{\delta W_{\text{вип}}^2 + \delta W_{\text{сист}}^2}, \quad (\text{В.8})$$

де $\Delta W_{\text{вип}}$ – випадкова похибка непрямого вимірювання величин (В.6); $\Delta W_{\text{сист}}$ – систематична похибка непрямого вимірювання величин (В.7).

Ці та інші похибки визначались для $P = 0,95$.

До непрямих вимірювань при дослідженнях теплотехнічних характеристик АКТТ відносилися вимірювання термічного опору АКТТ, граничної густини теплового потоку та коефіцієнтів тепловіддачі в зоні випаровування та конденсації.

Значення абсолютних і відносних похибок результатів обчислень непрямого вимірювання величин наведені в табл. В.2.

Таблиця В.2

Похибка непрямих вимірювань

Вимірювана величина	Середнє значення вимірюваної величини	Абсолютна похибка	Відносна похибка
1. Термічний опір	0,07 Вт/(м·К)	$\pm 0,01$	17,6%
2. Гранична густина теплового потоку	42000 Вт/м ²	$\pm 0,37 \cdot 10^4$	12,2%
3. Середній коефіцієнт теплообміну в зоні випаровування	4800 Вт/(м ² ·К)	$\pm 0,24 \cdot 10^3$	19,3%
4. Середній коефіцієнт теплообміну в зоні конденсації	4300 Вт/(м ² ·К)	$\pm 0,22 \cdot 10^3$	19,1%

ДОДАТОК Г
МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕННЯ АКТТ НА ГРАНИЧНИЙ
ВНУТРІШНІЙ ТИСК

Схема установки наведена на рис. Г.1.

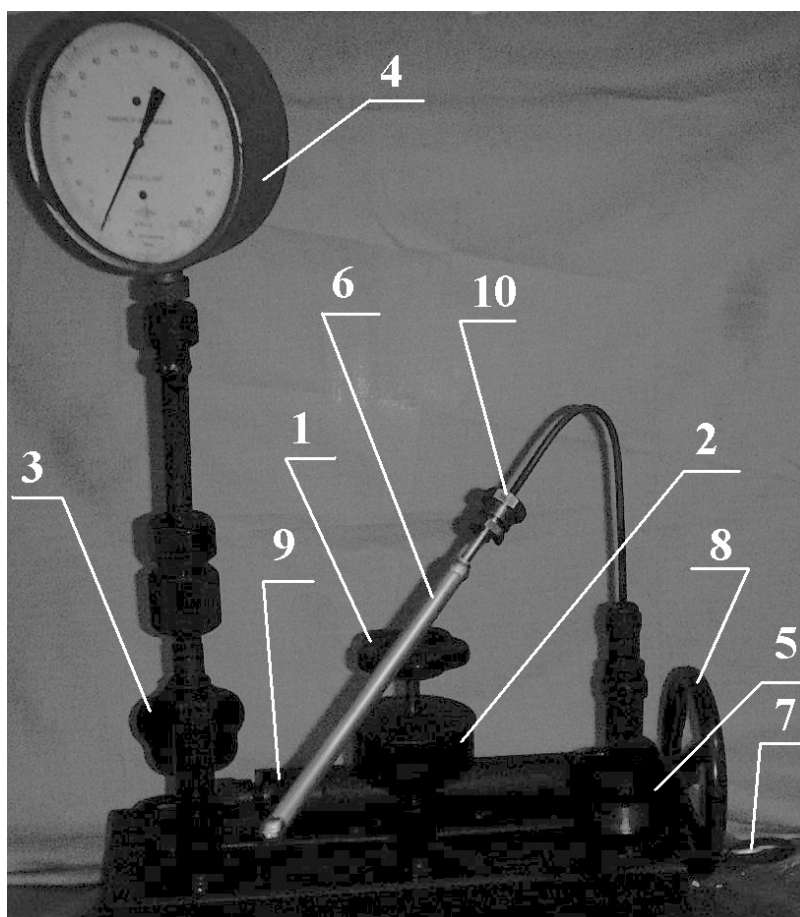


Рис. Г.1. Установка для випробувань зразків на внутрішній тиск:

- 1 - вентиль резервуара; 2 - резервуар для масла; 3 - вентиль манометру;
4 - манометр; 5 - вентиль зразка; 6 - випробувальний зразок; 7 - ручка;
8 - колесо; 9 - шток; 10 - вузол з'єднання та кріплення зразка.

Випробування проводились у наступному порядку:

1. Відкривався вентиль (1) і заповнювався технічним маслом резервуар (2), закривався вентиль (3), що з'єднує манометр (4) з системою подачі масла, а також закривався вентиль (5), що з'єднує зразок (6) з системою подачі масла.

Обертанням ручки (7) колесо (8) переміщалося в крайнє праве положення, при цьому шток (9) висувався на повну його довжину.

2. Внутрішній об'єм зразка (6), за допомогою шприцу з довгою голкою, заповнювався технічним маслом. Зразок (6) під'єднувався до установки за допомогою вузла з'єднання та кріплення (10). Зразок з усіх боків закривався захисним кожухом.

3. Закривався вентиль резервуара 1, відкривалися вентиля (3) і (5). Обертанням ручки (7) переміщалися колесо (9) і шток (10) (вліво від початкового положення).

4. Фіксувалася зміна тиску у зразку за показаннями манометра (4), який збільшувався до значення 320 атм. При цьому:

1) плавно піднімався тиск до 150 атм. і витримувався близько 5 хв.;

2) після 150 атм. тиск піднімався поступово, по 20 атм. на кожній сходинці, і підтримувався близько 3 хв.;

3) тиск 320 атм. витримувався протягом 10 хв.

5. Після закінчення випробування зразка:

1) відкривався вентиль (1) резервуара (2);

2) закривалися вентиля (3) і (5);

3) від'єднувався зразок (6);

4) обертанням ручки (7) колесо (8) переміщалося в крайнє праве положення.

6. Випробування наступного зразку проводились відповідно до п.п. 2 - 4.

ДОДАТОК Д

СОНЯЧНІ ТЕПЛОВІ КОЛЕКТОРИ НА ОСНОВІ АКТТ

Д.1 Методика досліджень теплової ефективності та інших робочих характеристик сонячних теплових колекторів на основі АКТТ

Для проведення випробувань (досліджень) зразків сонячних теплових колекторів (плоских, вакуумних, аккумуляційних та комбінованих) (СК) були розроблені програми та методики. Дані програми та методики описують процедури випробувань динамічних теплових досліджень, а також випробування теплової ефективності СК та додатково електричної ефективності комбінованого сонячного колектору. Програми базуються на вимогах наступних стандартів: ДСТУ 4034-2001, ASHRAE 93-1986, ASTM E1036, ASTM E1125.

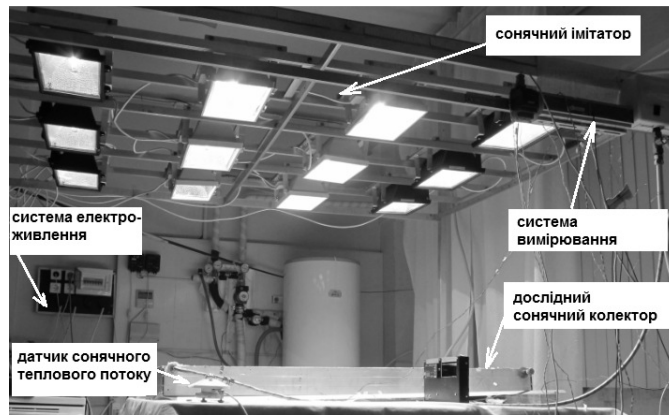
Випробування можуть проводитись як при природньому освітленні (на вулиці), так і при штучному (використовуючи імітатор сонячного теплового потоку).

Для проведення теплотехнічних і гідравлічних випробувань створених діючих зразків СК була розроблена та виготовлена експериментальна установка (імітатор сонячного теплового потоку), зовнішній вигляд (а) і принципова схема (б), яка зображена на рис. Д.1.

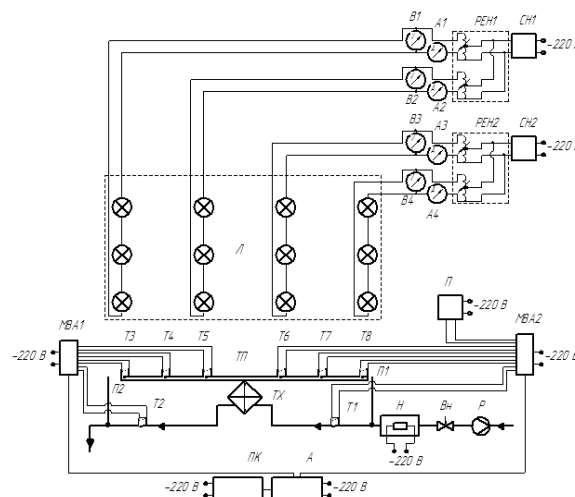
Кожен з СК встановлюється на поворотному столі дослідної установки під сонячним імітатором з галогенними лампами (Л). У даній установці використовувались дванадцять ламп, кожна із номінальною електричною потужністю 1000 Вт.

Густина теплового потоку вимірюється від ламп піранометром (П) і регулюється зміною напруги за допомогою регуляторів електричної напруги (РЕН1) і (РЕН2) за показаннями вольтметрів (В.1 – В.4). Лампи відрегульовані таким чином, що похибка зміни густини теплового потоку по робочій поверхні не перевищує $\pm 8\%$. Витрата води через СК вимірювалась за

допомогою витратоміра (P) і регулювалась вентилем (ВН). Для вимірювання температури встановлені вісім датчиків температур, в тому числі на вході (Т1) і виході (Т2) потоку води та на теплопоглинаючій поверхні ТП (Т3 - Т8), для оцінки теплових витрат з поверхні.



а)



б)

Рис. Д.1. Зовнішній вигляд (а) та електрична схема експериментальної установки:

ТП – теплопоглинаюча поверхня сонячного колектора; Л – лампи галогенові;

В1 - В2 – вольтметр; А1 - А2 – амперметр; РЕН1, РЕН2 - регулятор електричної напруги; СН1, СН2 – стабілізатор напруги; Т1 - Т8 – датчики температури; Р – витратомір; Вн – вентиль; Н – нагрівач (проточного типу); ТХ – теплообмінник-холодильник; П – піранометр; МВА1, МВА2 – модуль аналогового вводу; А – адаптер; ПК – персональний комп'ютер

В якості датчиків температури використовуються мідь-константанові термопари, які кріпилися до поверхні за допомогою алюмінієвої стрічки з одностороннім клейким шаром. В якості модулів аналогового вводу використовувалися прилади "Овен" МВА (МВА1 і МВА2).

Опис програми випробувань.

Програма випробувань відноситься до СК та описує процедури динамічних теплових випробувань, а також випробування їх теплової та електричної ефективності.

Динамічні теплові випробування проводяться для визначення інертності СК. Випробування теплової та електричної ефективності СК призначені для оцінки ефективності даної конструкції.

1 Динамічне теплове випробування

1.1 Засоби контролю та допоміжне обладнання

Під час проведення динамічного теплового випробування СК використовують такі прилади:

- піранометр типу СМРЗ у парі з вторинним приладом;
- термометри лабораторні із шкалами 0—50°C і 50—100°C з ціною поділки 1°C;
- анемометр будь-якого типу;
- секундомір з ціною поділки 0,1 с;
- витратомір з похибкою, що не перевищує 1% у діапазоні витрат від 0,005 до 0,050 кг/с.

Допоміжним пристроєм для проведення випробування є випробувальний стенд, обладнаний опорною рамою для закріплення СК та піранометра, системою трубопроводів, циркуляційним насосом, запірною арматурою та баком з водою. Під час проведення випробування в лабораторних умовах використовують інформаційно-вимірювальну систему.

1.2 Порядок підготовки до проведення випробування

СК установлюють на стенді лицьовою поверхнею до джерела випромінення перпендикулярно до напрямку випромінення з можливим відхиленням до 30° і заповнюють водою через нижній патрубок.

1.3 Порядок проведення випробування

Експеримент починають з того, що за відсутності потоку сонячної радіації (СК затінено екраном) включають циркуляційний насос, який подає на вхід СК теплоносії з температурою, що дорівнює температурі довкілля (з відхиленням не більше $\pm 1^\circ\text{C}$). Витрати теплоносія мають становити $0,014 \text{ кг/с}$ на 1 м^2 габаритної площі СК. Витрати теплоносія та його початкова (вхідна) температура повинні бути сталими протягом усього періоду випробування.

Після стабілізації температури теплоносія на виході СК його піддають дії сонячної радіації, вмикають секундомір і визначають проміжок часу до встановлення стаціонарного стану СК. Температурний режим СК вважають стаціонарним, якщо температура теплоносія та навколишнього повітря протягом 10 хв. змінюється не більше ніж на $0,1^\circ\text{C}$. Після цього СК знову затіняють і ще раз визначають проміжок часу до встановлення нового стаціонарного стану.

Під час випробування густина потоку сумарної сонячної радіації повинна бути не меншою ніж 600 Вт/м^2 , температура навколишнього повітря — не нижчою 15°C , а швидкість вітру — не більше 2 м/с .

В експерименті вимірюють час опромінювання та затінення СК, витрати теплоносія, густину потоку сонячної радіації, температуру навколишнього повітря, швидкість вітру, температуру теплоносія на вході СК та на виході із нього, причому останню вимірюють щохвилинно.

1.4 Правила опрацювання результатів випробування

За результатами випробувань обчислюють параметр (Д.1):

$$X(T) = [t_{\text{вих}}(T) - t_{\text{вих}}^n] / [t_{\text{вих}}^k - t_{\text{вих}}^n] \quad (\text{Д.1})$$

залежно від часу. При цьому для першого експерименту (дія сонячної радіації або збільшення вхідної температури теплоносія) $t_{вих}^n = t_0$, а $t_{вих}^k$ визначають як сталу (у стаціонарному стані СК) вихідну температуру теплоносія. Для другого експерименту (затінення СК або зниження вхідної температури) $t_{вих}^n = t_{вих}^k$ першого експерименту, а $t_{вих}^k = t_0$.

За результатами розрахунків для кожного експерименту будують графік залежності $X(T)$ і визначають значення $T = \tau$, яке відповідає $X(T) = 0,632$. Результати вимірювання двох експериментів усереднюють.

2 Випробування для визначення теплової та електричної ефективності

2.1 Засоби контролю та допоміжне обладнання

Під час проведення випробування на теплову ефективність СК використовують вимірювальні прилади та допоміжне обладнання згідно з 1.1. Крім того, слід використовувати інформаційно-вимірювальну систему. Для визначення електричної ефективності необхідно використовувати вольтметр та амперметр або універсальний інвертор, що дозволяє вимірювати вихідні силу току, напругу та потужність.

1.2 Порядок підготовки до проведення випробування

Підготовка до проведення випробування виконується згідно з 1.2.

1.3 Порядок проведення випробування визначення теплової ефективності.

Після заповнення теплоносієм, установленим на стенді СК, вмикають циркуляційний насос. Протягом 15 хв. забезпечують циркуляцію теплоносія без опромінення СК.

Витрати теплоносія мають становити 0,014 кг/с на 1 м² габаритної площі СК. Після цього СК піддають дії потоку сонячної радіації, а теплоносій перед подачею в СК підігрівають до необхідної температури.

Випробувальні температури встановлюють 30; 45; 60; 75°C. Якщо верхня межа температури для випробовуваного СК нижча ніж 75°C, то випробування

проводять на рівнях 0; 33; 60; 90% від діапазону від 30°C до верхньої межі температури цього СК.

На кожному рівні температур СК витримують протягом трьох сталих часу СК, але не менше 15 хв., після чого протягом однієї сталої часу проводять виміри.

Допускається проведення випробування в декілька етапів із збереженням порядку зміни температур теплоносія в межах кожного експерименту та з попередньою витримкою на попередньому температурному рівні, а також виконання експериментів за різних витрат теплоносія, які відрізняються одна від одної не більше ніж на $\pm 25\%$.

У процесі випробування густина потоку сумарної сонячної радіації повинна бути не менша 600 Вт/м², температура навколишнього повітря — не нижча 15°C, а швидкість вітру — не більша 2 м/с.

В експерименті вимірюють час, витрати теплоносія, густину потоку сонячної радіації, температуру навколишнього повітря, початкову та кінцеву температуру теплоносія, швидкість вітру. Дані усереднюють за період вимірювання, що дорівнює одній сталій часу СК, але не менше ніж 5 хв.

Правила опрацювання результатів випробування.

За даними, одержаними в результаті випробування, обчислюють значення η і $\Delta t/E$. У тих випадках, коли значення ККД, які відповідають одному рівню $\Delta t/E$, відрізняються одне від одного більше ніж на 10%, виміри повторюють.

1.4 Порядок проведення випробування визначення електричної ефективності (тільки для комбінованого сонячного колектору).

Встановити сонячний потік випромінювання 600 Вт/м². Встановити температуру на вході в комбінований сонячний колектор (КСК) таку, щоб температура фотоелементів дорівнювала $25 \pm 1^\circ\text{C}$. Витримують у такому стані до повної теплової стабілізації КСК. При цьому витрата теплоносія не повинна бути забезпечена з точністю $\pm 1\%$, вхідна температура теплоносія не повинна змінюватись більш ніж $\pm 0.5^\circ\text{C}$, потік випромінювання змінюватись

більш ніж $\pm 5\%$, середня швидкість вітру через 5 хвилин не повинна підвищуватись на 1,75 метра за секунду. КСК враховують стабілізований, якщо кожна з температур не змінюється більше, ніж на 1°C за 10 хвилин.

Фіксують наступні параметри: витрату теплоносія, інтенсивність сонячного потоку, температуру теплоносія на вході, температуру теплоносія на виході, температуру навколишнього середовища, температуру фотоелементів, струм короткого замикання, напругу розімкнутого ланцюгу, чотири значення струму, які відповідають чотирьом різним значенням напруги.

Повторюються випробування при рівнях сонячного потоку 700, 800, 900, 1000 Вт/м² та при змінах температур фотоелементів $40\pm 1^\circ\text{C}$, $60\pm 1^\circ\text{C}$, $80\pm 1^\circ\text{C}$, змінюючи витрату теплоносія чи температури теплоносія на вході в КСК.

Правила опрацювання результатів випробування.

Проводиться розрахунок максимальної вихідної потужності КСК як добуток сили струму та напруги. Після чого проводиться розрахунок електричної ефективності КСК за формулою:

$$\eta_e = \frac{P_m}{Q \cdot A} \quad . \quad (\text{Д.2})$$

За результатами можна зробити висновок, що зразок СК повністю відповідає вимогам програми випробувань.

Д.2 Плоскі сонячні колектори на основі АКТТ

У конструкції використовується контактне «сухе» з'єднання. Для підвищення ефективності між теплообмінником та АКТТ може бути застосована термопаста чи теплопровідний герметик. Це дає змогу реалізувати так звану модульну конструкцію СК [421]. У цьому випадку АКТТ можуть бути використані в якості елементів сонячних колекторів і, в

той же час, в якості будівельних елементів. СК на основі АКТТ можуть бути легко масштабовані шляхом додавання або видалення АКТТ. Крім того, при ремонті сонячної енергетичної системи, наприклад, при заміні однієї чи декількох АКТТ, нема необхідності видаляти робочу рідину з контуру.

У плоскому сонячному колекторі (ПСК) (рис. Д.2), використовується ізотермічна високотеплопровідна абсорбуюча поверхня на основі АКТТ. ПСК складається з теплопоглинаючої поверхні (абсорберу) (1), яка формується шляхом об'єднання в одній площині полок АКТТ (2). Зверху ПСК закритий прозорим склом, закріпленим кутником. На верхній частині поверхні АКТТ, в їх зонах конденсації, встановлюється теплообмінник (3). Між ними знаходиться шар теплопровідної пасти для зниження термічного опору контакту. Нижній простір ПСК заповнюється теплоізоляцією і закривається днищем.

Теплота сонячних променів сприймається плоскою поверхнею АКТТ, що формує абсорбер, зі спеціальним поглинаючим покриттям і передається теплообміннику, розташованому на зонах їх конденсації. Така ефективна схема теплопередачі забезпечує низький гідравлічний опір теплообмінника ПСК і, відповідно, малі енерговитрати на роботу насосу.

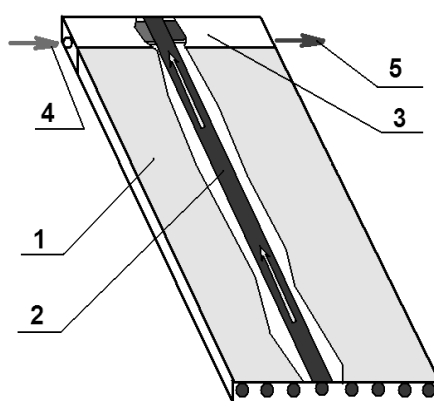


Рис. Д.2. ПСК на основі АКТТ:

- 1 – абсорбер, що сформований полками АКТТ; 2 – АКТТ;
3 – теплообмінник; 4 – вхідний патрубок для теплоносія; 5 – вихідний патрубок для теплоносія

На рис. Д.3 наведені фотографії дослідних зразків ПСК у складі сонячних енергетичних установок.

Для визначення теплової ефективності (ККД) ПСК за основу було взято рівняння збереження енергії для сонячного колектору [422] (Д.3):

$$Q_{кор} = Q_{заг} - Q_{к} - Q_{в} , \quad (Д.3)$$

де $Q_{кор}$ – корисний тепловий потік, Вт/м²; $Q_{заг}$ – загальна кількість теплоти, що поглинається абсорбером СК, Вт/м²; $Q_{к}$ – теплові втрати за рахунок конвекції Вт/м²; $Q_{в}$ – теплові втрати за рахунок відбиття сонячних промінів, Вт/м².



Рис. Д.3. Зразки плоских сонячних колекторів на основі АКТТ у складі геліосистем в пмт. Кацівели.

Корисний тепловий потік, що йде на нагрів води від температури на вході в СК $t_{вх}$ до температури на виході із нього $t_{вих}$ визначається рівнянням (Д.4):

$$Q_{кор} = G_m \cdot c_p \cdot (t_{вих} - t_{вх}), \quad (Д.4)$$

де G_m – витрати теплоносія через ПСК, м³/с; c_p – середня, питома теплоємність теплоносія, Дж/(кг·К).

Загальна кількість теплоти, що поглинається абсорбером ПСК з площею поверхні S_a , знаходиться за формулою (Д.5):

$$Q_{заг} = A \cdot \varepsilon \cdot E \cdot S_a, \quad (Д.5)$$

де A – пропускна здатність скла ПСК; ε – ступінь чорноти абсорберу ПСК; E – густина падаючого теплового потоку випромінювання, Вт/м².

Теплові втрати за рахунок конвекції, які викликані різницею температур між зовнішньою поверхнею ПСК t_{zn} (в даному випадку беремо абсорбер, t_a) та температурою навколишнього середовища $t_{нс}$, визначаються рівнянням (Д.6):

$$Q_k = \alpha_k \cdot (t_a - t_{нс}) \cdot S_a, \quad (Д.6)$$

де α_k – середній по поверхні коефіцієнт тепловіддачі конвекцією, Вт/(м²·К).

Теплові втрати, що є наслідком відбивання падаючих променів та випромінювання самого абсорберу визначається за рівнянням (Д.7):

$$Q_{\sigma} = \alpha_{\sigma} \cdot (t_a - t_{нс}) \cdot S_a, \quad (Д.7)$$

де α_θ – променистий коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·К), який визначається як (Д.8):

$$\alpha_\theta = E_{\text{ef}}/(t_a - t_{\text{nc}}) = [(1 - \varepsilon) \cdot E + \varepsilon \cdot \sigma \cdot (t_a + 273)^4]/(t_a - t_{\text{nc}}), \quad (\text{Д.8})$$

де E_{ef} – ефективна густина теплового потоку (сума відбитого та власного теплового потоку), Вт/м²; $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8}$ – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла, Вт/(м²·К⁴).

Підставляємо в рівняння (Д.3) рівняння (Д.4) – (Д.7) та ділимо на променистий тепловий потік, що падає на СК, та отримуємо (Д.9):

$$Q_{\text{пол}}/(E \cdot S_{\text{nn}}) = A \cdot \varepsilon \cdot E \cdot S_{\text{a}}/(E \cdot S_{\text{a}}) - \alpha_\kappa \cdot (t_a - t_{\text{nc}}) \cdot S_{\text{a}}/(E \cdot S_{\text{a}}) - \alpha_\theta \cdot (t_a - t_{\text{nc}}) \cdot S_{\text{a}}/(E \cdot S_{\text{a}}). \quad (\text{Д.9})$$

Ліва частина рівняння представляє собою теплову ефективність СК:

$$\eta = A \cdot \varepsilon - \alpha_\kappa \cdot (t_a - t_{\text{nc}})/E - \alpha_\theta \cdot (t_a - t_{\text{nc}})/E. \quad (\text{Д.9})$$

Спрощуючи рівняння (Д.9), вводимо наступні позначення:

$$X = (t_a - t_{\text{nc}})/E;$$

$$C_0 = A \cdot \varepsilon;$$

$$C_1 = \alpha_\kappa;$$

$$C_2 = \alpha_\theta/(t_a - t_{\text{nc}}).$$

Отримуємо залежність кривої ефективності (чи ККД) ПСК:

$$\eta = C_0 - C_1 \cdot X - C_2 \cdot E \cdot X^2, \quad (\text{Д.10})$$

де C_0 – ступінь ефективності колектору при нульових теплових втратах; C_1 і C_2 – коефіцієнти теплових втрат за рахунок конвекції і випромінювання; X – відношення перепаду температур між теплопоглинаючою поверхнею (абсорберу) колектору t_a і навколишнім середовищем t_{nc} до густини падаючого сонячного випромінювання E .

При розрахунку теплової ефективності та її узгодженням з експериментальними даними визначені оптимальні геометричні параметри ПСК на основі АКТТ та знайдені коефіцієнти рівняння (Д.10) C_0 , C_1 та C_2 , які дорівнюють:

$$\begin{aligned} C_0 &= 0,75; \\ C_1 &= 2,94 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}); \\ C_2 &= 0,024 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4). \end{aligned}$$

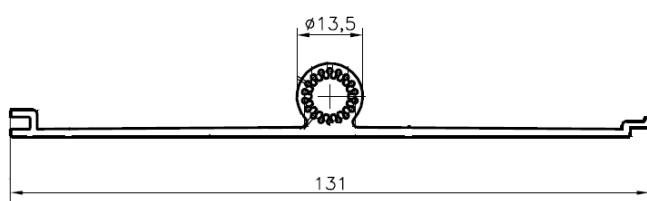
Для забезпечення ефективної роботи ТТ і ПСК на його основі, а також забезпечення технологічності та простоти з'єднання ТТ з теплообмінником, можна раціонально використовувати АКТТ. Така схема була запропонована в роботі [197] та наведена на рис. Д.2 та Д.3. Слід зазначити, що така конструкція має ще дві переваги:

- одночасне виготовлення абсорбера (у вигляді полок АКТТ) і самої АКТТ, що зменшує термічний опір контакту та дає можливість відмовитись від додаткових технологічних операцій (пайка, зварювання) кріплення корпусу ТТ до абсорбера;
- використання канавчатої КС, що дає змогу підвищити тепловий потік, що передається, ТТ в режимі ТС до 26% [196] в порівнянні з ТТ без КС за рахунок зменшення впливу уносу рідини парою.

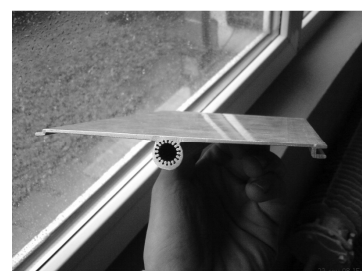
Дослідження ефективності ПСК на основі АКТТ проводились на установці та у відповідності до методики, що наведена у цьому розділі.

У роботі [197] наведені експериментальні результати дослідження АКТТ (рис. Д.4) та ПСК на їх основі (рис. Д.3).

Результати [197] показали, що розроблені АКТТ довжиною 2000 мм, із зовнішнім діаметром 14 мм, $l_b/l_k = 11$, теплоносієм ацетон та канавчатою КС у вигляді Ω – подібних канавок забезпечували тепловий потік, що передається, більше 300 Вт при кутах нахилу $5^\circ \dots 90^\circ$ і 210 Вт при горизонтальному розташуванні. Термічний опір таких АКТТ був 0,02 ... 0,07 К/Вт. ПСК на основі розроблених АКТТ мав ефективність до 72%. Поверхня АКТТ не мала селективного покриття, а була вкрита чорним анодом.



(a)



(б)

Рис. Д.4. Профіль АКТТ для ПСК:

а – ескіз; б – загальний вигляд

Теплова ефективність η знаходилась як відношення корисного теплового потоку (Д.4) до загального (Д.5).

Аналізуючи результати [184, 420], можна відзначити, що ефективність роботи ПСК залежить, в основному, від параметра X колектору. Вона збільшується із зменшенням X , а саме, при збільшенні густини падаючого сонячного випромінювання E або зменшенні перепаду температур між абсорбером t_a і навколишнім середовищем t_{nc} . Іншими словами, чим менша різниця температур поверхні теплообміну і навколишнього середовища при одному й тому ж значенні E , тим краща конструкція ПСК і більша її ефективність.

Витрата теплоносія через теплообмінник ПСК мало впливає на його теплову ефективність, яка трохи підвищується при збільшенні витрат (рис.

Д.5). Із збільшенням витрат від 0,5 л/х. до 1,5 л/хв ефективніше охолоджується абсорбер, в результаті чого зменшуються теплові втрати від ПСК, тобто, ефективність роботи колектору незначно зростає.

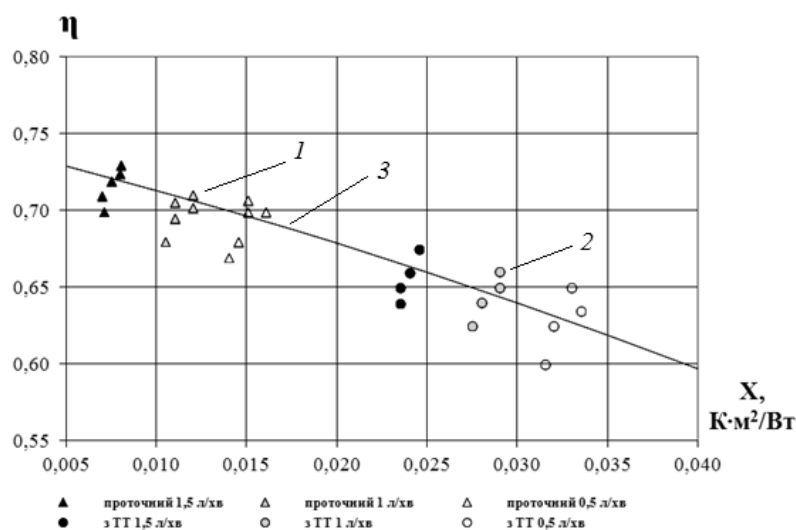


Рис. Д.5. Порівняння теплової ефективності ПСК з ТТ

та звичайного проточного:

1 – експериментальні дані ПСК з ТТ; 2 – експериментальні дані проточного ПСК; 3 – розрахункова крива ефективності для плоских сонячних колекторів без селективного покриття [425]

Порівняння експериментальних даних ефективності, ідентичних за габаритами ПСК на основі ТТ та звичайного проточного на рис. Д.5 дозволяє зробити висновок, що два макети ПСК мають високу ефективність роботи. Їх коефіцієнт теплової ефективності збігається з кривою (кривою ККД) [425] для ПСК. Він знаходиться в діапазонах: 0,75 - 0,65 для витрат теплоносія 1,5 л/хв, 0,73 - 0,63 для 1,0 л/хв, і 0,7 - 0,6 для витрати 0,5 л/хв. ПСК без ТТ показує більш високу ефективність, що пояснюється меншим термічним опором між абсорбером і теплоносієм в теплообміннику ПСК. Це знижує температуру абсорбера, в порівнянні з панеллю на основі АКТТ, і, відповідно, зменшує теплові втрати. Проте ця різниця незначна і складає від 20 Вт до 40 Вт.

Додатково наведемо порівняння ефективності (рис. Д.6) проточного ПСК Vitosol 100-F (Германія) та ПСК на основі АКТТ.

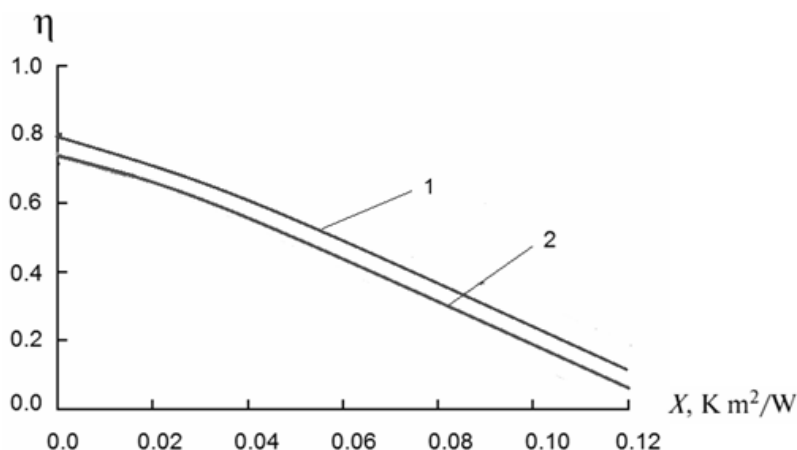


Рис. Д.6. Порівняння ефективності проточного ПСК та ПСК з АКТТ:

1 – ПСК Vitosol 100-F; 2 – ПСК на основі АКТТ

Перш за все, слід зазначити, що різниця в ефективності двох ПСК практично однакова на всьому значенні параметра X , що пояснюється майже однаковими оптичними характеристиками та конструкцією корпусу. Однак, як було зазначено вище, ця різниця визначається додатковим термічним опором самих ТТ та додатковим термічним опором теплообмінника. Від цього неможливо «відмовитись» в ПСК з тепловими трубами. Але ПСК з АКТТ має цілий ряд інших переваг, які були зазначені вище. Як результат, для підвищення ефективності таких ПСК, їх конструкція потребує зниження термічного опору самих ТТ та підвищення ефективності передачі теплоти між зоною конденсації АКТТ та робочою рідиною сонячної системи.

Важливим показником ефективності функціонування сонячної енергетичної системи на основі ПСК є темп нагріву води (за годину). Ці експериментальні дані, що отримані при випробуваннях ПСК з бойлером ємністю 125 літрів, наведено на рис. Д.7.

З рис. Д.7 видно: чим нижча початкова температура води в бойлері, тим вищий темп нагріву води, що пояснюється більш високою тепловою ефективністю роботи ПСК при низьких температурах води.

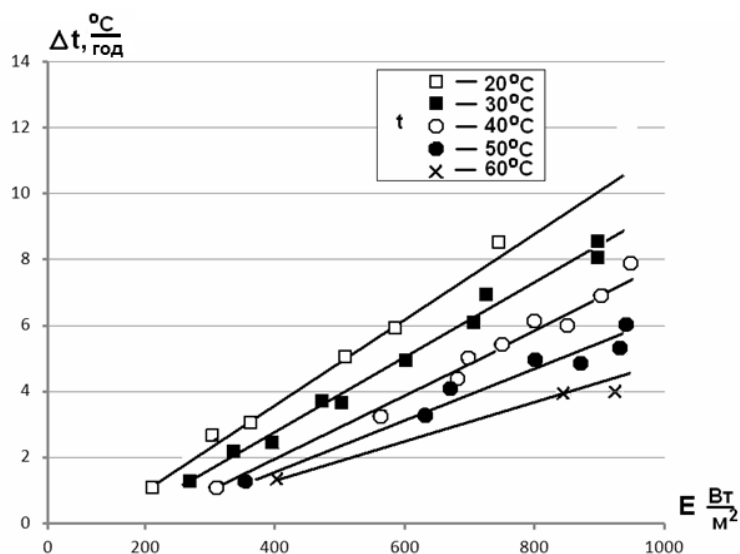


Рис. Д.7. Темп нагріву води (приріст температури води у бойлері за годину) від сумарної густини падаючого сонячного випромінювання та початкової температури води у бойлері

Ще однією важливою характеристикою ПСК є гідравлічний опір його теплообмінника, який впливає на економічність функціонування сонячної енергетичної установки.

Отримані результати вказують на дуже низькі значення гідравлічного опору розроблених конструкцій ПСК. Так, при стандартних витратах води 2,2 л/хв гідравлічний опір ПСК на основі АКТТ - 460 Па. Тоді, як гідравлічний опір проточного ПСК марки Vitosol 100-F при таких витратах – 2120 Па, а марки Vitosol 30H20 – 2500 Па [426, 427]. Порівняння експериментальних даних, отриманих на ідентичних за габаритами ПСК на основі АКТТ та звичайному проточному (рис. Д.8) показує, що перший з них має гідравлічний опір в 2,0 - 2,4 рази нижчий, ніж другий.

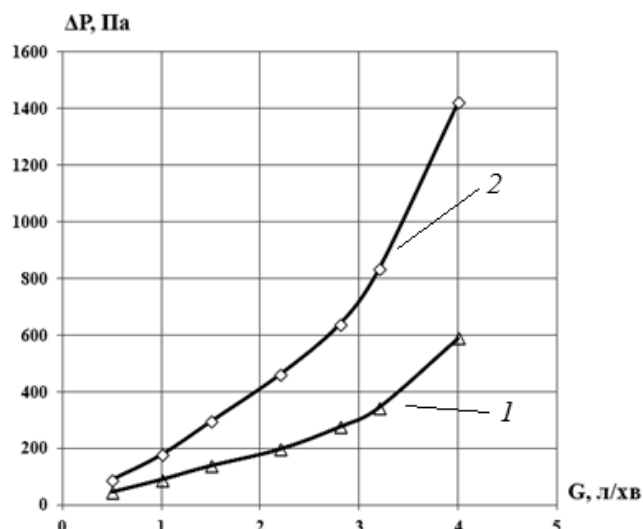


Рис. Д.8. Залежність гідравлічного опору ПСК від витрати теплоносія:

1- ПСК на основі АКТТ; 2 – звичайний проточний ПСК

Різниця в даних за гідравлічним опором пояснюється конструкцією їх теплообмінників. Проточний має колекторну побудову з Z-подібною роздачею води і декількома місцевими опорами, а ПСК на основі АКТТ має більш компактний теплообмінник з меншою довжиною ходу теплоносія і одним місцевим опором. Це дуже важливо в разі використання у сонячній енергетичній установці декількох ПСК (п'ять і більше), що вимагає встановлення більш потужного насоса і підвищених енерговитрат при використанні ПСК традиційних конструкцій (колекторно-проточного або змієвикового типу).

Д.3 Вакуумовані сонячні колектори на основі АКТТ

Вакуумований сонячний колектор (ВСК) з АКТТ (рис. Д.9, а, рис. Д.10, рис. Д.11) представляє собою пристрій, який складається з елементів (рис. Д.9, б) на основі з вакуумних колб (2), всередині яких поміщені АКТТ (1), та теплоізовованого теплообмінника (3). Кожна колба складається із двошарового скла, між стінками якого вакуум. На зовнішню стінку

внутрішнього шару нанесене селективне поглинаюче покриття (абсорбер), що забезпечує високу ступінь поглинання сонячної енергії. Загальна площа поглинаючої поверхні при використанні 15 шт. АКТТ (рис. Д.9, а) складає $1,94 \text{ м}^2$. Конструкція ВСК побудована відповідно до схеми, що наведена на рис. 5.3, д. Тобто, в якості контакту між абсорбером та АКТТ використовується фольга.

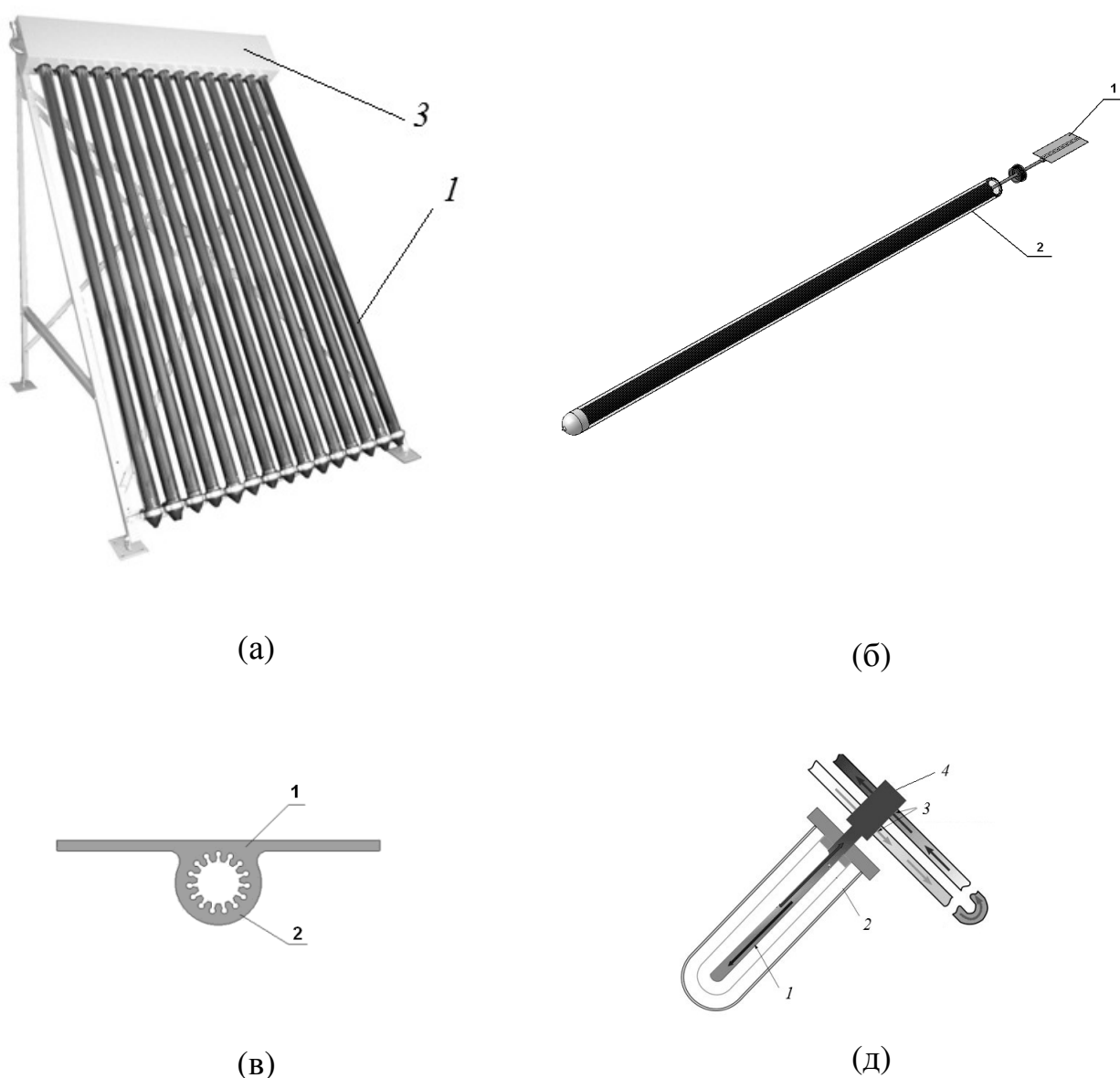


Рис. Д.3.9. Конструкція ВСК на основі АПТТ:

а – зовнішній вигляд ВСК з 15 шт. АПТТ; б – конструкція елементів, що складаються з АПТТ та колб; в – конструкція зон конденсації АКТТ;
г – схема теплообміну в ВСК



Рис. Д.10. Зразки вакуумних сонячних колекторів на основі АКТТ у складі геліосистем в м. Бровари та пмт. Кацівели



Рис. Д.11. Зразок вакуумного сонячного колектору на основі АКТТ на випробуваннях в НТУУ «КПІ»

Для зменшення термічного опору між зоною конденсації АКТТ та теплообмінником зовнішнього контуру в конструкції використовуються АКТТ (рис. Д.9, в), в яких плоскі плавники зони конденсації (1) з'єднані

суцільно з циліндричною трубою із повздовжніми аксіальними капілярними канавками всередині (2). При чому, плавники знаходяться тільки в зоні конденсації АКТТ. Плавникова форма зони конденсації АКТТ (рис. Д.9, г) обумовлена створенням поверхні (4) для кріплення зон конденсації до теплообмінника зовнішнього контуру (3). Тобто, конструкція теплообмінної системи «теплова труба - теплообмінник» є аналогічною до конструкції в ПСК на основі АКТТ.

Таким чином, у ВСК існує наступний теплообмінний процес – сонячне випромінювання потрапляє на поверхню абсорбера колби (2). Враховуючи існування вакууму між першим та другим склом колби та існування селективного покриття абсорберу, втрати за рахунок конвекції та випромінювання – мінімальні. Далі, через фольгу теплота передається до АКТТ (1) та через плавникову зону конденсації до теплообмінника зовнішнього контуру ВСК.

Теплова ефективність ВСК (коефіцієнт корисної дії η), як і у випадку ПСК, знаходилась як відношення корисного теплового потоку (Д.4) до загального (Д.5). У роботах [197, 428] отримані експериментальні результати ефективності ВСК на основі АКТТ.

На рис. Д.12 наведені експериментальні результати ефективності ВСК на основі АКТТ в діапазоні температур від 40°C до 80°C та густини сонячного теплового потоку від 630 Вт/м² до 830 Вт/м². Також для порівняння на рис. Д.12 наведені теоретичні криві двох типів колекторів для $E = 800$ Вт/м², що розраховані за формулою (Д.10) з використанням даних німецького сертифікаційного центру «DIN CERTCO» (марка якості Solar KEYMARK) для сонячних колекторів: вакуумованого з мідними тепловими трубами моделей MT 58-1800 та RC 58/1800 ($C_o = 0,734$, $C_l = 1,529$, $C_2 = 0,0166$, рег. № 011-7S231 R та № 011-7S305 R) та плоского моделей Vitosol 100-F ($C_o = 0,776$, $C_l = 4,14$, $C_2 = 0,0145$, рег. № 011-7S329- F).

З рис. Д.12 випливає, що чим менше відношення перепаду температур між абсорбером та навколишнім середовищем до величини падаючого

теплового сонячного потоку (E), тим вище розрахункове значення теплової ефективності будь-яких конструкцій сонячних колекторів. Тим не менш, при реальній роботі (в діапазоні зміни визначальних параметрів) ефективність вакуумного колектору більше, ніж плоского.

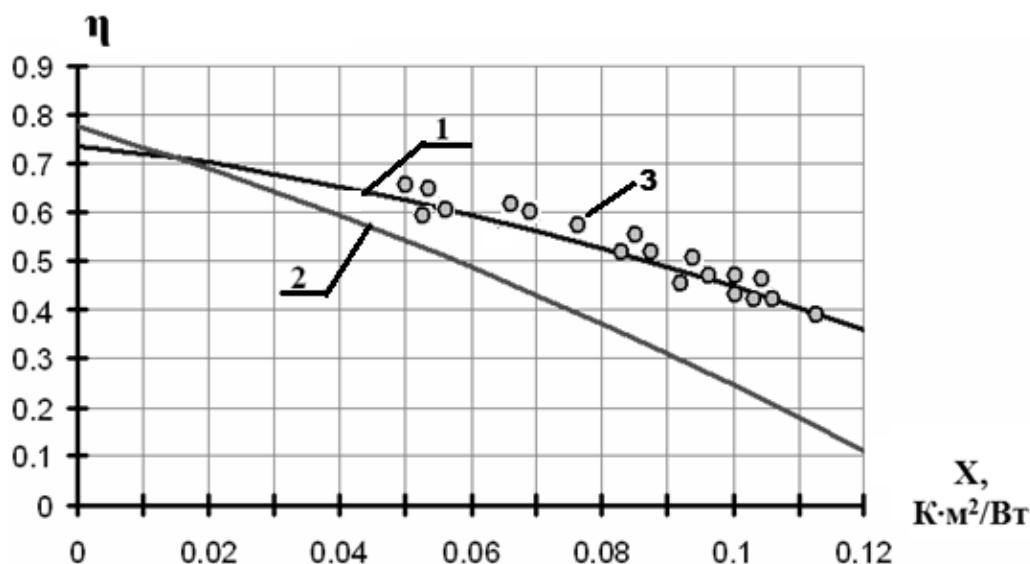


Рис. Д.12. Ефективність сонячних колекторів:

1 – ВСК з мідними ТТ моделей МТ 58-1800 та RC 58/1800; 2 – плоского Vitosol 100-F; 3 – експериментальні дані для ВСК на основі АКТТ

На основі експериментальних даних теплової ефективності визначені коефіцієнти рівняння (Д.10) C_0 , C_1 та C_2 для конструкції ВСК на основі АКТТ, які дорівнюють:

$$\begin{aligned} C_0 &= 0,735; \\ C_1 &= 1,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}); \\ C_2 &= 0,015 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4). \end{aligned}$$

Як для ПСК, так і для ВСК важливим показником ефективності функціонування є мінімальне значення E , при якому починається нагрівання води у бойлері, а також темп нагріву води (за годину). Експериментальні дані,

отримані при випробуваннях ВСК на основі АКТТ, який складався з 15 шт. теплових труб з бойлером ємністю 125 літрів, наведені на рис. Д.13.

Як це впливає з отриманих експериментальних даних, мінімальна густина падаючого на ВСК сонячного випромінювання (E), при якій він починає функціонувати, залежить від початкової температури води в бойлері і знаходиться в діапазоні, так званого, розсіяного випромінювання (від 60 Вт/м² при початковій температурі води 10°C до 250 Вт/м² при 60°C), тобто, ВСК успішно працює навіть за відсутності прямого сонячного випромінювання, що особливо важливе в зимовий та осінньо-весняний періоди року в порівнянні з ПСК. З рис. Д.13 видно: чим нижча початкова температура води в бойлері, тим вищий темп нагріву води, що пояснюється більш високою тепловою ефективністю роботи ВСК.

Гідравлічний опір ВСК повністю відповідає гідравлічному опору ПСК (див. рис. Д.8), оскільки має ідентичний теплообмінник.

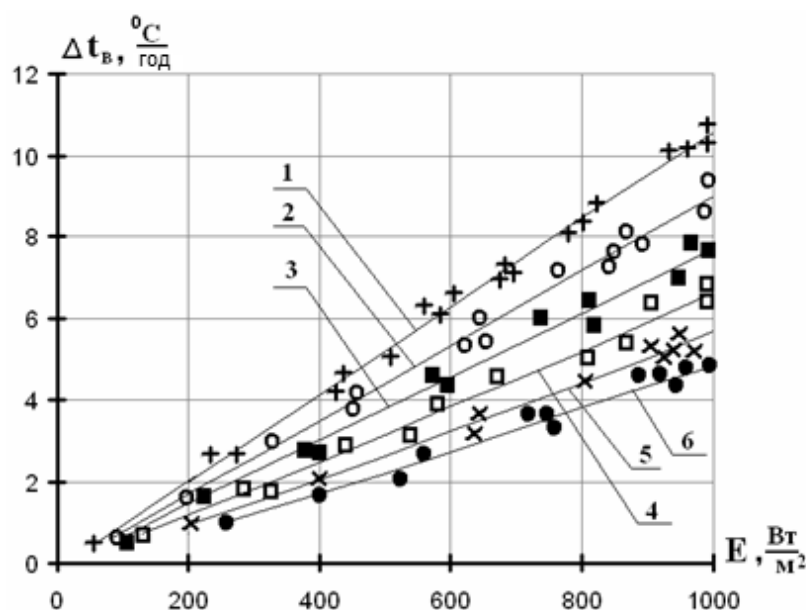


Рис. Д.13. Залежність перепаду температури води в бойлері від густини сонячного випромінювання. Початкова температура води:
1 – 10°C, 2 - 20°C, 3 - 30°C, 4 - 40°C, 5 - 50°C, 6 - 60°C

Д.4 Комбіновані сонячні колектори на основі АКТТ

Технологія комбінованих сонячних колекторів (КСК) [208] дозволяє перетворювати сонячну енергію одночасно в електричну та теплову. Додатково така технологія дає можливість підвищувати електричну продуктивність фотоелектричної батареї (ФБ) за рахунок охолодження фотоелектричних елементів при їх експлуатації.

Конструкція комбінованого сонячного колектору на основі АКТТ (рис. Д.14, рис. Д.15, рис. Д.16) [429, 430] включає теплові труби (1), на яких розташовані фотоелементи (2). ТТ забезпечують відвід теплоти від фотоелементів до теплообмінника (6), а також ізоtermічність поверхні під фотоелементами. На фотоелементи наноситься захисне оптичне покриття (3) для запобігання корозійних процесів. Фотоелементи (2) кріпляться до ТТ (1) за допомогою клею (4). Як і в конструкції звичайного ПСК, в КСК використовується шар теплоізоляції (5), скло (7), корпус (8) та нижня кришка (9).

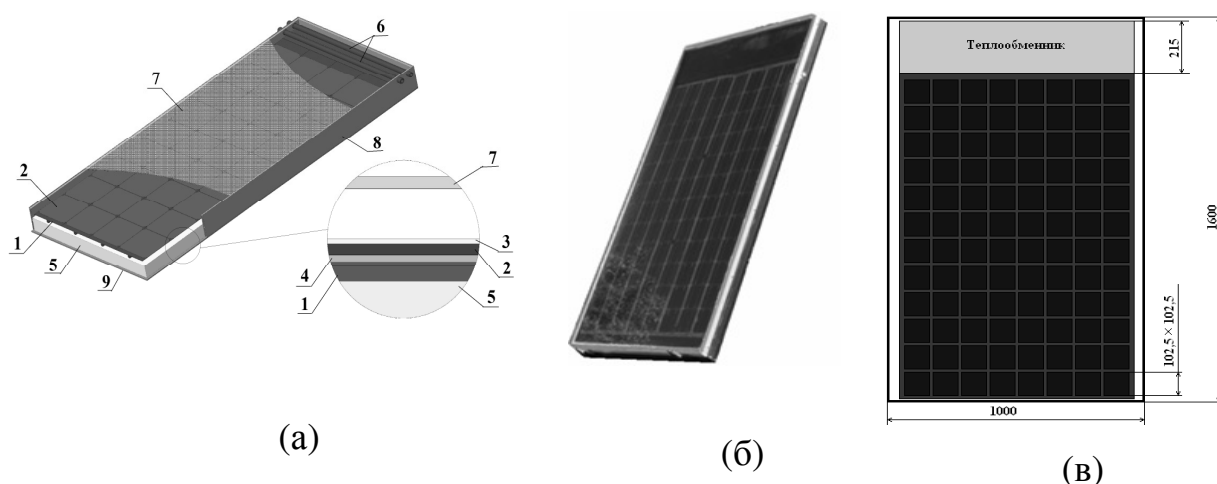


Рис. Д.14. Конструкція КСК на основі ТТ:

- а – конструкція; б – загальний вигляд; 3 – схема КСК на основі 96 шт. фотоелементів з розмірами 102,5х102,5 мм; 1 – ТТ; 2 – фотоелементи; 3 – захисне оптичне покриття; 4 – клей; 5 – теплоізоляція; 6 – теплообмінник; 7 – скло; 8 – корпус; 9 – нижня кришка

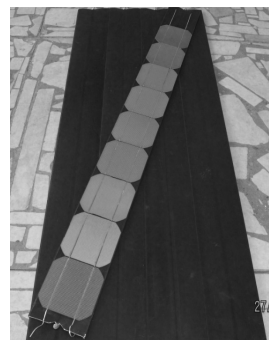


Рис. Д.15. Технологічні зразки елементів комбінованого сонячного колектору при опрацюванні технології виготовлення

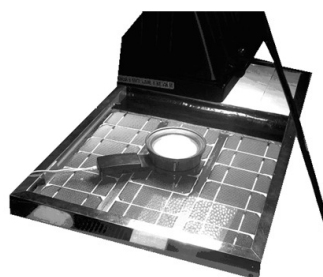


Рис. Д.16. Зразки комбінованих сонячних колекторів на випробуваннях на Геліоцентрі та НТУУ «КП»

Принцип функціонування полягає у наступному. Сонячна енергія крізь захисне скло (7), яке встановлене на корпус КСК (8), падає на поверхню фотоелементів (2). Частина сонячної енергії перетворюється фотоелементами в електричну, а інша частина перетворюється в теплову і за допомогою АКТТ (1) передається до теплообмінника (6) з робочим теплоносієм. Далі тепло робочою рідиною транспортується в бойлер. За рахунок акумуляції тепла в бойлері та системи «теплоносій - теплообмінник - тепла труба» здійснюється охолодження фотоелементів і підвищення продуктивності їх ФБ.

Така конструкція дає можливість збирати КСК у вигляді окремих модулів, кожен із яких представляє собою АКТТ з фотоелементами, що спрощує інсталяцію системи. При цьому підвищується надійність і ремонтпридатність системи.

Аналітичну модель для розрахунку ефективності комбінованого сонячного колектору [431, 432] побудовано на основі розрахунку теплової ефективності звичайного плоского сонячного колектору.

Для визначення теплової ефективності за основу було взято рівняння збереження енергії для СК (Д.3). З урахуванням незначного впливу не було прийнято до уваги вплив швидкості потоку повітря, зміну внутрішньої енергії робочої поверхні КСК та теплові втрати в теплообміннику.

Корисна кількість теплоти, що йде на нагрів води від температури на вході в КСК t_{ex} до температури на виході з нього $t_{вих}$, визначається рівнянням (Д.4).

Загальна кількість теплоти, що поглинається поверхнею КСК площею S_a визначається за формулою (Д.11):

$$Q_{заг} = (1 - \eta_{PV}) \cdot A \cdot A_n \cdot \varepsilon \cdot E \cdot S_a, \quad (Д.11)$$

де A – пропускна здатність скла КСК; A_n – пропускна здатність захисного покриття фотоелементів (EVA чи ПК68) КСК; η_{PV} – електричний ККД фотоелементів; ε – ступінь чорноти фотоелементів; E – густина падаючого теплового потоку випромінювання на поверхню КСК, Вт/м².

Електричний ККД фотоелементів в залежності від температури знаходимо за наступною залежністю [208] (Д.12):

$$\eta_{PV} = \eta_{PV'20} (1 - \beta_t \cdot (t_{PV} - t_{\phi})), \quad (Д.12)$$

де $\eta_{PV,20}$ – ККД фотоелементів при нормальній температурі (зазвичай, при 20°C ; β_t – температурний коефіцієнт ефективності фотоелементів ($0,0045$ – у нашому випадку), t_{ϕ} – нормальна температура фотоелементів (зазвичай, 20°C), $^{\circ}\text{C}$.

Теплові втрати за рахунок конвекції, які викликані різницею температур між поверхнею КСК t_a та температурою навколишнього середовища t_{nc} , визначаються рівнянням (Д.6).

Теплові втрати, що викликані відбиттям падаючих промінів та випромінюванням самої поверхні, визначаються рівнянням та розраховуються за формулою (Д.7).

Підставляємо в рівняння (Д.3) рівняння (Д.4) – (Д.7), (Д.11) – (Д.12) та ділимо на променистий тепловий потік, що падає на КСК, отримуємо (Д.13):

$$Q_{\text{пол}}/(E \cdot S_a) = (1 - \eta_{PV}) \cdot A \cdot \varepsilon \cdot E \cdot S_a / (E \cdot S_a) - \alpha_k \cdot (t_a - t_{nc}) \cdot S_a / (E \cdot S_a) - \alpha_e \cdot (t_a - t_{nc}) \cdot S_a / (E \cdot S_a). \quad (\text{Д.13})$$

Ліва частина рівняння представляє собою теплову ефективність КСК (Д.14):

$$\eta_m = (1 - \eta_{PV}) \cdot A \cdot \varepsilon - \alpha_k \cdot (t_{nn} - t_{nc}) / E - \alpha_e \cdot (t_{nn} - t_{oc}) / E. \quad (\text{Д.14})$$

Спростуємо рівняння (Д.14), ввівши наступні позначення, та отримуємо:

$$\begin{aligned} X &= (t_a - t_{nc}) / E; \\ C_0 &= (1 - \eta_{PV}) \cdot A \cdot \varepsilon; \\ C_1 &= \alpha_p; \\ C_2 &= \alpha_e / (t_a - t_{nc}). \end{aligned}$$

Базуючись на аналітичній моделі [431, 432] для розрахунку КСК та її узгодження з експериментальними даними були отримані наступні коефіцієнти C_0 , C_1 і C_2 , які дорівнюють:

$$\begin{aligned} C_0 &= 0,72 \cdot (1 - \eta_{PV}); \\ C_1 &= 3,03 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}); \\ C_2 &= 0,029 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4), \end{aligned}$$

де η_{PV} знаходиться з рівняння (Д.12).

Загальну кількість електричної енергії знаходимо за формулою (Д.15) [208]:

$$Q_{заг}^e = E \cdot S_a \cdot \eta_{PV}. \quad (\text{Д.15})$$

Аналізуючи результати, можна відзначити, що ефективність роботи КСК також як і ПСК, і ВСК залежить, в основному, від параметра X колектора. Вона збільшується із зменшенням X , а саме, при збільшенні густини падаючого сонячного випромінювання E або при зменшенні перепаду температур між теплопоглинаючою поверхнею колектору t_a і навколишнім середовищем $t_{нс}$. Іншими словами, чим менше різниця температур поверхні теплообміну і навколишнього середовища при одному й тому ж значенні E , тим краще конструкція КСК та більша її ефективність.

Порівняння роботи КСК та звичайного ПСК показує, що ефективність КСК нижче приблизно на 14% ...17%, і це, вперш за все, залежить від того, що частина енергії перетворюється в електричну енергію за рахунок фотоелектричних елементів. Але слід зазначити, що є й додаткові втрати за рахунок додаткового теплоізоляційного шару фотоелементів та клейової композиції, що також зменшує ефективність КСК. Таким чином, при використанні КСК, перш за все, ми маємо переваги тільки при додатковому

охолодженні фотоелектричних перетворювачів та можливості в економії поверхні під інсталяцію геліосистеми. КСК дозволяє підвищити ефективність отримання електричної енергії до 23% за рахунок охолодження ФЕП [433, 434].

Д.5 Акумуляційні сонячні колектори на основі АКТТ

Використання теплових труб у якості теплосприймаючих і теплопередаючих елементів акумуляційних сонячних енергетичних систем (Д.17) дозволяє ліквідувати недоліки сонячних водонагрівальних установок традиційних типів. Такі установки мають низький термічний та гідравлічний опір; в них відсутня нерівномірність течії рідини; теплосприймаюча поверхня сонячних колекторів ізотермічна. Ці установки не потребують насосів, а незамерзаюча рідина в теплових трубах дозволяє експлуатувати їх впродовж всього року. Тому, сонячні колектори з тепловими трубами мають незаперечні переваги, але впровадженню таких установок заважає відсутність ефективних, технологічних та дешевих конструкцій теплових труб.

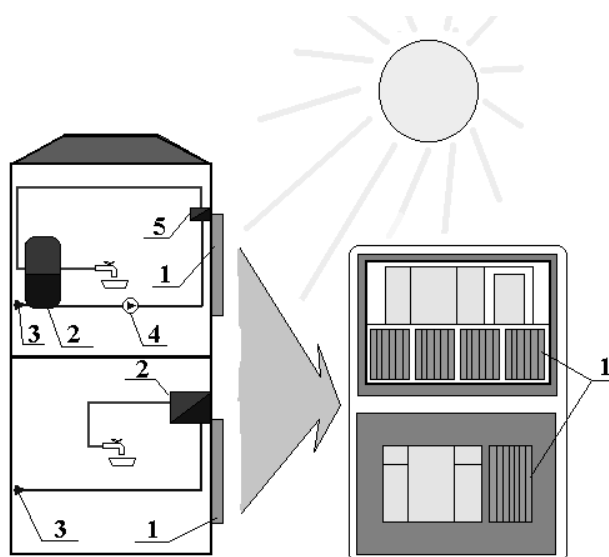


Рис. Д.17 - Схема використання сонячної акумуляційної енергетичної системи: 1 – колектор, 2 – бак, 3 – ГВС, 4 – насос, 5 – теплообмінник, 6 – дах

Основна науково-технічна ідея полягала у використанні в сонячному колекторі автономної водонагрівальної установки ефективних теплопередаючих пристроїв - АКТТ, які з мінімальним термічним опором з'єднують теплопоглинаючу та тепловіддаючу поверхні, а, з метою додаткового зменшення термічного опору між теплопоглинаючою та тепловіддаючою поверхнями сонячного колектору, в конструкції водонагрівальної установки використані алюмінієві профілі, в яких плоскі плавники з'єднані суцільно з циліндричною трубою із повздовжніми аксіальними капілярними канавками всередині.

Переваги автономних акумуляційних водонагрівальних установок з колекторами на теплових трубах у порівнянні з установками традиційного типу полягають у наступному:

- 1) можливість роботи впродовж всього року тому, що відсутня необхідність зливу теплоносія з системою у зимовий період;
- 2) суттєве зниження ціни установки за рахунок:
 - а) відмови від системи прокачки теплоносія, яка включає насос, трубопроводи, запобіжники тощо та автоматизовану систему управління роботою насоса;
 - б) заміни міді на алюміній в теплообмінниках колекторів;
- 3) підвищення надійності та економічності роботи за рахунок відсутності насоса та енерговитрат на його привід.

На рис. Д.18 наведений зовнішній вигляд діючого макету автономної акумуляційної водонагрівальної установки з сонячним колектором на основі АКТТ.

Водонагрівальна установка працює за рахунок сонячної енергії, яка сприймається теплопоглинаючою панеллю, тепловий потік переноситься за допомогою теплових труб в акумуляційний бак, в якому проходить нагрів води та тривале зберігання гарячої води. Така водонагрівальна установка призначена для експлуатації в літний період, а також в осінню та весняну пори року при температурі повітря не нижче 0°C.



Рис. Д.18. Зразок акумуляційної сонячної установки на основі АКТТ

Створений новий тип сонячної водонагрівальної установки на теплових трубах має наступні конструктивні параметри:

- площа теплопоглинаючої панелі сонячного колектору – $0,35 \text{ м}^2$;
- ємність акумуляційного баку – 25 літрів;
- габарити – 950 x 640 x 200 мм;
- маса (без води) – 15 кг;
- конструкція установки непроникна для вологи.

Сонячна акумуляційна автономна водонагрівальна установка на теплових трубах, яка для роботи не потребує електроенергії, може ефективно використовуватись у сільській місцевості, дачних будинках, літніх будинках відпочинку, санаторіях та кемпінгах, дитячих садочках та інших об'єктах, які використовують гарячу воду в невеликій кількості або не мають інших джерел енергії, крім сонячної.

Експериментальні дослідження макетного зразка акумуляційної сонячної водонагрівальної установки, які виконані в натурних умовах, дали наступні результати.

При густині сонячного теплового потоку $950 \text{ Вт/м}^2 \pm 50 \text{ Вт/м}^2$, час розігріву води в акумуляційному баку з 21°C до 41°C склав 3,5 годин при температурі повітря від 22°C до 24°C та відсутності вітру (табл. Д.1, де T_o – температура навколишнього середовища, $^\circ\text{C}$; q – густина падаючого сонячного теплового потоку, Вт/м^2 ; $t_{\text{поч},\delta}$ – температура води в баку на початку випробування, $^\circ\text{C}$; $t_{\text{кін},\delta}$ – температура води в баку наприкінці випробувань, $^\circ\text{C}$; τ – час випробувань, год).

Якщо збільшити початкову температуру води в баку з 21°C до 35°C , тоді час нагріву води (наприклад, до 56°C), відповідно, збільшується до 5 годин при густині сонячного теплового потоку $800 \text{ Вт/м}^2 - 900 \text{ Вт/м}^2$ тому, що зростають теплові втрати від баку та сонячного колектору.

Таблиця Д.1

Основні результати випробувань

$t_o, ^\circ\text{C}$	$q, \text{Вт/м}^2$	$t_{\text{поч},\delta}, ^\circ\text{C}$	$t_{\text{кін},\delta}, ^\circ\text{C}$	$\tau, \text{год}$
22 - 24	900 - 1000	21	41	3.5
27 - 33	800 - 900	35	56	5
21 - 25	100 - 900	29	48	8
22 - 25	100 - 600	28	37	9
23 - 26	100 - 1000	43	67	9

Але густина сонячного теплового потоку не є постійною і, впродовж всього сонячного дня, суттєво змінюється. Тому, на діючому макеті акумуляційної сонячної водонагрівальної установки були проведені експерименти з визначення часу нагріву води протягом сонячного дня. Так, при густині сонячного теплового потоку від 100 Вт/м^2 до 900 Вт/м^2 вода в баку нагрівається на ту ж величину (20°C , табл. Д.1) як у попередніх випадках, а саме: від 29°C до 48°C , але вже не за 3,5 або 5 годин, а за 8 годин.

Густина сонячного теплового потоку впродовж дня є головним чинником, який впливає на темп нагріву води та її максимальну температуру. У порівнянні з цим фактором, температура оточуючого середовища, наявність вітру, початкова температура води в баку тощо є другорядними чинниками.

Наприклад, зменшення максимальної сонячної енергії, яка припадає протягом дня, з 900 Вт/м^2 до 600 Вт/м^2 та її нерівномірність протягом хмарного дня, суттєво знижує величину нагріву води (з 19°C до 9°C), а саме, нагріває не до 48°C , як у попередньому випадку, а всього до 37°C (табл. Д.1) і також збільшує час нагріву з 8 до 9 годин.

Якщо збільшити початкову температуру води в баку з 21°C до 35°C , тоді час нагріву води (наприклад, до 56°C), відповідно збільшується до 5 годин при густині сонячного теплового потоку $800 \text{ Вт/м}^2 - 900 \text{ Вт/м}^2$ (табл. Д.1, рис. Д.19), тому що зростають теплові втрати від баку та сонячного колектору.

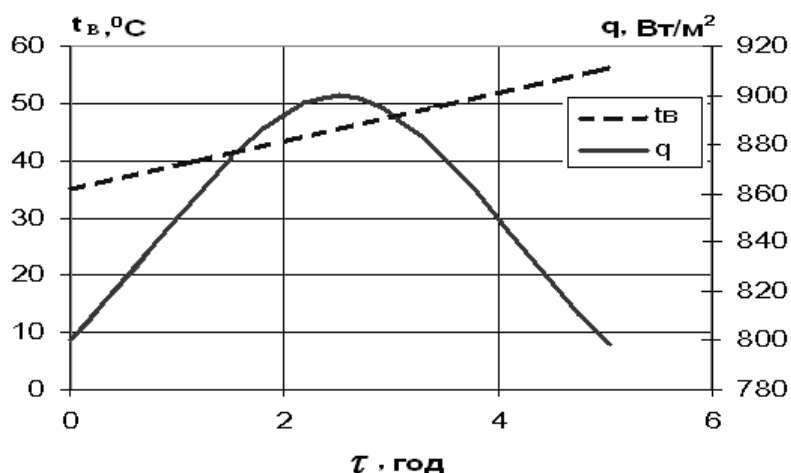


Рис. Д.19. Нагрів води в баку при температурі навколишнього середовища $27..33^\circ\text{C}$

Але густина сонячного теплового потоку не є постійною і, впродовж всього сонячного дня, суттєво змінюється (рис. Д.20). Тому, на діючому макеті акумуляційної сонячної водонагрівальної установки були проведені експерименти по визначенню часу нагріву води протягом сонячного дня. Так,

при густині сонячного теплового потоку від 100 Вт/м^2 до 900 Вт/м^2 вода в баку нагрівається приблизно на ту ж величину (20°C), як у попередніх випадках, а саме: від 29°C до 48°C (табл.Д.1, рис. Д.19), але вже не за 3,5 або 5 годин, а за 8 годин.

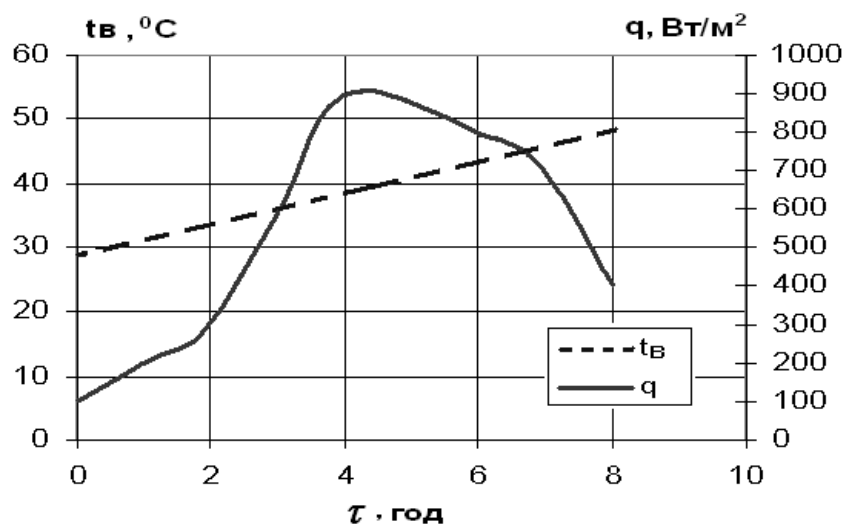


Рис. Д.20. Нагрів води в баку за один сонячний день при температурі навколишнього середовища $21...25^\circ\text{C}$

Густина сонячного теплового потоку протягом дня є головним чинником, який впливає на темп нагріву води та її максимальну температуру. У порівнянні з цим фактором, температура оточуючого середовища, наявність вітру, початкова температура води в баку тощо є другорядними чинниками.

Наприклад, зменшення максимальної сонячної енергії, яка припадає протягом дня, з 900 Вт/м^2 до 600 Вт/м^2 та її нерівномірність протягом хмарного дня, суттєво знижує величину нагріву води (з 19°C до 9°C), а саме, нагріває не до 48°C , як у попередньому випадку (табл. Д.1, рис. Д.19), а всього до 37°C (табл. Д.1) і також збільшує час нагріву з 8 до 9 годин (рис. Д.21).

Результати досліджень також показали, що за відсутності сонячного світла (ввечері, вночі), вода в баку протягом 15 годин охолодилась на 10 градусів (рис. Д.22), при температурі навколишнього середовища 18°C , що є

недоліком існуючої конструкції сонячної водонагрівальної установки та потребує її вдосконалення в напрямку покращення теплоізоляції бака та сонячного колектору.

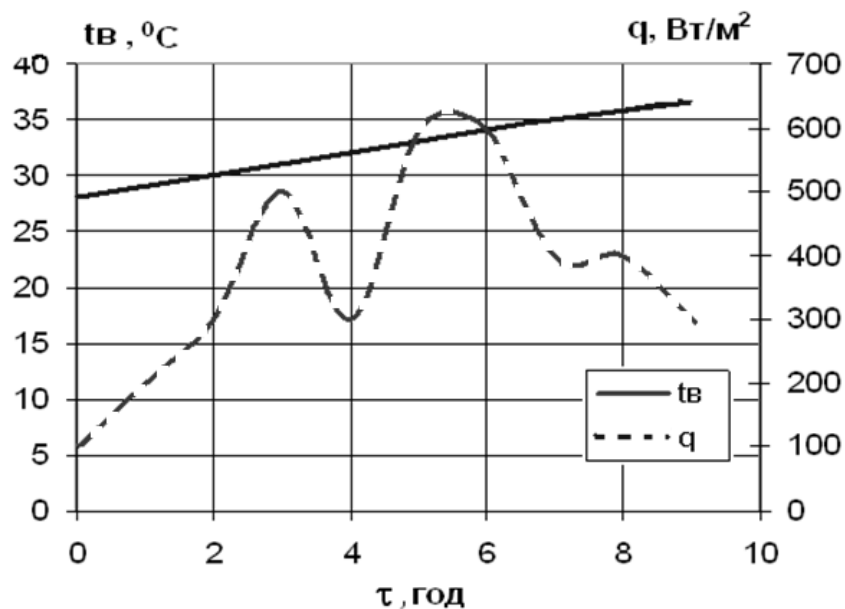


Рис. Д.21. Нагрів води в баку при низькій сонячній активності

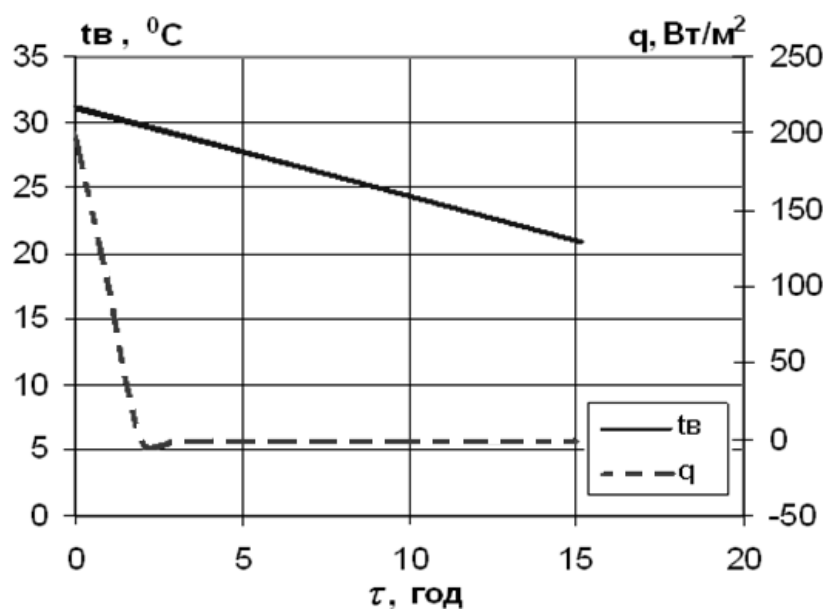


Рис. Д.22 Охолодження води у баку

Як видно з результатів експериментальних досліджень, температура оточуючого середовища також впливає на темп та величину нагріву води у

баку (з ростом температури повітря зменшуються теплові втрати установки), як і густина сонячного теплового потоку, але цей вплив має значно менший характер.

В табл. Д.1 також наведені дані по максимальній температурі води в акумуляційному баку макета розробленої сонячної водонагрівальної установки (67°C), яка була досягнута протягом 9 годин (з ранку до вечора) ясного літнього сонячного дня при температурі повітря 23°C ... 26°C та відсутності вітру.

При цьому теплова ефективність установки (ККД) була 0,5, а максимальний робочий ККД, досягнутий в ході її теплотехнічних натурних випробувань, склав величину 0,65. Температурний діапазон, в якому може працювати сонячна водонагрівальна установка розробленої конструкції: від $+0^{\circ}\text{C}$ до $+95^{\circ}\text{C}$.

Проведення натурних теплотехнічних випробувань макету сонячної акумуляційної водонагрівальної установки та обробка отриманих результатів в графічній формі підтвердили його високі теплотехнічні параметри, а саме:

- 1) теплова ефективність водонагрівальної установки (ККД) знаходиться у робочому діапазоні від 0,5 до 0,65;
- 2) час нагріву води в акумуляційному баку з 21°C до 41°C при густині теплової радіації $950 \text{ Вт/м}^2 + 50 \text{ Вт/м}^2$ - 3,5 години;
- 3) максимально досяжна температура води в баку – 67°C ;
- 4) температурний діапазон роботи – від $+0^{\circ}\text{C}$ до $+95^{\circ}\text{C}$.

Д.6 Оптимізації параметрів теплообмінника зовнішнього контуру сонячних колекторів на основі АКТТ

Як було зазначено вище, при використанні теплових труб в сонячних колекторах (ПСК, ВСК чи КСК) значну увагу необхідно приділяти конструкції теплообмінника зовнішнього контуру. Було запропоновано для підвищення ефективності сонячних колекторів використовувати плоский

теплообмінник замість трубчастого (рис. Д.23). У відповідності до цього, на основі розрахунку за математичною моделлю та серії експериментальних робіт, було проведено співставлення та оптимізація теплообмінника зовнішнього контуру.

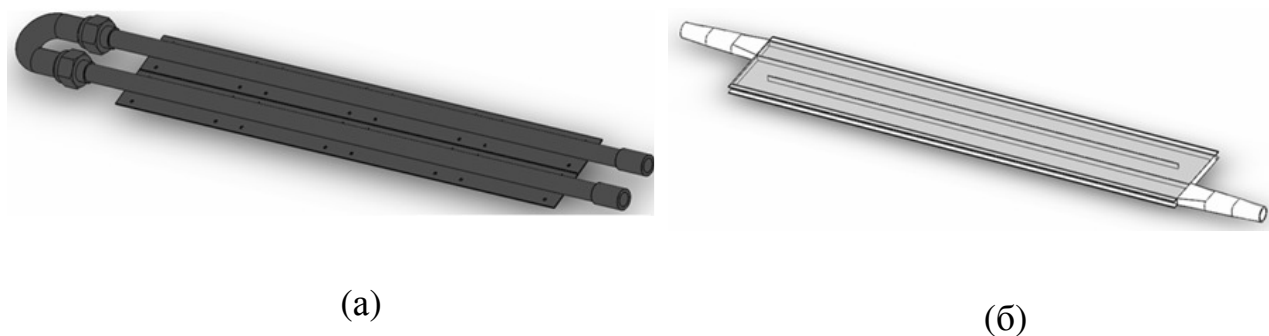


Рис. Д.23. Конструкції теплообмінників зовнішнього контуру:

а – трубчастий; б - плоский

АКТТ, які використовуються для відведення теплоти від поверхні фотоелементів в КСК, мають форму циліндричної труби з широким плавником. На цьому плавнику розташовуються фотоелементи, теплота від яких відводиться за допомогою теплових труб та передається до плоского проточного теплообмінника, який кріпиться до плавника у зоні конденсації. Цей теплообмінник за допомогою спеціальних кріплень притискається до плавника, завдяки чому забезпечується надійний тепловий контакт між поверхнею теплообмінника та тепловою трубою. Для вибору оптимальної конструкції цього плоского теплообмінника було зроблено числове моделювання. Так, у ході попередніх інженерних розрахунків та з технологічних міркувань, були обрані дві конструкції. Для порівняння цих конструкцій за ефективністю відведення теплоти були створені числові моделі.

Під створенням числової моделі мається на увазі процес комп'ютерного представлення таких складових CFD-моделі як геометрія досліджуваного об'єкта, розрахункова сітка розглянутої геометрії досліджуваного об'єкта,

граничні та початкові умови теплофізичної задачі, яка вирішується, та фізичні властивості матеріалів досліджуваного об'єкта.

Конструкції теплообмінників, що були обрані для відведення теплоти від зони конденсації АКТТ, представлені на рис. Д.23. Теплообмінник першого типу являє собою дві секції циліндричних труб з плоскими плавниками, з'єднані між собою за допомогою зігнутою труби. Така конструкція є простою у виготовленні та може бути міцно закріплена на поверхні плоских теплових труб за допомогою гвинтів, які вкручуються безпосередньо в плавники теплообмінника. В теплообміннику другого типу прямокутний канал між верхньою та нижньою пластинами поділений на три ходи за допомогою перегородок. Завдяки такій геометрії, площа контакту рідини з поверхнею теплообміну значно більша, в порівнянні з першим теплообмінником. В той же час гідравлічний опір такого теплообмінника буде більшим через більшу кількість поворотів рідини та більшу площу тертя. До того ж, конструкція другого теплообмінника вимагає додаткових кріплень для притискання теплообмінника до поверхні теплових труб. Тому, для того, щоб обрати кращу конструкцію з двох, необхідно отримати дані за відведеною кількістю теплоти та перепадом тисків за однакових граничних умов.

Для цього були побудовані тривимірні моделі геометрії теплообмінників. Геометрія була побудована у спрощеному вигляді: вхідні, вихідні патрубки та отвори під кріплення були виключені через їх малий вплив на процес теплообміну та гідродинаміку. Область вирішення задачі була розбита на комірки скінченного об'єму. Сітка для цієї задачі була обрана структурована, із згущенням до стінок каналів. Після того, як побудована геометрія досліджуваних об'єктів була дискретизована скінченними елементами, задавалися теплофізичні властивості матеріалів. Вся область вирішення задачі поділяється на два об'єми: об'єм рідини та об'єм твердого тіла. Це обумовлено тим, що вирішується сполучена задача теплопровідності в стінці та тепловіддачі від поверхні стінки до рідини. Теплофізичні властивості води, яка використовується в якості теплоносія у цій задачі, задавалися в залежності

від температури, через те, що течія в каналах є неізотермічною. Поліноміальні залежності теплофізичних властивостей води, що використовувалися в побудованій моделі, мають вигляд (Д.16) – (Д.19):

$$\rho(t) = 2 \cdot 10^{-5} \cdot t^3 - 0,0201 \cdot t^2 + 7,1744 \cdot t + 191,39, \quad (\text{Д.16})$$

$$C_p(t) = -0,0001 \cdot t^3 + 0,114 \cdot t^2 - 41,767 \cdot t + 9166,9, \quad (\text{Д.17})$$

$$\lambda(t) = -4 \cdot 10^{-8} \cdot t^3 + 3 \cdot 10^{-5} \cdot t^2 - 0,0034 \cdot t + 0,3223, \quad (\text{Д.18})$$

$$\mu(t) = -3 \cdot 10^{-9} \cdot t^3 + 3 \cdot 10^{-6} \cdot t^2 - 0,0011 \cdot t + 0,127. \quad (\text{Д.19})$$

В якості основних керуючих рівнянь, що описують рух і теплообмін середовища, використовуються рівняння Нав'є-Стокса, які описують в нестационарній постановці закони збереження маси, імпульсу та енергії цього середовища. Крім того, застосовуються додаткові рівняння стану компонентів середовища, а також емпіричні залежності в'язкості і теплопровідності даних компонентів від температури. В результаті цього з'являються додаткові члени напруги по Re. Для замикання зазначеної системи рівнянь використовуються рівняння переносу кінетичної енергії турбулентності та її дисипації в рамках k- ω моделі турбулентності Ментера. Ця система рівнянь збереження маси, імпульсу і енергії просторової течії в рамках підходу Ейлера в декартовій системі координат (x_j , $j = 1, 2, 3$) будується на основі рівняння нерозривності та рівняння зміни кількості руху, енергії в проекції на вісі координат, які в тензорному вигляді записуються так (Д.20):

$$\frac{\partial u_j}{\partial x_j} = 0. \quad (\text{Д.20})$$

Рівняння зміни кількості руху (Д.21):

$$\frac{\partial}{\partial \tau}(\rho \bar{u}_k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_k \bar{u}_j) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_k} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\tau}_{jk} - \rho \overline{u'_k u'_j}), \quad (\text{Д.21})$$

де i, j, k - індекси, що визначають напрями декартової системи координат; u_i, u_j, u_k - складові швидкості в напрямку відповідних осей; p - тиск; τ - час; $-\overline{\rho u_i'^2}; -\overline{\rho u_j'^2}; -\overline{\rho u_k'^2}; -\overline{\rho u_i' u_j'}; -\overline{\rho u_j' u_k'}; -\overline{\rho u_i' u_k'}$ - так звані складові тензора напружень Рейнольдса (складові тензора рейнольдсових напруг або турбулентних дотичних напружень); τ_{jk} - складові тензора в'язких дотичних напружень:

$$\tau_{jk} = \mu \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_k} + \frac{\partial u_k}{\partial x_j} \right), \quad (\text{Д.22})$$

де $\mu = \mu_j + \mu_t \cdot \mu_j$ - динамічний коефіцієнт в'язкості, μ_t - коефіцієнт «вдаваної» турбулентної в'язкості.

Кінетична енергія турбулентності - $k = \overline{u'_k u'_k} / 2$. Дисипація ε , що характеризує перетворення енергії, підведеної до пульсуючої течії, зокрема, перенесення енергії великомасштабних турбулентних вихорів до дрібномасштабних дисипуючих вихорів, визначаються на основі вирішення наступних рівнянь (Д.23), (Д.24):

$$\frac{\partial k}{\partial \tau} + \overline{u_i} \frac{\partial k}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{u'_i k'}) = -\frac{1}{\rho} \delta_{jk} \frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{p' u'_i}) + \nu \frac{\partial^2 k}{\partial x_j^2} - \nu \frac{\partial \overline{u'_k}}{\partial x_j} \frac{\partial \overline{u'_k}}{\partial x_j} - \overline{u'_k u'_j} \frac{\partial \overline{u_k}}{\partial x_j}, \quad (\text{Д.23})$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \varepsilon_s}{\partial \tau} + \overline{u_j} \frac{\partial \varepsilon_s}{\partial x_j} = & \nu \frac{\partial^2 \varepsilon_s}{\partial x_j^2} - \frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{u'_i \varepsilon'_s}) - 2 \frac{\nu}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} \delta_{ij} \left(\frac{\partial \overline{u'_i}}{\partial x_k} \frac{\partial \overline{p'}}{\partial x_k} \right) - 2 \nu \overline{u'_j} \frac{\partial \overline{u'_i}}{\partial x_k} \frac{\partial^2 \overline{u_i}}{\partial x_k \partial x_l} - \\ & - 2 \nu \left(\frac{\partial \overline{u'_j}}{\partial x_k} \frac{\partial \overline{u'_i}}{\partial x_k} \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} - \frac{\partial \overline{u'_i}}{\partial x_k} \frac{\partial \overline{u'_j}}{\partial x_j} \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_k} - \frac{\partial \overline{u'_i}}{\partial x_k} \frac{\partial \overline{u'_j}}{\partial x_k} \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} \right) - 2 \nu^2 \left(\frac{\partial^2 \overline{u'_i}}{\partial x_k \partial x_j} \right)^2, \end{aligned} \quad (\text{Д.24})$$

де δ_{ij} - дельта-функція Кронекера ($\delta_{ij} = 1$ при $i = j$ і $\delta_{ij} = 0$ при $j \neq i$). Для того, щоб визначити швидкість перенесення температури T в напрямку x_i

турбулентними пульсаціями швидкості необхідне рівняння Фур'є-Кірхгофа (Д.25):

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{T}}{\partial \tau} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{u'_j T'}) = \frac{\nu}{\text{Pr}} \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial x_j^2} + \frac{\nu}{c_p} \left(\frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} , \\ + \frac{\nu}{c_p} \left(\frac{\partial \overline{u'_j u'_i}}{\partial x_i \partial x_j} + \frac{\partial \overline{u'_j u'_i}}{\partial x_i \partial x_j} \right) \end{aligned} \quad (\text{Д.25})$$

де $\text{Pr}_T = \nu_T / a_T$ - турбулентне число Прандтля.

Для моделювання додаткових доданків, які називаються складовими турбулентного потоку теплоти $\overline{u'_i T'}$ і є невідомими, використовувалися додаткові рівняння переносу кінетичної енергії та швидкості її дисипації в рамках k - ω моделі турбулентності Ментера. Вона ж була обрана для замикання рівнянь (Д.20)-(Д.25):

$$\frac{D\rho k}{D\tau} = \tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu + \sigma_k \mu_t \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] , \quad (\text{Д.26})$$

$$\frac{D\rho \omega}{D\tau} = \frac{\gamma}{\nu_t} \tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu + \sigma_\omega \mu_t \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right] + 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega_2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} , \quad (\text{Д.27})$$

$$\gamma = \beta / \beta^* - \sigma_{\omega_2} \kappa^2 / \sqrt{\beta^*} , \quad (\text{Д.28})$$

$$\varepsilon = \nu \frac{\partial \overline{u'_i u'_i}}{\partial x_j \partial x_j} , \quad (\text{Д.29})$$

де $\omega = \varepsilon / C_D k$.

В рівняннях (Д.26) - (Д.29) $\beta^*=0,09$; $\beta=0,0828$; $\sigma_{\omega_2}=0,0856$; $\sigma_k=1,0$; $\kappa=0,41$.

Функція F_1 конструюється таким чином, щоб бути рівною одиниці на верхній межі прикордонного шару і прагне до нуля при наближенні до стінки.

Значення Pr_T визначається за допомогою співвідношень моделі турбулентності Ментера, в рамках якої турбулентне число Прандтля дорівнює:

$$Pr_T = \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} \bigg/ \left(\overline{u'_i T'} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right). \quad (Д.30)$$

Обраний алгоритм рішення ґрунтується на неявному кінцево-об'ємному методі розв'язання рівнянь (Д.20) - (Д.25), замкнених за допомогою моделі турбулентності Ментера. Обчислювальний алгоритм базується на процедурі SIMPLE, який містить в собі ітераційний цикл, відповідно до якого повний тиск розраховується в результаті розрахунку дискретного еліптичного рівняння Пуассона для поправки тиску.

Граничні умови для даної задачі задавалися на поверхнях. На вході в теплообмінник задавалася витрата води G , напрямок течії та температура води T_{ex} . На нижній поверхні теплообмінника задавалася постійна температура $T_{ст}$. Всі інші зовнішні поверхні теплообмінника вважалися теплоізовльованими.

В результаті проведення числового моделювання теплообміну та гідродинаміки в теплообмінниках були отримані розподілення температур та швидкостей води, що рухається всередині каналів. Температура на нижній поверхні задавалася постійною. Для проведення експериментів були обрані три рівні температур: 30, 40 та 50°C. Такі температури відповідають умовам експлуатації сонячного колектору в реальних умовах. На кожному температурному рівні витрата теплоносія змінювалася в межах від $3,3 \cdot 10^{-3}$ до $16,7 \cdot 10^{-3}$ кг/с. Для порівняння двох теплообмінників за ефективністю

відведення теплоти результати були представлені у вигляді залежності середньої температури води у вихідному перерізі теплообмінників від витрати (рис. Д.24).

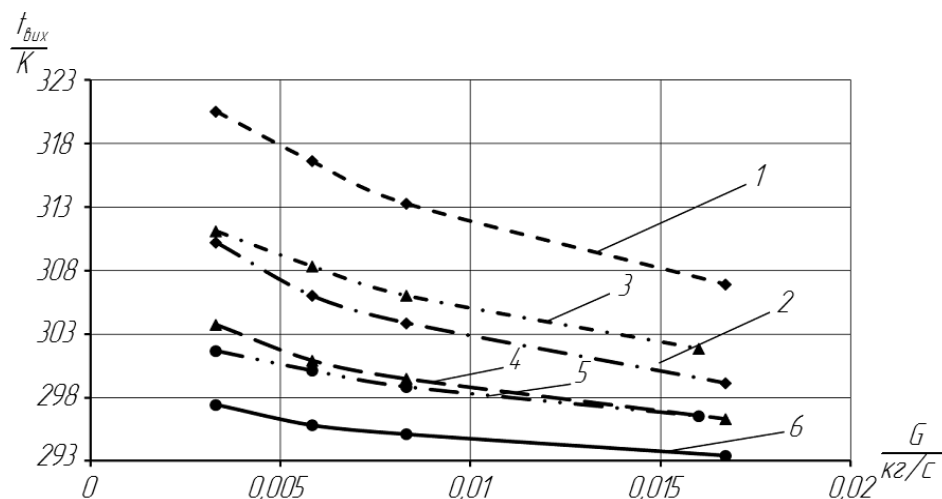


Рис. Д.24. Залежність температури води на виході з теплообмінника від витрати теплоносія:

- 1 – плоский теплообмінник, температура нижньої поверхні 50°C ,
- 2 – трубчастий теплообмінник, температура нижньої поверхні 50°C ,
- 3 – плоский теплообмінник, температура нижньої поверхні 40°C ,
- 4 – трубчастий теплообмінник, температура нижньої поверхні 40°C ,
- 5 – плоский теплообмінник, температура нижньої поверхні 30°C ,
- 6 – трубчастий теплообмінник, температура нижньої поверхні 30°C

Як бачимо з рис. Д.24, температура на виході з плоского теплообмінника, в залежності від рівня температур на нижній поверхні та витрати теплоносія, на $5\text{-}10^{\circ}\text{C}$ вища, в порівнянні з трубчастим теплообмінником. Це свідчить про більш ефективне відведення теплоти, що в умовах реальної експлуатації призведе до зниження температури в зоні конденсації теплових труб, що, в свою чергу, призведе до зниження температури поверхні абсорбера. Таким чином, плоска конструкція теплообмінника дозволяє більш ефективно

відводити теплоту від фотоелементів за допомогою теплових труб та підвищити тепловий ККД сонячних колекторів.

Параметр X характеризує втрати теплоти конвекцією повітря та ефективність відведення теплоти від поверхні абсорбера. Результати представлені на рис. Д.25. Застосування теплообмінника плоскої конструкції дозволило збільшити тепловий ККД колектора, відповідно, крива ефективності має менший кут нахилу, в порівнянні з кривою ефективності для КСК з теплообмінником старої конструкції. Так, в області параметра X від 0,02 до 0,04 $\text{м}^2\text{К/Вт}$, яка відповідає умовам реальної експлуатації, тепловий ККД вдалося збільшити на 5-10%.

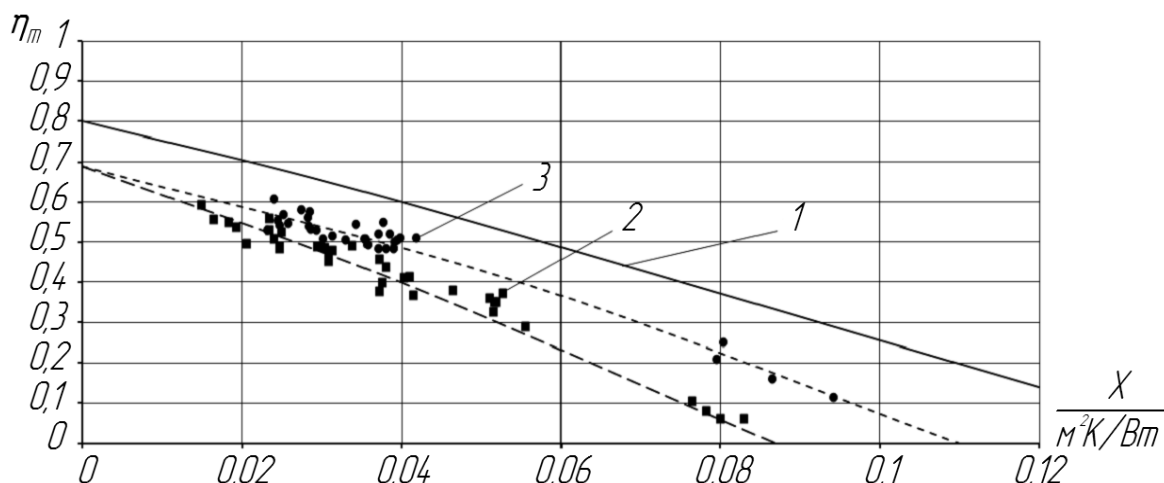


Рис. Д.25. Залежність теплового ККД сонячного колектору від X :

1 – тепловий сонячний колектор на теплових трубах, 2 – комбінований сонячний колектор з трубчастим теплообмінником, 3 – комбінований сонячний колектор з теплообмінником плоскої конструкції

Гідравлічний опір трубчастого теплообмінника майже в 3 рази більший в порівнянні з плоским теплообмінником (рис. Д.26). Це пояснюється великим місцевим опором в місці повороту потоку, де встановлювався гнучкий шланг для з'єднання двох ходів теплообмінника. Поперечний переріз цього шлангу майже втричі менший в порівнянні з перерізом секції теплообмінника, що

призводить до значного прискорення потоку, та, як наслідок, значного гідравлічного опору.

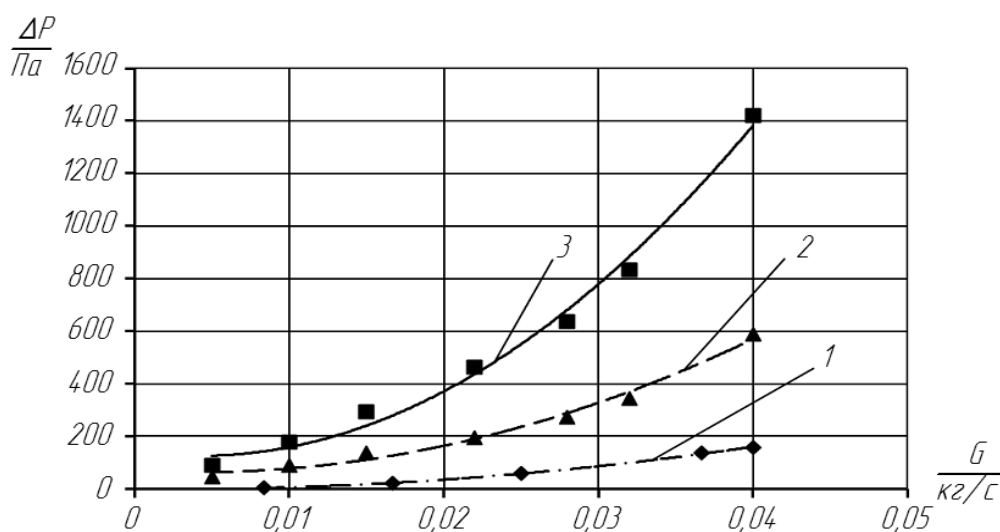


Рис. Д.26. Залежність перепаду тисків в колекторі від витрат теплоносія:

1 – КСК з плоским теплообмінником; 2 – КСК з трубчастим теплообмінником; 3 – стандартний проточний тепловий сонячний колектор

Для порівняння результатів фізичного експерименту та числового моделювання, після проведення випробувань колектору в лабораторних умовах, дані, що були отримані з показань термопар, які встановлювалися під поверхнею теплообмінника, були використані в якості граничних умов першого роду в числовій моделі. Результати моделювання та фізичного експерименту представлені на рис. Д.27.

З рис. Д.27 видно, що нова конструкція теплообмінника дозволяє за однакових граничних умов відводити теплоту на 20-25% ефективніше, в порівнянні з теплообмінником старої конструкції. Результати числового моделювання добре узгоджуються з результатами фізичного експерименту, похибка не перевищує 4,5%. Це свідчить про адекватність побудованої числової моделі, що дає можливість використовувати обрану методику числового моделювання для подальших розрахунків з іншими геометричними та режимними параметрами, з метою виявлення оптимальної конструкції.

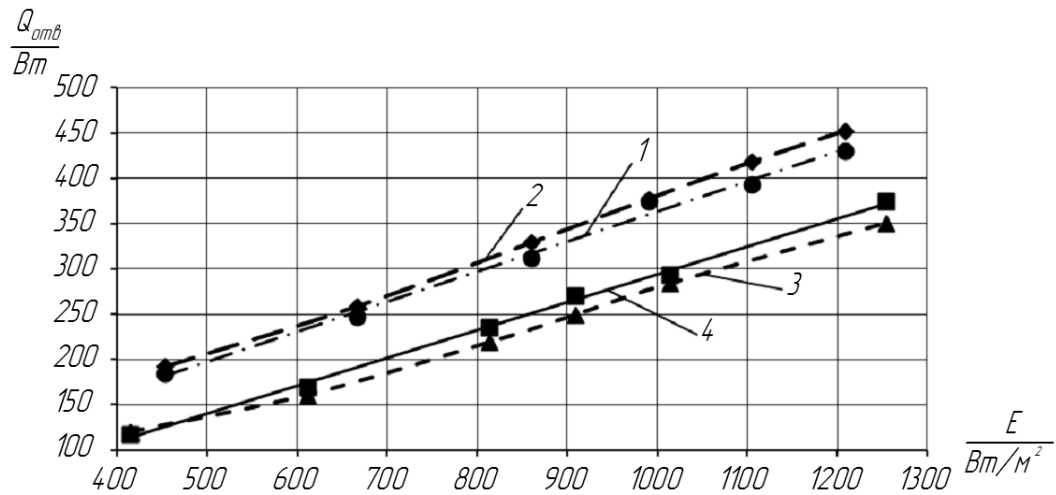


Рис. Д.27. Залежність відведеного теплового потоку в проточному теплообміннику від густини променевого теплового потоку:

- 1 – результат числового моделювання для плоского теплообмінника;
- 2 – результат фізичного експерименту для плоского теплообмінника;
- 3 – результат числового моделювання для теплообмінника
з круглими каналами;
- 4 – результат фізичного експерименту для теплообмінника
з круглими каналами

ДОДАТОК Е

ЗРАЗКИ ТЕПЛООБМІННИКІВ НА ОСНОВІ АЛЮМІНІЄВИХ ТЕПЛОВИХ ТРУБ З КАНАВЧАТОЮ КАПІЛЯРНОЮ СТРУКТУРОЮ

Е.1 Конструкції конструкцій теплообмінників на основі АКТТ та їх порівняння

Розглядаються наступні конструкції теплообмінників (рис. Е.1):

- варіант «А1» - з однією АКТТ;
- варіант «G2» - з 43 гладкостінними АКТТ;
- варіант «Е8» - з 8 ребреними АКТТ.

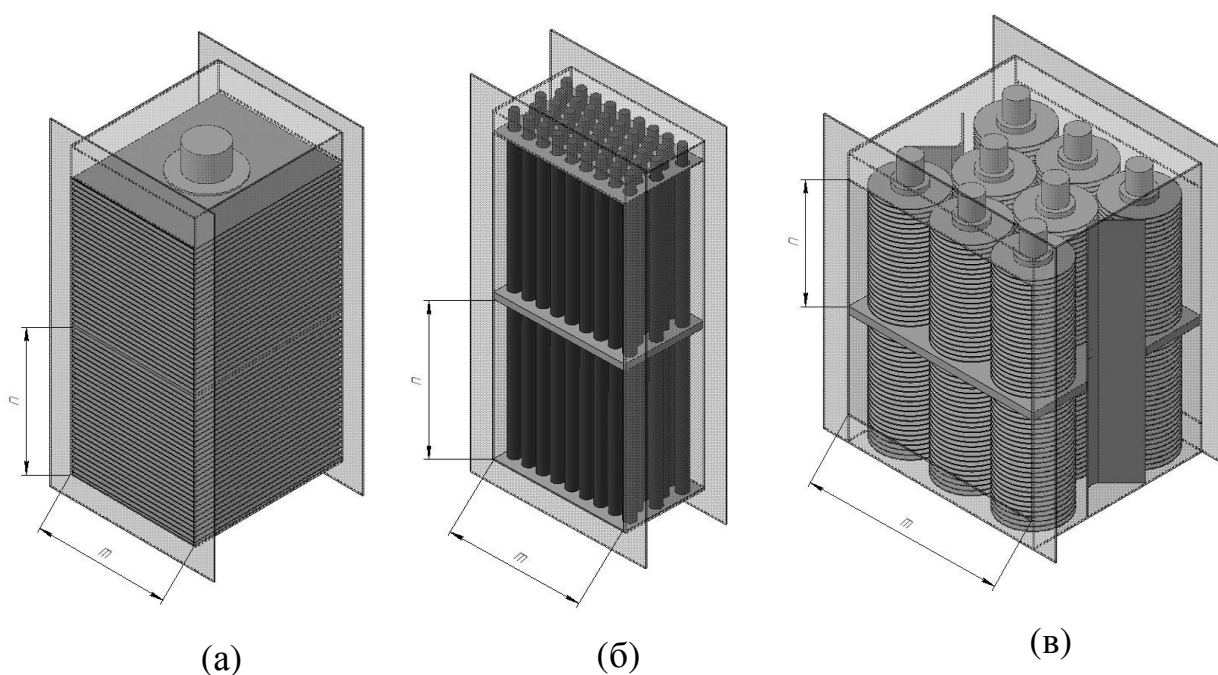


Рис. Е.1. Варіанти теплообмінників:

а – варіант «А1» - з одною АКТТ; б - варіант «G2» - з 43 гладкостінними АКТТ; в - варіант «Е8» - з 8 ребреними АКТТ

Результати аналізу для масової витрати газів приблизно 20 г/сек наведено у табл. Е.1.

Таблиця Е.1

Результати розрахунку характеристик різних типів теплообмінників на основі АКТТ

№ п/п	Масова витрата, г/сек		Температура, °С				Утилізаційне тепло, Q	Ефективність, %
	Газ	Повітря	Газ		Повітря			
			Вхід	Вихід	Вхід	Вихід		
A1	20	17	50	43	20	28	150	24
G2	20	17	50	40	20	33	215	34
E8	17	17	50	39	20	34	236	37

У таблиці Е.2 наведені загальні переваги та недоліки конструкцій, що отримані на основі аналізу технології виготовлення, оціночної вартості та результатів, що наведені в табл. Е.1.

Таблиця Е.2

Порівняльний аналіз конструкцій теплообмінників на основі АКТТ

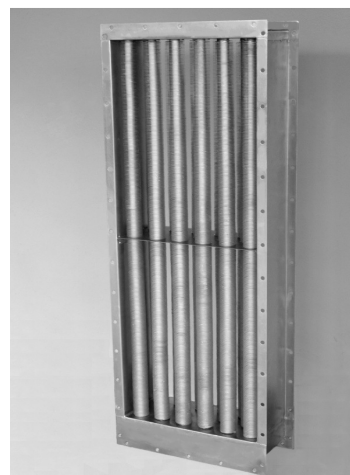
Варіанти	Переваги	Недоліки	Вартість
«A1»	1. Одна АКТТ - низька вартість теплообмінників 2. Простий монтаж АКТТ в теплообмінник. 3. Канали потоків газів симетричні (100x100 мм)	1. Низькі швидкості газів - осадження продуктів згоряння. Складність очищення. 2. Проблема збору конденсату на плавниках АКТТ. 3. Низька ефективність. 4. Висока вірогідність поломок.	Орієнтовна вартість одної теплової труби - 120 Євро.
«G2»	1. Висока ефективність. 2. Простий монтаж АКТТ. 3. Немає збору	1. Велика кількість АКТТ - висока вартість. 2. Канали можуть бути не симетричними (наприклад,	Орієнтовна вартість 43 шт. АКТТ – 150

Варіанти	Переваги	Недоліки	Вартість
	конденсату на плавниках. 4. Легке очищення 5. Велика кількість АПТТ (43 шт.) – мала вірогідність поломки теплообмінника.	100x125 мм). 3. Великі габарити	Євро.
«Е8»	1. Висока ефективність 2. Невелика кількість АКТТ (8 шт.) - низька вартість теплообмінника.	1. Канали можуть бути не симетричними (80x132 мм). 2. Проблема збору конденсату на плавниках АКТТ. 3. Складність очищення. 4. Збірка АКТТ складніша ніж у варіанті G2. 5. Швидкість газів невисока - осадження продуктів згоряння	Орієнтовна вартість АКТТ (8 шт.) - 180 Євро.

Приклади промислових теплообмінників наведені на рис. Е.2



(а)



(б)

Рис. Е.2. Теплообмінники на основі АКТТ:

а – теплообмінник ЗАТ «ПромГазАпарат» (гладкостінні АКТТ); б – макет теплообмінника з оребреними АКТТ

Е.2 Теплообмінники на основі гладкостінних АКТТ

Для отримання методики розрахунку були проведені експериментальні дослідження макету теплообмінника на основі гладкостінних АКТТ (рис. Е.3). В ході експериментальних досліджень отримані залежності для визначення коефіцієнтів тепловіддачі та гідравлічного опору теплообмінника.

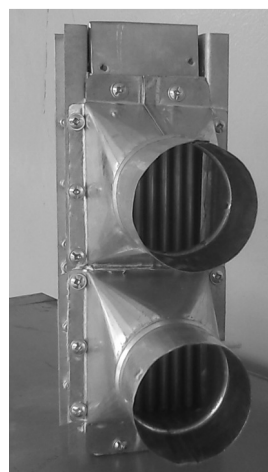
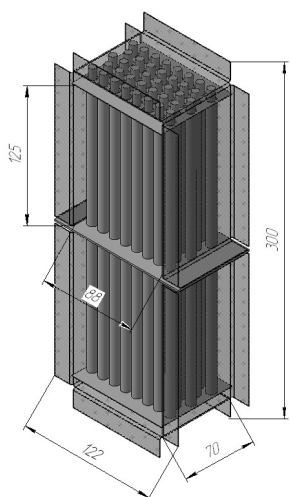


Рис. Е.3. Загальний вигляд теплообмінника на основі гладкостінних АКТТ (зразок теплообмінника для компанії Beck&Partner (Австрія))

Теплообмінник мав наступні параметри:

1. Розміри: висота - до 300 мм, ширина - до 130 мм, довжина каналу - до 70 мм;
2. Параметри АКТТ:
 - зовнішній діаметр АКТТ - 8,1 мм;
 - довжина загальна - 260 мм;
 - довжина робоча - 250 мм;
 - довжина зони нагріву - 125 мм;
 - довжина зони конденсації - 125 мм;
 - загальна кількість АКТТ - 38;
 - кількість рядів АКТТ по відношенню до потоку газу - 5 рядів;

- загальна площа теплопередачі - $0,24 \text{ м}^2$;
- інтервал між поздовжніми осями АКТТ по ширині теплообмінника - 11 мм (зазор між АКТТ - близько 3 мм);
- інтервал між поздовжніми осями АКТТ по глибині теплообмінника - 10 мм (зазор між АКТТ - близько 3 мм).

3. Розміри каналів: висота - до 125 мм, ширина - до 88 мм.

Дослідження теплообміну утилізаційного теплообмінника на АКТТ було виконано в області змін чисел Рейнольдса $Re = 1 \cdot 10^3 \dots 3,7 \cdot 10^3$ та в інтервалах температур потоку гарячого повітря $55 \div 115^\circ\text{C}$. Експериментальні теплотехнічні та аеродинамічні дані знімалися одночасно. При зміні теплового навантаження або витрати дані записувалися кожного разу після настання стаціонарного режиму. Для аналізу отриманих результатів, в порівнянні з теоретичними залежностями, було проведено розрахунок коефіцієнтів тепловіддачі в області змін чисел Рейнольдса $Re = 10^3 \dots 10^5$ за формулою [432]:

$$Nu = 0,41 \cdot Re_{ж.д}^{0,6} \cdot Pr_{ж}^{0,33} \cdot (Pr_{ж} / Pr_c)^{0,25} \cdot \varepsilon_i \cdot \varepsilon_s. \quad (E.1)$$

Отримані експериментальні дані з відхиленням $\pm 15\%$ корелювалися з розрахунковими. Розбіжність зумовлено похибкою прямих та непрямих вимірів.

Дослідні дані достатньо добре узагальнюються ступеневою залежністю виду:

$$Nu = C_q \cdot Re^m. \quad (E.2)$$

Результати теплообміну з боку потоку гарячого повітря в діапазоні $Re = 0,9 \dots 3,7 \cdot 10^3$ відображені в логарифмічних координатах $Nu - Re$ на рис. Е.3.

На основі отриманих експериментальних даних та їх обробки можна представити залежність для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі (Е.3):

$$Nu = 0.44 \cdot Re^{0.57} . \quad (E.3)$$

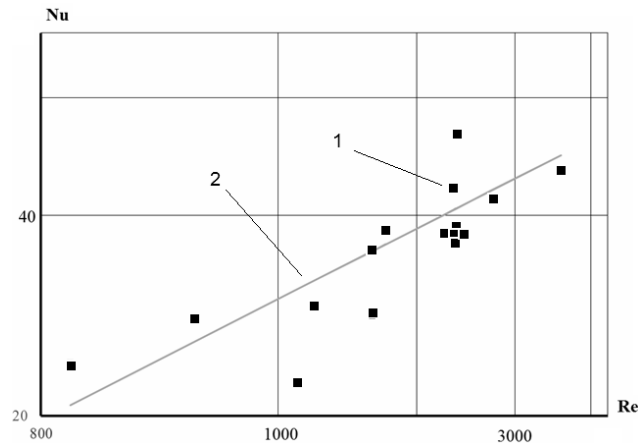


Рис. Е.3. Залежність числа Nu від числа Re при омиванні шахового пучка труб теплообмінника потоком повітря:

1 – експериментальні дані; 2 – розрахункові дані

Аеродинамічний опір дослідженого пучка теплових труб вивчався при температурі повітря $t'_{\text{с.п.}} = 60 \div 115^\circ\text{C}$. Втрати тиску знаходилися за виміряною різницею статичних тисків до і після пучка, з урахуванням втрат на тертя в прямій робочій частини газового каналу експериментального стенду та місцевих опорів звуження та розширення каналу через використання профільованих вставок.

Результати дослідження аеродинамічного опору в діапазоні $Re = 0,9 \dots 3,7 \cdot 10^3$ представлені на рис. Е.4 та апроксимовані у вигляді рівняння подібності:

$$Eu_0 = C_r \cdot Re^{-n} , \quad (E. 4)$$

де C_r і n - величини, що залежать від геометричних характеристик теплових труб і параметрів їх розміщення в пучках.

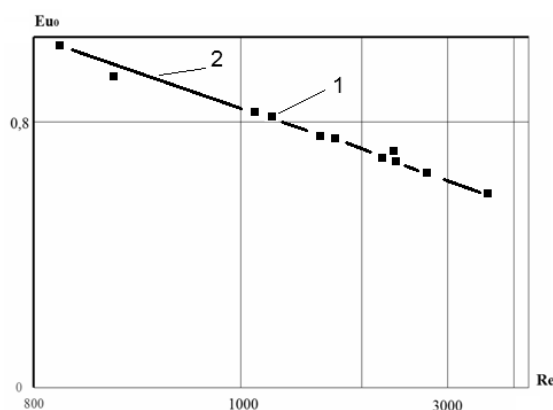


Рис. Е.4. Залежність числа Eu для одного ряду шахового пучка теплових труб теплообмінника від числа Re

На основі отриманих експериментальних даних та їх обробки можна представити залежність для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі (Е.5):

$$Eu_0 = 6,092 \cdot Re^{-0,27} . \quad (E.5)$$

Запропоновані габаритні розміри утилізаційного теплообмінника можна розглядати як граничні. Конкретні розміри визначаються тепловим і аеродинамічним розрахунками з урахуванням забезпечення транспортабельності, простоти, зручності і технологічності збірки та монтажу обладнання. Габаритна висота теплообмінника обмежується, крім того, і вищезазначеними обмеженнями по довжині АКТТ.

У таблиці Е.3 наведено порівняння експериментальних та розрахункових результатів.

Аналіз результатів показує, що отримані експериментальні дані співпадають з достатньою точністю з розрахунковими даними. Таким чином, розрахункова методика може базуватись на представлених формулах.

В табл. Е.4 наведені дані з аналізу впливу кількості АКТТ на підвищення ефективності газового котла при використанні даної конструкції теплообмінника для утилізації теплоти викидних потоків газів.

Таблиця Е.3

Порівняння експериментальних та розрахункових даних

	Масова витрата, г/сек		Середня температура, °С				Утилізацій- не тепло, Q_{min} , Вт
	Тепле повітря	Холодне повітря	Тепле повітря		Холодне повітря		
			Вхід	Вихід	Вхід	Вихід	
Експеримент	9,0	9,9	60,9	47,0	28,2	42,0	126,5
	20,0	18,0	57,5	46,7	28,5	40,5	217,1
Розрахунок	10,0	9,5	50,0	34,0	20,0	38,0	125,0
	20,0	19,0	50,0	37,0	20,0	34,0	210,0

Таблиця Е.4

Вплив кількості АКТТ на ефективність котла

Кількість ТТ	Масова витрата, г/сек		Середня температура, ° С				Утилізаційне тепло, Q_{min} , Вт	Процент утилізації, %	Підвищення ефективності котла, % (при потужності 21 кВт)
	Тепл. пов-ря	Хол. пов-ря	Тепле повітря		Холодне повітря				
			Вхід	Вихід	Вхід	Вихід			
38	20	19	120	88	20	56	690	32	3.3
68	20	19	120	74	20	71	980	46	4.67
83	20	19	120	69	20	77	1080	51	5.14

Збільшення ефективності газового котла, враховуючи конденсацію (потужність котла 21 кВт) при використанні теплообмінника з масовими витратами викидних газів (10, 20, 30 г/сек), наведено на рис. Е.5.

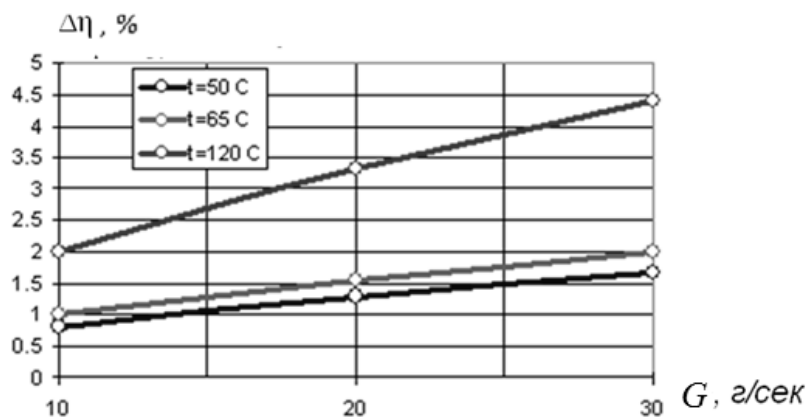
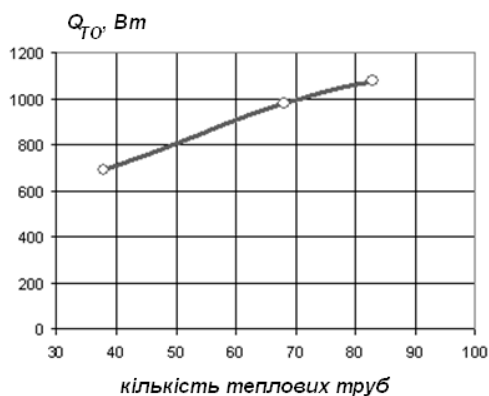
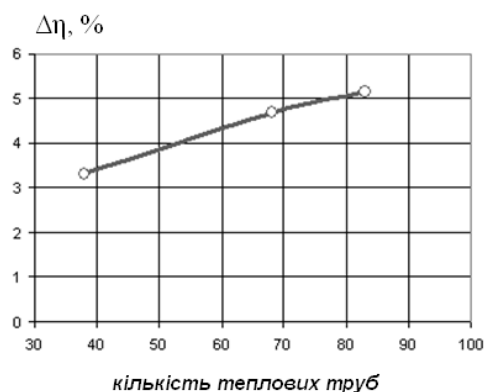


Рис. Е.5. Підвищення ефективності котла в залежності від витрати викидних потоків газів

Залежність рекуперації тепла (табл. Е.4) та підвищення ефективності теплообмінника і газового котла від числа АКТТ (38, 68, 83 штук) наведено на рис. Е.6.



(а)



(б)

Рис. Е.6. Залежність утилізованого тепла (а) та підвищення ефективності котла (б) від кількості АКТТ

Як впливає з таблиці Е.4 та рис. Е.5 – Е.6, при температурі викидних потоків газів:

- 50° C і вище - доцільно використовувати теплообмінник з 38 АКТТ;
- 65° C і вище - доцільно використовувати теплообмінник з 68 АКТТ;
- 120° C і вище - доцільно використовувати теплообмінник з 83 або 98 АКТТ.

Фактично, чим більший температурний напір ми маємо, тим більша кількість теплових труб в теплообміннику нам необхідна. Таким чином, для кожного температурного напору, що визначає можливу кількість утилізованої теплоти, існує певне число АКТТ. Більша кількість АКТТ практично не впливає на підвищення ефективності теплообмінника.

ДОДАТОК Є

ВИКОРИСТАННЯ АЛЮМІНІЄВИХ ТЕПЛОВИХ ТРУБ З
КАНАВЧАТОЮ КАПІЛЯРНОЮ СТРУКТУРОЮ В РАДІОЕЛЕКТРОННІЙ
ТА ОСВІТЛЮВАЛЬНІЙ ТЕХНІЦІ

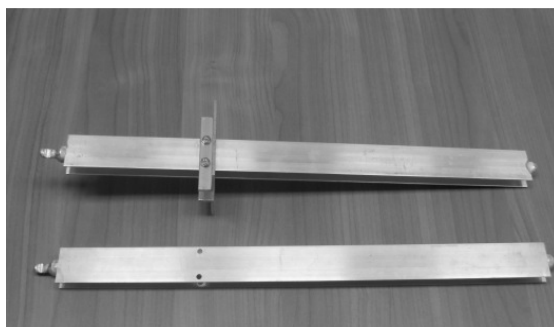
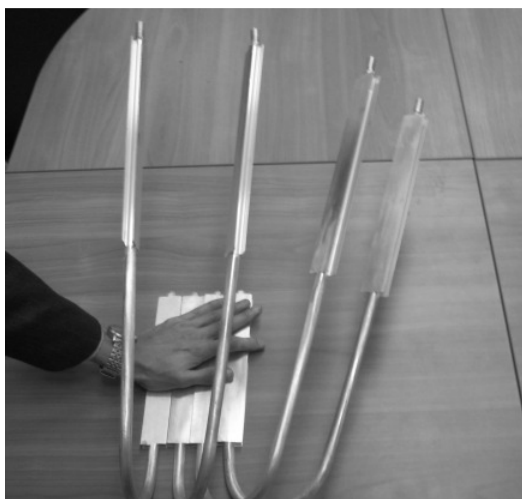


Рис. Є.1. АКТТ для системи охолодження світлодіодного освітлювального приладу автомагістралей (ЗАТ «Московський ламповий завод»)



Рис. Є.2. Зовнішній вигляд освітлювального приладу з АКТТ, виконаної у вигляді радіатора (ТОВ ЕС ЛТД, див. Додаток Ж)



(a)



(б)

Рис. Є.3. АКТТ для охолодження РЕА спеціального призначення:
а – система охолодження РЕА з АКТТ; б - АКТТ (ОКБ-Планета)

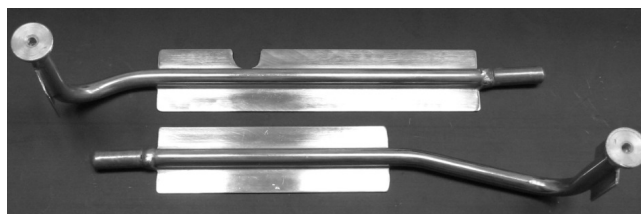


Рис. Є.4. АКТТ для охолодження РЕА спеціального призначення:
а – система охолодження РЕА; б - конструкція АКТТ (ТОВ Аеротехніка)

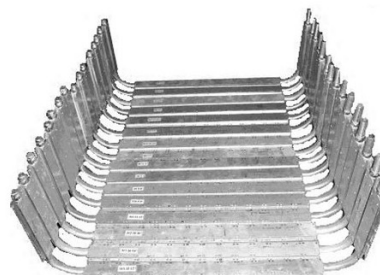


Рис. Є.5. АКТТ та макети системи охолодження двох імітаторів
приладового шафи з водяним охолодженням
(Міністерство промислової політики України)

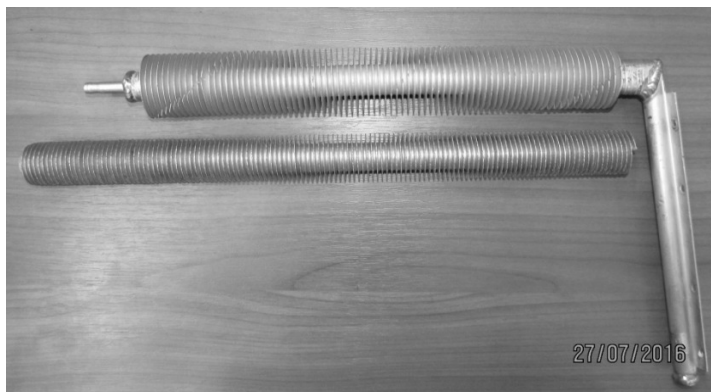


Рис. Є.6. АКТТ для радіатору системи забезпечення теплового режиму силовій електроніки (ЗАТ Електротекс)

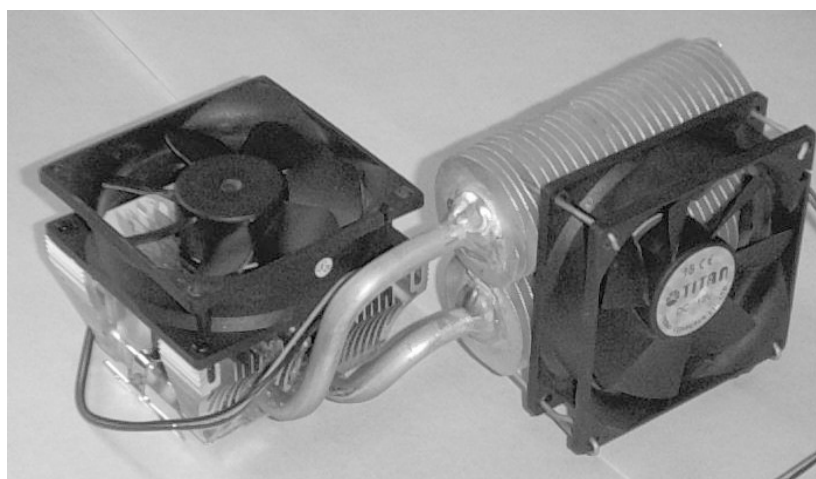


Рис. Є.7. Охолоджувальний пристрій ПК на основі АКТТ



(а)



(б)

Рис. Є.8. Загальний вигляд АКТТ:

а – для холодної сторони; б – для гарячої сторони ТЕМ (Міністерство промислової політики України)

ДОДАТОК Ж

АКТИ ВПРОВАДЖЕННЯ



Про впровадження алюмінієвих теплових труб в виробництво ТОВ ЕС ЛТД

Комісія співробітників ТОВ ЕС ЛТД у складі: директора Філіпова Валерія Олександровича (голова), головного інженера, к.т.н., доцента Логінова Олександра Івановича, інженера Саух Сергія Петровича, склали цей Акт про наступне:

У відповідності до робіт, що виконувалися в рамках до внутрішньої науково-дослідної програми ТОВ ЕС ЛТД по розробці та впровадженню у виробництво промислового світлодіодного світильника марки CS 18, співробітниками лабораторії теплових труб НТУУ «КПІ» при участі старшого наукового співробітника, кандидата технічних наук ХАЙРНАСОВА Сергія Манісовича було розроблено конструкцію та виготовлені більше десяти експериментальних зразків спеціальних алюмінієвих теплових труб для корпусів системи забезпечення температурного режиму промислового світлодіодного світильника.

За основу розробки була обрана конструкція промислового світлодіодного світильника марки CS 18 який споживає електричну потужність 196 Вт. Система забезпечення теплового режиму мала форму оребреного алюмінієвого полого циліндра, виготовленого із сплаву 6060 і мала наступні геометричні розміри: висота 230 мм, діаметр 170 мм. У нижній частині конструкції були встановлено 10 потужних світлодіодів, які під час роботи виділяли теплову потужність 100,73 Вт.

Промисловий світлодіодний світильник призначено для використання у важких умовах експлуатації.

Основні характеристики світильника наведено в таблиці:

Значення основних електричних та світлотехнічних параметрів ОВ через дві години після вмикання при напрузі живлення U=220В (f=50Гц).

Активна потужність споживання (P, Вт)	143,9
Коефіцієнт потужності (PF)	0,99
Повний коефіцієнт гармонічних спотворень струму (ITHD, %)	5,6
Коефіцієнт корисної дії електронного блоку живлення (ККД, %)	96
Світловий потік (F, лм)	12500
Світлова віддача (E _v , лм/Вт)	86,9
Корельована колірна температура (CCT, К)	4179
Індекс кольоропередачі (R _a)	74
Коефіцієнт пульсацій освітленості (Кп, %)	1
Клас світлорозподілу *	Прямого світла (П)
Тип кривої сили світла (C0/180) *	Концентрована (К) - K _φ =3,1
Тип кривої сили світла (C90/270) *	Концентрована (К) - K _φ =3,1

* - згідно ГОСТ Р 54350-2011 та ГОСТ 17677-82,
K_φ - коефіцієнт форми кривої сили світла

Експериментальні дослідження в НТУУ «КПІ» та ресурсні в ТОВ ЕС ЛТД показали, що використання розробленої системи забезпечення теплового режиму на основі алюмінієвої теплової труби для забезпечення належного температурного режиму світлодіодів має суттєвий потенціал для підвищення загальної електричної потужності світильника при постійних геометричних і вагових характеристиках, як шляхом збільшення кількості світлодіодів, так і шляхом збільшення підводимого струму на світлодіод.

Враховуючи рівень отриманих результатів, ТОВ ЕС ЛТД планує розпочати виробництво промислових світлодіодних світильників марки CS 18 на основі алюмінієвих теплових труб.

Члени комісії:

директор

Філіпов Валерій Олександрович

головний інженер

Інженер, доцент, Логінов Олександр Іванович

інженер

Саух Сергій Петрович



УТВЕРЖДАЮ



Генеральный директор

ОАО «ОКБ-Планета»

А.В. Петров

2014

**Акт о внедрении алюминиевых тепловых труб
в перспективные радиоэлектронные изделия ОАО «ОКБ-Планета»**

Комиссия специалистов ОАО «ОКБ-Планета» в составе: заместителя генерального директора по науке и развитию Ионова А.С. и начальника отдела разработки систем охлаждения радиоэлектронной аппаратуры, к.т.н. Килибы Ю.В. составили данный Акт о следующем:

В соответствии с ОКР «Полус», направленной на поиск путей обеспечения температурных режимов радиопередающих блоков метрового диапазона с выделяемой тепловой мощностью 200 Вт, разрабатывались специальные алюминиевые тепловые трубы как элементы систем охлаждения.

Сотрудниками Национального технического университета Украины «Киевский политехнический институт» при непосредственном участии старшего научного сотрудника, кандидата технических наук ХАЙРНАСОВА Сергея Манисовича были разработаны, изготовлены и исследованы алюминиевые тепловые трубы в количестве более 600 штук для обеспечения тепловых режимов радиопередающих блоков метрового диапазона с выделяемой тепловой мощностью 200 Вт.

Малое термическое сопротивление алюминиевых тепловых труб (не более 0.08 К/Вт) позволило обеспечить необходимые условия отвода тепла от радиопередающих блоков и при этом обеспечив их заданный температурный режим. Разработанные конструктивные решения имеют следующие преимущества: улучшенные теплотехнические характеристики, позволившие увеличить КПД изделия, малые габариты и вес, стоимость ниже стоимости аналогов. Испытания показали, что системы охлаждения на алюминиевых тепловых трубах пригодны для обеспечения теплового режима радиоэлектронной аппаратуры и обладают преимуществами по сравнению с традиционными методами обеспечения теплового режима.

Высокий уровень работ, выполненных при участии ХАЙРНАСОВА С.М., дали возможность использовать алюминиевые тепловые трубы при изготовлении систем охлаждения СО и СО-1 на ОАО «ОКБ-Планета».

Члены комиссии:

Заместителя генерального директора
по науке и развитию ОАО «ОКБ-Планета»

Ионов А.С.

Начальник отдела разработки
систем охлаждения РЭА, к.т.н.

Килиба Ю.В.