

Сергій ХАЙРНАСОВ, Дмитро КОЗАК

Україна, м. Київ, КП імені Ігоря Сікорського

E-mail: sergey.khairnasov@gmail.com, dk.kpi.hp@gmail.com

ТЕПЛОВИЙ АНАЛІЗ СИСТЕМ ОХОЛОДЖЕННЯ НА ОСНОВІ ДВОФАЗНИХ ТЕПЛОПЕРЕДАВАЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ

Проведено тепловий аналіз трьох варіантів системи охолодження (СО) на основі двофазних теплопередавальних пристроїв, за результатами якого було запропоновано конструкцію СО світлодіодного освітлювального пристрою з електричною потужністю не менш ніж 500 Вт. Наведено результати розрахунку теплотехнічних характеристик СО (температурного поля, максимального теплового потоку). Показано, що використання термосифонів, вбудованих у радіатор системи охолодження, підвищує її ефективність та забезпечує розсіювання теплового потоку не менше ніж 360 Вт природною конвекцією повітря у навколишнє середовище при максимальній температурі корпусу світлодіодної матриці 100°C.

Ключові слова: світлодіодний освітлювальний пристрій, система охолодження, природна конвекція, радіатор, теплова труба, термосифон, тепловий аналіз, теплообмін, температурне поле.

Освітлювальні пристрої є критичними засобами для проведення аварійно-рятувальних робіт в темний час доби та інших невідкладних дій безпосередньо в зоні виникнення надзвичайних ситуацій, коли потрібно забезпечити високий рівень освітленості постійної інтенсивності впродовж всього часу виконання робіт. Стрімкий розвиток напівпровідникових технологій та необхідність створення високоефективних потужних джерел світла призвели до розроблення низки систем освітлення на основі світлодіодних джерел (СОВ — chip-on-board — модуль). Важливою особливістю сучасних світлодіодних освітлювальних пристроїв є зменшення розмірів окремих світловипромінювальних компонентів при збереженні або навіть збільшенні їхньої електричної потужності [1, 2]. При цьому суттєва доля електричної енергії, яку вони споживають, перетворюється у теплоту [3–5], тому такі пристрої потребують спеціальних систем забезпечення теплових режимів чи систем охолодження, що визначається перш за все оптичною ефективністю СОВ-модулів та, відповідно, загальною кількістю електричної енергії, що перетворюється в теплову.

Одним з основних підходів до підвищення ефективності систем охолодження світлодіодних освітлювальних пристроїв (СОП) є використання спеціальних радіаторів з вбудованими двофазними

теплопередавальними пристроями [6], наприклад тепловими трубами, термосифонами тощо [7, 8]. Термін «двофазні теплопередавальні пристрої» використовується для елементів теплотехнічних систем, в яких процес відбору та віддачі теплоти проходить завдяки двофазним процесам (зміна фази теплоносія «рідина — пара» та зворотній «пара — рідина»): випаровування, кипіння та конденсації. Це інтенсифікує локальний процес теплообміну внаслідок високих значень коефіцієнта теплообміну та покращує можливості відведення чи підведення великих теплових потоків, а також забезпечення функціонування СОП при великих значеннях густини теплового потоку. Так, в сучасних системах охолодження використовуються радіатори для природної та вимушеної конвекції на основі теплових труб та парових камер різних за складністю конструкцій залежно від вимог до величини теплового потоку, який необхідно відвести до навколишнього середовища [9].

У цій роботі був проведений тепловий аналіз трьох варіантів системи охолодження потужного світлодіодного освітлювального пристрою, побудованої на основі радіатора, призначеного для природної конвекції повітря, з використанням двофазних теплопередавальних пристроїв різних типів: теплових труб, термосифонів, пульсаційних теплових труб, парової камери. За результатами теплового аналізу була запропонована теплова конструкція системи охолодження.

Роботу виконано за підтримки Національного фонду досліджень України (проект № 2023.04/0055)

Вимоги до конструкції та теплового аналізу системи охолодження потужного світлодіодного освітлювального пристрою

Враховуючи вимоги до надійності та технологічності освітлювальної техніки спеціального призначення, а також економічні обмеження були визначені такі пріоритетні показники системи охолодження:

- можливість розсіювати теплову потужність понад 300 Вт при максимальній температурі корпусу СОВ-модуля 100°C в умовах природної конвекції;
- простота та технологічність виготовлення в умовах дослідного виробництва;

- дешевизна;
- конструкція має будуватися на доступних на ринку України компонентах і матеріалах;
- надійність.

З огляду на вимоги до надійності, обмежене представлення на ринку України систем охолодження (радіаторів) з двофазними теплопередавальними пристроями (тепловими трубами та паровими камерами) та необхідність у спеціальному обладнанні для їх виготовлення, основою радіатора було обрано алюмінієвий радіаторний профіль (рис. 1), що виробляється в достатній кількості в Україні та широко використовується в системах охолодження електронної апаратури.

Двофазними теплопередавальними пристроями (рис. 2), взятими для аналізу та вибору підходів до побудови конструкції системи охолодження, були [7, 8]:

- мідні теплові труби (ТТ) з капілярною структурою (КС) або термосифони (без КС) зовнішнім діаметром 8 мм, сплюснені до розмірів 3×11 мм;
- алюмінієві профільні теплові труби з канавчатою КС зовнішнім діаметром 7,5 мм;
- пульсаційна тепла труба з зовнішнім діаметром каналів 1,8 мм;
- парова камера товщиною 3,0 мм.

Тепловий аналіз проводився на основі комп'ютерної моделі, створеної у спеціалізованому пакеті прикладних програм, що дозволяє проводити з високою точністю теплові розрахунки різних конструкцій та елементів систем охолодження електронної апаратури, зокрема двофазні теплопередавальні пристрої (ТПП) в умовах природної та вимушеної конвекції повітря. Перед початком теплового аналізу була проведена верифікація комп'ютерної моделі радіатора, результати якої наведені у [10]. Верифікація проводи-

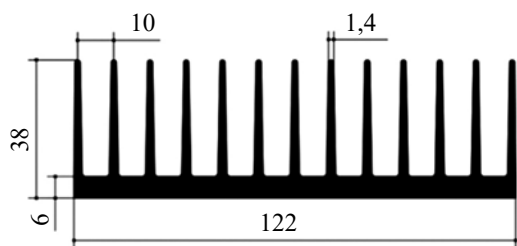


Рис. 1. Алюмінієвий радіаторний профіль

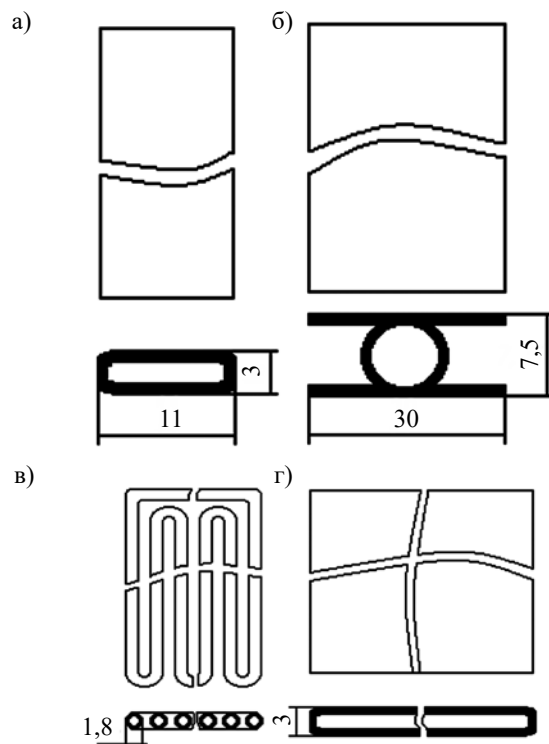


Рис. 2. Форма корпусу двофазних теплопередавальних пристроїв:

а — мідні ТТ або термосифони; б — алюмінієві профільні ТТ; в — пульсаційна ТТ; г — парова камера

лася для природної конвекції повітря з урахуванням теплообміну випромінюванням у широкому діапазоні температури та при різних кутах нахилу радіатора. Результати показали достатній збіг розрахункових та експериментальних даних при температурі на поверхні радіатора від 50 до 100 °C: похибка становила до 3% при вертикальному розташуванні й нахилі 45° та до 5% при горизонтальному розташуванні.

Концепції конструкції системи охолодження

Розглядалися три основні підходи до формування конструкції системи охолодження на основі вибраного алюмінієвого радіаторного профілю, продемонстровані на рис. 3. У цих конструкціях теплота від СОВ-модуля передається ТПП, такими як теплові труби, термосифони, парова камера або пульсаційні ТТ.

Концепція #1 — виносна пасивна: СОВ-модуль 1 кріпиться до вільних від радіатора зон випаровування ТПП 3 механічно або пайкою через термоінтерфейсний матеріал (ТІМ). Кожна сторона радіатора 2 складається з двох окремих частин, між якими розташовуються зони конденсації ТПП (див. рис. 3, а).

Концепція #2 — комбінована пасивна: СОВ-модуль 1 механічно або пайкою кріпиться через ТІМ поверх зон випаровування ТПП 3 до центральної ділянки “задньої” частини радіатора. Зони конденсації ТПП розташовуються між “передньою” (вона

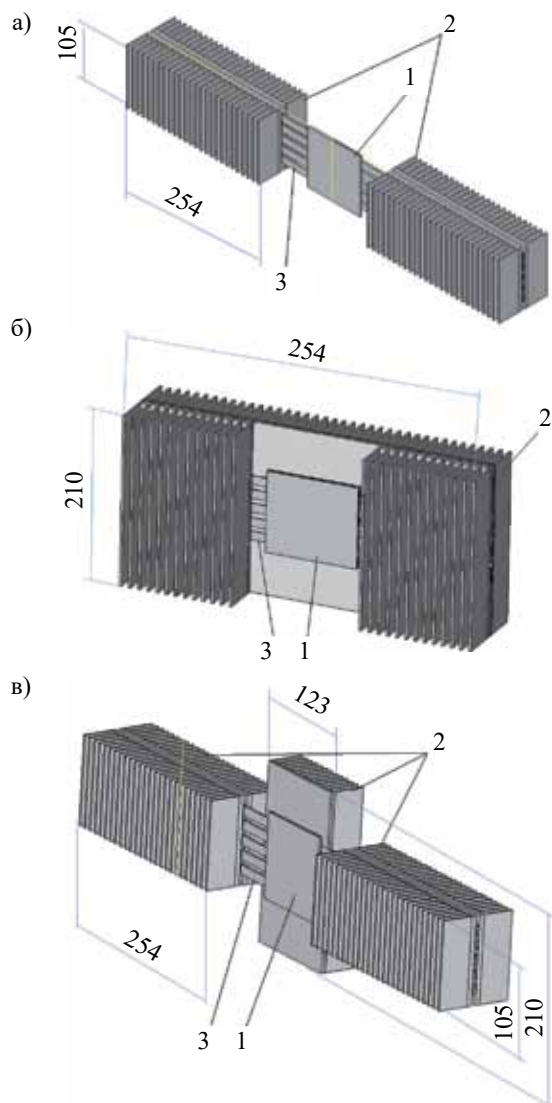


Рис. 3. Концепції конструкції системи охолодження:
 а — виносна пасивна; б — комбінована пасивна; в — виносна пасивна з центральним радіатором
 1 — COB-модуль (100×100 мм); 2 — радіатор; 3 — теплова труба чи термосифон

така сама, як у попередньому випадку) та “задньою” частинами (див. рис. 3, б).

Концепція #3 — виносна пасивна з центральним радіатором: до конструкції за концепцією #1 додається центральний радіатор, який має виконувати роль теплоємнісного конструктивного елементу для зменшення амплітуди коливання температури у динамічних режимах функціонування ТПП при низьких температурах (див. рис. 3, в).

Вплив типу та кількості двофазних теплопередавальних пристроїв на теплові режими

Аналіз такого впливу проводився з огляду на температуру корпусу COB-модуля T_{COB} у місці контакту з системою охолодження для трьох представлених вище концепцій.

Концепція #1

Теплове моделювання проводили для конструктивних модифікацій, описаних у табл. 1.

Результати комп’ютерного моделювання максимальної температури корпусу COB-модуля у місці контакту з системою охолодження різних модифікацій за концепцією #1 наведено у табл. 2. Аналіз цих даних свідчить про те, що ефективніше використовувати більшу кількість теплових труб / термосифонів або пульсаційну ТТ з більшою кількістю каналів (петель). Так, T_{COB} є меншою до 6,3°C при використанні п’яти ТТ / термосифонів порівняно з трьома, а при використанні пульсаційної ТТ з 24 каналами порівняно з 12 ця температура може знижуватися на величину до 11,8°C.

У найкращих модифікаціях, а саме #1.4 (п’ять теплових труб / термосифонів) та #1.6 (пульсаційна ТТ з 24 каналами), при температурі навколишнього середовища 40°C для теплової потужності 200 Вт існує запас у 8–10°C до максимальної допустимої температури корпусу COB-модуля 100°C.

Таблиця 1

Опис конструкцій на основі концепції #1 з різними типами двофазних ТПП

Модифікація	Кількість та вид ТПП	Конструкція ТПП	Розміри, мм	Матеріал	Теплоносій	Додатково
#1.1	3 ТТ	з КС	Ø7,5	алюміній	пентан	Дві полки по 30 мм
#1.2	3 ТТ / термосифони	з КС / без КС	3×11	мідь	вода	—
#1.3	5 ТТ / термосифонів					—
#1.4	5 ТТ / термосифонів					Центральний радіатор (концепція #3)
#1.5	1 пульсаційна ТТ	12 каналів (6 петель)	Ø1,8	мідь	фреон	—
#1.6	1 пульсаційна ТТ	24 канали (12 петель)				

Результати моделювання максимальної температури корпусу СОВ-модуля та теплотехнічних характеристик різних модифікацій системи охолодження, побудованих за **концепцією #1**, при тепловій потужності 200 Вт

Модифікація	Температура навколишнього середовища, °C	Температура СОВ-модуля, °C (max/min)	Температура ТПП, °C (max/min)	Термічний опір ТПП, К/Вт	Температура радіатора, °C (max/min)
#1.1	25	80 / 76,4	70,2 / 62,2	0,12	65,5 / 60,2
	40	96,9 / 93,2	87,1 / 79,0		82,3 / 76,9
#1.2	25	82,4 / 77,6	67,6 / 63,8	0,06	64,6 / 61,3
	40	99,2 / 94,4	84,5 / 80,6		81,5 / 78,0
#1.3	25	76,1 / 71,0	65,3 / 63,2	0,06	63,8 / 61,1
	40	92,8 / 87,8	82,1 / 80,0		80,6 / 77,8
#1.5	25	85,9 / 84,5	69,8 / 64,9	0,3	66,1 / 62,3
	40	101 / 99,4	84,8 / 79,9		81,7 / 77,4
#1.6	25	74,1 / 72,8	65,6 / 63,0	0,3	63,9 / 61,1
	40	90,9 / 89,6	82,4 / 79,8		80,7 / 77,9

Додатково досліджувалася конструкція модифікації #1.4 (з використанням центрального радіатора) щодо впливу розташування ТТ / термосифонів — на поверхні центрального радіатора розміром 100×100 мм чи всередині (у профрезерованих посадочних місцях). Аналіз показав, що додаткове зниження температури СОВ-модуля від використання центрального радіатора складає до 2°C при розташуванні ТПП на його поверхні та до 6–7°C при вбудовуванні всередину. Тобто очевидно, що при побудові конструкції за концепцією #3 не слід йти шляхом спрощення і монтувати ТПП на поверхні радіатора. Також немає сенсу використовувати теплові труби з алюмінієвого профілю з полками з точки зору складності їх монтування всередині основи радіатора.

Концепція #2

Теплове моделювання проводили для конструктивних модифікацій, описаних у **табл. 3**. Результати,

отримані для теплової потужності 200 Вт, представлено у **табл. 4**. Аналіз наведених даних дозволяє зробити такі висновки.

1) Модифікації #2.1 та #1.3, побудовані з п'ятьма ТТ, дають приблизно однаковий результат.

2) При використанні парової камери температура корпусу СОВ-модуля може знизитися на 3°C порівняно з варіантом з трьома ТТ. При цьому, враховуючи складність самої конструкції парової камери та її вищу вартість, доцільність її використання залишається під питанням.

3) Встановлення додаткових пульсаційних ТТ з двох боків радіатора (#2.4) не є доцільним.

4) У найкращих модифікаціях, а саме #2.2 (парова камера) та #2.3 (пульсаційна ТТ з 24 каналами), при температурі навколишнього середовища 40°C для теплової потужності 200 Вт існує запас у 8–10°C до максимальної допустимої температури корпусу СОВ-модуля 100°C.

Таблиця 3

Опис конструкцій на основі **концепції #2** з різними типами двофазних ТПП

Модифікація	Кількість та вид ТПП	Конструкція ТПП	Розміри, мм	Матеріал	Теплоносій
#2.1	5 ТТ / термосифонів	з КС / без КС	3×11	мідь	вода
#2.2	1 парова камера	з КС	товщина 3,0	мідь	вода
#2.3	1 пульсаційна ТТ	24 канали (12 петель)	Ø1,8	мідь	фреон
#2.4	3 пульсаційних ТТ (по одній зліва та справа додатково до #2.3)	24 канали (12 петель)	Ø1,8	мідь	фреон

Таблиця 4

Результати моделювання максимальної температури корпусу СОВ-модуля та теплотехнічних характеристик різних модифікацій системи охолодження, побудованих за **концепцією #2**, при тепловій потужності 200 Вт

Модифікація	Температура навколишнього середовища, °C	Температура СОВ-модуля, °C (max/min)	Температура ТПП, °C (max/min)	Термічний опір ТПП, К/Вт	Температура радіатора, °C (max/min)
#2.1	25	76,0 / 74,9	71,8 / 70,3	0,05	72,3 / 66,8
	40	93,4 / 92,3	89,3 / 87,7		89,8 / 84,0
#2.2	25	73,3 / 73,1	69,6 / 69,0		69,4 / 67,4
	40	90,8 / 90,6	87,7 / 86,5		86,9 / 84,8
#2.3	25	74,8 / 73,5	71,0 / 69,5	0,3	71,1 / 65,7
	40	92,5 / 91,2	82,4 / 79,8		88,8 / 83,3
#2.4	25	76,5 / 75,7	70,8 / 70,3		71,0 / 68,8
	40	94,2 / 93,4	88,7 / 88,2		88,8 / 86,4

Таблиця 5

Результати моделювання максимальної температури корпусу СОВ-модуля та теплотехнічних характеристик системи охолодження, побудованої за **концепцією #3**

Теплова потужність, Вт	Температура навколишнього середовища, °C	Температура СОВ-модуля, °C (max/min)	Температура ТПП, °C (max/min)	Термічний опір ТПП, К/Вт	Температура радіатора, °C (max/min)
300	25	79,8 / 78,5	73,4 / 70,5	0,05	74,5 / 79,8
	40	96,9 / 95,7	90,5 / 87,7		91,6 / 86,9
350	25	86,5 / 85,1	79,1 / 75,7	0,06	71,0 / 68,8
	40	104,0 / 102,0	96,4 / 93,1		97,7 / 92,2

Концепція #3

Теплове моделювання проводили для такої конструктивної модифікації:

- 5 ТТ / термосифонів зовнішнім діаметром 8 мм, сплюснені до розмірів 3×11 мм;
- корпус з порошковою КС / без КС;
- матеріал — мідь;
- теплоносій — вода.

Результати, отримані для теплової потужності 300 Вт і 350 Вт, представлено у **табл. 5**. Аналіз показує, що при 350 Вт та температурі навколишнього середовища 40°C температура корпусу СОВ-модуля перевищує максимально допустиму на 4°C. Додаткові розрахунки показали, що при довільному розташуванні системи охолодження у просторі, наприклад горизонтальному, це перевищення може бути ще більшим (додатково ще до 15°C).

Система охолодження на основі двофазних теплопередавальних пристроїв та її тепловий аналіз

На основі проведеного аналізу як базовий був обраний варіант системи охолодження, що відповідає концепції #3. У конструкції використовувались п'ять термосифонів діаметром 12 мм. Такий вибір був зроблений з огляду на спрощення технології

виготовлення: технологічний процес виготовлення термосифонів, на відміну від теплових труб, не має етапу спікання капілярної структури; сплюснення корпусу не застосовувалося.

Як теплоносій запропоновано використовувати пентан, а не воду, для запобігання замерзанню з можливим руйнуванням корпусу ТПП. Відповідно, діаметр термосифонів було збільшено до 12 мм для забезпечення достатніх теплотransпортних характеристик при переході з води на пентан.

Значення термічного опору, яке було отримано у додатково проведених експериментальних дослідженнях зразків термосифонів, не перевищувало 0,3 К/Вт. Конструкцію базового варіанту системи охолодження представлено на **рис. 4**, характеристики наведено у **табл. 6**.

Для визначення впливу висоти радіаторів h_1 і h_2 на максимальну температуру $T_{\text{СОВ}}$ були проведені розрахунки для даних, наведених у табл. 6, при загальній тепловій потужності $P_{\text{heat}} = 360$ Вт (чотири модулі СОВ по 90 Вт кожний) для різних її значень (при $h_1 = h_2$): 100 мм, 125 мм, 200 мм. Відповідні значення температури склали 123°C, 118°C, 115°C. Тобто очевидно, що після 200 мм збільшувати висоту радіаторів не є раціональним, до того ж кожні 100 мм збільшують масу радіатора, наведеного на рис. 1, приблизно на 0,5 кг.

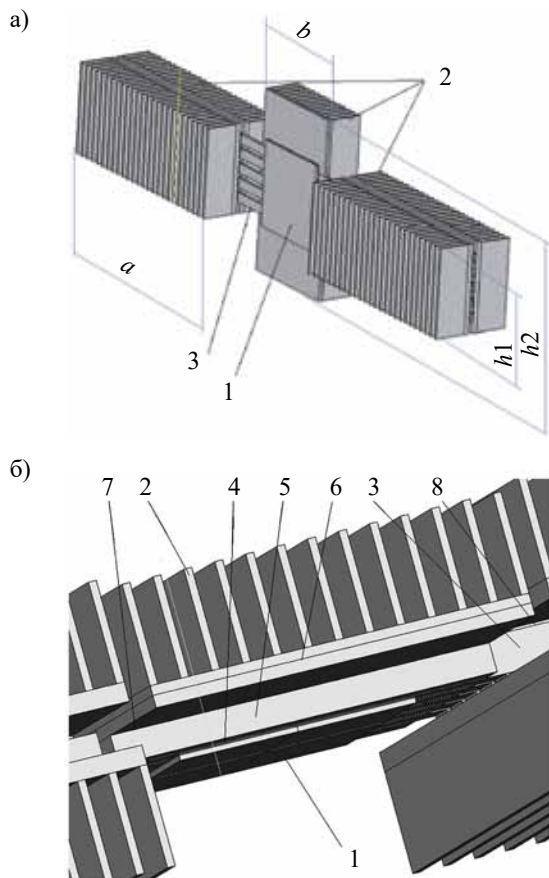


Рис. 4. Конструкція системи охолодження:

1 — COB-модулі (38×38 мм, 4 шт.); 2 — радіатор; 3 — термосифони; 4, 7, 8 — термоінтерфейсний матеріал між COB-модулем та притисною плитою термосифонів (TIM₁), між центральним радіатором та притисною плитою COB (TIM₂), між радіатором та термосифонами (TIM₃); 5 — притискна плита термосифонів; 6 — основа центрального радіатора

Таблиця 6

Основні конструктивні характеристики базового варіанту системи охолодження

Параметр	Значення
Довжина / висота радіатора, a / h_1 , мм	254* / 100
Довжина/висота центрального радіатора, b / h_2 , мм	122 / 100
Теплопровідність TIM ₁₋₃ , λ_{1-3} , Вт/мК	4,6
Товщина TIM ₁₋₃ , δ_{1-3} , мм	0,8
Термічний опір термосифонів, R_{ts} , К/Вт	0,3

* Два радіатори по 122 мм та зазор 10 мм між ними

Вплив теплопровідності термоінтерфейсного матеріалу між модулями COB та притисною плитою термосифонів (TIM₁) і між центральним радіатором та притисною плитою COB (TIM₂) на максимальну температуру T_{COB} досліджувався у діапазоні теплопровідності від 4,6 Вт/(м·К) (теплопровідна паста) до 86 Вт/(м·К) (рідкий метал, припій) при товщині

TIM 0,8 мм і висоті радіатора 200 мм. При цьому слід зауважити, що оскільки між радіатором та термосифонами густина теплового потоку є незначною, вибір TIM₃ має базуватися лише на конструктивних, надійнісних та економічних аспектах. Результати розрахунку наведено у табл. 7, звідки видно, що в розглянутій конструкції системи охолодження немає сенсу використовувати матеріали з теплопровідністю понад 15 Вт/(м·К).

Вплив товщини TIM на максимальну температуру поверхні корпусу модулів COB досліджувався у діапазоні від 0,8 до 0,1 мм. Результати розрахунку, наведені у табл. 8, показують, що в розглянутій конструкції системи охолодження не слід прагнути досягти при стисненні якнайменших значень товщини TIM₁ та TIM₂, наприклад нижче 0,3–0,4 мм.

У табл. 9 наведено дані, які демонструють вплив термічного опору R_{ts} термосифонів на температурний рівень поверхні COB-модулів. Вочевидь, надалі важливою задачею є зменшення величини R_{ts} завдяки інтенсифікації процесів теплообміну в зоні випаровування.

Після теплового аналізу базового варіанту було проведено уточнення параметрів системи охолодження (табл. 10) і запропоновано два основні варіанти її теплової моделі (рис. 5) та сама конструкція (рис. 6). На відміну від теплової моделі, в конструкції застосовуються не 5 термосифонів, що проходять вздовж всієї системи охолодження від краю до краю, а 10, з яких 5 забезпечують передачу теплоти до лівої

Таблиця 7

Максимальна температура корпусу модулів COB при $P_{heat} = 360$ Вт, $h_1 = h_2 = 200$ мм, $\delta_1 = \delta_2 = 0,8$ мм, $R_{ts} = 0,3$ К/Вт для різних значень теплопровідності TIM₁ та TIM₂

Теплопровідність, $\lambda_{1,2}$, Вт/(м·К)	Максимальна температура T_{COB} , °С
4,6	115
15	106
30	105
60	105
86	104

Таблиця 8

Максимальна температура корпусу модулів COB при $P_{heat} = 360$ Вт, $h_1 = h_2 = 200$ мм, $\lambda_1 = \lambda_2 = 4,6$ Вт/(м·К), $R_{ts} = 0,3$ К/Вт для різних значень товщини шару TIM₁ та TIM₂

Товщина TIM _{1,2} , $\delta_{1,2}$, мм	Максимальна температура T_{COB} , °С
0,8	115
0,5	110
0,3	106
0,1	106

Таблиця 9

Максимальна температура корпусу модулів COB при $P_{heat} = 360 \text{ Вт}$, $h_1 = h_2 = 200 \text{ мм}$, $\delta_1 = \delta_2 = 0,5 \text{ мм}$, $\lambda_1 = \lambda_2 = 15 \text{ Вт/(м·К)}$ для різних значень термічного опору термосифонів

Термічний опір ТТ, R_{ts} , К/Вт	Максимальна температура T_{COB} , °С
0,3	107
0,23	104
0,14	100

Таблиця 10

Основні конструктивні характеристики системи охолодження

Матеріал радіатора	алюміній
Ширина профілю радіатора (для однієї групи), мм	122
Висота радіатора, мм	200
Висота ребер радіатора, мм	31,5
Крок між ребрами, мм	8
ТІМ між COB-модулями та притискною плитою: – теплопровідність, Вт/(м·°С) – товщина шару, мм	15,0 0,5
ТІМ між термосифонами та притискною плитою або радіатором: – теплопровідність, Вт/(м·°С) – товщина шару, мм	4,6 0,8
Кількість термосифонів	10
Матеріал термосифонів	мідь
Діаметр термосифонів, мм	12
Тепловий опір термосифонів, °С/Вт	0,3

а)



б)

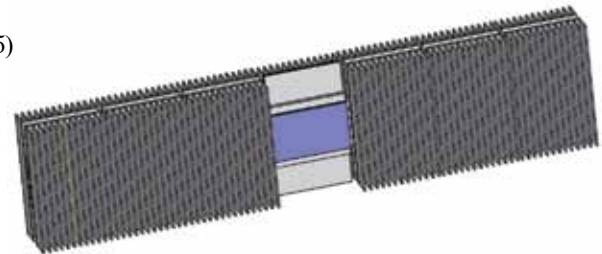


Рис. 5. Теплові моделі конструкцій системи охолодження з чотирма (а) та з шістьма (б) групами радіаторних профілів

сторони радіатора й 5 до правої. Такий підхід дозволяє реалізувати конструкцію радіатора з нахилом (рис. 6), що забезпечує нормальне функціонування термосифонів, в яких повернення рідини від зони тепловідводу (радіатор) до зони теплопідводу (COB-модуль) здійснюється силами гравітації.

В роботі було продемонстровано, як проведення теплового аналізу дозволяє розробити теплову конструкцію системи охолодження потужного світлодіодного освітлювального пристрою, що підтримує температуру COB-матриць не вище 100°С при температурі навколишнього повітря 40°С. При цьому забезпечується відвід теплового потоку величиною 360 Вт при використанні шести груп радіаторних профілів та 300 Вт при використанні чотирьох таких груп.

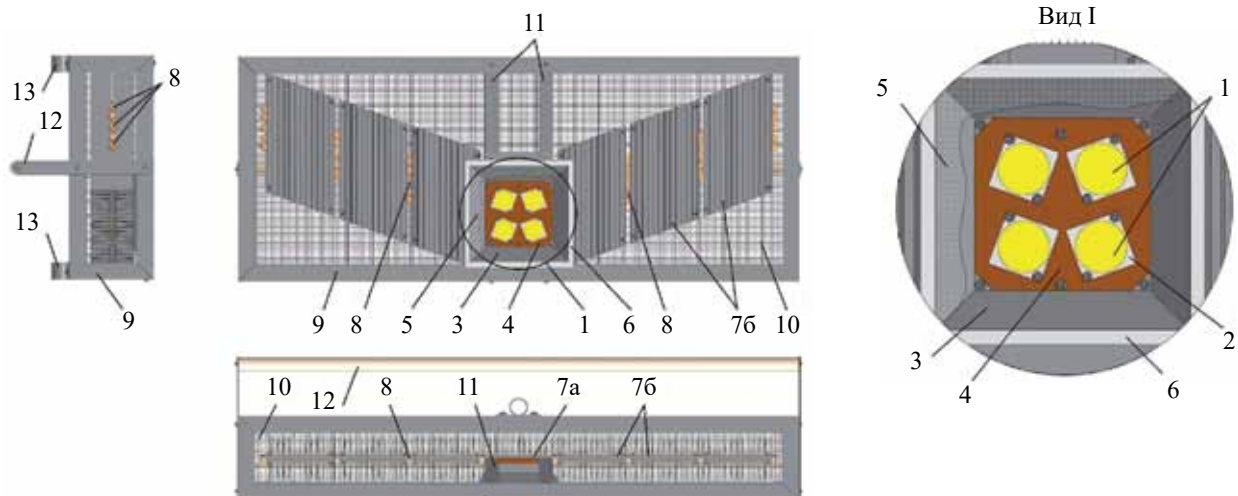


Рис. 6. Загальний вигляд системи охолодження світлодіодних модулів потужного СОП [11]:

1 — світлодіодні COB-модулі; 2 — алюмінієва основа; 3 — рефлектор; 4 — притискна плита; 5 — захисне скло; 6 — алюмінієва рама; 7a, 7б — центральний та основний радіатори; 8 — термосифони; 9 — захисний корпус; 10 — захисні пластини; 11 — опорні пластини; 12 — ручка для транспортування; 13 — кріплення до опорної стійки

ВИКОРИСТАНІ ДЖЕРЕЛА

1. Yurtseven M.B., Mete S., Onaygil S. The effects of temperature and driving current on the key parameters of commercially available, high-power, white LEDs. *Lighting Res. Technol.*, 2016, vol. 48, iss. 8, pp. 943–965. <https://doi.org/10.1177/1477153515576785>
2. Chang M.-H., Das D., Varde P.V., Pecht M. Light emitting diodes reliability review. *Microelectron. Reliab.*, 2012, vol. 52, iss. 5, pp. 762–782. <https://doi.org/10.1016/j.microrel.2011.07.063>
3. Hamidnia M., Luo Y., Wang X.D. Application of micro/nano technology for thermal management of high power LED packaging — A review. *Appl. Therm. Eng.*, 2018, vol. 145, pp. 637–651. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.09.078>
4. Pryde J.R. *Development of effective thermal management strategies for LED luminaries. Thesis.* Loughborough University, UK, 2017. URL: <https://dspace.lboro.ac.uk/2134/26687>
5. Kayumov D., Bulatbaev F., Kayumova I. et al. An engineering approach for the qualitative assessment of the luminous flux of led lamps. *Int. J. Energy Clean Environ.*, vol. 24, no. 1, pp. 31–43, 2023. <https://doi.org/10.1615/InterJEnerCleanEnv.2022043776>
6. Xiao C., Liao H., Wang Y. et al. A novel automated heat-pipe cooling device for high-power LEDs. *Appl. Therm.*

Eng., vol. 111, pp. 1320–1329, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.10.041>

7. Jouhara H., Chauhan A., Nannou T. et al. Heat pipe based systems — Advances and applications. *Energy*, 2017, vol. 128, pp. 729–754. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.04.028>

8. Jouhara H., Reay D., McGlen R. et al. *Heat Pipes: Theory, Design and Applications*, Elsevier Ltd., 2024. <https://doi.org/10.1016/C2019-0-04865-0>

9. Heat pipe heat sink design. *Celsia*. URL: <https://celsiainc.com/heat-sink-blog/heat-pipe-heat-sink-design/>

10. Козак Д.В., Хайрнасов С.М., Ніколаєнко Ю.С. Експериментальна верифікація чисельної моделі радіатора системи охолодження потужного світлодіодного освітлювального пристрою. *Труди 26-ї МНПК «Сучасні інформаційні та електронні технології»*, Україна, Одеса, 2025, с. 58-59. URL: https://www.old.tkea.com.ua/siet/archive/2025/MIET_2025_58.pdf

11. Письменний С.М. та ін. *Потужний світлодіодний освітлювальний пристрій*. Патент України на корисну модель №159438. Опубл. 28.05.2025, бюл. № 22.

Дата надходження рукопису
до редакції 10.06 2025 р.

DOI: 10.15222/TKEA2025.1-2.64
UDC 536.248.2

Sergii KHAIRNASOV, Dmytro KOZAK

Ukraine, Kyiv, Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute
E-mail: sergey.khairnasov@gmail.com, dk.kpi.hp@gmail.com

THERMAL ANALYSIS OF COOLING SYSTEMS BASED ON TWO-PHASE HEAT TRANSFER DEVICES

Lighting devices are critical tools for emergency rescue operations in the dark and other urgent actions in emergency situations, since it is necessary to ensure a high level of illumination with constant intensity throughout the entire work period. The current status of semiconductor technologies allows to create highly efficient high-power light sources, suitable for a number of lighting systems based on LED sources (COB — chip-on-board — modules). However, one of the shortcomings of LED technology is that a significant proportion of electrical power is converted into heat. Thus, such devices require special thermal management systems to meet their thermal requirements, which are primarily determined by the optical efficiency of COB modules, and consequently the total amount of electrical energy converted into heat. Today, the heatsinks based on passive two-phase heat transfer devices, such as heat pipes or vapor chambers, are widely used in the electronics and high-power LED lighting devices. In such a case, the thermal analysis of high-power LED lighting devices with such cooling systems at the early development stage is very important. Thus in this study, we performed a thermal analysis of the three variants of a thermal management system for a high-power LED lighting device with electrical power of at least 500 W. The cooling systems' designs were based on aluminium heat sinks with different two-phase heat transfer devices: heat pipes (copper powder heat pipes and aluminium grooved heat pipes), thermosyphons, pulsating heat pipes and vapor chambers. The paper presents the results of thermal simulation and their analysis. Based on the thermal analysis of the cooling system, the authors propose a design and demonstrate that using copper thermosyphons with a diameter of 12 mm filled with pentane in the aluminium heatsink increases its efficiency and ensures the heat dissipation by natural air convection into the environment of at least 360 W at a maximum temperature of the LED COB module case of 100°C.

Keywords: LED lighting device, cooling system, natural convection, heat sink, heat pipe, thermosyphon, thermal analysis, heat transfer, temperature field.

REFERENCES

1. Yurtseven M.B., Mete S., Onaygil S. The effects of temperature and driving current on the key parameters of commercially available, high-power, white LEDs. *Lighting Res. Technol.*, 2016, vol. 48, iss. 8, pp. 943–965. <https://doi.org/10.1177/1477153515576785>
2. Chang M.-H., Das D., Varde P.V., Pecht M. Light emitting diodes reliability review. *Microelectron. Reliab.*, 2012, vol. 52, iss. 5, pp. 762–782. <https://doi.org/10.1016/j.microrel.2011.07.063>
3. Hamidnia M., Luo Y., Wang X.D. Application of micro/nano technology for thermal management of high power LED packaging —

A review. *Appl. Therm. Eng.*, 2018, vol. 145, pp. 637–651. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.09.078>

4. Pryde J.R. *Development of effective thermal management strategies for LED luminaries. Thesis.* Loughborough University, UK, 2017. Available: <https://dspace.lboro.ac.uk/2134/26687>

5. Kayumov D., Bulatbaev F., Kayumova I. et al. An engineering approach for the qualitative assessment of the luminous flux of led lamps. *Int. J. Energy Clean Environ.*, vol. 24, no. 1, pp. 31–43, 2023. <https://doi.org/10.1615/InterJEnerCleanEnv.2022043776>

6. Xiao C., Liao H., Wang Y. et al. A novel automated heat-pipe cooling device for high-power LEDs. *Appl. Therm.*

Eng., vol. 111, pp. 1320–1329, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.10.041>

7. Jouhara H., Chauhan A., Nannou T. et al. Heat pipe based systems — Advances and applications. *Energy*, 2017, vol. 128, pp. 729–754. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.04.028>

8. Jouhara H., Reay D., McGlen R. et al. *Heat Pipes: Theory, Design and Applications*, Elsevier Ltd., 2024. <https://doi.org/10.1016/C2019-0-04865-0>

9. Heat pipe heat sink design. *Celsia*. Available: <https://celsiainc.com/heat-sink-blog/heat-pipe-heat-sink-design/>

10. Kozak D. V., Khairnasov S. M., Nikolaenko Yu. E. Experimental verification of a numerical model of the heatsink used in the cooling system for powerful LED lighting devices. *Proc. of the XXVI ISPC "Modern information and electronic technologies"*, Ukraine, Odesa, 2025, pp. 58–59. Available: https://www.old.tkea.com.ua/siet/archive/2025/MIET_2025_58.pdf

11. Pys'mennyi Ye. M. et al. *Potuzhnyy svitlodiodnyy osvituval'nyy prystriy* [Powerful LED lighting device]. Patent of Ukraine for a utility model No. 159438, 2025.



Copyright: © 2025 by the authors. Licensee: Politekhperiodika, Odesa, Ukraine. This article is an open access article distributed under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution (CC BY) license (<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>).

РЕЦЕНЗЕНТИ НОМЕРА

Бараннік Володимир Вікторович, докт. техн. наук, професор, Харківський національний університет імені В. Н. Каразіна, м. Харків

Бондарев Андрій Петрович, докт. техн. наук, професор, Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів

Бондаренко Олександр Федорович, канд. техн. наук, доцент, КПІ імені Ігоря Сікорського, м. Київ

Глушеченко Едуард Миколайович, канд. техн. наук, начальник відділу, НВП «Сатурн», м. Київ

Дружинін Анатолій Олександрович, докт. техн. наук, завідувач кафедри, Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів

Єфіменко Анатолій Афанасійович, докт. техн. наук, доцент, Національний університет «Одеська політехніка», м. Одеса

Костильов Віталій Петрович, докт. фіз.-мат. наук, старший науковий співробітник, Інститут фізики напівпровідників ім. В. Є. Лашкарьова, м. Київ

Романюк Ігор Степанович, канд. техн. наук, заступник генерального директора, ТДВ «Завод Кварц», м. Чернівці

Садченко Андрій Валерійович, канд. техн. наук, доцент, Національний університет «Одеська політехніка», м. Одеса

Трофімов Володимир Євгенович, канд. техн. наук, доцент, Національний університет «Одеська політехніка», м. Одеса