

Д. т. н. Ю. Є. НИКОЛАЄНКО, к. т. н. О. В. БАРАНЮК, к. т. н. С. А. РЕВА

Україна, Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

E-mail: yunikola@ukr.net

ТЕПЛОВІ ХАРАКТЕРИСТИКИ РІДИННОГО ТЕПЛООБМІННИКА ПРИЙМАЛЬНО-ПЕРЕДАВАЛЬНОГО МОДУЛЯ АФАР

Проведено чисельне моделювання температурного поля та загального теплового опору рідинного теплообмінника у вигляді холодної плити із вбудованим вигнутим одинарним контуром охолодження та двостороннім розташуванням тепловіділяючих НВЧ-елементів, призначеного для охолодження багатоканального приймально-передавального модуля. Дослідження проводилися за різних значень витрат рідкого теплоносія (Тосол А 65).

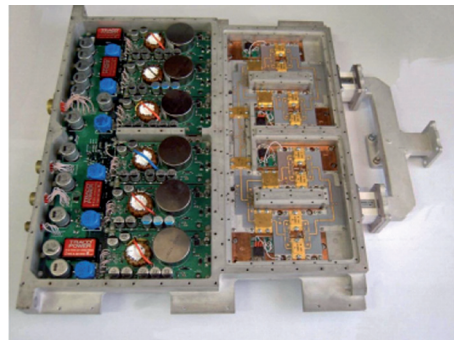
Ключевые слова: CFD-моделювання, рідинний теплообмінник, температурне поле, тепловий опір, приймально-передавальний модуль, НВЧ-елемент.

Радіолокаційні станції постійно удосконалюються в напрямку розширення сфер застосування, підвищення багатофункціональності, компактності, технічних характеристик і зниження вартості [1—4]. Одним з напрямків удосконалювання радіолокаційних станцій є використання активних фазованих антенних решіток (АФАР) і перехід на нову твердотільну мікрохвильову елементну базу [4—8]. Сучасна АФАР містить тисячі приймально-передавальних модулів (ППМ) [9]. Найбільш тепловіділяючими функціональними вузлами в ППМ є вихідні підсилювачі потужності. При цьому ККД кращих твердотільних підсилювачів потужності становить приблизно 25%, а близько 75% споживаної енергії розсіюється у вигляді теплоти [10] і призводить до погіршення робочих характеристик та зниження надійності роботи антенної системи [11, 12]. У зв'язку із цим, при проектуванні ППМ АФАР гостро стоїть питання зниження температури тепловіділяючих НВЧ-елементів, а в багатоканальних ППМ це ще й проблема вирівнювання температури всіх каналів — різниця має бути не більшою за 10°C [13, 14].

Для забезпечення заданого теплового режиму ППМ використовуються як повітряні [15—17], так і рідинні [14, 18—20] системи охолодження. Не дивлячись на простоту конструкції та низьку вартість повітряних систем охолодження, їхнє застосування в умовах підвищених теплових навантажень і жорстких вимог до температури активних НВЧ-елементів не завжди можливе. У таких випадках більш ефективними є рідинні системи охолодження. Конструктивно їх виконують у вигляді холодної плити із вбудованими охолоджуючими каналами, а найбільш тепловіділяючі елементи прагнуть розташовувати на її поверхнях ближче до стінок цих каналів [14, 18, 19].

Приклад конструктивного виконання вихідного підсилювача потужності радіолокаційної станції 3-см діапазону довжин хвиль зі знятими кришками показано на **рис. 1, а**. Його вихідна імпульсна потужність — 500 Вт. Тепловіділяючі елементи — нітрид-галієві НВЧ-транзистори — встановлено на рідинному теплообміннику-радіаторі, каналами якого прокачується вода з температурою на вході 20°C. У [21] показано, що зі збільшенням витрати

а)



б)



Рис. 1. Модулі вихідного підсилювача потужності з одностороннім [21] (а) та двостороннім [22] (б) розташуванням тепловіділяючих елементів

води від 10 до 100 л/хв температура основи модуля зменшується від 53 до 33°C.

У [22] охолодження 32-канального ППМ цифрової АФАР (рис. 1, б) здійснюється за допомогою вбудованого в загальну основу корпуса ППМ внутрішнього здвоєного контуру рідинного охолодження, тепловиділяючі елементи розміщуються дзеркально на двох сторонах теплообмінника. Як контур охолодження використовується вигнута пласка мідна трубка. Корпус ППМ із двох сторін герметично закривається кришками.

В [10] наведено результати експериментального дослідження теплових і гідравлічних характеристик рідинного теплообмінника розмірами 300×300×30 мм із одинарним та зі здвоєним контурами рідинного охолодження. Потужність, що підводиться, складає 336 Вт. Показано, що при збільшенні витрати теплоносія (Тосол А 65) від 1,5 до 7,8 л/хв тепловий опір теплообмінника зі здвоєним контуром охолодження зменшується від 0,044 до 0,013°C/Вт, а втрати тиску збільшуються від 0,1 до 1,7 атм. Порівняно зі здвоєним рідинним контуром у теплообміннику з одинарним контуром тепловий опір збільшується до 50%, а перепад тиску знижується до 20%.

Оскільки виготовлення експериментальних зразків є достатньо дорогим, знизити витрати на дослідження теплових характеристик дозволяє комп'ютерне моделювання, яке широко використовується в тепловому конструюванні (наприклад, [23—25]) і є достатньо ефективним.

В даній роботі наводяться результати чисельного моделювання температурного поля та визначення загального теплового опору рідинного теплообмінника у вигляді холодної плити із вбудованим вигнутим одинарним контуром охолодження та двостороннім розташуванням охолоджуваних елементів, яке проводилося у продовження досліджень [26].

CFD-модель рідинного теплообмінника ППМ

Об'єктом чисельного моделювання була конструкція рідинного теплообмінника у вигляді холодної плити, яка є базовою несучою конструкцією багатоканального ППМ активної фазованої антени решітки. Розміщення тепловиділяючих НВЧ-елементів на його монтажних поверхнях показано на **рис. 2**.

Конструктивно рідинний теплообмінник виконано із двох скріплених між собою пластин товщиною 6 мм із алюмінієвого сплаву з коефіцієнтом теплопровідності 132 Вт/(м·°C). В середині теплообмінника виконано вигнутий охолоджуючий канал з радіусом вигинів 30 мм загальною довжиною 1651 мм. Його поперечний переріз наближений до прямокутника розмірами 5×10 мм із закругленнями радіусом 0,5 мм, площа перерізу — 49,785 мм², змочений периметр — 29,142 мм. Еквівалентний діаметр охолоджуючого каналу — 6,83 мм.

Із двох сторін рідинного теплообмінника уздовж прямої частини охолоджуючого каналу довжиною 444 мм (див. рис. 2) розташовано по 8 локальних тепловиділяючих активних НВЧ-елементів (№№ 1—16) циліндричної форми з діаметром контактної поверхні з теплообмінником 10 мм потужністю 11 Вт кожний. Відстань між центрами сусідніх НВЧ-елементів, розташованих по різні боки каналу, становить 30 мм, по один бік — 120 мм. На кожній стороні рідинного теплообмінника встановлено також по одному електронному блоку (№№ 17, 18) прямокутної форми з тепловим потоком 50 Вт, рівномірно розосередженим по контактній поверхні основи, розмірами 225×352 мм.

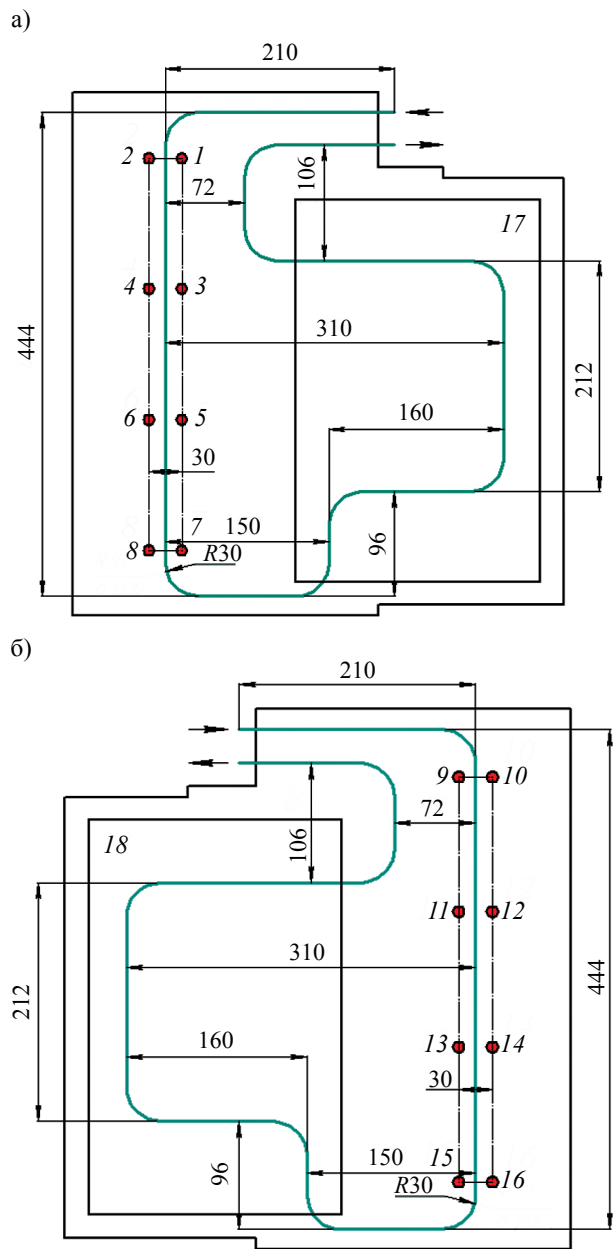


Рис. 2. Розташування локальних джерел тепловиділення (№№ 1—16) та блоків з малопотужними елементами (№№ 17, 18) на верхній (а) та нижній (б) монтажних поверхнях рідинного теплообмінника

Таким чином, загальна теплова потужність, що підводиться до рідинного теплообмінника із двох сторін, становить 276 Вт.

Теплоносієм було обрано Тосол А 65 (65%-ва суміш етиленгліколя з домішкою незначної кількості пропіленгліколя та полігліколей з дистильованою водою) з температурою замерзання не вищою за мінус 65°C.

Методика моделювання

Дослідження проводилося в академічній версії програми ANSYS-Fluent. CFD-модель, методика моделювання, розрахункові сітки, система рівнянь та обчислювальний алгоритм були докладно описані в [26]. При моделюванні застосовуються нерівномірні розрахункові сітки, що дозволяє представити фізико-математичний опис руху теплоносія всередині вигнутого охолоджуючого каналу. Розрахункова область містить 4 млн чарунок. Для моделювання руху та теплообміну рідини використовуються рівняння Нав'є — Стокса, енергії та нерозривності, які описують у нестационарній постановці закони збереження маси, імпульсу та енергії цієї рідини. Теплофізичні властивості теплоносія описуються поліноміальними залежностями від температури.

На вході в рідинний теплообмінник встановлювалися витрата (від 2 до 10 л/хв) та температура теплоносія (50°C).

На виході теплообмінника задавалися умови сталості витрати теплоносія, а саме гранична умова «outflow»: вся рідина, яка увійшла в розрахункову область, виходить через поверхню, на якій задається ця умова.

Зовнішня поверхня конструкції теплообмінника вважалася адиабатною. Режим течії в каналі залежав від витрати теплоносія: при 2—6 л/хв режим перехідний ($2300 < Re < 10000$), при 8—10 л/хв — турбулентний ($Re > 10000$).

Поставлена задача вирішувалася як задача спряженого теплообміну, коефіцієнти тепловіддачі на границі «рідина — стінка» розраховувалися з використанням пристінних функцій, які при моделюванні реалізовувалися засобами ANSYS-Fluent.

Результати й обговорення

Температурне поле охолоджуючої плити

У випадку симетричного розташування джерел тепловиділення на обох сторонах охолоджуючої плити температурні поля на її верхній та нижній монтажних поверхнях не відрізняються між собою, тому на **рис. 3** показано розподіл температури тільки для однієї поверхні. Ділянки поверхні з однаковою температурою виділені певним кольором і об'єднані ізотермами із зазначенням відповідної температури.

З представлених температурних полів видно, що в місцях установки НВЧ-елементів, ближчих до входу охолоджуючого каналу, температура нижче, ніж в

інших. Це є природним, оскільки ця область теплообмінника охолоджується вхідним потоком теплоносія. Поблизу наступних по ходу теплоносія джерел теплоти температура монтажних поверхонь постійно підвищується, але ближче до місця вигину охолоджуючого каналу, де розташовані елементи № 7 та № 8, ріст температури вповільнюється. Це можна пояснити додатковою турбулізацією потоку теплоносія та підвищення ефективності конвективного теплообміну в місці вигину.

Значення температури в прямокутній області, де розміщено електронний блок з малопотужними елементами (джерело тепловиділення № 17), лежать між максимальним та мінімальним значеннями температури поверхонь з установленими локальними активними НВЧ-елементами.

За допомогою моделювання були визначені максимальні значення температури t_i поверхні рідинного теплообмінника в місцях розташування джерел теплоти за різних витрат теплоносія G , а також різниця $\Delta t_{i \max}$ між її значеннями при мінімальній (2 л/хв) та максимальній (10 л/хв) витраті теплоносія. Результати наведено у **табл. 1**.

Як видно з **табл. 1**, максимальна температура в місцях установки тепловиділяючого джерела при зміні витрати теплоносія G від 2 до 10 л/хв знижується на 8,35—10,70°C залежно від розташування джерела теплоти відносно входу охолоджуючого каналу та його потужності.

На **рис. 4** представлено залежності $t = f(G)$ для двох точок поверхні плити: найбільш нагрітої — в місці приєднання локального джерела теплоти № 6, та найменш нагрітої — в місці розташуван-

Таблиця 1

Максимальні значення температури t_i поверхні рідинного теплообмінника в місцях приєднання джерел теплоти при різних витратах теплоносія

№ джерела теплоти	Значення t_i , °C, при витраті теплоносія, л/хв:					$\Delta t_{i \max}$, °C
	2	4	6	8	10	
1	65,41	60,45	58,64	57,67	57,06	8,35
2	66,85	61,62	59,66	58,58	57,89	8,96
3	67,74	62,12	59,98	58,82	58,07	9,67
4	68,50	62,70	60,46	59,23	58,43	10,07
5	68,82	62,84	60,54	59,28	58,47	10,35
6	69,36	63,23	60,83	59,51	58,66	10,70
7	67,55	61,75	59,59	58,44	57,72	9,83
8	68,68	62,70	60,42	59,19	58,40	10,28
17	62,50	57,44	55,63	54,70	54,13	8,37

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ТЕПЛОВИХ РЕЖИМІВ

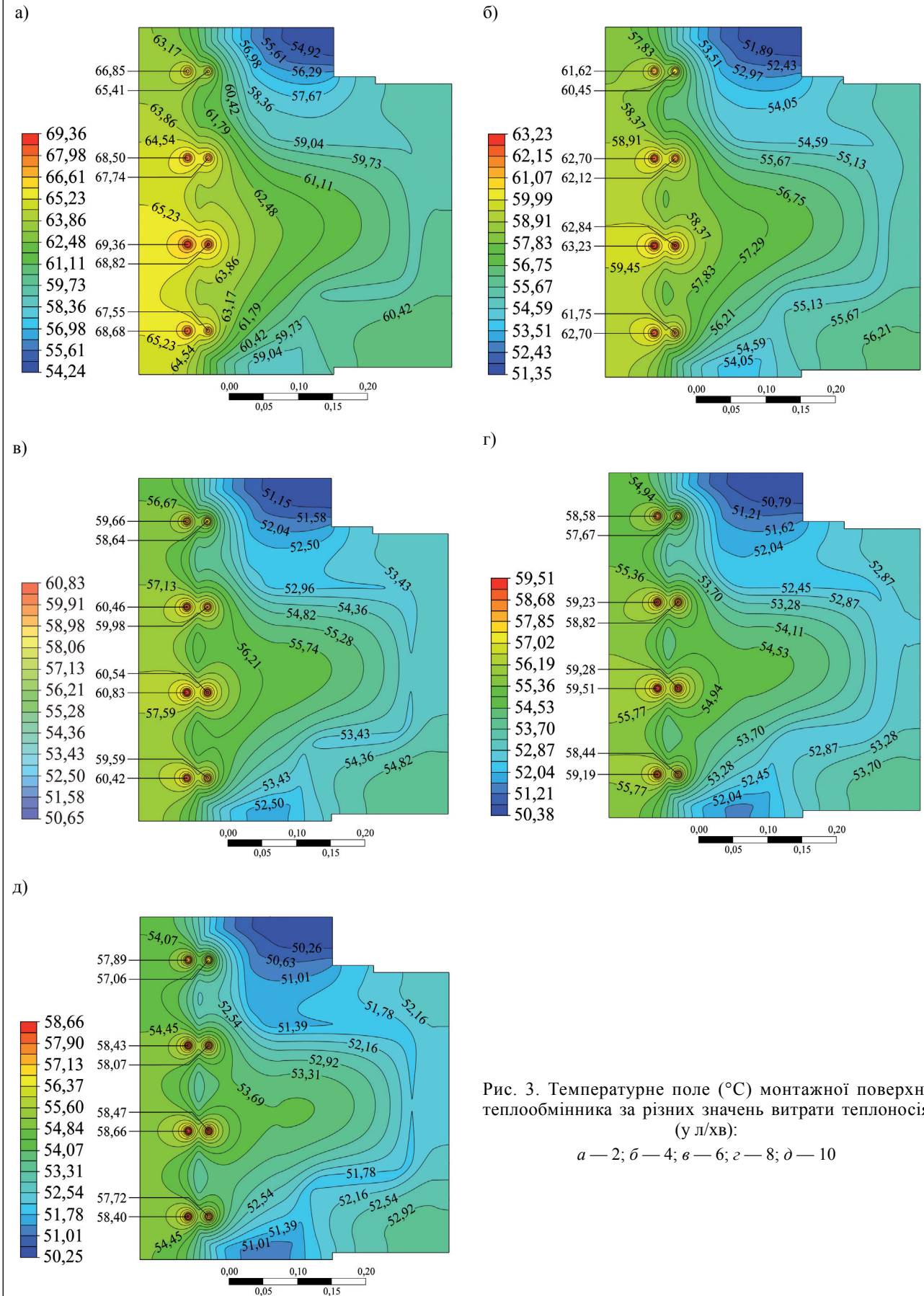


Рис. 3. Температурне поле (°C) монтажної поверхні теплообмінника за різних значень витрати теплоносія (у л/хв):
 а — 2; б — 4; в — 6; г — 8; д — 10

Абсолютне (у °С) та відносне (у %) зниження різниці температур Δt_{ij} при збільшенні витрати G теплоносія

Зміна G (у л/хв)	Одиниці виміру Δt_{ij}	Значення Δt_{ij} для джерела теплоти №								
		1	2	3	4	5	6	7	8	17
від 2 до 4	°С	4,96	5,23	5,62	5,80	5,98	6,13	5,80	5,98	5,06
	%	59,4	58,3	58,1	57,8	57,8	57,3	59,0	58,2	60,5
від 2 до 6	°С	6,77	7,19	7,76	8,04	8,28	8,53	7,96	8,26	6,87
	%	81,1	80,3	80,3	79,8	80,0	79,7	81,0	80,4	82,1

ня електронного блоку № 17. Тут видно, що основне зниження температури відбувається в діапазоні збільшення G від 2 до 6 л/хв. Для більш детального та конкретного аналізу у **табл. 2** наведено абсолютні та відносні величини зниження Δt_{ij} температури при збільшенні витрати теплоносія від 2 до 4 л/хв ($j = 1$) та від 2 до 6 л/хв ($j = 2$) для всіх джерел теплоти. (Відносні величини визначено стосовно відповідних значень $\Delta t_{i \max}$.) Ці дані вказують на те, що майже 60% від $\Delta t_{i \max}$, тобто від загального зниження температури при збільшенні витрати G теплоносія від 2 до 10 л/хв, припадає на діапазон від 2 до 4 л/хв ($\Delta t_{i1} = 57,3\text{—}60,5\%$) та до 82% — на діапазон від 2 до 6 л/хв ($\Delta t_{i2} = 79,7\text{—}82,1\%$). Тобто з економічної точки зору, збільшення G понад 6 л/хв не є доцільним, оскільки при цьому можуть суттєво зрости гідравлічні втрати та витрати енергії на прокачування теплоносія.

Таким чином, оптимальною можна вважати витрату теплоносія 4 — 6 л/хв, коли досягається істотне зниження температури поверхні в місцях приєднання тепловіділяючих елементів, а швидкість потоку теплоносія забезпечує прийнятну величину перепаду тиску в охолоджуючому каналі теплообмінника.

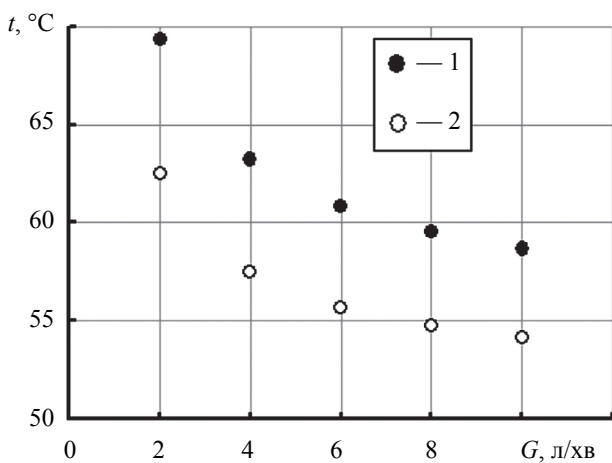


Рис. 4. Залежність максимальної температури поверхні від витрати теплоносія у місцях установки джерел теплоти № 6 (1) та № 17 (2)

Загальний тепловий опір системи охолодження на основі рідинного теплообмінника

Узагальненою тепловою характеристикою системи охолодження на основі рідинного теплообмінника може бути її загальний тепловий опір R . Його визначали розрахунковим шляхом як

$$R = \Delta t_j / P = (t_{ij}^* - t_{\text{вх}}) / P,$$

де t_{ij}^* — середньоарифметичне значення максимальних температур t_i усіх джерел тепловиділення при фіксованій витраті теплоносія G_j ;

$t_{\text{вх}}$ — температура теплоносія на вході ($t_{\text{вх}} = 50^\circ\text{C}$);

P — загальна потужність усіх джерел теплоти в системі ($P = 276$ Вт).

У **табл. 3** наведено необхідні розрахункові характеристики і тепловий опір для 10 значень витрати рідкого теплоносія в охолоджуючому каналі. (Для більш точних розрахунків t_{ij}^* , крім даних, наведених у **табл. 1**, використовувалися також результати з [26].)

Аналіз показує, що загальний тепловий опір системи охолодження знижується в 3,5 рази (від 0,098 до 0,028°С/Вт) при збільшенні витрати теплоносія в 10 разів. Графік на **рис. 5** наочно демонструє, що 80% від загального зниження R припадає на почат-

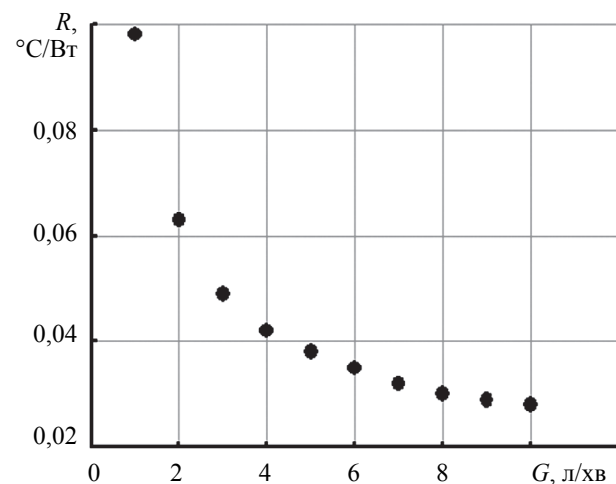


Рис. 5. Залежність теплового опору рідинного теплообмінника від витрати теплоносія

Тепловий опір R системи охолодження з холодною плитою при різних значеннях витрати G_j теплоносія в охолоджуючому каналі

Параметр	Значення параметру при витраті теплоносія G_j , л/хв:									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
t_{ij}^* , °C	76,96	67,27	63,62	61,65	60,40	59,53	58,91	58,38	57,98	57,65
Δ_{ij} , °C	26,96	17,27	13,62	11,65	10,40	9,58	8,91	8,38	7,98	7,65
R , °C/Вт	0,098	0,063	0,049	0,042	0,038	0,035	0,032	0,030	0,029	0,028

кову ділянку збільшення G (від 1 до 4 л/хв), тобто очевидно, що для ефективного охолодження тепловідляючих джерел при використанні запропонованої конструкції витрата теплоносія має становити не менше 4 л/хв. Разом з тим, підвищення G понад 6 л/хв призводить до відносно незначного (до 10%) зниження теплового опору, тому верхнє обмеження значення витрати теплоносія має визначатися, виходячи з припустимих значень гідравлічних втрат у рідинному тракці.

Висновки

Дослідження показали, що при обраних параметрах рідинного теплообмінника максимальне значення температури в місцях приєднання локальних активних НВЧ-елементів залежить від витрати охолоджуючої рідини, потужності елементів і їхнього розташування по ходу руху теплоносія в охолоджуючому каналі. При всіх значеннях витрати найбільшу температуру мають місця приєднання тепловідляючих елементів № 5 та № 6, найменшу — області, що прилягають до ділянки вхідного й вихідного патрубків. Оптимальним значенням витрати теплоносія в охолоджуючій плиті є 4 — 6 л/хв, коли досягається істотне зниження температури монтажних поверхонь та загального теплового опору системи охолодження.

ВИКОРИСТАНІ ДЖЕРЕЛА

- Guz' V. I., Lipatov V. P., Andrusenko N. I. et al. Multifunctional radar systems. *Radioelectronics and Communications Systems*, 2007, vol. 50, iss. 1, p. 1–8, <https://doi.org/10.3103/S0735272707010013>
- Brookner E. Radar and phased array breakthroughs. *Microwave Journal*, 2015, vol. 58, iss. 11, p. 20–36.
- Борисов О. В., Зубков А. М., Иванов К. А. и др. Широкополосный 70-ваттный GaN усилитель мощности X-диапазона. *Электронная техника. Серия 2. Полупроводниковые приборы*, 2014, вып. 2 (233), с. 4–9.
- Radar technology advancements and new applications, *Microwave Journal*, 2017, vol. 60, iss. 3, p. 82–96. (Pasternack Enterprises, Inc., Irvine, Calif. Available at: <https://www.pasternack.com/t-Radar-Technology-Advancements-and-New-Applications.aspx>)
- Herd J.S., Conway M.D. The evolution to modern phased array architectures. *Proc. IEEE*, 2016, vol. 3, iss. 104, p. 519–529, <https://doi.org/10.1109/JPROC.2015.2494879>
- Pengelly R.S., Wood S.M., Milligan J.W. et al. A review of GaN on SiC high electron-mobility power transistors and MMICs. *IEEE Transactions on Microwave Theory and Techniques*, 2012, vol. 6, iss. 60, p. 1764–1783, <https://doi.org/10.1109/TMTT.2012.2187535>
- Choi G.W., Kim H. J., Hwang W. J. et al. High efficiency class-e tuned doherty amplifier using GaN HEMT. *2009 IEEE MTT-S International Microwave Symposium Digest*, Boston, MA, USA, p. 925–928, <https://doi.org/10.1109/mwsym.2009.5165849>
- Кулиев М. В. Обзор современных GaN транзисторов и направления развития. *Электронная техника. Серия 2. Полупроводниковые приборы*, 2017, вып. 2 (245), с. 18–28.
- Rathod S., Sreenivasulu K., Beenamole K. S., Ray K. P. Evolutionary trends in transmit/receive module for active phased array radars. *Defence Science Journal*, 2018, vol. 68, iss. 6, p. 553–559, <https://doi.org/10.14429/dsj.68.12628>
- Савенко В. А. Унификация конструкторских решений для построения приемо-передающих модулей АФАР различных диапазонов. *Всерос. конф. «Электроника и микроэлектроника СВЧ»*, Санкт-Петербург, 2013. Режим доступа: www.mwelectronics.ru/2013/Oral/5/05_Doclad_Savenko-izmenenny%60i%60.pdf
- Kopp B. A., Billups A. J., Luesse M. H. Thermal analysis and considerations for gallium nitride microwave power amplifier packaging. *Microwave Journal*, 2001, vol. 44, iss. 12, p. 72–82.
- Тимошенков В.П., Хлыбов А.И., Родионов Д.В. и др. Исследование теплового режима СВЧ усилителей мощности X диапазона. *VIII Всерос. науч.-технич. конфер. «Проблемы разработки перспективных микро- и наноэлектронных систем» (МЭС-2018)*. Россия, Москва, 2018, вып. 3, с. 98–102, <https://doi.org/10.31114/2078-7707-2018-3-98-102>
- Wilson J. Challenges in thermal control of military electronics systems. *Electronics Cooling*, 2003. Available at: <https://www.electronics-cooling.com/2003/02/challenges-in-thermal-control-of-military-electronics-systems/>
- Wang L., Wang Z., Wang C. et al. Multiobjective optimization method for multichannel microwave components of active phased array antenna. *Mathematical Problems in Engineering*, 2016, vol. 2016, article ID 5398308, 7 p., <http://dx.doi.org/10.1155/2016/5398308>
- Scott M., SAMPSON MFR active phased array antenna. *IEEE International Symposium on Phased Array Systems and Technology*, 2003, p. 119–123, <https://doi.org/10.1109/past.2003.1256967>
- Ніколаєнко Ю.С., Баранюк О.В., Рева С.А., Рогачов В.А. CFD-модельовання температурного поля корпусу-радіатора передавального модуля АФАР з повітряним охолодженням. *Технологія і конструювання в електронній апаратурі*, 2019, № 1–2, с. 27–33, <http://dx.doi.org/10.15222/ТКЕА2019.1-2.27>
- Swadish M.S., Sangram K.P. Thermal design and analysis of an air cooled X-band phased array antenna. *11th International Radar Symposium India 2017 (IRSI-17)*. Available at: <https://www.researchgate.net/publication/321965870>
- Parlak M., Yaban M. Thermal solution of high flux phased radar antenna for military application. *Proceedings of the ASME 2015 International Technical Conference and Exhibition on Packaging and Integration of Electronic and Photonic Microsystems. Vol. 2*. San Francisco, California, USA, 2015, V002T06A008. <https://doi.org/10.1115/ipack2015-48055>
- Jiawei Ge, Dayuan Jin, Zhiwei Qian. Research on heat dissipation technology of the high-power array antenna. *Proceedings of the Seventh Asia International Symposium on Mechatronics*,

LNEE, vol. 589. Springer, Singapore, 2020, p. 400–412, https://doi.org/10.1007/978-981-32-9441-7_41

20. Бекишев А. Т., Смоляков А.А., Исаков М.В. и др. Новый подход к решению задачи охлаждения многоканальных приемопередающих модулей АФАР. *Воздушно-космическая сфера*, 2018, №1 (94), с. 65–69, <https://doi.org/10.30981/2587-7992-2018-94-1-64-69>

21. Васильев А. Г., Колковский Ю. В., Миннебаев В. М. и др. Твердотельный нитрид-галлиевый 500-ваттный импульсный усилитель мощности X-диапазона. *Электронная техника. Серия 2. Полупроводниковые приборы*, 2011, вып. 1 (226), с. 83–88. Режим доступа: http://j.pulsarnpp.ru/images/journal/issues/2011/226_2011/Vasilev_83_88.pdf

22. Ненартович Н.Э., Митяшев М.Б. Из практики разработки активных фазированных антенных решеток. *Вестник МГТУ МИРЭА*, 2014, № 3, с. 173–188. Режим доступа: <https://rj.mirea.ru/upload/medialibrary/333/13-nenartovich.pdf>

23. Трофимов В.Е., Павлов А.Л. Интенсификация теплопередачи в жидкостных теплообменниках с каверна-штыревым ор-

брением. *Технология и конструирование в электронной аппаратуре*, 2016, № 1, с. 23–26, <https://doi.org/10.15222/ТКЕА2016.1.23>

24. Трофимов В.Е., Павлов А.Л., Мокроусова Е.А. CFD-моделирование радиатора для воздушного охлаждения микропроцессоров в ограниченном пространстве. *Технология и конструирование в электронной аппаратуре*, 2016, № 6, с. 30–35, <https://doi.org/10.15222/ТКЕА2016.6.30>

25. Трофимов В.Е., Павлов А.Л., Сторожук А.С. CFD-моделирование импактно-струйного радиатора для проведения термотренировки микропроцессоров. *Технология и конструирование в электронной аппаратуре*, 2018, № 5–6, с. 30–36, <https://doi.org/10.15222/ТКЕА2018.5-6.30>

26. Nikolaenko Yu. E., Baranyuk A. V., Reva S. A. et al. Numerical simulation of the thermal and hydraulic characteristics of the liquid heat exchanger of the APAA transmitter-receiver module. *Thermal Science and Engineering Progress*, 2020, vol. 17, 100499, 11 p., <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2020.100499>

Дата надходження рукопису
до редакції 07.03 2020 р.

DOI: 10.15222/ТКЕА2020.1-2.37

УДК 621.396.96; 536.248

Ю. Е. НИКОЛАЕНКО, А. В. БАРАНИЮК, С. А. РЕВА

Украина, г. Киев, Национальный технический университет Украины
«Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского»

E-mail: yunikola@ukr.net

ТЕПЛОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЖИДКОСТНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА ПРИЕМО-ПЕРЕДАЮЩЕГО МОДУЛЯ АФАР

Приведены результаты численного моделирования температурного поля жидкостного теплообменника в виде холодной плиты для многоканального приемопередающего модуля. На каждой стороне холодной плиты симметрично с двух сторон установлено по 8 локальных тепловыделяющих СВЧ-элементов с мощностью тепловыделения каждого 11 Вт и по одному блоку с маломощными электронными элементами общей мощностью всех элементов блока 50 Вт. Суммарная мощность тепловыделения составляет 276 Вт. Охлаждение холодной плиты осуществляется путем прокачки жидкого теплоносителя (Тосол А 65) по изогнутому охлаждающему каналу прямоугольного поперечного сечения, выполненному внутри жидкостного теплообменника. Исследование проведено при значениях расхода жидкого теплоносителя 2, 4, 6, 8 и 10 л/мин. В результате численного моделирования получено распределение температурного поля монтажных поверхностей холодной плиты и определены значения расхода теплоносителя, которые обеспечивают эффективное охлаждение монтажных поверхностей. Показано, что при расходе теплоносителя 4 л/мин значения температуры в местах установки локальных СВЧ-элементов не превышают 64°C. Общее тепловое сопротивление системы охлаждения на основе жидкостного теплообменника составляет от 0,063 до 0,028°C/Вт при расходе жидкого теплоносителя от 2 до 10 л/мин соответственно.

Ключевые слова: CFD-моделирование, жидкостный теплообменник, температурное поле, тепловое сопротивление, приемопередающий модуль, СВЧ элемент.

DOI: 10.15222/ТКЕА2020.1-2.37

UDC 621.396.96; 536.248

Yu. E. NIKOLAENKO, O. V. BARANYUK, S. A. REVA

Ukraine, Kiev, National Technical University of Ukraine
«Igor Sikorsky Kiev Polytechnic Institute»

E-mail: yunikola@ukr.net

THERMAL CHARACTERISTICS OF THE LIQUID HEAT EXCHANGER FOR THE TRANSMITTER/RECEIVER MODULE OF APAA

The paper presents the results on numerical simulation of the temperature field of a cold plate type liquid heat exchanger for a multichannel transmitter/receiver module. Each side of the cold plate carries 8 local microwave fuel elements with a heat dissipation capacity of 11 W each and one block with low-power electronic elements (total power of all elements — 50 W), installed symmetrically on both sides. The total heat dissipation capacity is 276 W. The cold plate is cooled by pumping a liquid heat carrier (Antifreeze A 65) through a curved cooling channel of rectangular cross-section made inside the liquid heat exchanger. The study was conducted at a working fluid flow rate of 2, 4, 6, 8 and 10 l/min. Numerical simulation allowed obtaining the temperature distribution of the mounting surfaces of the cold plate and determining the values of the working fluid flow rate, which provide effective cooling of the mounting surfaces. It is shown that at a flow rate of 4 l/min, the temperature

values at the installation sites of local microwave elements do not exceed 64°C. The total thermal resistance of the cooling system based on a liquid heat exchanger is from 0.063 to 0.028°C/W with a flow rate from 2 to 10 l/min, respectively.

Keywords: CFD modeling, liquid heat exchanger, temperature field, thermal resistance, transmitter/receiver module, microwave element.

REFERENCES

- Guz' V. I., Lipatov V. P., Andrusenko N. I. et al. Multifunctional radar systems. *Radioelectronics and Communications Systems*, 2007, vol. 50, iss. 1, pp. 1–8, <https://doi.org/10.3103/S0735272707010013>
- Brookner E. Radar and phased array breakthroughs. *Microwave Journal*, 2015, vol. 58, iss. 11, pp. 20–36.
- Borisov O. V., Zubkov A. M., Ivanov K. A. et al. [Broadband 70-watt GaN X-band power amplifier]. *Elektronnaya Tekhnika. Seriya 2. Poluprovodnikovyye pribory*, 2014, iss. 2 (233), pp. 4–9 (Rus).
- Radar technology advancements and new applications. *Microwave Journal*, 2017, vol. 60, iss. 3, pp. 82–96. (Pasternack Enterprises, Inc., Irvine, Calif. Available at: <https://www.pasternack.com/t-Radar-Technology-Advancements-and-New-Applications.aspx>)
- Herd J.S., Conway M.D. The evolution to modern phased array architectures. *Proc. IEEE*, 2016, vol. 3, iss. 104, pp. 519–529, <https://doi.org/10.1109/JPROC.2015.2494879>
- Pengelly R.S., Wood S.M., Milligan J.W. et al. A review of GaN on SiC high electron-mobility power transistors and MMICs. *IEEE Transactions on Microwave Theory and Techniques*, 2012, vol. 6, iss. 60, pp. 1764–1783, <https://doi.org/10.1109/TMTT.2012.2187535>
- Choi G.W., Kim H. J., Hwang W. J. et al. High efficiency class-e tuned doherty amplifier using GaN HEMT. 2009 *IEEE MTT-S International Microwave Symposium Digest*, Boston, MA, USA, pp. 925–928, <https://doi.org/10.1109/mwsym.2009.5165849>
- Kuliev M.V. [Overview of modern GaN transistors and directions of development]. *Elektronnaya tekhnika. Seriya 2. Poluprovodnikovyye pribory*, 2017, iss. 2 (245), pp. 18–28. (Rus)
- Rathod S., Sreenivasulu K., Beenamole K. S., Ray K. P. Evolutionary trends in transmit/receive module for active phased array radars. *Defence Science Journal*, 2018, vol. 68, iss. 6, pp. 553–559, <https://doi.org/10.14429/dsj.68.12628>
- Savenko V. A. [Unification of design solutions for the construction of receiving and transmitting modules APAA of various ranges]. *Proc. of All-Russian Conference "Electronics and Microelectronics Microwave"*, St. Petersburg, 2013, 5 p. Available at: www.mwelectronics.ru/2013/Oral/5/05_Doclad_Savenko-izmenenny%60i%60.pdf (Rus)
- Kopp B. A., Billups A. J., Luesse M. H. Thermal analysis and considerations for gallium nitride microwave power amplifier package. *Microwave Journal*, 2001, vol. 44, iss.12, pp. 72–82.
- Timoshenkov V., Khylyov A., Rodionov D. et al. [Thermo researching of X-band micro-wave amplifier]. *VIII All-Russian Scientific and Technical Conference "Problems of development of promising micro- and nanoelectronic systems"* (MES-2018), Russia, Moscow, 2018, iss. 3, pp. 98–102. <https://doi.org/10.31114/2078-7707-2018-3-98-102> (Rus)
- Wilson J. Challenges in thermal control of military electronics systems. *Electronics cooling*, 2003. Available at: <https://www.electronics-cooling.com/2003/02/challenges-in-thermal-control-of-military-electronics-systems/>
- Wang L., Wang Z., Wang C. et al. Multiobjective optimization method for multichannel microwave components of active phased array antenna. *Mathematical Problems in Engineering*, 2016, vol. 2016, article ID 5398308, 7 p., <http://dx.doi.org/10.1155/2016/5398308>
- Scott M., SAMPSON MFR active phased array antenna. *IEEE International Symposium on Phased Array Systems and Technology*, 2003, pp. 119–123, <https://doi.org/10.1109/past.2003.1256967>
- Nikolaenko Yu. E., Baranyuk O. V., Reva S. A., Rohachov V. A. [CFD-modeling of the temperature field of the radiator casing of the transmitting module of the active phased antenna arrays with air cooling]. *Tekhnologiya i Konstruirovaniye v Elektronnoi Apparature*, 2019, no. 1–2, pp. 27–33, <http://dx.doi.org/10.15222/TKEA2019.1-2.27> (Ukr)
- Swadish M.S., Sangram K.P. Thermal design and analysis of an air cooled X-band phased array antenna. *11th International Radar Symposium India 2017 (IRSI-17)*. Available at: <https://www.researchgate.net/publication/321965870>
- Parlak M., Yaban M. Thermal solution of high flux phased radar antenna for military application. *Proceedings of the ASME 2015 International Technical Conference and Exhibition on Packaging and Integration of Electronic and Photonic Microsystems. Vol. 2*. San Francisco, California, USA, 2015, V002T06A008. <https://doi.org/10.1115/ipack2015-48055>
- Jiawei Ge, Dayuan Jin, Zhiwei Qian. Research on heat dissipation technology of the high-power array antenna. *Proceedings of the Seventh Asia International Symposium on Mechatronics, LNEE*, vol. 589. Springer, Singapore, 2020, pp. 400–412, https://doi.org/10.1007/978-981-32-9441-7_41
- Bekishev A. T., Smolyakov A. A., Isakov M. V. et al. [A new approach to cool multichannel SRM in APAR]. *Vozdushno-kosmicheskaya sfera*, 2018, no. 1(94), pp. 65–69, <https://doi.org/10.30981/2587-7992-2018-94-1-64-69> (Rus)
- Vasiliev A. G., Kolkovsky Yu. V., Minnebaev V. M. et al. [Solid-state gallium nitride 500-watt pulsed X-band power amplifier]. *Elektronnaya tekhnika. Seriya 2. Poluprovodnikovyye pribory*, 2011, iss. 1 (226), pp. 83–88. Available at: http://j.pulsarnpp.ru/images/journal/issues/2011/226_2011/Vasilev_83_88.pdf (Rus)
- Nenartovitch N. E., Mitiachev M. V. [From practice of active phased antenna arrays development], *Vestnik MGTU MIREA*, 2014, no. 3, iss. 4, pp. 173–188, <https://rtj.mirea.ru/upload/medialibrary/333/13-nenartovich.pdf> (Rus)
- Trofimov V. Ye., Pavlov A. L. [Intensification of heat transfer in liquid heat exchanger with dimple-pin finning], *Tekhnologiya i Konstruirovaniye v Elektronnoi Apparature*, 2016, no. 1, pp. 23–26, <https://doi.org/10.15222/TKEA2016.1.23> (Rus)
- Trofimov V. E., Pavlov A. L., Mokrousova E. A. [CFD-simulation of radiator for air cooling of microprocessors in a limited space]. *Tekhnologiya i Konstruirovaniye v Elektronnoi Apparature*, 2016, no. 6, pp. 30–35, <https://doi.org/10.15222/TKEA2016.6.30> (Rus)
- Trofimov V. E., Pavlov A. L., Storozhuk A. S. [CFD-simulation of impact jet radiator for thermal testing of microprocessors]. *Tekhnologiya i Konstruirovaniye v Elektronnoi Apparature*, 2018, no. 5–6, pp. 30–36. <https://doi.org/10.15222/TKEA2018.5-6.30> (Rus)
- Nikolaenko Yu. E., Baranyuk A. V., Reva S. A. et al. Numerical simulation of the thermal and hydraulic characteristics of the liquid heat exchanger of the APAA transmitter-receiver module. *Thermal Science and Engineering Progress*, 2020, vol. 17, art. no. 100499, 11 p. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2020.100499>

Опис статті для цитування:

Ніколаєнко Ю. Є., Баранюк О. В., Рева С. А. Теплові характеристики рідинного теплообмінника приймально-передавального модуля АФАР. *Технологія та конструювання в електронній апаратурі*, 2020, № 1–2, с. 37–44. <http://dx.doi.org/10.15222/TKEA2020.1-2.37>

Cite the article as:

Nikolaenko Yu. E., Baranyuk O. V., Reva S. A. Thermal characteristics of the liquid heat exchanger for the transmitter/receiver module of APAA. *Tekhnologiya i Konstruirovaniye v Elektronnoi Apparature*, 2020, no. 1–2, pp. 37–44. <http://dx.doi.org/10.15222/TKEA2020.1-2.37>