ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНІКА ТА ЕНЕРГОТЕХНОЛОГІЇ

УДК 621.575.04:620.97:648.35

Експериментальні дослідження елементів і конструкцій побутових приладів комбінованої термічної дії

Д. В. Дмитренко
Одеський національний технологічний університет, вул. Канатна, 112, Одеса, 65039, Україна
✉ e-mail: basheaction@gmail.com
ORCID: https://orcid.org/0009-0005-6076-4154

Розглядається проблематика підвищення енергетичної ефективності побутових приладів, до складу яких входять абсорбційні безнасосні термотрансформатори з трикомпонентним робочим тілом, що складається з рідкого водоаміачного розчину та інертного газу. Робоче тіло абсорбційного термотрансформатора складається з природних компонентів і не впливає на екосистему планети. Абсорбційні термотрансформатори безшумні у роботі, мають тривалий ресурс та можливість використання різних типів джерел теплової енергії. Недоліком є менша, порівняно з компресійними аналогами, енергетична ефективність. Одним із напрямків підвищення енергетичної ефективності є розширення функціональних можливостей за рахунок використання тепла циклу термотрансформатора для отримання корисного ефекту в побуті. У цій частині розглянуто побутові прилади з додатковою тепловою камерою, в якій підтримується температура до 70 °С. При проектуванні таких комбінованих приладів необхідно провести експериментальні дослідження температурних режимів додаткової теплової камери, контактного теплообміну між дефлегматором термотрансформатора та проміжним теплопередаючим двофазним термосифоном. Доведено, що розробка теплової камери у складі комбінованого абсорбційного приладу для домашнього господарства є обґрунтованим та доцільним, а теплова камера може бути використана для розігріву, термостатування та сушіння різних харчових продуктів та лікарських трав. Доведено, що за наявності у порах стисненого пористого матеріалу на основі міді, пасти КПТ-8, ефективна теплопровідність у зоні контакту циліндричних тіл зростає у 4-5 разів. Проведені експериментальні дослідження дослідного зразка комбінованого побутового приладу на базі абсорбційного термотрансформатора показали, що наявність у конструкції додаткової теплової камери не впливає на роботу камер, що охолоджують. Енергоспоживання не перевищує нормативних вимог для холодильного обладнання.

Ключові слова: *Комбінований побутовий прилад; Абсорбційний термотрансформатор; Енергоефективність; Теплові режими; Додаткова теплова камера; Сушіння; Контактний теплообмін; Експериментальні дослідження*

doi: https://doi.org/10.15673/ret.v62i1.3471

© The Author(s) 2026. This article is an open access publication
This work is licensed under the Creative Commons Attribution 4.0 International License (CC BY)
http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/

1. Вступ

Аналіз теплових режимів абсорбційних холодильних агрегатів (АХА) вказує на значний потенціал створення енергоефективних побутових приладів із суміщеними функціями охолодження та термічної обробки продуктів [1-4]. У таких комбінованих системах теплота холодильного циклу не розсіюється в навколишнє середовище, а акумулюється у спеціальній тепловій камері (ТК), де підтримується температура, вища за кімнатну.

Енергозбереження забезпечується за рахунок

використання вторинного (скидного) тепла без додаткових витрат електроенергії. Попередні дослідження засвідчили, що для більшості побутових харчових технологій достатнім є діапазон 50...70 °С. ТК може застосовуватися для термостатування, підігріву або переробки сировини (сушіння, в'ялення, ферментація тощо) [5-7]. Серед сучасної побутової техніки необхідний температурний потенціал (понад 70 °С) здатні забезпечити лише АХА, зокрема на ділянках дефлегматора та ректифікатора.

Тим не менш, розробка таких комбінованих приладів стикається з відсутністю інформації, яку досить складно отримати розрахунковим шляхом.

Насамперед, це процеси теплообміну в тепловій камері між стінками та продуктом, що обробляється.

По-друге, це процеси контактного теплообміну між проміжним теплопередавальним пристроєм – двофазним термосифоном, що зв'язує зону відведення тепла дефлегмації та стінками теплової камери. Традиційні конструкції дефлегматора і двофазного термосифона мають циліндричну форму і проблемні при тепловому зв'язку, як тепловий контакт йде по утворюючій лінії. Найбільш ефективним вирішенням цієї проблеми є встановлення теплопровідної вставки в зоні контакту циліндричних тіл, зокрема пористого металу, що стискається. У зоні контакту виникає складний теплообмін, який погано піддається моделюванню.

По-третє, це робочі режими комбінованих приладів у реальних умовах експлуатації, які залежать від великої кількості як конструктивних параметрів виробу, так і від умов заповнення корисного об'єму.

2. Експериментальні дослідження температурних режимів теплової камери у складі побутового приладу комбінованої термічної дії

Вплив технологічних параметрів на процес теплообміну між повітряним середовищем та продуктом можна оцінити з експериментальної залежності, що представляє кількісний зв'язок між часом процесу і факторами, що впливають на нього. Отримана при цьому інформація повинна бути достатнім вихідним матеріалом для побудови вимог при проектуванні теплових камер.

Для моделювання теплових процесів, що протікають в тепловій камері, використовували лабораторну сушильну шафу Ш-005 з дверцятами, що ге-рметично закриваються. Температуру продукту вимірювали за допомогою хромель-копелевих термопар та цифрового потенціометра Щ-302, включених за компенсаційною схемою. Температуру середовища у процесі пошукових досліджень варіювали від 40 до 70 °С.

У якості об'єктів досліджень було обрано: свіже молоко, кисле молоко, сливи та виноград.

Умови теплообміну в зазначеному діапазоні температур з урахуванням різної густини продуктів, визначали при прогріванні молока та кислого молока.

Тепло- і масоперенос при сушінні досліджували на прикладі бланшованих і не бланшованих слив та винограду.

Обробку результатів експерименту проводили за кривими кінетики процесів, що вивчаються. Процес прогріву молока і кислого молока розглядали з позиції теорії регулярного теплового режиму. Для математичного опису процесу теплообміну графічну залежність зміни температури продукту у часі будували в напівлогарифмічних координатах. По осі абсцис відкладали тривалість прогріву у лінійних відрізках. По осі ординат відкладали логарифмічне значення різниці температур між камерою та продуктом. При цьому логарифмічна шкала була побудована так, що різниця температур зростала зверху донизу. Такий прийом у побудові графіка обумовлений наочністю порівняно з вихідною «натуральною» кривою прогріву. Використання напівлогарифмічних координат дозволяє випрямити криву прогріву і, отже, охарактеризувати їх відносно простим аналітичним виразом:

$$\lg\left(\frac{T_к - T_{пп}}{T_к - T_{пк}}\right) = \frac{\tau}{fh}, \qquad (1)$$

де τ – час досягнення максимальної температури продукту, година; $T_к$ – температура в камері, °С; $T_{пп}$ – температура продукту початкова, °С; $T_{пк}$ – температура продукту кінцева, °С; f_h – константа, що характеризує нахил випрямленої кривої до горизонтальної осі.

Константу термічної інерції можна визначити як час, протягом якого необхідно прогрівати продукт, щоб різниця температур між камерою та продуктом скоротилася в 10 разів. Величина цієї константи знаходиться в прямій кореляції з часом прогріву і залежить від фізичних властивостей продукту, форми, розмірів, матеріалу тари та ін.

Для розрахунку тривалості прогрівання продуктів в тепловій камері за різних режимів необхідно експериментально визначити значення константи термічної інерції для даного виду продукту.

Тривалість процесу пастеризації молока крім часу прогріву до максимальної температури включає також час витримки при цій температурі. Встановлено, що між температурою пастеризації молока t та тривалістю її впливу Z існує функціональна залежність, що виражається рівнянням Даль-берга-Кука [8]:

$$\ln Z = 36{,}84 - 0{,}48 \cdot t, \qquad (2)$$

де 36,84 и 0,48 – постійні величини.

Режими пастеризації, встановлені за цією формулою, гарантують мікробіологічну чистоту молока. Користуючись нею, можна визначити час витримки заданого температурного режиму.

Кінетику процесу сушіння характеризували відношенням вологості продукту до абсолютно сухої речовини, що змінюється у часі. Обчислення проводили за такою формулою:

$$\omega_c = \frac{W}{G} \cdot 100\%, \qquad (3)$$

де ω_c – вологість продукту на суху вагу, %; W – вологовміст продукту, кг/кг; G – вміст сухих речовин у продукті, кг/кг.

Вміст сухих речовин у продуктах визначали стандартним методом, висушуванням у сушильній шафі до постійної маси.

Загальні закономірності процесу теплообміну при термостатування молока та кислого молока можна простежити на рис. 1.

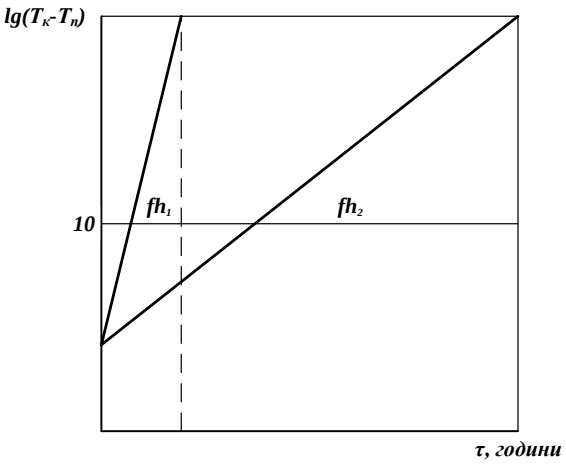

Рисунок 1 *– Крива термічної інерції: fh_1 – термічна інерція молока; fh_2 – термічна інерція кислого молока*

Аналіз представлених кривих термічної інерції показує, що fh_1 молока у кілька разів менше відповідної константи кислого молока fh_2 за умови рівності всіх технологічних параметрів. Інтенсивніший теплообмін при прогріванні молока обумовлений переважною дією конвективних потоків. У харчових продуктах густої консистенції (простокваша) конвективні потоки сильно ослаблені або відсутні. Передача тепла в таких продуктах здійснюється переважно кондуктивним способом, шляхом теплопровідності. Оскільки коефіцієнт теплопровідності харчових продуктів невеликий, такі продукти прогріваються повільно.

Як показали проведені дослідження константа термічної інерції, залежить також і від геометричних розмірів тари: чим більше геометричні розміри та відношення висоти тари до її діаметру, тим більше і fh. Достатньо знати лише одне якесь значення fh, щоб за допомогою цього співвідношення за розмірами банок зробити перерахунок величини fh для будь-якої тари. Крім цього, на величину fh впливає і підведення тепла в камері, і площа дотику і т.п, тобто, особливості теплообміну самої теплової камери.

Таким чином, для визначення режимів термостатування харчових продуктів у тепловій камері необхідно визначити константу термічної інерції кожного продукту в тарі, що рекомендується (матеріал, розміри).

Динаміка процесу зневоднення плодів при температурі 60 °С без циркуляції повітря представлена на рис. 2. По осі ординат, як прийнято характеризувати процес сушіння, наведено значення відносної величини вмісту вологи в продукті до його абсолютно сухої маси.

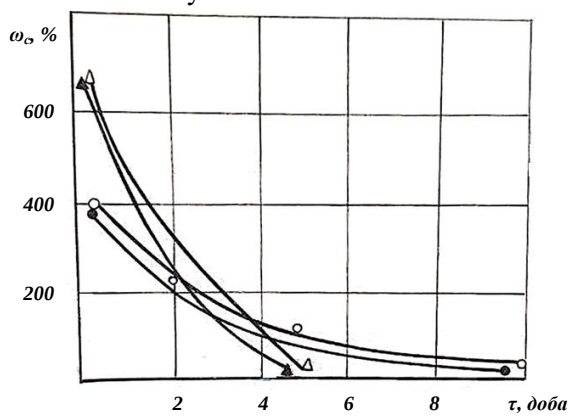

Рисунок 2 *– Криві сушіння бланшованих та не бланшованих слив та винограду: ○ – виноград небланшований; ● – виноград бланшований; Δ – слива бланшована; ▲ – слива не бланшована, без кісточок*

З рис. 2 видно, що процес сушіння протікає в два періоди: спочатку волога випаровується з поверхні матеріалу, що висушується, потім зона випаровування поглиблюється всередину продукту. Перший період протікає близько 3 діб. При цьому з сировини видаляється волога змочування та частина капілярної вологи, що надійшла на поверхню із внутрішніх шарів. У другому періоді, коли кількість вологи в продукті значно знижується, її випаровування з поверхні практично закінчується і переноситься в глиб матеріалу. Швидкість сушіння зменшується, температура поверхні зростає та досягає температури повітря до 60 °С.

Загальна тривалість процесу сушіння досліджених плодів досить тривала і становить винограду близько 10...12 діб, а слив – 5...6 діб. Настільки тривалий процес сушіння пов'язаний з тим, що в сушильній шафі дуже слабкі конвективні потоки повітря, які необхідні для видалення парів води. Тому для інтенсифікації процесу необхідно здійснити примусовий рух повітря, який сприятиме кращому випаровуванню вологи та видаленню зволоженого повітря в процесі сушіння.

Оскільки якість продукту та термін його зберігання залежать від кінце-вої вологості, необхідно встановити оптимальне поєднання цих факторів.

3. Експериментальні дослідження ефективної теплопровідності стисливого пористого металу

Мета дослідження – вивчення впливу на ефективну теплопровідність стисливого пористого металу (СПМ) розміру його пір та наявності заповнювача (теплопровідної пасти) у порах.

Завдання дослідження – визначити експериментальним шляхом величини ефективної теплопровідності СПМ залежно від розміру пір.

Методика проведення досліджень полягала в наступному.

1. Підготовляється вихідний зразок СПМ, що має форму квадрата з деякою початковою товщиною та пористістю.

2. Пористість вихідного зразку СПМ ε,%, що являє собою відношення:

$$\varepsilon = \frac{V_{пор}}{V_{зр}} = \frac{V_{пор}}{V_{пор} + V_{ск}}, \qquad (4)$$

де ε – пористість вихідного зразку СПМ, %; $V_{пор}$ – об'єм повітряних пор у вихідному зразку СПМ, м³; $V_{зр}$ – початковий об'єм зразка СПМ, м³; $V_{ск}$ – об'єм скелета, визначається дослідним шляхом, м³.

Вихідний зразок СПМ зважується та визначається його маса.

Після цього визначається об'єм зразка ($V_{зр}$, м³) шляхом виміру його характерних величин (довжини, ширини, висоти). У разі квадрата довжина дорівнює ширині. З довідкової літератури знаходиться густина матеріалу скелета $\rho_{ск}$, кг/м³, яка, як відомо, являє собою:

$$\rho_{ск} = \frac{m_{ск}}{V_{ск}}. \qquad (5)$$

Оскільки у порах СПМ перебуває повітря, а матеріал скелета – метал, масою повітря нехтуємо, тобто, прирівнюємо $m_{ск} = m_{зр}$. Тоді з рівняння (5) визначаємо об'єм скелета СПМ $V_{ск}$, м³:

$$V_{ск} = \frac{m_{зр}}{\rho_{ск}}. \qquad (6)$$

де $V_{ск}$ – об'єм скелета СПМ, м³; $m_{зр}$ – маса вихідного зразку СПМ, кг; $\rho_{ск}$ – густина матеріалу скелета, кг/м³.

І після цього визначаємо обсяг пор $V_{пор}$, м³, за формулою:

$$V_{пор} = V_{обр} - V_{ск}. \qquad (7)$$

Розмір пористості ε, %, розраховується з рівняння (4).

3. На одну з поверхонь СПМ подається деяка величина теплової потужності $Q_{ел}$, Вт. З іншого боку поверхні до СПМ прикріплено поверхню охолодження рідиною.

4. Проводиться вимірювання температур на охолоджуваній ($t_{охл}$) і поверхні СПМ ($t_{нагр}$), що нагрівається, °С.

5. Проводиться вимірювання температур на вході та на виході рідинного теплообмінника на поверхні, що охолоджується, відповідно, t', t'', °С.

Вимірюється масова витрата охолоджувальної рідини $G_{охл}$, кг/с, об'ємним методом за формулою:

$$G_{охл} = \frac{V_{охл}}{\tau}, \qquad (8)$$

де $G_{охл}$ – масова витрата охолоджуючої рідини, кг/с; $V_{охл}$ – об'єм рідини, що циркулює, м³; τ – час охолодження, с.

7. Здійснюється розрахунок теплової потужності, що переноситься через вихідний зразок СПМ (яка відводиться охолоджувальною водою) $Q_{відв}$, Вт, за формулою:

$$Q_{відв} = G_{охл} \cdot C_p \cdot (t'' - t'), \qquad (9)$$

де $Q_{відв}$ – теплова потужність, що переноситься через вихідний зразок СПМ, Вт; C_p – теплоємність води, Дж/(кг·К).

8. Розраховується величина ефективної теплопровідності СПМ $\lambda_{еф}$, Вт/(м·К), за формулою:

$$\lambda_{еф} = \frac{Q_{відв} \cdot \delta}{t_{нагр} - t_{охл}}, \qquad (10)$$

де $\lambda_{еф}$ – величина ефективної теплопровідності СПМ, Вт/(м·К); δ – товщина вихідного зразка СПМ, м.

9. Проводиться деяке пресування вихідного зразка. При цьому змінюється його пористість ε, %, і виміри виконуються у порядку пунктів 1-8.

Експериментальна установка включає систему забезпечення та вимірювальну комірку. Схема системи забезпечення наведена на рис. 3.

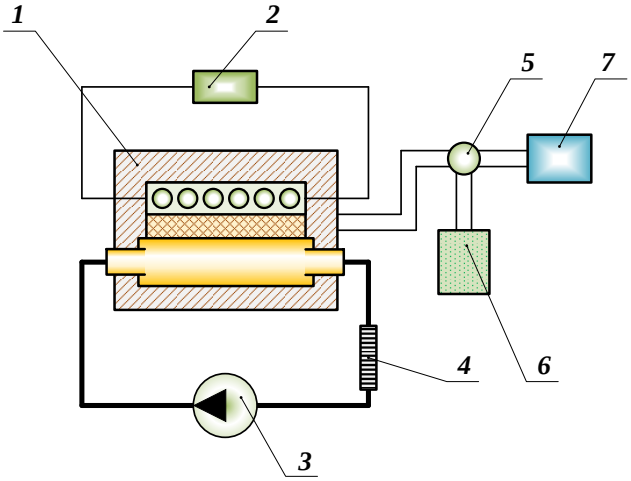

Рисунок 3 *– Схема системи забезпечення*

Підведення теплової потужності до вимірювальної комірки 1 здійснюється та реєструється за допомогою джерела постійного струму 2 (Б5-47). Циркуляція води, що охолоджує, здійснюється насосом 3. Вимірювання об'ємної витрати циркулюючої води проводиться в розриві контуру 4.

Вимірювання температур у характерних точках здійснюється за допомогою мідь-константанових термопар. Сигнал термопар за допомогою перемикача 5 (ПМТ-20) комутується з холодним спаєм, який знаходиться в теплоізольованій ємності 6 при температурі танення льоду (0 °С), і виводиться на цифровий вольтметр 7 (Щ 300).

Схема вимірювальної комірки наведена на рис.4.

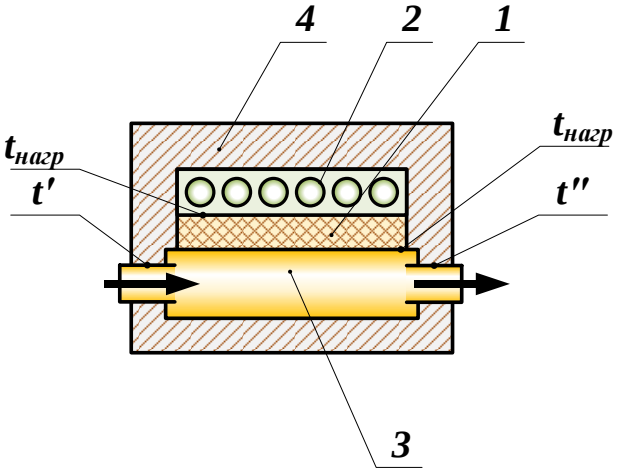

Рисунок 4 *– Схема вимірювальної комірки*

Як досліджуваний зразок використовувався СПМ зі скелетом з міді, початкова пористість якого становила 93 %. Досліджуваний зразок мав розміри: квадрат 30×30 мм, початкова товщина зразку 25 мм. Отримані резуль-тати наведено в табл. 1.

За даними табл. 1 побудовано графіки залежності ефективної теплопровідності СПМ $\lambda_{еф.і}$, Вт/(м·К), від пористості ε, %, наведені на рис. 5.

Таблиця 1 *– Величини ефективної теплопровідності СПМ зі скелетом із міді з повітрям ($\lambda_{еф.в}$) та теплопровідною пастою КПТ-8 ($\lambda_{еф.КТП}$).*

Пористість ε, %	93	90	84	72	66	51	47	35	22	18	14	11	8
$\Lambda_{еф.в}$, Вт/(м·К)	8,0	8,5	9,6	12,4	14,1	20,3	22,6	32,8	56,3	70,3	92,4	119,5	166,9
$\Lambda_{еф.КПТ}$, Вт/(м·К)	30,1	32,1	36,7	48,3	58,1	91,5	108,3	160,4	241,1				

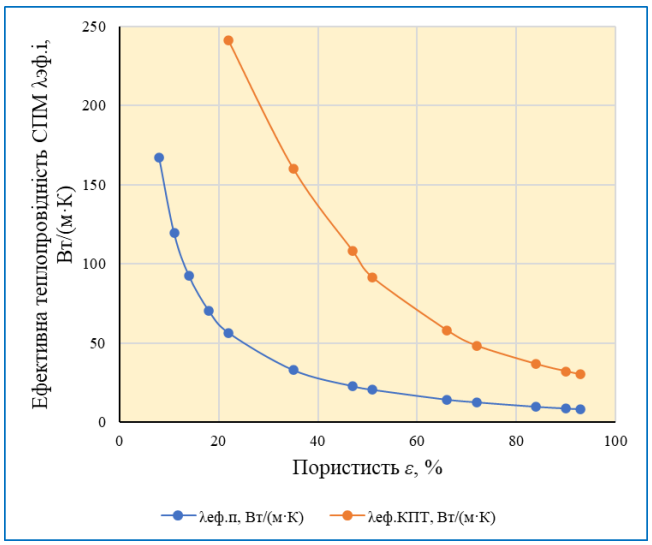

***Рисунок 5** – Графіки залежності ефективної теплопровідності СПМ $\lambda_{еф.і}$, Вт/(м·К), від пористості ε, %.*

4. Експериментальні дослідження робочих режимів приладів комбінованої термічної дії

Метою досліджень було визначення експлуатаційних характеристик комбінованих приладів та їх порівняння з характеристиками приладів у традиційному холодильному виконанні.

Випробування проводились у науковій лабораторії кафедри нафтогазових технологій, інженерії та теплоенергетики Одеського національного технологічного університету за нормативною методикою [9].

У процесі проведення випробувань фіксувалися: температури в харак-терних точках низькотемпературного відділення (НТВ), холодильної камери (ХК), ТК та характерних елементів абсорбційного термотрансформатора (АТТ); теплова потужність, що підводиться до термосифону АТТ; температура довкілля; добове енергоспоживання.

Результати випробувань наведено у табл.2.

Аналіз результатів показує, що першому етапі мали місце значні тепловтрати від термосифона через конструктивної недоробки – достатнього заповнення кожуха ізоляцією. Це призвело до часткового зниження холодильної потужності у ХК.

Так, при 90 Вт теплової потужності, що підводиться, рівень температур у ХК у першому випадку становив у середньому 6...7 °С, а в другому випадку - 3...3,5 °С і не перевищував 3,8 °С.

Проведені вимірювання показали, що при постійному режимі роботи, теплової потужності на термосифоні-генераторі 70 Вт, температурі навколишнього повітря 25 °С, температурі у ТТВ -18…-19 °С, а у ХК – 4,0…4,5 °С, величина добового енергоспоживання становила 1,62 кВт·год, що відповідає нормативним вимогам [10].

Температура в тепловій камері під час роботи холодильника з тепловою потужністю термосифона 86...110 Вт становила 43...46 °С. Вихід на стаціонарний режим незавантаженої ТК здійснювався за 4 години при навантаженні на термосифоні 110 Вт та температурі навколишнього повітря 32 °С.

Для скорочення часу виходу на робочий режим було передбачено додатковий нагрівач потужністю 190 Вт.

При температурі навколишнього повітря 32 °С та 30 дм³ води розігрів води від 21 до 50 °С здійснювався за 5 годин. При цьому АТТ працював у постійному режимі із тепловою потужністю на генераторі 110 Вт. Слід за-значити, що АТТ працював із запасом по холодильній потужності (середні температури в ХК були нижче 0 °С, а в НТВ наближалися до -18 °С. Надалі у випробуваннях теплова потужність на генераторі була знижена до 75 Вт, додатковий нагрівач був відключений і був зроблений перехід температури навколишнього повітря із 32 до 25 °С.

Після цього інтенсивне зростання температури води в ТК припинилося, проте падіння рівня температур в об'ємі води протягом 2,3 годин зафіксовано не було. Звідси випливає, що компенсація теплових втрат із теплової камери досягалася роботою двофазного термосифону (ДФТС), закріпленої на дефлегматорі АТТ.

Після теплового навантаження на генераторі 75 Вт був зроблений перехід на 110 Вт і протягом 9,5 години прилад працював при температурі навколишнього повітря 25 °С.

Після цього було зафіксовано зростання температури води у ТК з 53,5 до 56,5 °С.

Таким чином, ДФТС, що утилізує скидну теплоту циклу АТТ, дозволяє підтримувати необхідний температурний режим ТК на рівні 50...60 °С шляхом компенсації тепловтрат в навколишнє середовище.

Вивчався режим роботи під час переходу з більшої потужності генератора (110 Вт) на меншу (60 Вт). При температурі навколишнього повітря 25 °С протягом 8,5 годин роботи зафіксовано зниження рівня температур в ТК з 56 до 53,5 °С. Тобто в «економному» режимі роботи не спостерігалося істотного зниження температурного потенціалу в об’ємі ТК, а рівень температур при цьому становив у ХК не вище 4 °С, а в НТВ близько -20 °С.

Таблиця 2 *– Протокол випробування робочих режимів приладів комбінованої термічної дії (заправка АТТ – 36,5 %, початковий тиск – 15,5 бар, абсорбер – діаметром 18×1,5 мм із насічкою.*

Час роботи, години	Теплова потужність генератора, Вт	Температура у характерних точках, °С			
		НТВ	ХК	ТК	Навколишнє середовище
В ТК 30 дм³ води з початковою температурою 21 °С.					
0,5	110	- 18	0	24,0	32,2
4,0	110	- 17,8	- 0,2	42,0	32,0
7,8	75	- 17,0	5,8	53,5	25,5
Протягом 9,5 годин робота на тепловим навантаженні на генераторі 110 Вт, додатковий нагрівач вимкнено					
9,5	110	- 22,0	- 4,8	56,5	26,0
Перехід на 60 Вт					
1,0	60	- 21,1	- 1,9	56,0	25,0
5,6	60	- 20,1	3,0	54,5	25,1
8,5	60	- 19,9	4,2	53,5	25,2
Протягом 16 годин робота на 110 Вт, додатковий нагрівач вимкнено.					
16	110	- 22,0	- 4,9	48,0	25,1
Температура води становить 9,5 °С. Упродовж години працював додатковий нагрівач					
1,0	110	- 16,9	- 1,1	13,0	32,0
4,8	110	- 16,2	- 0,2	16,5	32,5
10,0	110	- 16,0	0,0	19,0	33,0
25,4	110	- 16,9	- 0,5	27,5	32,1
36,4	110	- 16,9	- 0,5	27,5	32,1
Протягом 10 годин робота з температурою навколишнього повітря, що змінюється					
46,7	110	- 18,0	- 1,0	34,5	29,2
Ручка терморегулятора у положенні "1,5					
59,0	0	- 12,8	5,2	35,5	25,1
59,8	110	- 18,2	5,0	35,5	25,5
60,0	0	- 13,2	5,2	35,5	25,5
61,1	110	- 18,0	5,0	35,5	25,2

Примітка: за час роботи апарату добова витрата електроенергії склала 1,564 кВт·год.

Здійснено вивчення динамічного прогріву корисного об'єму ТК без додаткового нагрівача. Температура води у початковий момент становила 13,0 °С, температурі навколишнього повітря 32 °С, АТТ працював при тепловій потужності генератора 110 Вт протягом 36 годин, після чого температура води в ТК склала 31 °С. Температура у ХК не перевищувала 0 °С (режим роботи постійний), а в НТВ було близько -16 °С. Це говорить про те, що робота ДФТС у режимі прогріву корисного об'єму ТК неефективна і потребує великих тимчасових проміжків, що робить недоцільним використання зазначеної схеми домашнього господарства та побуту.

У період пуску (розігріву), як показали випробування, необхідне використання додаткового джерела теплової потужності, яке допоможе зробити початковий розігрів за 4,5...5,5 години (у разі використання води).

Випробування АТТ на добове енергоспоживання показали, що за 6 годин та 12 годин роботи енергоспоживання склало, відповідно 1,536 кВт·год та 1,564 кВт·год, тобто не перевищувало нормативних значень 1,65.

Таким чином, проведені випробування показали, що введення до складу традиційного холодильника додаткової ТК, пов'язаної в тепловому відношенні з дефлегматором за допомогою ДФТС, не призводить до зростання добового енергоспоживання (за результатами випробувань навіть нижче на 5 %) та не погіршує експлуатаційних характеристик холодильної шафи.

5. Висновки

Виробництво теплової камери у складі комбінованого абсорбційного холодильника для домашнього господарства є обґрунтованим та доцільним.

Теплова камера побутового комбінованого приладу може бути використана для розігріву, термостатування та сушіння різних харчових продуктів та лікарських трав.

Температура та тривалість процесу повинні бути фіксованими та задаватися у вигляді програми за бажанням користувача.

Для проведення процесу сушіння в тепловій камері необхідно передбачити у її конструкції циркуляцію та видалення вологого повітря.

СПМ, якій легко стискається і заповнює зазори, що утворюються при кріпленні конструктивних теплонавантажених елементів, що особливо актуально для циліндричних поверхонь, де контакт здійснюється за твірною, а також у разі неплощинності та непаралельності. За наявності в порах стисненого пористого матеріалу на основі міді пасти КПТ-8 ефективна теплопровідність зростає 4-5 разів.

Для забезпечення необхідних теплових режимів додаткової ТК можуть бути використані ДФТС, що зв'язують дефлегматор АТТ та внутрішні поверхні ТК. Теплоносій ДФТС – вода, матеріал корпусу нержавіюча сталь.

Випробування дослідного зразка комбінованого побутового приладу на базі АТТ показали, що наявність у конструкції додаткової ТК не впливає на роботу камери охолоджування. Енергоспоживання не перевищує норматив-них вимог для холодильного обладнання.

Література

1. **Тітлов О., Дмитренко Д.** Розробка побутових комбінованих приладів абсорбційного типу, що поєднують функції холодильного зберігання і теплової обробки // Холодильна техніка та технологія. – 2025. – Т. 61(4). – С. 333-340. https://doi.org/10.15673/ret.v61i4.3351

2. **Titlov A.S., Rybnikov M.V.** Tendenzen der Entwicklung von Hauschalts-Kuglund Gefieberten in der Ukraine und Untersuchungen neuer Arbeiterfahren // Die Kalte und Klimatechnik. – 1994. – № 6. – S. 386-388.

3. **Тітлов О.С.** Сучасні тенденції розвитку побутової абсорбційної холодильної техніки // Наукові праці Одеської державної академії харчових технологій. – 1998. – № 18. – С. 205-208.

4. **Тітлов О.С.** Розробка побутової абсорбційної холодильної техніки різного функціонального призначення з використанням сучасних технологій // Наукові праці Одеської державної академії харчових технологій. – 1997. – № 17. – С. 266-272.

5. **Titlov O., Hratii T.** Development of a new type of household appliances – refrigerators with a heating chamber // ScienceRise. – 2023. – Vol. 1 (84). – P. 3-15.

6. **Тітлов О., Гратій Т.** Підвищення енергетичної ефективності абсорбційних холодильних приладів // Холодильна техніка та технологія. – 2022. – Т. 58(4). – С. 204-215. https://doi.org/10.15673/ret.v58i4.2569

7. **Гратій Т., Тітлов О.** Підвищення енергетичної ефективності комбінованих абсорбційних холодильних приладів // Холодильна техніка та технологія. – 2023. – Т. 59(1). – С. 14-31. https://doi.org/10.15673/ret.v59i1.2616

8. **Димань Т.М., Мазур Т.Г.** Безпека продовольчої сировини і харчових продуктів. – К.: ВЦ «Академія», 2011. – 520 с.

9. ДСТУ 3023-95 (ГОСТ 30204-95, ISO 5155-83, ISO 7371-85, ISO 8187-91).Прилади холодильні побутові. Експлуатаційні характеристики та методи випробувань. – Введено вперше 20.07.95. – К.: Держстандарт України, 1996. – 22 с.

10. ДСТУ 2295-93 (ГОСТ 16317-95 ISO 5155-83, ISO 7371-85, IEC 335-2-24-84). Прилади холодильні електричні побутові. Загальні технічні умови. – Взамін ГОСТ 16317-87; Введено 20.07.95. – К: Держстандарт України, 1996. –35 с.

Отримана в редакції 01.02.2026, прийнята до друку 03.03.2026

Experimental studies of elements and structures of household appliances of combined thermal action

Dmytro Dmytrenko
Odesa National University of Technology, 112 Kanatna str., Odesa, 65039, Ukraine
✉ e-mail: basheaction@gmail.com
ORCID: https://orcid.org/0009-0005-6076-4154

The problem of increasing the energy efficiency of household appliances, which include absorption pumpless thermotransformers with a three-component working medium consisting of a liquid aqueous ammonia solution and an inert gas that balances hydrogen, is considered. The working medium of the absorption thermotransformer consists of natural components and does not affect the eco-system of the planet. Absorption thermotransformers are silent in operation, have a long service life and the ability to use different types of thermal energy sources. The disadvantage is lower energy efficiency compared to compression analogues. One of the directions of increasing energy efficiency is to expand the functionality by using the non-thermal cycle of the thermotransformer to obtain a useful effect in everyday life. This part considers household appliances with an additional thermal chamber in which the temperature is maintained up to 70 °C. When designing such combined devices, it is necessary to conduct experimental studies of the temperature regimes of the additional thermal chamber, contact heat exchange between the thermotransformer reflux condenser and the intermediate heat-transferring two-phase thermosyphon. It has been proven that the production of a thermal chamber as part of a com-bined absorption device for the household is justified and expedient, and the thermal chamber can be used for heating, thermostating and drying various food products and medicinal herbs. It has been proven that in the presence of a compressed porous material based on copper paste KPT-8 in the pores, the effective thermal conductivity in the contact zone of cylindrical bodies increases by 4-5 times. Experimental studies of a prototype of a combined household device based on an absorption thermotransformer have shown that the presence of the design of an additional thermal chamber does not affect the operation of the cooling chambers. Energy consumption does not exceed the regulatory requirements for refrigeration equipment.

Keywords: *Combined household appliance; Absorption thermal transformer; Energy efficiency; Thermal modes; Additional thermal chamber; Drying; Contact heat exchange; Experimental studies*

References

1. **Titlov, O., Dmitrenko, D.** (2025). Development of combined household absorption-type appliances combining the functions of refrigeration storage and heat treatment. *Refrigeration Engineering and Technology, 61(4), 333-340.*

2. **Titlov, A.S., Rybnikov, M.V.** (1994). Trends in the development of domestic colds and fever in Ukraine and investigations of new working methods. *Cold and Air Conditioning Technology, 6, 386-388.*

3. **Titlov, O.S.** (1998). Modern trends in the development of household absorption refrigeration equipment. *Scientific works of the Odessa State Academy of Food Technologies, 18, 205-208.*

4. **Titlov, O.S.** (1997). Development of household absorption refrigeration equipment of various functional purposes using modern technologies. *Scientific works of the Odessa State Academy of Food Technologies, 17, 266-272.*

5. **Titlov, O., Hratii, T.** (2023). Development of a new type of household appliances – refrigerators with a heating chamber. *ScienceRise, 1 (84), 3-15.*

6. **Titlov, O., Hratii, T.** (2022). Increasing the energy efficiency of absorption refrigeration appliances. *Refrigeration Engineering and Technology, 58(4), 204-215.*

7. **Hratii, T., Titlov, O. (**2023). Increasing the energy efficiency of combined absorption refrigeration appliances. *Refrigeration Engineering and Technology, 59(1), 14-31.*

8. **Dyman, T.M., Mazur, T.G.** (2011) Safety of food raw materials and food products. *K.: VC "Academy", 520.*

9. (1996) DSTU 3023-95 (GOST 30204-95, ISO 5155-83, ISO 7371-85, ISO 8187-91). Household refrigeration appliances. Performance characteristics and test methods. Introduced for the first time on 07/20/95. *K.: State Standard of Ukraine, 22.*

10. (1996) DSTU 2295-93 (GOST 16317-95 ISO 5155-83, ISO 7371-85, IEC 335-2-24-84). Household electric refrigerating appliances. General technical conditions. Replaces GOST 16317-87; Introduced on 07/20/95. *K.: State Standard of Ukraine, 35.*

Received 01 February 2026
Approved 03 March 2026
Available in Internet 31 March 2026