

УДК 697.9:620.9: 536.7:621.57

к.т.н., доц. **Олександра Череднікова**,

al.chered108@gmail.com, ORCID: 0000-0003-4684-9870,

к.т.н., доц. **Дмитро Гузик**,

guzikd64@ukr.net, ORCID: 0000-0003-2130-951X,

к.т.н., доц. **Володимир Чередніков**,

cherednikov@nupp.edu.ua, ORCID: 0000-0003-1857-3942,

Національний університет

«Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

студент. **Микола Чередніков**,

nikola.cherednikov@gmail.com, ORCID: 0009-0001-3498-8614,

Харківський національний університет радіоелектроніки

<https://doi.org/10.32347/2409-2606.2025.55.47-65>

ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ НЕСТАЦІОНАРНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ ПОБУТОВОГО КОНДИЦІОНЕРА ПРИ НОРМАЛЬНОМУ ТА НЕДОСТАТНЬОМУ ЗАПРАВЛЕННІ ХОЛОДОАГЕНТУ

Анотація. У статті представлено порівняльний аналіз роботи побутового кондиціонера у режимі охолодження та нагрівання (теплового насоса) за умов нормального та недостатнього заряду холодоагенту. Метою дослідження є оцінювання впливу зменшеної кількості робочого тіла на термодинамічні параметри холодильного циклу, теплопродуктивність та енергетичну ефективність системи. Експериментальні дослідження здійснювались у нестационарних умовах з подальшим виходом на стаціонарний, що дозволило проаналізувати динаміку зміни робочих параметрів. У ході експерименту проводився запис тиску та температури холодоагенту на ключових ділянках циклу: на виході з компресора, після конденсатора, перед та після дросельного елемента, а також на виході з випарника. Ці дані дали можливість визначити робочі точки на p - h діаграмі та оцінити зміни ентальпії в окремих елементах системи. Додатково вимірювались температура, відносна вологість та швидкість повітря на вході й виході внутрішнього блоку для визначення процесів тепловологісного оброблення повітря та фактичної теплопродуктивності. Також фіксувалася споживана електрична потужність для подальшого визначення енергетичної ефективності (EER/COP). Результати дослідження показали, що недостатній заряд холодоагенту призводить до зниження тиску нагнітання та кипіння, зменшення об'ємної продуктивності компресора, зростання ступеня перегріву пари холодоагенту та порушення теплового балансу системи. Це спричиняє суттєве зменшення теплопродуктивності та коефіцієнта

енергоефективності, а також збільшує час виходу на стаціонарний режим кондиціонера. Отримані результати можуть бути використані для діагностики технічного стану кондиціонерів та оптимізації їх обслуговування.

Ключові слова: діагностика та технічний стан системи, режим теплового насоса, енергетична ефективність, EER, коефіцієнт перетворення, COP, недостатній заряд холодоагентом.

Вступ. Сучасні побутові кондиціонери є ключовим елементом забезпечення комфортного мікроклімату, однак їхня ефективність значною мірою залежить від правильного заряду холодоагенту, що визначає стабільність роботи холодильної системи. Недостатній заряд є однією з найпоширеніших причин погіршення теплотехнічних характеристик, зниження енергоефективності та передчасних відмов компресора, проте більшість досліджень зосереджується переважно на стаціонарних режимах і недостатньо розглядає нестационарні процеси, які виникають під час запуску або зміни робочих умов. У зв'язку з цим актуальним є комплексний аналіз поведінки кондиціонера при нормальному та дефіцитному заряді холодоагенту саме в перехідних режимах, що дозволяє глибше зрозуміти динаміку зміни тиску, температури, перегріву та переохолодження, а також визначити діагностичні ознаки несправностей і чинники, що впливають на енергоспоживання та надійність системи.

Актуальність дослідження. Побутові кондиціонери є одними з найпоширеніших систем забезпечення мікроклімату, проте їхня робота суттєво залежить від правильного рівня заправлення холодоагентом. Недостатня кількість холодоагенту призводить до зниження холодопродуктивності, зменшення енергоефективності та збільшення навантаження на компресор, що може викликати передчасні відмови обладнання [2], [7]. Дослідження показують, що відхилення від номінальної заправки навіть на 10–15 % може призвести до істотного зниження коефіцієнта енергоефективності (COP) та збільшення енергоспоживання [1], [5]. Зокрема, експерименти з мікроканалними теплообмінниками підтверджують, що як недостатнє заправлення, так і перезавдання холодоагенту негативно впливають на роботу кондиціонера, хоча дефіцит виявляється більш критичним [5]. Особливо важливим є аналіз роботи системи в нестационарних режимах, наприклад під час запуску. У цей період спостерігаються різкі зміни тиску та температури холодоагенту, що впливають на стабільність роботи компресора та час виходу на стаціонарний режим [4]. Сучасні підходи навіть пропонують використовувати динаміку запуску як діагностичний метод для визначення рівня заправлення холодоагенту, застосовуючи «gray-box» моделі [3]. Водночас оглядові роботи [6] підкреслюють, що проблема дефіциту холодоагенту має не

лише технічне, а й екологічне значення: неправильне заправлення систем призводить до підвищеного енергоспоживання та, відповідно, викидів парникових газів. Це робить дослідження поведінки кондиціонера в умовах нестачі холодоагенту актуальним як з огляду на науковий, так і на практичний інтерес.

Останні дослідження та публікації. Рівень заправлення суттєво впливає на продуктивність і коефіцієнт перетворення (COP). Експерименти для побутових систем показують, що відхилення від номінального заправлення призводить до помітного падіння холодопродуктивності та енергоефективності; зокрема, зниження заправлення приблизно на 25 % може зменшити EER/COP біля 15 % і потужність охолодження біля 20 % (узагальнені лабораторні дані). [8], [13].

Аналітичні моделі й мета-аналізи формалізують «нормовані» залежності між рівнем заправлення та ключовими показниками (потужність, COP, витрата повітря/теплообмін). Це дає інженерам універсальні криві деградації, корисні для діагностики дефіциту холодоагенту [9].

Для спліт-систем із холодоагентом R290 під час холодного пуску протягом перших 200–300 секунд спостерігаються різко неусталені температури конденсатора/системи та перерозподілення маси холодоагенту, що продовжує вихід на стаціонарний режим і підвищує ризики відмов у разі недостатнього заправлення [10].

Для систем із мікроканалами (МСНХ) показано іншу «кривизну» залежності ефективності від заряду порівняно з трубчасто-ребристими теплообмінниками; оптимум рівня заправлення вузький, а відхилення (особливо дефіцит) швидше погіршує показники [11].

Сучасні підходи до діагностики нестачі холодоагенту переходять від статичних емпіричних індикаторів (тиски/температури) до «сіромодульних» (gray-box) моделей, які поєднують фізичні баланси із навчанням на даних, зокрема використовуючи динаміку пуску для виявлення нестачі [14], [9].

Дані польових і лабораторних досліджень підтверджують: нестача холодоагенту веде до довших перехідних процесів, нижчого COP у реальній роботі (довший runtime), можливого обмерзання випарника/трубок та підвищених навантажень на компресор [12].

Формулювання цілей статті. Мета статті полягає в тому, щоб проаналізувати та порівняти роботу побутового кондиціонера в нестационарних режимах за умов нормального та недостатнього заправлення холодоагенту, визначити особливості зміни тисків, температур, показників перегрівання та переохолодження, а також характеризувати їхній вплив на динаміку виходу системи на стаціонарний режим. Додатковою ціллю є встановлення

діагностичних ознак дефіциту холодоагенту та оцінювання, як такі відхилення впливають на енергетичну ефективність, стабільність роботи та загальну надійність кондиціонера, що дозволить удосконалити методи технічного обслуговування й профілактики.

Методика дослідження та опис експериментальної установки.

Експериментальна частина дослідження виконувалася в лабораторії кафедри “Теплогазопостачання, вентиляції та теплоенергетики” Національного університету “Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка” на лабораторному стенді фірми “Hisense” (КНР), створеному на базі побутового кондиціонера моделі AS-07UR4SYDDK02W, заправленого холодоагентом R410A у кількості 0,48 кг (рис.1). Номінальна споживана потужність установки становить 670 Вт у режимі охолодження та 595 Вт у режимі нагрівання. Стенд оснащений вимірювальними приладами та датчиками, що забезпечують реєстрацію параметрів холодоагенту, повітря та електричної мережі в режимі реального часу.

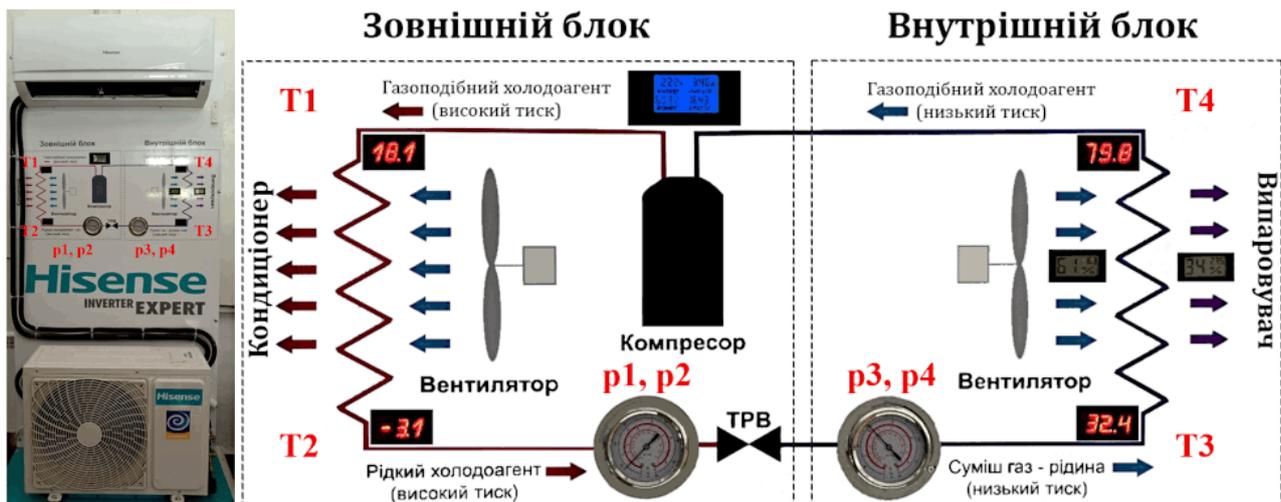


Рис. 1. Лабораторний стенд фірми Hisense та панель приладів стенду

Це дозволяє одночасно знімати такі параметри:

- тиски холодоагенту: високого та низького тиску – p_4, p_3, p_2, p_1 , бар;
- температури холодоагенту:
 - у внутрішньому блоці – T_4, T_3 , °C;
 - у зовнішньому блоці – T_2, T_1 , °C;
- параметри повітря у внутрішньому блоці:
 - температура на вході у внутрішній блок — t_1 (°C);
 - відносна вологість на вході — φ_1 (%);
 - температура повітря на виході — t_2 (°C);
 - відносна вологість на виході — φ_2 (%);
- електричні параметри установки:

- споживана потужність, Вт;
- напруга живлення, В;
- сила струму, А.

Швидкість повітряного потоку на виході з внутрішнього блока вимірювалася за допомогою анемометра “Benetech” GM816A, після чого масову витрату повітря визначали за відомою швидкістю та площею поперечного перерізу витяжного отвору. Такий підхід дозволяє отримати повний набір параметрів, необхідний для аналізу нестационарних режимів роботи кондиціонера за умов нормального та недостатнього заряду холодоагенту.

Умови експерименту. Експериментальні дослідження проводилися для чотирьох режимів роботи побутового кондиціонера, що поєднують два варіанти заправлення холодоагенту (нормальний та недостатній) і два робочі режими (охолодження та нагрівання).

1. Режим недостатнього заряду холодоагенту в режимі нагрівання кондиціонера. У цьому режимі кількість холодоагенту R410A була зменшена порівняно з паспортною.

Зовнішні умови під час досліджень:

- температура повітря плюс 16...17 °С,
- відносна вологість повітря 50–52 %.

Кондиціонер запускався у режимі нагрівання. За таких умов спостерігаються:

- зниження тиску на стороні всмоктування;
- зменшення теплопродуктивності;
- збільшення ступеня перегрівання пари;
- уповільнений вихід системи на стаціонарний режим.

Параметри реєструвалися кожні 30–60 секунд до встановлення стаціонарності.

2. Режим недостатнього заправлення холодоагенту в режимі охолодження кондиціонера.

При дефіциті R410A кондиціонер працював у режимі охолодження. Зовнішні умови:

- температура повітря плюс 16...17 °С;
- відносна вологість повітря 50 %.

Характерні ознаки роботи:

- зниження тиску випаровування;
- недостатній теплообмін у випарнику;
- підвищення температури повітря на виході з внутрішнього блоку порівняно з нормою;
- зменшення холодопродуктивності та порушення теплового балансу циклу.

Вимірювання проводилися за аналогічною процедурою: фіксаування всіх параметрів до моменту стабілізації.

3. Нормальне заправлення холодоагенту в режимі нагрівання кондиціонера. Система працювала з паспортною кількістю холодоагенту (0,48 кг R410A) та запускалася у режимі нагрівання. Зовнішні умови відповідали попереднім дослідом

- температура повітря плюс 13...14 °С;
- відносна вологість повітря 48–50 %.

У цьому режимі очікувалися:

- номінальні значення тисків конденсації та випаровування;
- стабільне перегрівання та переохолодження;
- ефективний теплообмін у зовнішньому та внутрішньому теплообмінниках;
- швидке досягнення стаціонарного режиму.

4. Нормальне заправлення холодоагенту в режимі охолодження кондиціонера.

У цьому режимі система працювала з повним заводським заправленням R410A в режимі охолодження.

Зовнішні умови:

- температура повітря плюс 18...19 °С;
- відносна вологість повітря 58–60 %.

Характерні особливості:

- тиск у системі відповідає паспортним значенням;
- ефективно відведення теплоти в конденсаторі;
- стабільні температури повітря на вході та виході;
- максимальна енергоефективність системи.

Процедура вимірювань. Для кожного з чотирьох режимів кондиціонер запускали при незмінному режимі циркуляції повітря. Тиск, температуру холодоагенту, температури та відносні вологості повітря, електричні показники та швидкість повітря фіксували що 30–60 секунд. Вимірювання тривали до моменту, коли зміна показників припинялася, що відповідало виходу системи на стаціонарний режим.

Вимірювані параметри. У процесі експерименту здійснювався запис таких блоків параметрів:

- тиск та температура холодоагенту на виході з компресора, після конденсатора, перед і після дросельного елемента, а також на виході з випарника, що дозволяє визначати робочі точки холодильного циклу на діаграмі $p-h$ та аналізувати зміну ентальпії в окремих елементах системи;

- температура, відносна вологість і швидкість повітря на вході та виході внутрішнього блоку для оцінювання процесів тепловологісного оброблення повітря та визначення ефективності теплообміну;
- час виходу на стаціонарний режим, тобто проміжок, необхідний для стабілізування параметрів після ввімкнення кондиціонера або зміни режиму. Цей показник дозволяє оцінити динаміку роботи системи та швидкість її адаптації до заданих умов;
- споживана електрична потужність компресора та вентиляторів (за наявності ватметра) для подальших розрахунків енергетичної ефективності системи.

Методи оброблення даних. Для аналізу експериментальних результатів застосовувалися такі методи:

1. Психрометричний аналіз повітряного потоку. На підставі вимірних температури, відносної вологості та швидкості повітря визначалися ентальпія повітряних потоків та тепловий баланс внутрішнього блоку. Це дозволяло обчислити фактичну холодопродуктивність кондиціонера.

2. Розрахунок коефіцієнтів енергетичної ефективності (COP/EER). Коефіцієнт перетворення COP (Coefficient of Performance) — відношення теплової потужності, що передається у приміщення (у режимі нагрівання), до споживаної електричної потужності. Холодильний коефіцієнт EER (Energy Efficiency Ratio) — відношення холодопродуктивності (у режимі охолодження) до споживаної електричної потужності.

Таким чином, комплексне оброблення даних дозволяє оцінити вплив нормального та дефіцитного заправлення холодоагенту на роботу системи як за параметрами холодильного циклу, так і за показниками енергоефективності.

Динаміка зміни параметрів холодоагенту при нормальному та дефіцитному режимах. Аналіз експериментальних даних показує суттєву різницю в поведінці холодоагенту при роботі кондиціонера в нормальному режимі (достатня кількість холодоагенту) та у дефіцитному режимі (недозаправлений контур).

Тиск холодоагенту. У заправленому режимі тиск на нагнітанні компресора (P4, P3) зростає до робочих значень (27-28 бар при нагріванні, ~19 бар при охолодженні), що свідчить про стабільний тепломасообмін у теплообміннику (рис. 2-3). У недозаправленому режимі спостерігається занижений тиск, причому він нестабільний у часі. При нагріванні P2 падає до 1,8 бар, що є ознакою недостатнього заповнення контуру та погіршення процесу випаровування.

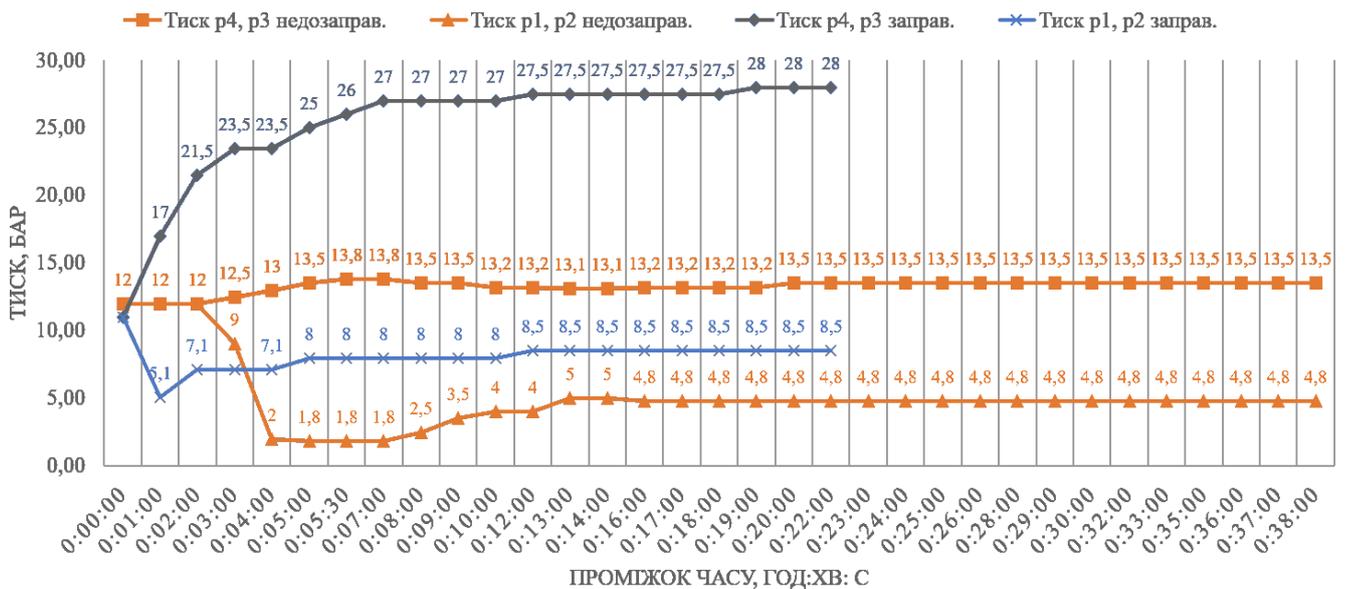


Рис.2. Зміна тиску в конденсаторі та випаровувачі в режимі "нагрівання" для заправленого та недозаправленого кондиціонера

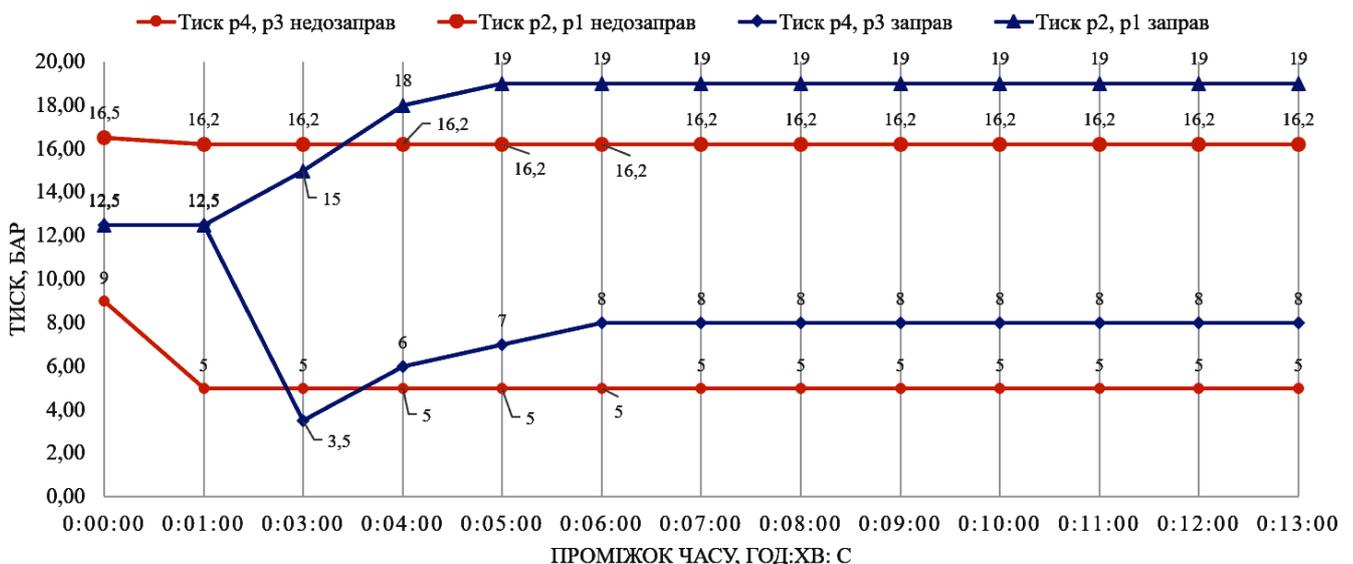
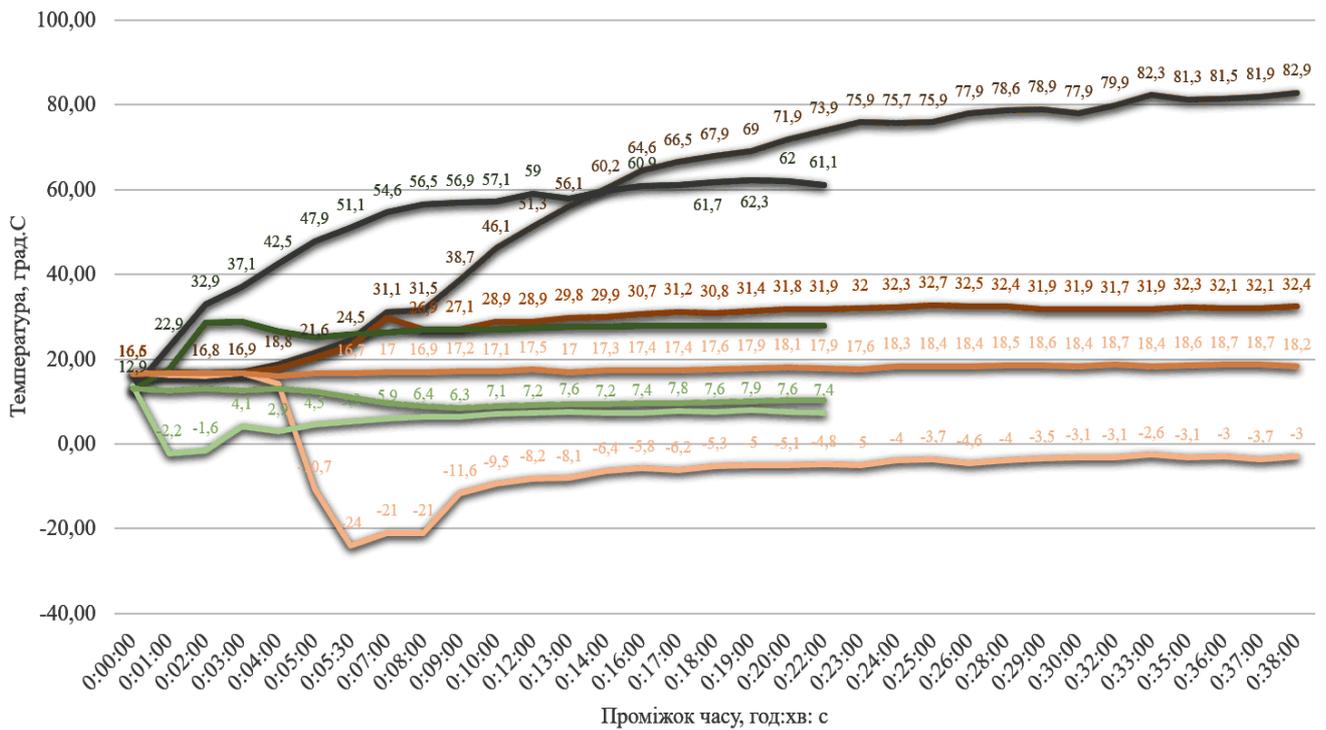


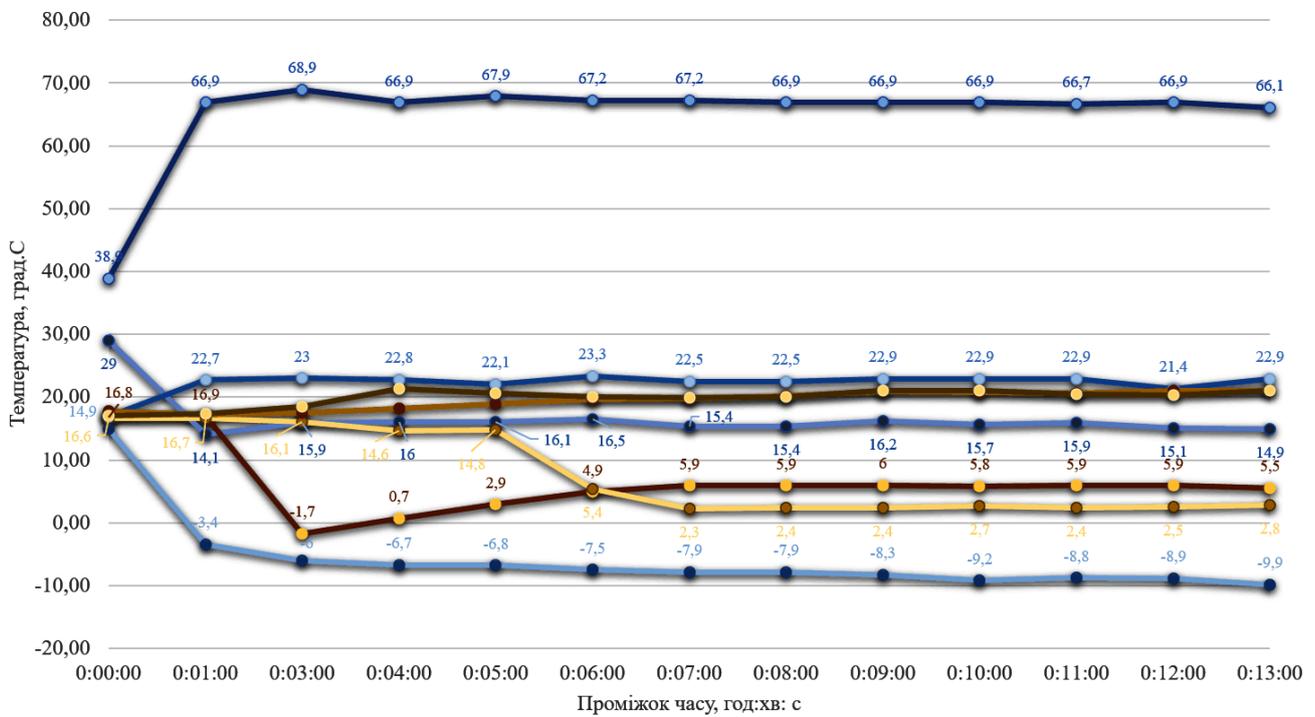
Рис.3. Зміна тиску в конденсаторі та випаровувачі в режимі "охолодження" для заправленого та недозаправленого кондиціонера

Температурні параметри. При нормальному заправленні температура у внутрішньому блоці (Т3–Т4) зростає плавно (нагрівання) або знижується (охолодження) з чіткою динамікою (рис.4-5). У дефіцитному режимі температура різко коливається. У режимі охолодження спостерігається навіть перехід Т3 у від'ємні значення (–6...–9.9 °С) (рис.4-5), що пояснює обмерзання теплообмінника (рис.6).



— Температура T4 недозаправ. — Температура T4 заправ. — Температура T3 недозаправ. — Температура T3 заправ.
 — Температура T2 недозаправ. — Температура T2 заправ. — Температура T1 недозаправ. — Температура T1 заправ.

Рис.4. Зміна температури в конденсаторі та випарнику в режимі "нагрівання" для заправленого та недозаправленого кондиціонера



— Температура T4 недозаправ. — Температура T4 заправ. — Температура T3 недозаправ. — Температура T3 заправ.
 — Температура T2 недозаправ. — Температура T2 заправ. — Температура T1 недозаправ. — Температура T1 запр

Рис.5. Зміна температури в конденсаторі та випарнику в режимі "охолодження" для заправленого та недозаправленого кондиціонера

Робота компресора та енергоспоживання. У нормальному режимі електричні параметри (струм і споживана потужність) зростають відповідно до навантаження, стабілізуючись на рівні 400–600 Вт. У дефіцитному режимі потужність і струм компресора зростають ривками. При цьому спостерігаються короткі фази низького навантаження та різкі піки, що є наслідком нестабільності фазового переходу холодоагенту.

Параметри повітря. У заправленому стані витрата повітря та його охолодження/нагрівання відповідають розрахунковим: різниця температур на вході та виході сягає 6–10 °С. У недозаправленому стані перепад температур значно менший або нестабільний, що свідчить про низьку ефективність теплообміну.

Отже, нормальний режим характеризується стабільними значеннями тиску та температури, адекватним енергоспоживанням і ефективним теплопереносом. Дефіцитний режим супроводжується: падінням тиску на стороні випаровування; появою низьких температур (аж до від'ємних), що спричиняє обмерзання; нестабільністю електричних параметрів компресора; зниженням ефективності охолодження/нагрівання приміщення.

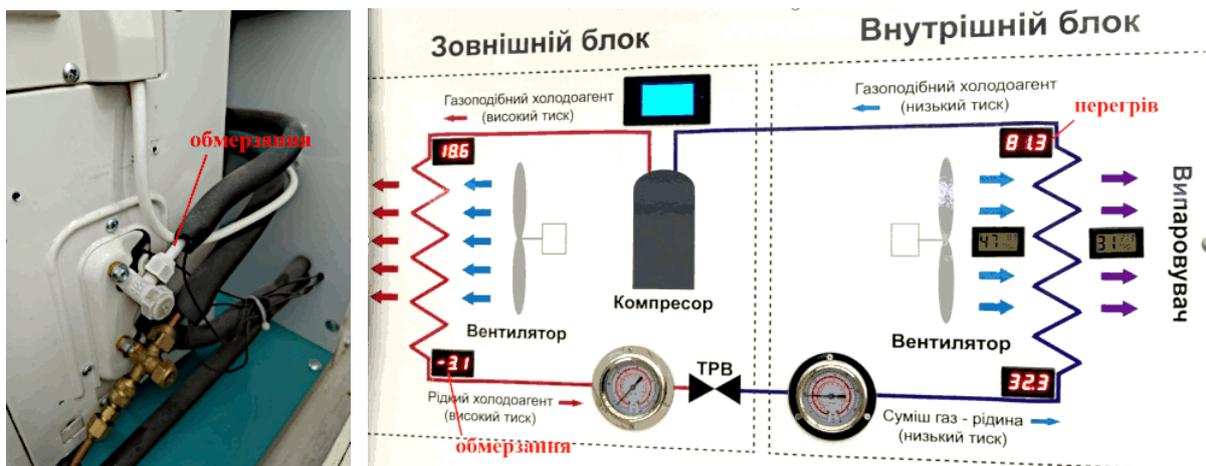


Рис.6. Обмерзання трубок зовнішнього блоку та перегрів трубок на вході до внутрішнього блоку в режимі «нагрівання» недозаправленого кондиціонера

Аналіз роботи кондиціонера через побудову циклу на діаграмі p–h. Для пояснення виявлених явищ були побудовані цикли у режимі охолодження для заправленого (зелена пунктирна лінія) та недозаправленого (червона суцільна лінія) кондиціонера (рис.7) та в режимі нагрівання для заправленого (зелена пунктирна лінія) та недозаправленого (червона суцільна лінія) кондиціонера (рис.8).

Розглянемо режим охолодження (рис. 7) у режимі недозаправленого кондиціонера. Для дефіциту холодоагенту характерні такі експериментальні значення:

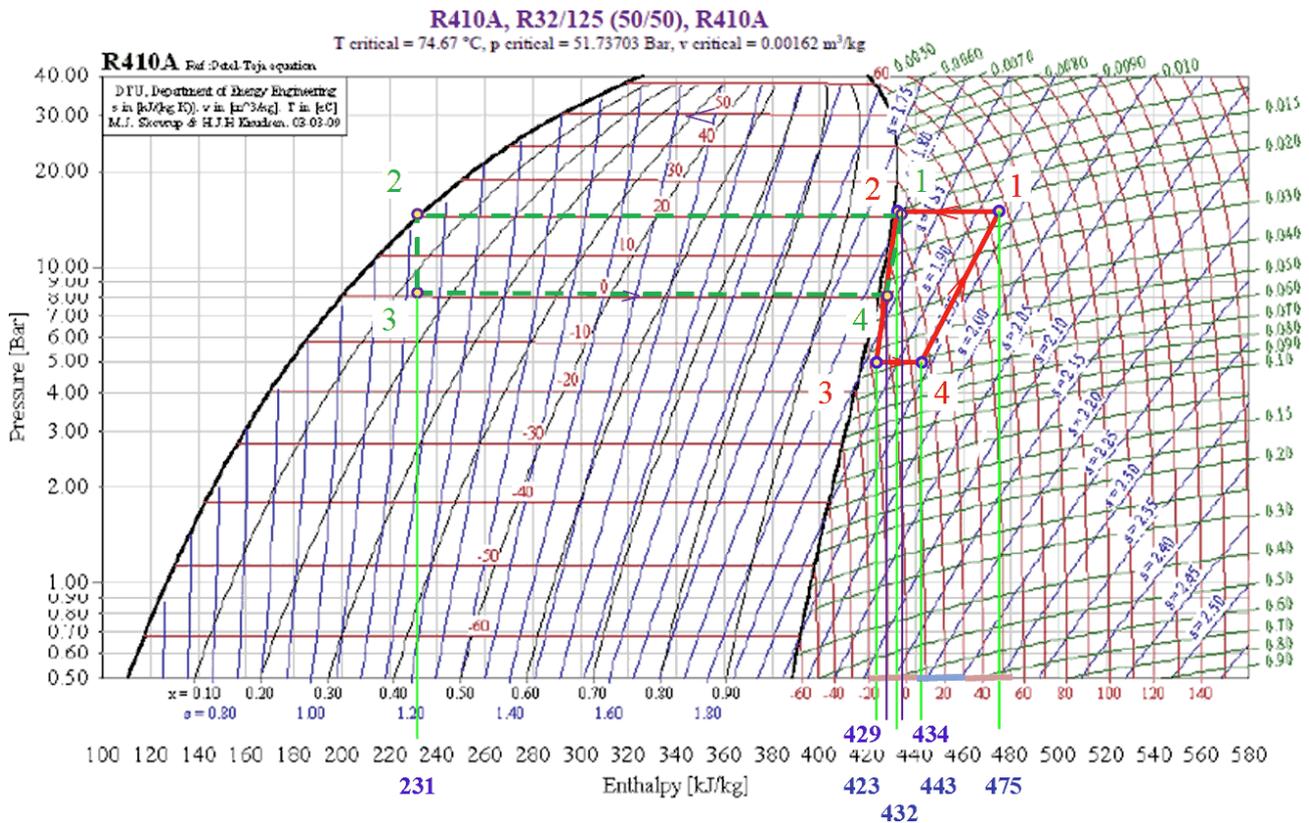


Рис. 7. p-h-діаграма циклу роботи кондиціонера в режимі охолодження для заправленого (зелена пунктирна лінія) та недозаправленого (червона суцільна лінія) стану: **1-2** – процес у конденсаторі (зовн.блок) **2-3** – процес дроселювання (у дросельному вентилі); **3-4** – процес у випаровувачі (внутр. блок) **4-1** – процес стиснення в компресорі

- тиск випаровування $p_3 = p_4 = 5$ бар, що істотно нижче від номінального;
- температура на виході з випарника $T_3 = -8,9$ °C, що свідчить про надмірно низьку температуру кипіння холодоагенту;
- температура всмоктування $T_4 = 15,1$ °C, що є значно вищою за температуру кипіння, отже перегрів надлишковий (superheat > 20 K);
- тиск конденсації $p_1 = p_2 = 16,2$ бар, що нижче від нормального для R410A в охолодженні;
- температура на виході конденсатора $T_2 = 21,4$ °C майже збігається з температурою на вході в компресор $T_1 = 66,9$ °C, що свідчить про відсутність фазового переходу в конденсаторі та повну роботу в зоні перегрітої пари.

Таким чином, усі процеси в циклі зсунуто в зону перегрітої пари. Конденсатор не забезпечує конденсації, оскільки масова витрата холодоагенту замала. Це різко погіршує тепловіддачу, а температура на нагнітанні (66,9 °C) стає небезпечно високою для компресора. Як результат бачимо, що холодопродуктивність знижена, EER падає, виникає ризик перегрівання компресора. Холодильний цикл не є пароконденсійним.

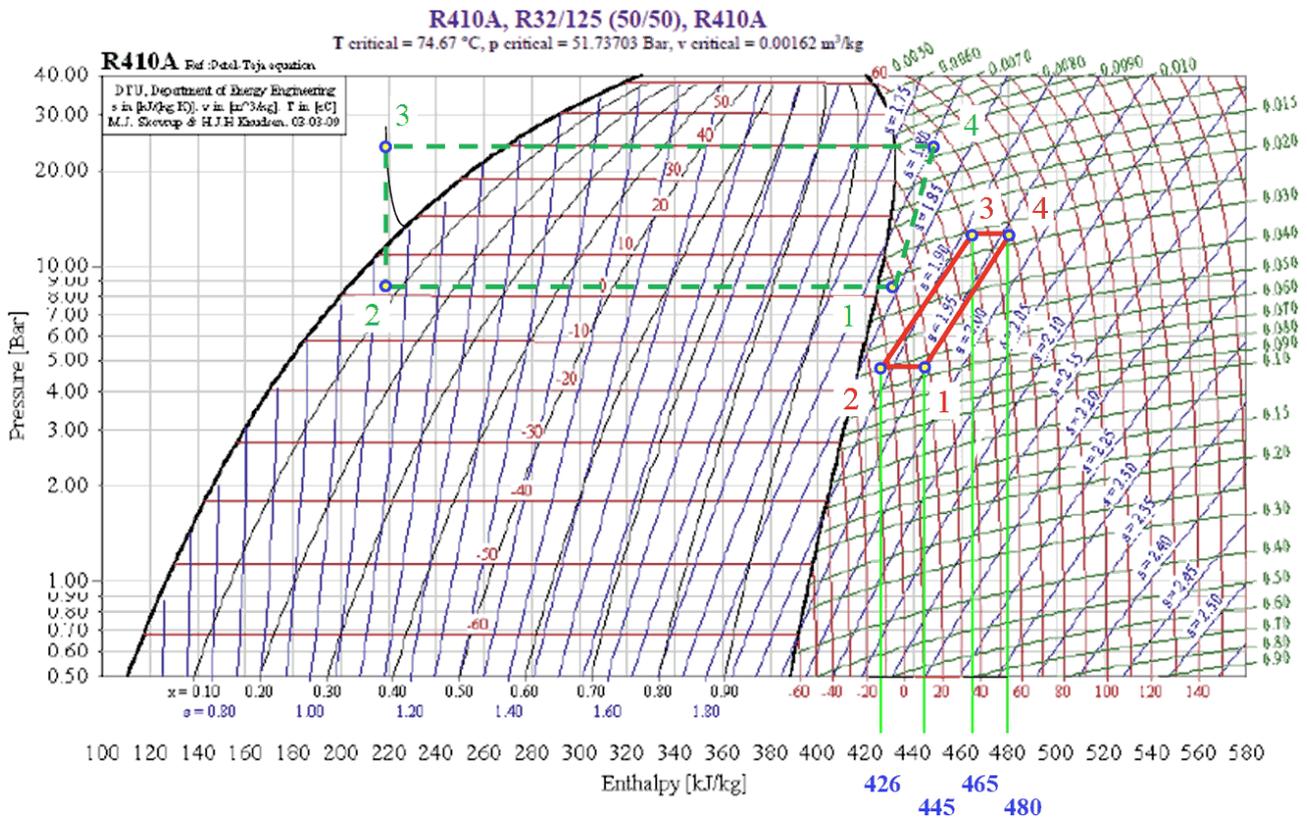


Рис. 8. p-h діаграма циклу роботи кондиціонера в режимі нагрівання для заправленого (зелена пунктирна лінія) та недозаправленого (червона суцільна лінія) стану: **1-4** – процес у компресорі **4-3** – процес у конденсаторі (внутрішній блок); **3-2** – процес дроселювання (на дросельному вентилі) **2-1** – процес у випарнику (зовнішній блок)

Нормально заправлений кондиціонер в режимі охолодження (рис. 7) реалізує парокомпресійний цикл. Параметри:

- тиск $p_3 = p_4 = 8$ бар — характерний тиск кипіння R410A у робочому режимі;
- температури $T_3 = 2,5$ °C, $T_4 = 5,9$ °C, тобто перегрівання становить близько 3–4 K, що відповідає нормі;
- тиск $p_1 = p_2 = 19$ бар — типовий тиск конденсації;
- температури $T_2 = 21,1$ °C, $T_1 = 20,3$ °C – наявне переохолодження холодоагенту, що свідчить про нормальний фазовий перехід.

У циклі чітко присутні зони: кипіння холодоагенту у випарнику, конденсація в конденсаторі, наявне як перегрівання, так і переохолодження. Цикл наближений до теоретичного, теплова потужність відповідає паспорту, а компресор працює в оптимальному режимі без перегрівання. Режим нагрівання для недозаправленого кондиціонера (рис. 8).

Для роботи в режимі теплового насоса при недозаправленні спостерігаються такі параметри:

- тиск $p_3 = p_4 = 13,2$ бар,

- температури $T_3 = 30,8 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_4 = 67,9 \text{ }^\circ\text{C}$ – на виході з конденсатора холодоагент знаходиться у вигляді перегрітої пари;
- тиски $p_1 = p_2 = 4,8 \text{ бар}$ – критично низький тиск у випарнику для роботи в режимі нагрівання;
- температури $T_2 = -5,3 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_1 = 17,6 \text{ }^\circ\text{C}$, тобто температура після компресора низька, що свідчить про малу масову витрату.

Випаровування фактично не відбувається не забезпечуючи суттєвого поглинання теплоти. Це призводить до значного падіння теплопродуктивності. Система переходить у режим “холостого” нагнітання пари, а реальна теплова потужність знижується в рази.

Режим нагрівання для нормально заправленого кондиціонера (рис. 8) реалізує парокомпресійний цикл. Експериментальні дані:

- тиск $p_3 = p_4 = 27,5 \text{ бар}$ – достатній тиск для нормальної конденсації в режимі нагрівання;
- температури $T_4 = 61,7 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_3 = 27,9 \text{ }^\circ\text{C}$ – перегрів незначний, характерний для режиму теплового насоса;
- тиск $p_1 = p_2 = 8,5 \text{ бар}$;
- температури $T_2 = 7,6 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_1 = 9,9 \text{ }^\circ\text{C}$ – нормальне випаровування холодоагенту з температурою кипіння близько $5 \text{ }^\circ\text{C}$.

Цикл містить повний фазовий перехід, забезпечує проектну теплову потужність, а співвідношення тисків правильне для R410A.

На підставі аналізу циклів за p - h діаграмами (рис. 7-8) та експериментальними даними можна стверджувати, що дефіцит холодоагенту призводить до повного порушення парокомпресійного термодинамічного циклу, переведення системи в режим перегрітої пари холодоагенту та різкого зниження її ефективності. Втрата фазових переходів робить роботу кондиціонера практично неефективною та потенційно небезпечною для компресора.

Порівняння часу виходу на стаціонарний режим. У режимі охолодження в нормальному (заправленому) стані температура повітря на виході стабілізувалася на рівні $18\text{--}20 \text{ }^\circ\text{C}$ приблизно через $8\text{--}10 \text{ хв}$ після запуску. Тиск і потужність компресора виходили на сталі значення синхронно з температурою.

У дефіцитному режимі вихід на умовний стаціонарний режим був значно повільнішим і нестабільним: спостерігалися коливання температури від 0 до $10 \text{ }^\circ\text{C}$ навіть після 15 хв роботи, а тиск у випарнику залишався заниженим. Таким чином, система фактично не забезпечувала сталих параметрів і не досягала повноцінного стаціонарного стану.

У режимі нагрівання в нормальному стані стабілізація вихідної температури повітря на рівні $30\text{--}32 \text{ }^\circ\text{C}$ відбувалася через $7\text{--}9 \text{ хв}$. Параметри

тиску та електричної потужності при цьому також набували майже постійних значень.

У недозаправленому режимі температура на виході залишалася нижчою (22–25 °С) і продовжувала коливатися навіть після 15 хв роботи, а тиск у контурі не відповідав робочим значенням. Це вказує на неможливість досягнення стабільного режиму через дефіцит холодоагенту.

Оцінка ефективності кондиціонера (холодопродуктивність, COP/EER).

Для оцінки енергоефективності кондиціонера використано експериментальні дані, отримані в режимах нормального заправлення та дефіциту холодоагенту під час роботи на охолодження та нагрів.

Холодопродуктивність системи визначалася виходячи з різниці температур повітря на вході та виході внутрішнього блоку та масової витрати повітря. Для спрощення використано залежність:

$$Q_0 = G \cdot c_{p,нов} \cdot (t_{ex} - t_{вх}), \text{ кВт}, \quad (1)$$

де G – масова витрата повітря, кг/с, розрахована як добуток об’ємної витрати та густини; $c_{p,нов}$ – теплоємність повітря, що дорівнює 1,006 кДж/(кг·К); t_{ex} , $t_{вх}$ – температура повітря на вході та виході, °С.

Розрахунок показав, що при заправленому режимі холодопродуктивність кондиціонера досягала 1.9–2,1 кВт, а у недозаправленому стані знижувалася до 1,2–1,5 кВт. Тобто при недозаправленні ефективність системи падала майже в 1,4 рази.

Холодильний коефіцієнт (EER) і коефіцієнт перетворення (COP) визначалися як відношення холодо- або теплопродуктивності Q_0 , кВт, до споживаної електричної потужності компресора P_{el} , Вт:

$$EER(COP) = Q_0 / P_{el}. \quad (1)$$

При нормальному заправленні в режимі охолодження EER становив 3,7–4,6 (рис.9), що відповідає класу енергоефективності А. У дефіцитному режимі EER знизився до 2,2–3,4, що свідчить про різке зростання питомих енерговитрат (рис. 9).

У режимі нагрівання COP досягав 2,4–4,0 при нормальному заправленні, тоді як у дефіцитному режимі він знижувався до 1,7–2,1 (рис. 10).

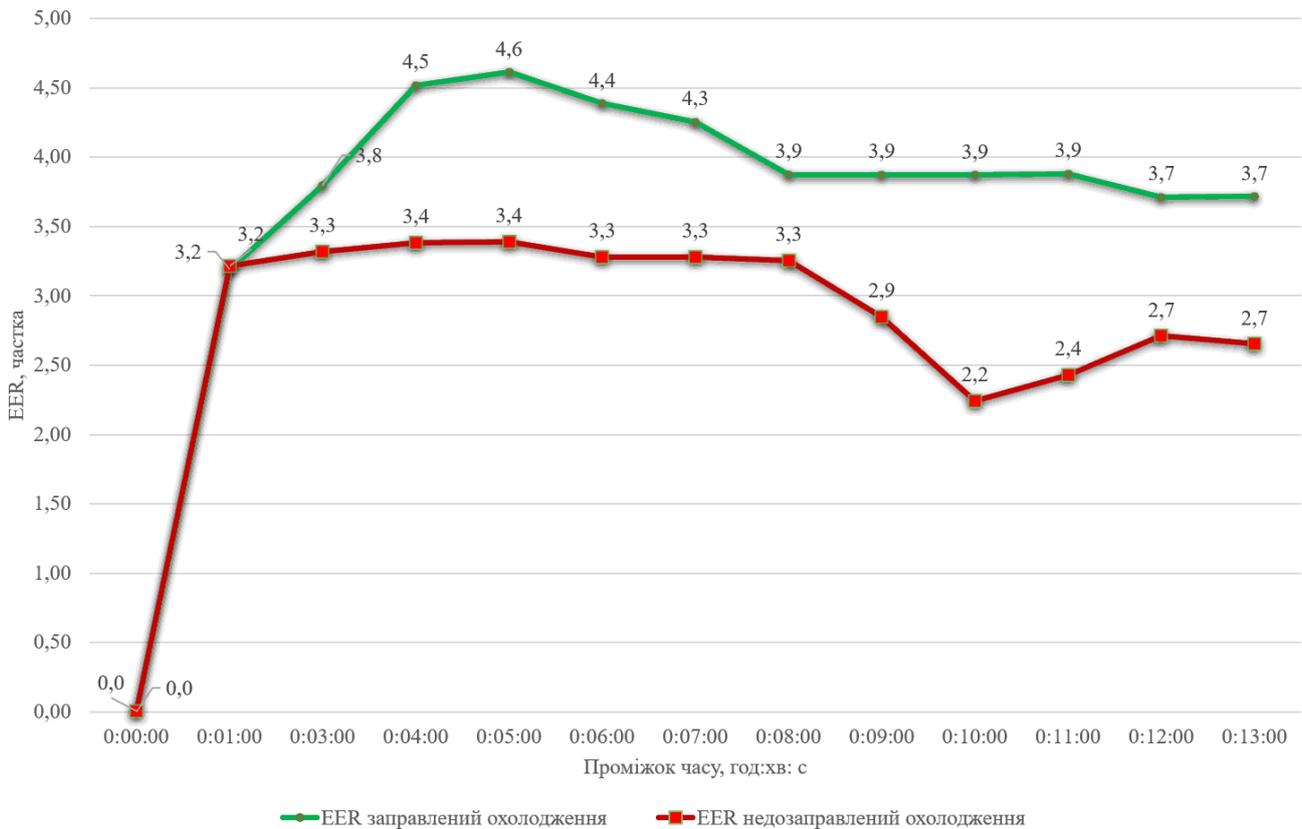


Рис.9. Динаміка коефіцієнту EER у часі в режимі "охолодження"

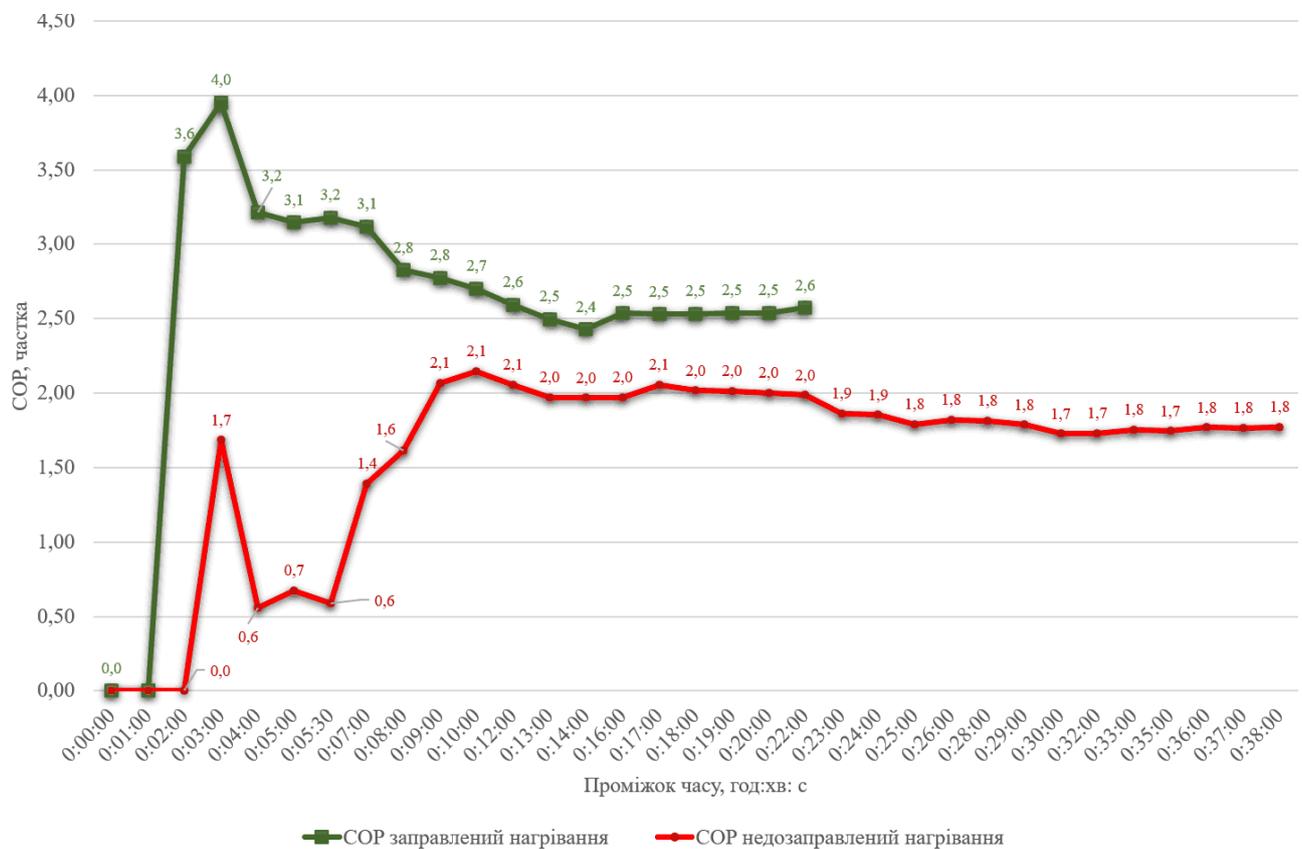


Рис.10. Динаміка коефіцієнту COP у часі в режимі "нагрів"

Висновки. У результаті проведених експериментальних досліджень побутового кондиціонера за умов нормального та дефіцитного заправлення холодоагенту отримано такі узагальнення. Встановлено, що при нормальному заправленні холодоагенту система працює у стабільному режимі, забезпечуючи номінальні значення тиску, температури та енергетичної ефективності (COP/EER). Час виходу на стаціонарний режим залишається сталим та відповідає паспортним характеристикам обладнання. За умов дефіциту холодоагенту спостерігається зниження тиску всмоктування, зменшення температури випаровування та зниження холодопродуктивності системи. Це супроводжується збільшенням перегрівання, зменшенням переохолодження та погіршенням енергетичної ефективності кондиціонера. Характерними діагностичними ознаками дефіциту холодоагенту є понижений тиск з боку всмоктування компресора, підвищене значення перегрівання (superheat); знижене або відсутнє переохолодження (subcooling); зниження холодопродуктивності та зростання питомих енергетичних витрат; можливе утворення обмерзання на трубопроводах і теплообмінниках. Отримані результати підтверджують, що контроль параметрів холодоагенту (тиску, температури, перегрівання та переохолодження) є ефективним діагностичним методом виявлення несправностей з нестачею холодоагенту.

Перспективи подальших досліджень. Подальші дослідження у напрямку підвищення надійності та енергоефективності побутових кондиціонерів доцільно зосередити на кількох ключових аспектах. Передусім перспективним є розроблення автоматизованих алгоритмів діагностики, здатних у реальному часі виявляти стан холодоагенту за сукупністю вимірюваних параметрів — тиску, температур, перегрівання та переохолодження. Застосування методів машинного навчання та оброблення великих масивів експериментальних даних може забезпечити створення інтелектуальних систем моніторингу, що дозволять прогнозувати розвиток несправностей ще до їхнього фактичного прояву. Важливим напрямом є також дослідження динаміки перехідних процесів у кондиціонерах при різних рівнях заправлення холодоагентом. Це дозволить уточнити критерії визначення стаціонарного режиму, оцінити вплив нестачі холодоагенту на час виходу системи на робочі параметри та вдосконалити методики експлуатаційної діагностики. Таким чином, подальший розвиток даного напрямку пов'язаний із підвищенням точності діагностики, автоматизацією контролю технічного стану та створенням енергоефективних і надійних систем кондиціонування повітря нового покоління.

References

1. Kim Y., Braun J. E. “Evaluation of methods for determining proper refrigerant charge for residential split air conditioners.” *International Journal of Refrigeration*, vol. 35, no. 8, 2012, pp. 2008–2019. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.07.009>
2. O’Neal D. L., Katipamula S. “Impact of refrigerant charge on air conditioner and heat pump performance.” *ASHRAE Transactions*, vol. 99, no. 2, 1993, pp. 294–301.
3. Kim J., Cho H., Kim Y. “Gray-box modeling approach for charge level detection in residential air conditioners.” *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 36, 2022, pp. 5679–5688. <https://doi.org/10.1007/s12206-022-0844-9>
4. Zhang H., Liu Z., Wang J. “Experimental investigation on cold startup characteristics of a rotary compressor in the R290 air-conditioning system under cooling condition.” *International Journal of Refrigeration*, vol. 67, 2016, pp. 168–176. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2016.03.012>
5. Du Y., Wang X., Shi W. “Effect of refrigerant charge on the performance of air conditioning systems with microchannel condenser.” *Applied Thermal Engineering*, vol. 30, no. 14–15, 2010, pp. 2033–2040. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.05.021>
6. Abdelaziz O., Shrestha S., Shen B. “Effect of refrigerant charge on the performance of air conditioning systems: A review.” *Science and Technology for the Built Environment*, vol. 30, no. 1, 2024, pp. 78–93. <https://doi.org/10.1080/23744731.2024.2312798>
7. Domanski P. A., Didion D. A. “The effects of improper refrigerant charge on the performance of an air conditioner with capillary tube expansion.” *ASHRAE Transactions*, vol. 89, no. 2, 1983, pp. 287–299.
8. Kim W., Braun J. E. “Evaluation of the impacts of refrigerant charge on air conditioner and heat pump performance.” *International Journal of Refrigeration*, vol. 35, no. 7, 2012, pp. 1805–1814. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.06.007>
9. Mehrabi M., Yuill D. “Generalized effects of refrigerant charge on normalized performance variables of air conditioners and heat pumps.” *International Journal of Refrigeration*, vol. 76, 2017, pp. 367–384. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.02.014>
10. Wu J., Lin J., Zhang Z., Chen Z., Xie J., Lu J. “Experimental investigation on cold startup characteristics of a rotary compressor in the R290 air-conditioning system under cooling condition.” *International Journal of Refrigeration*, vol. 65, 2016, pp. 209–217. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.11.009>
11. “Experimental study on impact of refrigerant charge on performance of room air conditioner with micro-channel evaporator.” *Applied Thermal Engineering*, (пik,

том і сторінки не вказані у джерелі).

12. Kim W., Braun J. E. “Impacts of refrigerant charge on air conditioner and heat pump performance.” International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Paper 1122, Purdue University, 2010.

13. IIFIR. “IJR highlights: impacts of refrigerant charge on system performance.” International Institute of Refrigeration, 2013.

14. “Air Conditioning Systems Fault Detection and Diagnosis-Based Models.” Energies, MDPI, (рік і том не зазначені у джерелі).

15. Ding L., Wang G., Song L. “Development, calibration, and validation of a novel gray-box energy model for residential split air conditioners.” Energy and Buildings, 2023, article 113271. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2023.113271>

UDC 697.9:620.9: 536.7:621.57 PhD, Assoc. Prof. **Oleksandra Cherednikova**,
al.ched108@gmail.com, ORCID: 0000-0003-4684-9870,

PhD, Assoc. Prof. **Dmytro Guzyk**,
guzikd64@ukr.net, ORCID: 0000-0003-2130-951X,

PhD, Assoc. Prof. **Volodymyr Cherednikov**,
chednikov@nupp.edu.ua, ORCID: 0000-0003-1857-3942,
National University «Yuri Kondratyuk Poltava Polytechnic»

student **Mykola Cherednikov**,
nikola.chednikov@gmail.com, ORCID: 0009-0001-3498-8614

Kharkiv National University of Radio Electronics

<https://doi.org/10.32347/2409-2606.2025.55.47-65>

COMPARATIVE ANALYSIS OF UNSTEADY OPERATING MODES OF A HOUSEHOLD AIR CONDITIONER UNDER NORMAL AND INSUFFICIENT REFRIGERANT CHARGE

***Abstract.** The article presents the results of an experimental study of a household air conditioner operating in cooling and heating (heat pump) modes under conditions of normal and insufficient refrigerant charge. The aim of the work is to evaluate the impact of a reduced amount of refrigerant on the thermodynamic parameters of the refrigeration cycle, heating capacity, and energy efficiency of the system. The study was conducted under non-stationary conditions with subsequent analysis of the moment when the unit reaches steady-state operation. During the experiment, the pressure and temperature of the refrigerant were recorded at key points of the cycle: at the compressor outlet, after the condenser, and before and after the throttling device. This made it possible to determine the operating points on the*

p–h diagram and track enthalpy changes within the system components. Additionally, airflow parameters at the inlet and outlet of the indoor unit — temperature, relative humidity, and velocity — were measured, enabling the assessment of air treatment processes and actual heating capacity in heating mode. The electrical power consumed by the compressor and fans was used for further calculations of energy efficiency based on EER/COP indicators. The results demonstrated that insufficient refrigerant charge leads to reduced evaporation and discharge pressures, increased superheating of the refrigerant vapor, and disruption of the thermal balance of the cycle. Under such conditions, the refrigerant mass flow rate decreases, the heating capacity of the indoor unit is reduced, and the energy efficiency coefficient significantly declines. Moreover, the time required to reach a steady-state regime increases, confirming the instability of system operation under undercharged conditions. The obtained results allow identifying characteristic signs of air-conditioner operation with insufficient refrigerant charge and may be used for diagnosing the technical condition of air-conditioning systems, optimizing maintenance procedures, and improving the energy efficiency of the equipment.

Keywords: *system diagnostics and technical condition, heat pump operating mode, energy efficiency ratio, EER, coefficient of performance, COP, insufficient refrigerant charge.*

Received/Надійшла до редакції 19.11.2025

Reviewed/Рецензована 03.12.2025

Accepted/Прийнята 08.12.2025