

ЕНЕРГЕТИКА

УДК 621.577

DOI <https://doi.org/10.32782/2663-5941/2026.2.2/09>

Безродний М.К.

<https://orcid.org/0000-0003-0793-7317>

Національний технічний університет України

«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

Вовк В.В.

<https://orcid.org/0009-0003-0014-5162>

Національний технічний університет України

«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

ВПЛИВ БАЙПАСУВАННЯ ТЕПЛООВОГО НАСОСА НА ЕНЕРГЕТИЧНУ ЕФЕКТИВНІСТЬ ПРОТОЧНИХ ТЕПЛОНАСОСНИХ СУШАРОК ЗЕРНА

Оптимізація схемних рішень технологічних процесів сушіння зернових для підвищення енергетичної ефективності та зниження вуглецевого сліду є необхідним науковим пошуком, що особливо важливо при використанні дороговартісних технологій, таких як теплові насоси. В статті наведено передумови даного дослідження та метод підвищення енергетичної ефективності теплонасосних рециркуляційних проточних сушарок зерна за рахунок часткового байпасування рециркуляційного сушильного агента повз тепловий насос. Викладено відповідну математичну модель, побудовану на основі термодинамічного аналізу представленого схемного рішення теплонасосної сушарки. Приведено вихідні умови для чисельного аналізу, що дозволяє виконати співставлення з попередніми та аналогічними дослідженнями. Представлено отримані результати дослідження у графічному вигляді для основних визначальних величин – коефіцієнта трансформації теплового насоса, коефіцієнта рециркуляції та коефіцієнта використання енергії на видалення вологи з зерна. Зазначено обмеження використання певних теплових насосів, що засноване на необхідності перегріву сушильного агента в конденсаторі, в залежності від коефіцієнта байпасування. Описано залежність для максимального коефіцієнта використання енергії на видалення вологи зерна для різних температур сушіння, який досягається при збільшенні коефіцієнта байпасування для всіх режимів роботи сушарки, та виконано співставлення з результатами дослідження для проточної теплонасосної сушарки без часткового байпасування рециркуляційного сушильного агента повз тепловий насос. Отримані результати дослідження можуть бути основою при практичній реалізації теплонасосних сушарок зерна з байпасуванням теплового насоса або для інших прикладних чи наукових досліджень з урахуванням особливостей описаної математичної моделі для стаціонарного режиму сушіння зернових.

Ключові слова: зерносушарка, енергоефективність, рециркуляція, тепловий насос, проточні сушарки, байпасування.

Постановка проблеми. Забезпечення стабільного вологісного стану зернових матеріалів є необхідною умовою їх зберігання та подальшого використання в технологічних ланцюгах агропромислового комплексу. Видалення вологи із зернової маси відбувається внаслідок складної взаємодії теплових і масообмінних процесів, реалізація яких потребує використання значних

обсягів енергії [1]. За цих умов сушіння зерна доцільно розглядати як багатопараметричну термодинамічну систему, ефективність якої визначається не лише величиною підведеної теплоти, а й способом її трансформації та використання в межах сушильної установки.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. З позицій оцінювання енергетичної ефектив-



ності процес сушіння характеризується співвідношенням між корисним ефектом, що полягає у зниженні вологовмісту зерна, та сумарними витратами енергії, необхідними для реалізації видалення вологи і забезпечення транспортування сушильного агенту (СА). Витрата енергії безпосередньо на видалення вологи з зерна є базовою величиною [2] для визначення енергетичної ефективності сушарки. Даний показник залежить від особливостей організації технологічного циклу сушіння, схемних рішень рециркуляції зерна та сушильного агенту, і, безпосередньо, технологічних параметрів сушіння зерна [3]. Таким чином, оптимізація схемних рішень сушарок є одним з основних методів підвищення їх енергетичної ефективності [4].

В переважній більшості випадків технологічний процес сушіння зерна організовано на основі проточних сушильних комплексів [5] різноманітного типу. У проточних зерносушарках зернова маса перебуває в постійному русі, а разом із висушеним матеріалом з установки безперервно виноситься частина теплоти [2]. Це призводить до формування неізоентальпійного режиму в сушильній камері [4], за якого параметри СА на виході визначаються не лише процесом випаровування вологи, а й тепловим станом зерна, що залишає установку. За таких умов аналіз процесу сушіння потребує врахування повного теплового балансу сушильної камери (СК) та всієї сушильної установки.

Промислові проточні теплонасосні сушарки зерна (ТНСУ), як один з перспективних способів підвищення енергетичної ефективності [6], особливо з рециркуляцією СА [2], потребують ретельного наукового пошуку для їх удосконалення та досягнення максимальної енергетичної ефективності. Істотне зниження енергоємності проточних сушарок можливе за рахунок організації рециркуляції СА, що дозволяє повторно використовувати його тепловий потенціал [2] та забезпечити необхідні термовологісні умови, що особливо важливо для насінневого зерна та зерна специфічних культур [7].

У термодинамічному сенсі рециркуляція змінює структуру повітряних потоків сушильного агенту, зменшуючи частку свіжого повітря, яке потребує підігріву до робочих параметрів. Проте зростання коефіцієнта рециркуляції СА супроводжується підвищенням його вологовмісту, що накладає обмеження на допустимі режими роботи установки [8]. Тепловий насос (ТН) у подібних системах виконує подвійну функцію: у випарнику відбувається осушення повітряного потоку, тоді

як у конденсаторі - його нагрів до робочих температур [9].

Вплив рециркуляції сушильного агенту на енергоефективність процесу сушіння зерна є об'єктом численних досліджень та наукових праць з ухилом на практичні та теоретичні дослідження. Так в роботі [2] щодо порівняння камерних та проточних теплонасосних сушарок зерна з організацією рециркуляції сушильного агенту наведено методологію оцінки енергетичної ефективності та зроблено відповідні висновки та рекомендації. Особливістю організації рециркуляції для теплонасосних сушарок зерна є підтримання відповідного коефіцієнта рециркуляції [8], який є визначальним для певного режиму сушарки [4].

Відомо, що існують додаткові способи подальшого підвищення енергоефективності рециркуляційних теплонасосних схем сушіння різних матеріалів. До таких способів належить застосування схем з частковим байпасуванням теплового насоса, а також схем з байпасуванням тільки випарника ТН. При частковому байпасуванні ТН певна частка рециркуляційного потоку СА подається повз ТН безпосередньо в сушильну камеру або в камеру змішування. Байпасування ТН дозволяє суттєво скоротити об'ємні потоки СА через ТН і, таким чином, уникати розвинутих поверхонь теплообміну і громіздких габаритів теплообмінників. Проведені в роботах [2-4,8] дослідження таких схем підтверджують значне підвищення їх енергетичної ефективності. Однак, відомі результати були отримані для інших умов роботи теплонасосних схем. Наприклад, в роботі [8] досліджувались теплонасосні схеми сушіння деревини, а конструкції сушарок передбачали використання камерних установок. Таким чином, результати дослідження були отримані для умов реалізації теоретичного (ізоентальпійного) процесу сушіння деревини. В сушильних камерах проточних сушарок зерна реалізуються неізоентальпійні процеси сушіння внаслідок того, що теплота СА витрачається не тільки на процес випаровування вологи, а і на нагрів потоку зерна. Зазначені відмінності умов процесів сушіння разом з особливостями технологічних параметрів сушіння визначають необхідність проведення спеціальних досліджень щодо впливу байпасування ТН на енергоефективність проточних теплонасосних сушарок зерна.

Слід також зауважити, що будь-який спосіб підвищення енергетичної ефективності забезпечує зниження вуглецевого сліду, так рециркуляція СА в традиційних сушарках забезпечує до

20-25% зниження викидів парникових газів [10]. Використання теплового насоса з його частковим байпасуванням, як зовнішнього джерела енергії проточної сушарки, очікувано має значну перспективу досягнення значних позитивних екологічних показників.

У даній роботі проточна теплонасосна зерносушарка з частковим байпасуванням теплового насоса розглядається як єдина термодинамічна система. Метою дослідження є встановлення впливу байпасування на енергетичні показники процесу сушіння та формування науково обґрунтованих підходів до вибору раціональних режимів роботи таких установок. Отримані результати створюють теоретичну основу для подальшої оптимізації проточних теплонасосних сушильних систем у практиці промислового сушіння зерна.

Постановка завдання. Метою даного дослідження є кількісний аналітичний аналіз впливу часткового байпасування сушильного агенту повз тепловий насос на підвищення енергоефективності проточних теплонасосних сушарок зерна на основі розробленої термодинамічної моделі. Основним завданням є формування замкнutoї системи аналітичних виразів, що описують тепло- та масообмін в циклі сушарки, проведення на їх основі чисельних розрахунків для оцінки впливу цього технічного рішення на енергетичну ефективність сушарки в межах робочого діапазону зміни технологічних параметрів сушіння. Об'єктом дослідження є схемне рішення теплонасосної сушарки проточного типу, що використовує тепловий насос в лінії рециркуляції сушильного агенту з його частковим байпасуванням.

Виклад основного матеріалу. Схема проточної теплонасосної сушарки зерна з частковим бай-

пасуванням теплового насоса в лінії рециркуляції сушильного агенту, яка є об'єктом дослідження, представлена на рис. 1.

Енергоефективність сушарок зернових можна оцінити за допомогою коефіцієнта використання затраченої енергії (КВЕ) на видалення вологи, який якісно відображає ефективність використання підведеної енергії [2-4, 8]. Для теплонасосної сушарки відношення корисно витраченої енергії до підведеної енергії приводу теплового насоса описується як

$$\eta_{cy} = \frac{Q_{вип}}{L_{TH}}, \quad (1)$$

де $Q_{вип}$ – тепловий потік, що витрачається безпосередньо на випаровування вологи, кВт; L_{TH} – потужність приводу компресора теплового насоса, кВт.

Тепловий потік, який витрачається безпосередньо на випаровування вологи, визначається однаково для всіх типів сушарок і не залежить від їх конструктивних особливостей [4]

$$Q_{вип} = m_{вол} r(t_m) = G_{заз} \Delta d_{ск} r(t_m), \quad (2)$$

де $m_{вол}$ – вихід вологи з зерна, кг_{вл}/с; $G_{заз}$ – масовий потік СА через сушильну камеру, кг_{са}/с; $\Delta d_{ск}$ – приріст вологовмісту сушильного агенту в сушильній камері, кг_{вл}/кг_{са}; $r(t_m)$ – питома теплота випаровування вологи при температурі мокрого термометра, кДж/кг_{вл}.

Підведена потужність до приводу теплового насоса описується співвідношенням [4]

$$L_{TH} = \frac{Q_{TH}^{вип}}{\epsilon_{TH} - 1}, \quad (3)$$

де $Q_{TH}^{вип}$ – теплове навантаження випарника теплового насоса, кВт; ϵ_{TH} – коефіцієнт трансформації теплоти теплового насоса.

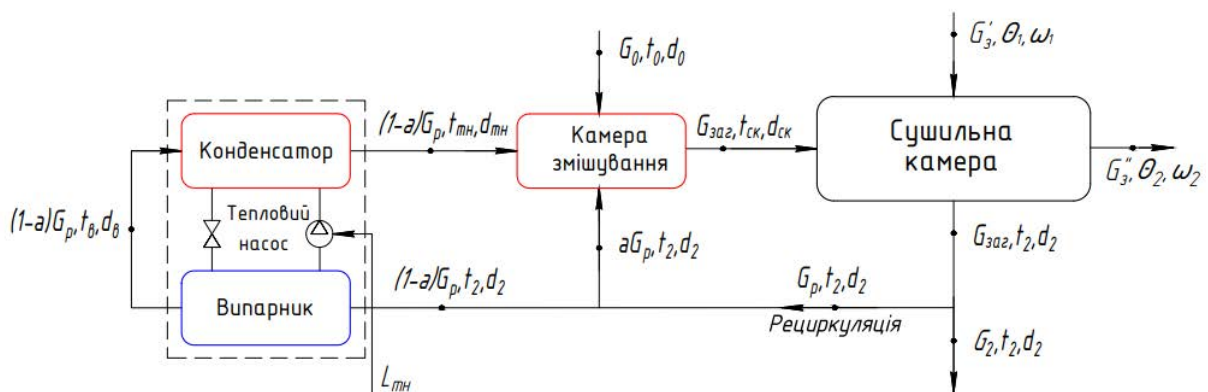


Рис. 1. Схема проточної теплонасосної сушарки з рециркуляцією сушильного агенту та частковим байпасуванням теплового насоса

Теплове навантаження випарника теплового насоса, що встановлений на лінії рециркуляції СА та має часткове байпасування, можливо описати як

$$Q_{\text{ТН}}^{\text{вип}} = (1-a)G_{\text{рец}}(h_2 - h_b), \quad (4)$$

де a – коефіцієнт байпасування; $(1-a)$ – коефіцієнт, що визначає частину СА з лінії рециркуляції, який проходить через тепловий насос; $G_{\text{рец}}$ – масовий потік рециркуляції СА, кг₂/с; h_2 – ентальпія відпрацьованого сушильного агента на вході до випарника теплового насоса, кДж/кг_{са}; h_b – ентальпія цього ж сушильного агента на виході з випарника теплового насоса, кДж/кг_{са}.

Байпасування теплового насоса в циклі сушарки описується коефіцієнтом, який є величиною заданою і може теоретично складати від 0 до 1. Таким чином, масова витрата СА через тепловий насос описується виразом

$$G_{\text{ТН}} = (1-a)G_{\text{рец}}. \quad (5)$$

Ентальпія сушильного агента на виході з сушильної камери для проточних сушарок описана в роботі [2] та враховує неізоентальпійність процесу сушіння в сушильній камері

$$h_2 = h_{\text{ек}} - \frac{\Delta d_{\text{ек}}}{\Delta \omega} c_s (\theta_2 - \theta_1), \quad (6)$$

де $h_{\text{ек}}$ – ентальпія сушильного агента на вході в сушильну камеру, яка визначається регламентованими параметрами технологічного процесу сушіння, кДж/кг; $\Delta \omega$ – зміна вологості зерна в процесі сушіння, у долях одиниці; θ_1 і θ_2 – температури зерна на вході та виході з сушильної камери відповідно, °С.

Ентальпію сушильного агента на виході з випарника теплового насоса можна визначити з теплового балансу ТН [2]

$$h_b = h_2 \varepsilon_{\text{ТН}} - h_{\text{ТН}} (\varepsilon_{\text{ТН}} - 1), \quad (7)$$

де $h_{\text{ТН}}$ – ентальпія сушильного агента на виході з конденсатора теплового насоса, кДж/кг; $\varepsilon_{\text{ТН}}$ – коефіцієнт трансформації теплового насоса.

Ентальпія СА на виході з теплового насоса $h_{\text{ТН}}$ визначається за тепловим балансом камери змішування і має вигляд

$$h_{\text{ТН}} = \frac{h_{\text{ек}} - (1-K)h_0 - ah_2}{(1-a)K}, \quad (8)$$

де $h_{\text{ек}}$ – ентальпія сушильного агента на вході в СК; K – коефіцієнт рециркуляції сушильного агента, який можна визначити з теплового балансу сушарки; h_0 – ентальпія свіжого повітря, що підмішується ззовні.

Залежності та алгоритм отримання виразів (6) та (7) детально описано в роботі [2] щодо енер-

гетичної ефективності проточних теплонасосних сушарок зерна. Вираз (8) на відміну від раніше описаних залежностей враховує байпасування теплового насоса в циклі сушарки.

Для розрахунку коефіцієнта трансформації теплоти ТН з урахуванням реальних умов його роботи необхідно врахувати внутрішній коефіцієнт корисної дії та термічні необоротності при теплообміні в конденсаторі Δt_k і випарнику Δt_b теплового насоса [4]. Для врахування однакових умов роботи та адекватного співставлення результатів дослідження значення температурного напору для повітря–повітряних теплових насосів прийнято аналогічно до праць [2-4] та досягає $\Delta t_b = \Delta t_{\text{ТН}} = 10$ °С, а ККД коливається у діапазоні $\eta_{\text{ТН}} = 0,5 - 0,75$ [2]. З урахуванням вище зазначеного коефіцієнт трансформації теплоти реального ТН можна визначити як

$$\varepsilon_{\text{ТН}}^{\text{р}} = \frac{1}{1 - \frac{273 + (t_b - \Delta t_b)}{273 + (t_{\text{ТН}} + \Delta t_k)}} \eta_{\text{ТН}}. \quad (9)$$

Значення температур t_b і $t_{\text{ТН}}$ після випарника і конденсатора ТН визначаються через відповідні ентальпії та детально описано в працях щодо оцінки термодинамічної ефективності теплонасосних сушарок зерна [11].

Вологовміст на виході із ТН $d_b = d_{\text{ТН}}$ визначається із матеріального балансу камери змішування відповідно до умов забезпечення необхідного вологовмісту на вході в сушильну камеру

$$d_{\text{ТН}} = \frac{d_{\text{ек}} - (1-K)d_0 - ad_2}{(1-a)K}. \quad (10)$$

У виразах (8) та (10) присутній коефіцієнт рециркуляції, який являє собою відношення $K = G_{\text{рец}} / G_{\text{заз}}$ і може бути визначений із теплового балансу сушарки [4]. Згідно з технологічною схемою проточної сушарки з частковим байпасування теплового насоса на рис. 1 маємо

$$Q_1^3 + Q_0 + L_{\text{ТН}} = Q_2 + Q_2^3 + Q_d, \quad (11)$$

де Q_1^3 – теплота, що вноситься в камеру сушіння з зерном;

Q_2^3 – теплота, що видаляється з камери сушіння з висушеним і нагрітим зерном;

Q_0 – теплота, що вноситься з зовнішнім повітрям; $L_{\text{ТН}}$ – електрична енергія, яка підводиться до приводу теплового насоса;

Q_d – витрата теплоти з конденсатом, що видаляється з випарника ТН (даною величиною будемо нехтувати);

Q_2 – теплота, що видаляється з сушарки з відпрацьованим сушильним агентом.

З урахуванням виразів для складових теплового балансу із рівняння (11) отримуємо вираз для коефіцієнта рециркуляції

$$K = \frac{(h_2 - h_0) + \frac{\Delta d_{ck}}{\Delta \omega} c_3 (\theta_2 - \theta_1)}{(h_2 - h_0) + \frac{(1-a)(h_2 - h_g)}{(\epsilon_{mi} - 1)}} \quad (12)$$

В межах формування моделі процесу роботи сушильної установки параметри робочого середовища в контрольних перерізах та величина рециркуляції визначаються з урахуванням масообмінних змін, що відбуваються в сушильній камері, а саме зміни вологовмісту СА в сушильній камері. Саме приріст вологовмісту Δd_{ck} СА з урахуванням видалення зерна з СК відповідає реальним неізоентальпійним умовам протікання процесу. Обчислення відповідних параметрів СА реалізується шляхом ітераційного розв'язання окремої системи рівнянь, наведеної в дослідженнях, присвячених підвищенню енергетичної ефективності проточних зерносушильних установок [2,11].

Методологія виконання чисельного аналізу енергетичної ефективності базується на ітераційному рішенні системи рівнянь (2) – (12) з урахуванням залежностей та підходів, що описані в працях щодо оцінки енергетичної ефективності звичайних проточних сушарок [2,4,11]. Як результат обчислення системи рівнянь є визначення всіх параметрів системи та можливість розрахунку безпосередньо коефіцієнта використання енергії на видалення вологи з зерна, що характеризує енергетичну ефективність сушарок досліджуваного типу. При цьому з рівнянь (1) – (4) маємо

$$\eta_{cy} = \frac{r(t_m)\Delta d_{ck}}{K(1-a)(h_2 - h_g)}(\epsilon_{mi} - 1). \quad (13)$$

Для визначення оптимальних експлуатаційних характеристик проточних теплонасосних сушильних установок було виконано серію розрахунків за запропонованим вище алгоритмом. Технологічні параметри сушильного агента в сушильній камері регламентуються вимогами сушіння до певного виду зерна та його призначення. Для проточних (конвеєрних та шахтних) сушарок зерна регламентуються основні параметри: вологість та температура сушильного агента на вході в СК, зміна вологості зерна в процесі сушіння, приріст відносної вологості СА в СК.

Виконання даного дослідження, яке враховує байпасування теплового насоса в лінії рециркуляції СА, необхідно привести до співставлення з попередніми дослідження камерних [4] та проточних сушарок без байпасування [2], які було

виконані за аналогічною методологією. Відповідно прийнято аналогічні вихідні умови для виконання розрахунків та проведення чисельного аналізу [2,4]:

- температура сушильного агента на вході в сушильну камеру $t_{ck} = 45 - 65^\circ\text{C}$ [12];
- відносна вологість СА на вході в сушильну камеру прийнято $\phi_{ck} = 30\%$ [4], оскільки в межах статті [2] показано, що вологість СА для проточної сушарки майже не впливає на енергетичну ефективність ТНСУ;
- перепад температури СА між входом і виходом з сушильної камери $\Delta t_{ck} = 5 - 15^\circ\text{C}$ [5];
- зміна вологості зерна в процесі сушіння (інтенсивність сушіння) $\Delta \omega = 6 - 12\%$ [7];
- параметри оточуючого середовища: $t_0 = 10^\circ\text{C}$ та $\phi_0 = 70\%$;
- ККД теплового насоса прийнято для адекватного співставлення з іншими дослідженнями на рівні $\eta_{th} = 0,7$;
- процес сушіння стаціонарний.

Для будь яких процесів з сушіння є вкрай важливі показники ентальпії СА в певних точках процесу, оскільки враховує його тепловологісні характеристики. Для стаціонарного режиму роботи теплового насоса в циклі проточної сушарки значення ентальпії СА на виході з випарника (7) та виході з конденсатора (8) наведені на рис. 2.

Із графіків видно, що при зростанні параметру байпасування різниця ентальпій сушильного агента зростає, що говорить про збільшення навантаження на тепловий насос. Також очевидним є те, що при байпасуванні теплового насоса потребується значно більший перегрів СА на виході з теплового насоса при меншій його вологості, а це призведе до збільшення витрати енергії на його привід. Зростання інтенсивності сушіння зерна $\Delta \omega$ покращує роботу теплонасосної сушарки, однак накладає обмеження на роботоздатність системи, що видно з графіків для $\Delta \omega = 12\%$.

Складні тепловологісні процеси в межах теплонасосної сушарки залежать від ефективності теплового насоса і накладають свої обмеження на роботу циклу. Так на рис. 3 представлені залежності для коефіцієнта трансформації ТН від параметру байпасування $1/(1-a)$, перепадів температур Δt_{ck} СА між входом та виходом з СК і інтенсивності процесу сушіння $\Delta \omega$, що ілюструють погіршення умов роботи ТН зі збільшенням параметру байпасування. Це обумовлено більш значним перегрівом СА на виході з теплового насоса та значно більшим його осушенням на виході з випарника теплового насоса.

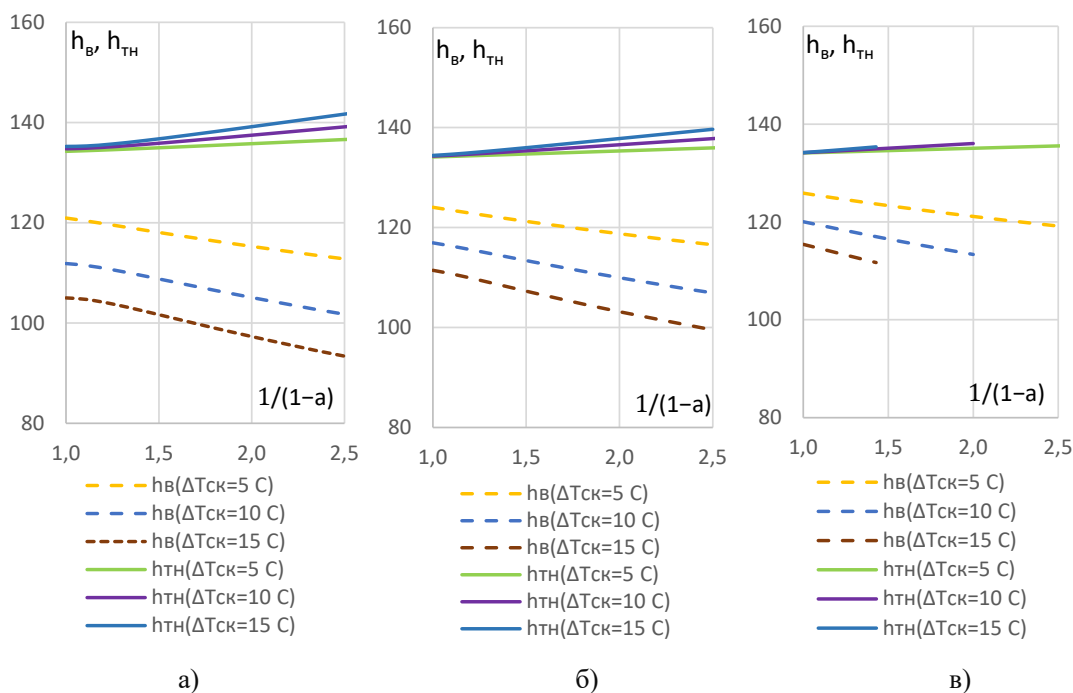


Рис. 2. Ентальпія СА на виході з випарника та конденсатора теплового насоса в залежності від параметру байпасування $1/(1-a)$ при температурі СА $55\text{ }^\circ\text{C}$ для різних значень перепаду температури СА в сушильній камері та $\Delta\omega$: а) 6%; б) 9%; в) 12%

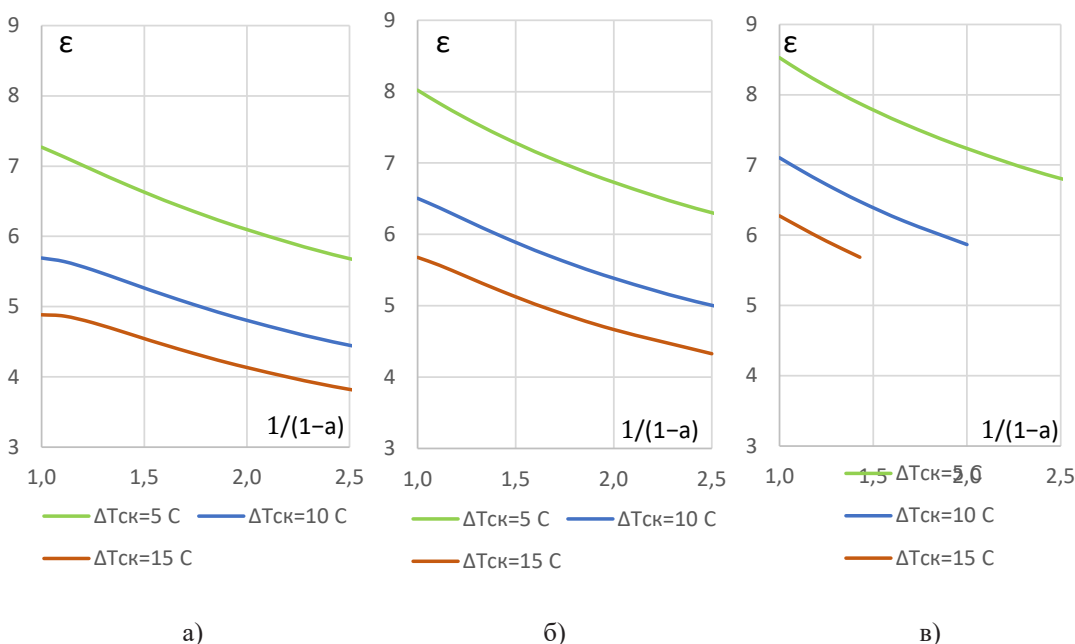


Рис. 3. Коефіцієнт трансформації теплового насоса ТНСУ в залежності від параметру байпасування при температурі СА $55\text{ }^\circ\text{C}$ для різних значень перепаду температури СА в сушильній камері та $\Delta\omega$: а) 6%; б) 9%; в) 12%

На рис. 4 представлені результати розрахунків для коефіцієнта рециркуляції в залежності від технологічних параметрів сушіння $\Delta t_{ск}$, $\Delta\omega$ при однаковій температурі СА на вході в СК $55\text{ }^\circ\text{C}$. Із графіків видно, що коефіцієнт рециркуляції

зі збільшенням параметра байпасування досягає максимального значення $K = 1$, що свідчить про досягнення граничних умов, при яких настає режим повної рециркуляції СА і відсутність втрат енергії в навколишнє середовище з відпрацюва-

ним сушильним агентом. При цьому надлишкова енергія, яка вводиться в сушильний цикл за рахунок енергії приводу ТН, повністю виводиться з циклу з теплою нагріву зерна. Як видно з графіків, цей граничний режим відповідає граничним значенням параметра байпасування $1/(1-a) = 1,5 \dots 2,0$ або коефіцієнта байпасування $a = 0,35 \dots 0,5$.

При зростанні частки байпасування теплового насоса коефіцієнт рециркуляції досягає плато при $1/(1-a) = 2$, що відповідає коефіцієнту байпасування $a = 0,5$.

Розрахунковий аналіз виконаний за описаною моделлю дозволяє за виразом (13) визначити кое-

фіцієнт використання зовнішньої енергії на випаровування вологи для ТНСУ з частковим байпасуванням теплового насоса. Відповідні графіки в залежності від параметру байпасування ТН при різних значення $\Delta t_{ск}$ і $\Delta \omega$ наведені на рис. 5.

Результати моделювання показують, що при зростанні коефіцієнта байпасування енергетична ефективність ТНСУ зростає особливо для низьких значень $\Delta \omega$ та високих перепадах $\Delta t_{ск}$, що обумовлено зростанням коефіцієнта рециркуляції сушильного агенту в циклі сушарки. При значеннях параметру байпасування 2 ($a=0,5$) та вище для всіх режимів роботи ефективність ТНСУ стає

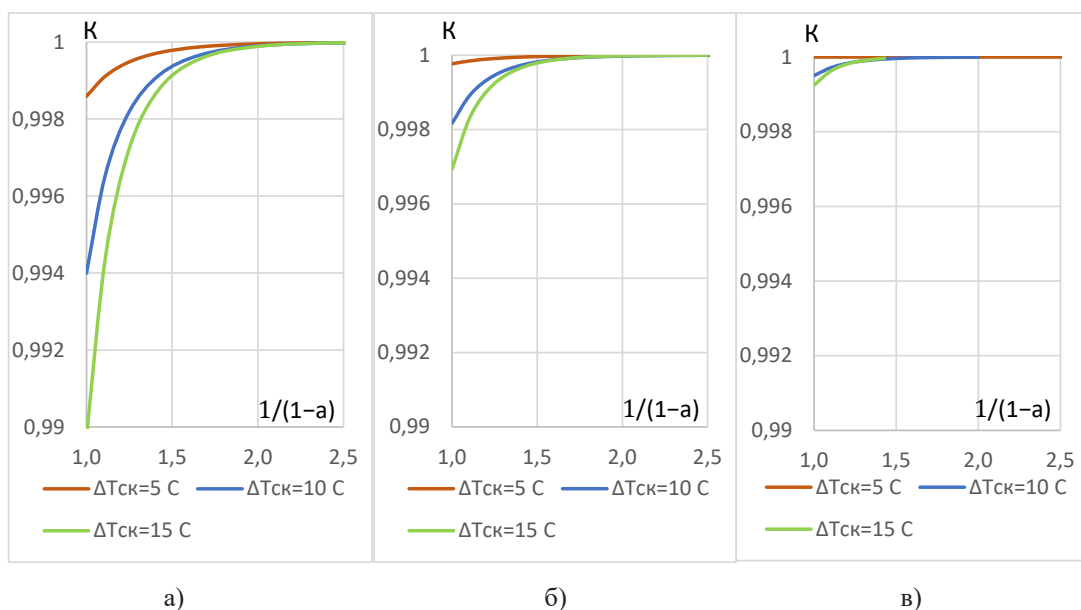


Рис. 4. Коефіцієнт рециркуляції СА ТНСУ в залежності від параметру байпасування при температурі СА 55 °С для різних значень перепаду температури СА в сушильній камері та $\Delta \omega$: а) 6%; б) 9%; в) 12%

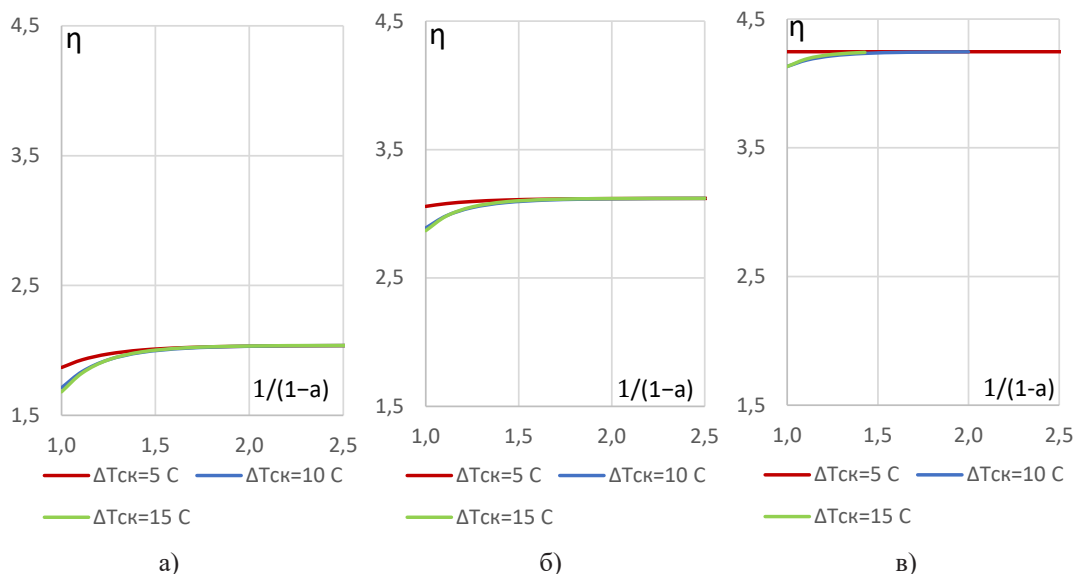


Рис. 5. Коефіцієнт використання енергії ТНСУ в залежності від параметру байпасування при температурі СА 55 °С для різних значень перепаду температури СА в сушильній камері та $\Delta \omega$: а) 6%; б) 9%; в) 12%

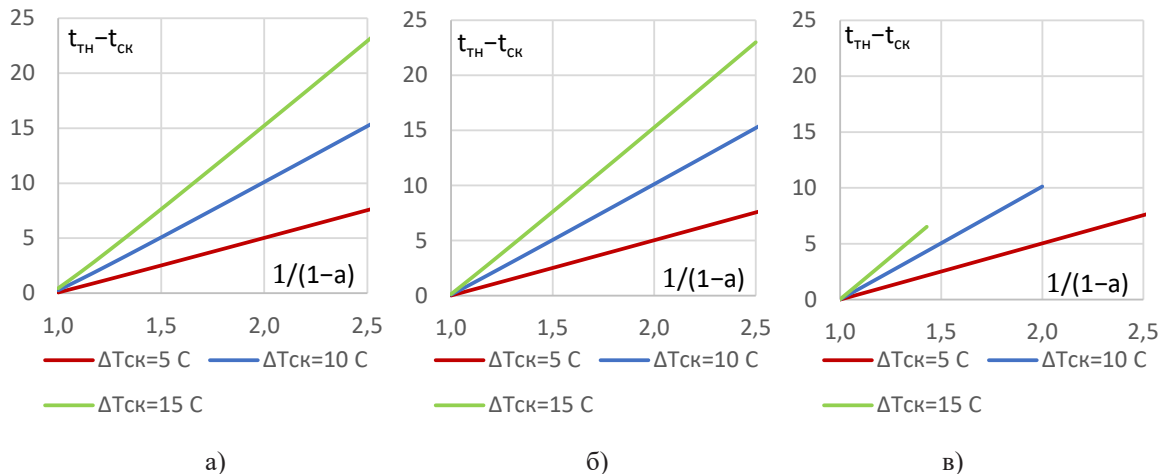


Рис. 6. Значення перегріву СА в конденсаторі теплового насоса ТНСУ в залежності від параметру байпасування при температурі СА 55 °С для різних значень перепаду температури СА в сушильній камері та $\Delta\omega$: а) 6%; б) 9%; в) 12%

майже ідентичною та виходить на плато, коли підвищення коефіцієнта байпасування теплового насоса вже не має сенсу для зростання ефективності. Це свідчить про те, що за цих умов досягається повне використання енергії приводу ТН в сушильному процесі і, відповідно відсутність втрат енергії в навколишнє середовище з відпрацьованим сушильним агентом.

Однак, при проєктуванні сушарок необхідно врахувати ту обставину, що підвищення енергетичної ефективності за рахунок збільшення коефіцієнта байпасування потребує значного перегріву СА в конденсаторі ТН. Даний перегрів обумовлений необхідністю підтримувати задані параметри СА на вході в сушильну камеру при меншій кількості СА, що проходить тепловолісну обробку в ТН. Залежності для перегріву СА в конденсаторі ТН наведені на рис. 6.

Як видно з графіків на рис. 2-6 присутнє обмеження роботи робочого циклу ТНСУ з байпасуванням сушильного агенту повз тепловий насос при зростанні інтенсивності сушіння $\Delta\omega$, що обумовлено умовами технологічних параметрів циклу сушарки. Таким чином, в процесі подальших досліджень та проєктуванні робочих сушарок необхідно оптимізувати конструкцію сушарки під певні технологічні параметри $\Delta\omega$, Δt_{ck} , t_{ck} . При цьому необхідно звернути увагу на те, що при зростанні коефіцієнта байпасування значно зростає перегрів СА в конденсаторі ТН, що потребує погодження параметрів сушіння з номінальними параметрами ТН.

Наведені вище графічні залежності побудовані при постійній температурі СА на вході в СК $t_{ck} = 55^\circ\text{C}$. Аналогічні розрахунки були виконані при інших значеннях температури t_{ck} . На рис. 7 наведе-

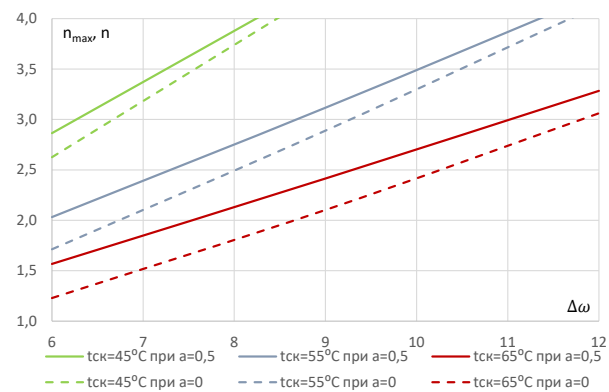


Рис. 7. Значення максимального значення КВЕ n_{max} ТНСУ при $a=0,5$ та КВЕ для ТНСУ без байпасування ТН ($a=0$) в залежності від $\Delta\omega$

дено залежності максимального коефіцієнта використання енергії на видалення вологи зерна для різних температур сушіння, який досягається при збільшенні коефіцієнта байпасування до значення $a=0,5$ для всіх режимів роботи сушарки. Для співставлення штриховими лініями нанесені відповідні залежності для ТНСУ без байпасування ТН [2].

Графіки на рис. 7 демонструють вплив байпасування теплового насоса ТНСУ на енергетичну ефективність для різних температурних режимів сушіння зерна при зміні інтенсивності сушіння $\Delta\omega$. Видно, що приріст ефективності більш значний в зоні низької інтенсивності $\Delta\omega$ та зростає з підвищенням температури сушіння.

Висновки. Організація часткового байпасування теплового насоса в лінії рециркуляції сушильного агенту в технологічному циклі теплонасосної сушарки зерна є одним з методів, що заслуговує ретельного розгляду та практичного

впровадження в реальних сушильних установках. В процесі практичного впровадження даного технічного рішення слід врахувати наступні висновки виконаного дослідження:

1. Часткове байпасування теплового насоса суттєво покращує енергетичну ефективність теплонасосної сушарки при низькій інтенсивності сушіння.

2. Граничні значення коефіцієнта байпасування для заданих при аналізі характеристиках ТН визначаються технологічними умовами процесу. Його доцільні (граничні) значення лежать у межах $a = 0,35 \dots 0,5$, що забезпечує максимальну енергетичну ефективність сушарки для даного ТН.

3. При граничних значеннях коефіцієнта байпасування коефіцієнт рециркуляції для проточних

установок дорівнює одиниці (наступає режим з повною рециркуляцією), що вказує на максимальне використання в сушильному процесі енергії приводу ТН і, відповідно, відсутність втрат енергії в навколишнє середовище з відпрацьованим сушильним агентом.

4. Під час вибору теплового насоса для схем ТНСУ з байпасуванням необхідно враховувати допустимі значення температури СА на виході з конденсатора ТН і погоджувати їх з необхідними розрахунковими значеннями для заданих технологічних параметрів сушильного процесу.

5. Отримані результати досліджень можуть слугувати основою для практичної реалізації проточних теплонасосних сушарок зерна з байпасуванням теплового насоса.

Список літератури:

1. Jimoh K.A., Hashim N., Shamsudin R., Che Man H., Jahari M., Onwude D.I. Recent advances in the drying process of grains. *Food Engineering Reviews*. 2023. Vol. 15. P. 548–576. DOI: 10.1007/s12393-023-09333-7.
2. Безродний М.К., Вовк В.В. Енергетична ефективність проточних теплонасосних сушарок зерна. *Енергетика і автоматика*. 2025. №3(79). С. 125-142. DOI: 10.31548/energiya3(79).2025.125.
3. Безродний М.К., Кутра Д.С., Вовк В.В. Термодинамічний аналіз теплонасосних сушильних установок для сушіння зерна. *Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика: збірник наукових праць*. 2012. Вип. 4. С. 27-40. URL: https://nmetau.edu.ua/file/ttpt_2012_full.pdf.
4. Безродний М.К., Притула Н.О., Вовк В.В. Теплонасосні установки сушіння зерна. Базові методи підвищення ефективності процесів сушіння зернових. *Енерготехнології та ресурсозбереження*. 2025. №2. С. 42-54. DOI: 10.33070/etars.2.2025.04.
5. Снежкін Ю.Ф., Пазюк В. М., Петрова Ж. О., Чалаєв Д. М. Теплонасосна зерносушарка для насіннєвого зерна. Київ, 2012. 154 с.
6. Li Jin Goh, Mohd Yusof Othman, Sohif Mat, Hafidz Ruslan, Kamaruzzaman Sopian. Review of heat pump systems for drying application. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2011. Vol. 15, Issue 9. P. 4788-4796. DOI: 10.1016/j.rser.2011.07.072.
7. Шаповаленко О.І., Євтушенко О.О., Рибчинський Р.С. Сушіння та зберігання зерна: підручник. Херсон, 2019. 396 с.
8. Безродний М. К., Кутра Д.С. Ефективність застосування теплових насосів у установках сушіння деревини. Київ, 2011. 240 с.
9. Безродний М.К., Пуховий І.І., Кутра Д.С. Теплові насоси та їх використання. Київ, 2013. 312 с.
10. Amantéa, R. P., Fortes, M., & Santos, G. T. Exergy analysis applied to the design of grain dryers with air flow recirculation. *ASABE Annual International Meeting: ASABE meeting paper* (Dallas, Texas July 29 – August 1, 2012). Dallas, Texas, USA. ASABE Paper No. 12-1340983.
11. Безродний М.К., Вовк В.В. Вплив використання сонячної енергії на енергоефективність проточних теплонасосних сушарок зерна. *Енергетика і автоматика*. 2025. №6(82), С. 19-40. DOI: 10.31548/energiya6(82). 2025.019.
12. Paziuk V.M., Liubin M.V., Yaropud V.M., Tokarchuk O.A., Tokarchuk D.M. Research on the rational regimes of wheat seeds drying. *INMATEH - Agricultural Engineering*. 2018. Vol. 56, No. 3 / 2018. P. 39–48.

Bezrodnyi M. K., Vovk V. V. THE IMPACT OF HEAT PUMP BYPASSING ON THE ENERGY EFFICIENCY OF CONTINUOUS-FLOW HEAT PUMP GRAIN DRYERS

Optimization of circuit configurations for grain drying processes to enhance energy efficiency and reduce the carbon footprint is a vital scientific pursuit, particularly when employing high-cost technologies such as heat pumps. This article outlines the prerequisites of the study and proposes a method for improving the energy efficiency of heat-pump-assisted recirculating flow grain dryers through the partial bypassing of the recirculating drying agent around the heat pump. A mathematical model is presented, developed based on a thermodynamic analysis of the proposed heat pump dryer configuration. The initial conditions for numerical analysis are provided, enabling a comparative evaluation with previous and related studies. The research

findings are illustrated graphically for the key determining variables: the heat pump's coefficient of performance (COP), the recirculation coefficient, and the energy utilization coefficient for moisture removal from the grain. The study identifies limitations regarding the use of specific heat pumps, based on the necessity of drying agent superheating in the condenser as a function of the bypass coefficient. Furthermore, the dependence of the maximum energy utilization coefficient for moisture removal across various drying temperatures is described. It is demonstrated that this maximum is achieved by increasing the bypass coefficient for all dryer operating modes. A comparative analysis is performed against the results for flow heat pump dryers without partial bypassing of the recirculating drying agent. These research results can serve as a foundation for the practical implementation of heat pump grain dryers featuring bypass systems or for further applied and scientific research, accounting for the specific features of the described steady-state mathematical model for grain drying.

Keywords: grain dryer, energy efficiency, recirculation, heat pump, continuous-flow dryers, bypassing.

Дата першого надходження статті до видання: 19.02.2026

Дата прийняття статті до друку після рецензування: 13.03.2026

Дата публікації (оприлюднення) статті 11.05.2026