

ЕНЕРГЕТИЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ПРОТОЧНИХ ТЕПЛОНАСОСНИХ СУШАРОК ЗЕРНА

М. К. Безродний, доктор технічних наук, професор

В. В. Вовк, аспірант

Національний технічний університет України

«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

E-mail: vovk.viktor@lil.kpi.ua

Анотація. Сушіння зерна є енергомістким етапом післязбиральної обробки, де використання теплових насосів є одним з методів підвищення енергетичної ефективності. Наведено стислу інформацію щодо технології сушіння, типів сушарок та їх особливостей. Особлива увага приділяється рециркуляційним схемам сушильного агенту, які дозволяють знизити енергоспоживання за рахунок повторного використання теплоносія. Розглядаються сучасні підходи до інтеграції теплових насосів у проточні сушильні установки, що забезпечує подвійну функцію: осушення повітря у випарнику та його нагрівання у конденсаторі. У статті запропоновано до розгляду методологію оцінки енергетичної ефективності сушіння зерна для проточних теплонасосних сушарок. Також проаналізовано вплив неізоентальпійного режиму сушіння в проточних сушарках, що відрізняє їх від камерних систем. Наведено рекомендації щодо оптимізації параметрів сушіння для зниження енерговитрат і підвищення ефективності сушильних установок. Результати дослідження можуть бути корисними для розробників сучасних сушарок, які прагнуть модернізувати технології післязбиральної обробки зерна.

Ключові слова: зерносушарка, енергоефективність, рециркуляція, тепловий насос, проточні сушарки, камерні сушарки, вологість зерна

Актуальність. Сушіння зерна є важливим етапом післязбиральної обробки, оскільки забезпечує запобігання псуванню та зберігає якість продукту. Цей процес потребує значних енерговитрат, особливо на нагрівання сушильного агенту (СА), зернових мас та видалення вологи. Корисним результатом є зменшення втрат зерна та підвищення його придатності до довготривалого зберігання, тоді як супутні витрати включають споживання палива та електроенергії, втрати теплоти через недостатню ізоляцію сушарок або неефективне використання теплоносія. До ключових показників енергоефективності відносяться питома витрата енергії (кВт·год/т випареної вологи) та ККД сушарки, які залежать від конструктивних

особливостей обладнання та технологічних параметрів сушіння. Оптимізація схем сушарок та їх технологічних параметрів дозволяє знизити витрати без шкоди для якості продукту.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Основним типом сушарок зерна є конвективні, з яких можна виділити два основні типи: камерні (шарові або насипні) та проточні (безперервної дії). Камерні сушарки працюють за принципом періодичного процесу: зерно завантажується партіями та сушиться в стаціонарній камері при постійній циркуляції гарячого повітря (сушильного агента). Такі установки прості у керуванні, але мають нижчу продуктивність і вищу питому витрату енергії через теплові втрати під час простоїв. Натомість проточні (шахтні та конвеєрні) сушарки забезпечують безперервний процес: зерно рухається через шахту або транспортер, що дозволяє більш рівномірно розподіляти теплоту і зменшувати енерговитрати. Завдяки кращій рекуперації теплоти та оптимізованій аеродинаміці вони зазвичай більш енергоефективні, особливо при великих обсягах переробки.

Камерні (шарові) сушарки працюють за принципом статичного шару, де зерно залишається в одній камері протягом усього процесу сушіння, що забезпечує більш рівномірне видалення вологи, але потребує тривалого часу (до 24–48 годин). Вони підходять для дрібних господарств або спеціальних культур (наприклад, насінневого зерна), де важливий контроль якості. Натомість проточні (безперервні) сушарки пропускають зерно через потік гарячого повітря, забезпечуючи швидку обробку (4–12 годин) і велику продуктивність (до 100 т/год), що робить їх ідеальними для великих агропідприємств. Однак через інтенсивніший режим роботи вони можуть призводити до механічного пошкодження зерна [1].

Проточні сушарки витрачають менше енергії на одиницю продукції (25–35 кВт·год/т) порівняно з камерними (40–60 кВт·год/т), оскільки в більшості випадків використовують рекуперацію теплоти та оптимізовані аеродинамічні системи [2]. Однак вони вимагають стабільного паливного забезпечення (газ, дизель), тоді як камерні сушарки можуть використовувати альтернативні джерела (біомаса, сонячна енергія).

Камерні та проточні сушарки на основі традиційних викопних палив та альтернативних джерел типу деревини, вторинної сировини, тощо мають дуже широке поширення [3]. Використання теплових насосів (ТН) в процесах сушіння для камерних сушарок розглянуто в статті [4], де вказана їх значна ефективність та висвітлені відповідні переваги. Аналогічні роботи для проточних сушарок [5], [6] та [7] також описують технологію та певний підхід до оцінки ефективності або натурні результати досліджень.

Технологічні особливості переробки зернових мас обумовлюють переважне використання проточних сушильних комплексів. У таких установках реалізація рециркуляційного циклу дозволяє не лише зменшити енерговитрати, а й створити більш м'які умови термічної обробки, що особливо важливо для насінневого зерна та зерна специфічних культур [8]. Тепловий насос у подібних системах виконує подвійну функцію: у випарнику відбувається осушення повітряного потоку, тоді як у конденсаторі - його нагрів до робочих температур [9]. На сьогоднішній день базові рішення традиційних сушарок проточного типу вже неможливо уявити без рециркуляції сушильного агента, як основного методу підвищення енергоефективності. Тому в даній роботі розглядається рециркуляційна теплонасосна сушарка зерна проточного типу.

Вплив рециркуляції сушильного агента на енергоефективність процесу сушіння зерна є об'єктом численних досліджень, оскільки цей технологічний прийом дозволяє істотно знизити енерговитрати при збереженні якості готової продукції [9]. Фізична суть методу полягає у повторному використанні частини відпрацьованого теплоносія після його додаткового підігріву, що дає можливість зменшити витрати енергії на нагрівання свіжого повітря. Дослідження показують, що оптимальний рівень для рециркуляції в межах 30-50% дозволяє досягти зниження питомих енерговитрат на 15-25% при збереженні стабільності технологічного процесу традиційних сушарок зерна. Однак для теплонасосних сушарок зерна стабільна робота можлива при відповідних коефіцієнтах рециркуляції, які визначаються з теплового балансу відповідної сушарки [10].

Практична реалізація рециркуляційних схем у зерносушарках вимагає ретельного розрахунку параметрів СА в сушильному циклі. Експериментальні дані свідчать, що застосування рециркуляції в шахтних сушарках потужністю 10-20 т/год дозволяє знизити витрату палива на 18-22% за рахунок більш рівномірного розподілу температур по висоті сушильної камери. При цьому важливим аспектом є необхідність точного регулювання процесу, оскільки надмірна рециркуляція (понад 60 %) призводить до зростання відносної вологості сушильного агента, а це може уповільнити процес видалення вологи з зерна, що важливо при сушінні фуражного зерна у великих об'ємах. Сучасні системи автоматичного управління дозволяють підтримувати оптимальний баланс між свіжим і рециркуляційним повітрям, забезпечуючи стабільність технологічних параметрів.

Економічні переваги рециркуляційних систем проявляються у зниженні собівартості сушіння, а також у скороченні викидів парникових газів на 20-25 % [11] для традиційних сушарок. Особливо ефективними такі системи виявляються для великих зерносушарок потужністю понад 50 т/год, де ефект масштабу дозволяє швидше окупити витрати на модернізацію обладнання.

Вище описані статті містять в основному інформацію, що заснована на практичному підході до традиційних сушарок на викопному паливі. Науковий підхід у статті [7] дозволяє оцінити процес сушіння зернових у камерних традиційних та теплонасосних сушарках за умови ізоентальпійності процесу в сушильній камері (СК). Даний режим сушіння можливий лише в теоретичній моделі для сушарок камерного типу у випадку стаціонарного процесу сушіння, коли зерно вже завантажено, прогріте і відсутні втрати в оточуюче середовище. Для проточних сушарок такий процес неможливий, оскільки в технологічному процесі зерно весь час змінюється і відбувається видалення теплоти з циклу з осушеним зерном. Аналіз процесу сушіння в таких установках потребує врахування неізоентальпійності процесу, що впливає на параметри СА на виході з сушильної камери і на характеристики всієї сушильної установки (СУ). Нижче наведено вирішення цієї задачі, яка дозволяє оцінити вплив основних технологічних параметрів на процеси

сушіння в проточних СУ та сформувані засади та рекомендації для їх організації в практичній площині.

Мета дослідження полягає в оцінюванні впливу технологічних параметрів сушіння на енергоефективність теплонасосних **проточних** сушарок зерна за запропонованою методологією. Основним завданням є оцінити вплив тепловологісних характеристик сушильного агента та інтенсивності сушіння зерна на енергетичну ефективність сушарки. Об'єктом дослідження є теплонасосні сушарки проточного типу, що використовують тепловий насос в лінії рециркуляції сушильного агента.

Матеріали та методи дослідження. Схема проточної теплонасосної сушарки зерна, яка є об'єктом дослідження, представлена на рис. 1.

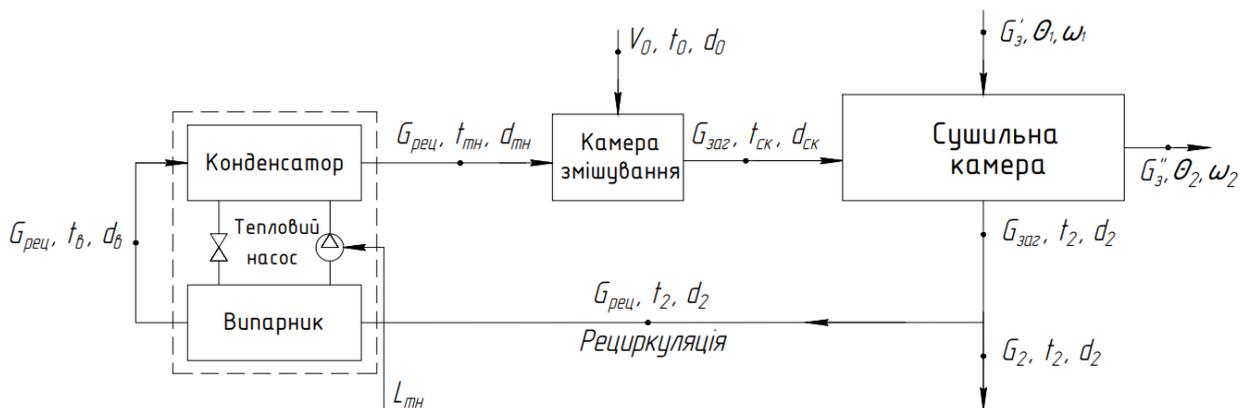


Рис. 1. Схема проточної теплонасосної проточної сушарки з частковою рециркуляцією сушильного агента

Для дослідження енергоефективності сушарок будь-якого типу доцільно розглянути коефіцієнт використання затраченої енергії на видалення вологи, який відображає, наскільки ефективно використовується підведена зовні енергія в технологічному циклі для забезпечення процесу сушіння зерна [10]. Він визначається як відношення корисно витраченої енергії до загальної енергії, спожитої сушаркою.

Оскільки для теплонасосної сушарки підведеною з зовні енергією є енергія приводу теплового насоса (ТН), то коефіцієнт використання зовнішньої енергії можна представити наступним чином

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

де $Q_{\text{вип}}$ – тепловий потік, що витрачається безпосередньо на випаровування вологи, кВт; $L_{\text{тн}}$ – 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

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

де $m_{\text{вол}}$ – вихід вологи з зерна, кг_{вл}/с; $\Delta d_{\text{ск}}$ – приріст вологовмісту сушильного агента в сушильній камері, кг_{вл}/кг_{са}; $r(t_{\text{м}})$ – питома теплота випаровування вологи при температурі мокрого термометра, кДж/кг_{вл}.

Загальний вираз споживаної потужності приводом компресора теплового насоса описується співвідношенням

$$L_{\text{тн}} = \frac{Q_{\text{тн}}^{\text{вип}}}{\varepsilon_{\text{тн}} - 1}, \quad (3)$$

де $Q_{\text{тн}}^{\text{вип}}$ – теплове навантаження випарника теплового насоса, кВт; $\varepsilon_{\text{тн}}$ – коефіцієнт трансформації теплоти теплового насоса.

Теплове навантаження випарника теплового насоса, що встановлений на лінії рециркуляції СА, можливо описати як

$$Q_{\text{тн}}^{\text{вип}} = G_{\text{рец}} (h_2 - h_{\text{в}}), \quad (4)$$

де h_2 – ентальпія відпрацьованого сушильного агента на вході до випарника теплового насоса, кДж/кг_{са}; $h_{\text{в}}$ – ентальпія цього ж сушильного агента на виході з випарника теплового насоса, кДж/кг_{са}.

Ентальпія сушильного агента на виході з сушильної камери для камерних СУ визначалася в попередніх роботах [7] за умов ізоентальпійності процесу сушіння в СК. В проточних СУ ця умова не може бути прийнятою, оскільки значна доля теплоти відводиться з СК з нагрітим зерном. Ця ентальпія може бути визначена з теплового балансу КС, а відповідний вираз для h_2 отримано в роботі [12] і має вигляд

$$h_2 = h_{ck} - \frac{\Delta d_{ck}}{\Delta \omega} c_3 (\theta_2 - \theta_1), \quad (5)$$

де h_{ck} – ентальпія сушильного агенту 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 агенту на виході з випарника теплового насоса можна визначити з теплового балансу ТН

$$h_b = h_2 \varepsilon_{mn} - h_{mn} (\varepsilon_{mn} - 1), \quad (6)$$

де h_{mn} – ентальпія сушильного агенту на виході з конденсатора теплового насоса, кДж/кг; ε_{mn} – коефіцієнт трансформації теплового насоса.

Ентальпія сушильного агенту на виході з теплового насоса h_{mn} – визначається з теплового балансу камери змішування і має вигляд

$$h_{mn} = \frac{h_{ck} - (1-K)h_0}{K}. \quad (7)$$

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

Для розрахунку коефіцієнта трансформації теплоти ТН, що працює за реальним циклом, необхідно врахувати внутрішній коефіцієнт корисної дії та термічні необоротності при теплообміні в конденсаторі Δt_k і випарнику Δt_b теплового насоса. Ці параметри визначаються конструктивними особливостями певних теплових насосів і умовами технологічного циклу сушіння. Зазвичай, значення температурного напору для повітря–повітряних теплових насосів досягає $\Delta t_b = \Delta t_{th} = 10$ °С, а ККД коливається у діапазоні $\eta_{th} = 0,5-0,75$ [8,9]. З урахуванням вище зазначеного коефіцієнт трансформації теплоти реального ТН можна визначити як

$$\varepsilon_{th}^p = \frac{1}{1 - \frac{273 + (t_b - \Delta t_b)}{273 + (t_{th} + \Delta t_k)}} \eta_{th}. \quad (8)$$

Значення температур t_B і t_{mn} після випарника і конденсатора ТН визначаються через відповідні ентальпії, що знаходяться за формулами (6) і (7), із виразів для ентальпії

$$t_B = \frac{h_B - d_B r}{c_{cn} + c_n d_B}; \quad (9)$$

та

$$t_{mn} = \frac{h_{mn} - d_{mn} r}{c_{cn} + c_n d_{mn}}. \quad (10)$$

де значення вологовмісту $d_B = d_{тн}$ на виході із ТН, яке визначається із матеріального балансу камери змішування, визначається за умови забезпечення необхідного вологовмісту на вході в сушильну камеру

$$d_{тн} = \frac{d_{ск} - (1-K)d_0}{K}. \quad (11)$$

У виразах (7) та (11) присутній коефіцієнт рециркуляції, який являє собою відношення $K = G_{pec} / G_{зас}$ і може бути визначений із теплового балансу сушарки. Згідно з технологічною схемою проточної сушарки на рис. 1 маємо

$$Q_1^3 + Q_0 + L_{тн} = Q_2 + Q_2^3 + Q_d, \quad (12)$$

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; $L_{тн}$ – 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 (12) отримуємо вираз для коефіцієнта рециркуляції

$$K = \frac{(h_2 - h_0) + \frac{\Delta d_{ск}}{\Delta \omega} c_3 (\theta_2 - \theta_1)}{(h_2 - h_0) + \frac{(h_2 - h_B)}{(\epsilon_{тн}^p - 1)}}. \quad (15)$$

В наведених рівняннях алгоритму для визначення параметрів сушильного агенту в вузлових точках схеми СУ і коефіцієнта рециркуляції фігурує зміна

вологівмісту $\Delta d_{ск}$ сушильного агента в межах СК. Ця зміна вологовмісту визначає кінцеву точку 2 (рис. 2) в реальному (неізоентальпійному) процесі сушіння, пов'язана з параметрами сушильного агента на виході з СК і має бути визначена в додатковому ітераційному процесі із системи рівнянь

$$\left. \begin{aligned} d_2 &= \frac{h_2 - c_{cn} t_2}{r + c_n t_2} \\ \Delta d_{ск} &= d_2 - d_{ск} \\ h_2 &= h_{ск} - \frac{\Delta d_{ск}}{\Delta \omega} c_s (\theta_2 - \theta_1) \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

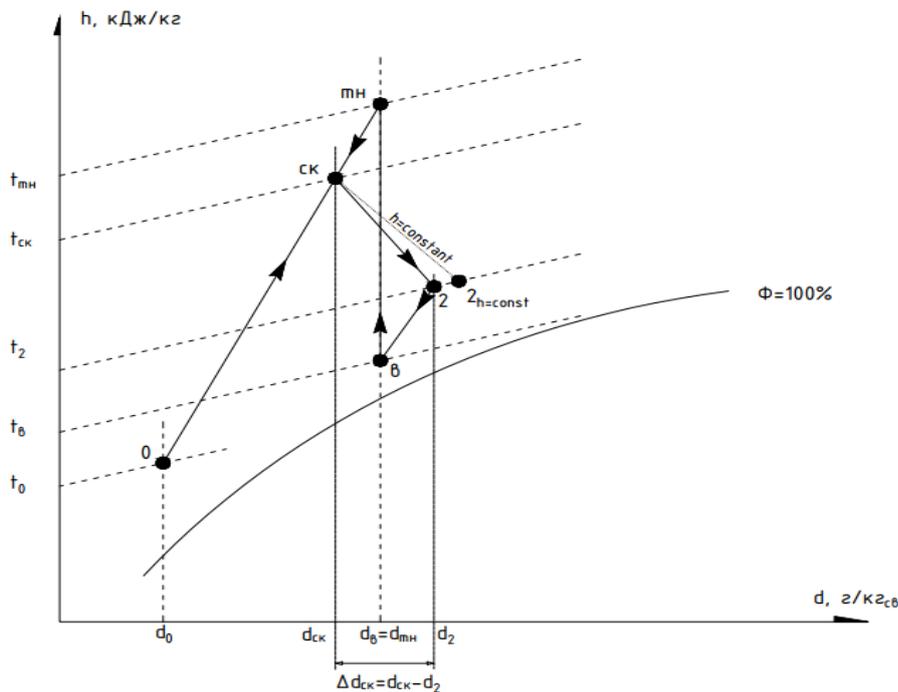


Рис. 2. h-d діаграма робочого процесу для рециркуляційної теплонасосної сушарки проточного типу: t_{index} і d_{index} - температури і вологовміст СА у відповідних робочих точках;

індекси: 0 - параметри оточуючого повітря, ск – параметри СА на вході в сушильну камеру, тн – на виході з конденсатора ТН, 2 – на виході з сушильної камери; в – на виході з випарника ТН

Після визначення величини $\Delta d_{ск}$ ітераційне рішення системи рівнянь (5) – (15) дозволяє визначити всі параметри системи і перейти до визначення коефіцієнта використання зовнішньої енергії на видалення вологи з зерна, що характеризує енергетичну ефективність сушарок досліджуваного типу. При цьому з рівнянь (1) – (4) маємо

$$\eta_{cy} = \frac{r(t_m)\Delta d_{ck}}{K(h_2 - h_b)} (\epsilon_{nn}^p - 1). \quad (17)$$

Із рівняння (16) можна зробити висновок, що коефіцієнт використання зовнішньої енергії сушарки повністю визначається технологічними параметрами процесу сушіння, а також робочими характеристиками ТН і не залежить від продуктивності та величини завантаження сушарки.

Результати досліджень та їх обговорення. 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, зміна вологості зерна в процесі сушіння, приріст відносної вологості СА в СК.

Приріст відносної вологості СА в СК регламентується в діапазоні 15–35 % і на виході із СК вона знаходиться на рівні 55–75 % [16]. Але найбільш очевидним та простим для регулювання технологічних параметрів є саме контроль та регулювання процесом сушіння за падінням температури сушильного агента. Сорт зерна та його цільове призначення для використання на ринку визначає режими сушіння. Таким чином, перепад температури сушильного агента між входом і виходом з сушильної камери Δt_{ck} для низькотемпературних режимів сушіння може коливатись в діапазоні $\Delta t_{ck} = 5 \dots 15 \text{ } ^\circ\text{C}$ [6,13].

Нижче наведено результати чисельного аналізу ефективності проточної теплонасосної сушарки, виконаного за запропонованим алгоритмом при технологічних параметрах, що характерні для процесу сушіння насінневого зерна:

- температура сушильного агента на вході в сушильну камеру $t_{ck} = 45 - 65 \text{ } ^\circ\text{C}$ [14];
- відносна вологість СА на вході в сушильну камеру $\varphi_{ck} = 10 - 40 \text{ } \%$ [1];
- перепад температури СА між входом і виходом з сушильної камери $\Delta t_{ck} = 5 - 15 \text{ } ^\circ\text{C}$ [15];

- зміна вологості зерна в процесі сушіння (інтенсивність сушіння) $\Delta\omega=6 - 12 \%$ [8];
- параметри оточуючого середовища: $t_0 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ та $\varphi_0 = 70\%$;
- процес сушіння стаціонарний.

Для теплонасосної установки одним з основних показників, який загалом впливає на ефективність системи відповідно до виразу (15), є коефіцієнт трансформації (8), для якого значення температур (9) та (10) є визначальними. Відповідні результати обчислень наведено на рис. 3 у вигляді залежності температур на вході та виході з випарника та конденсатора теплового насосу відносно вологості сушильного агенту.

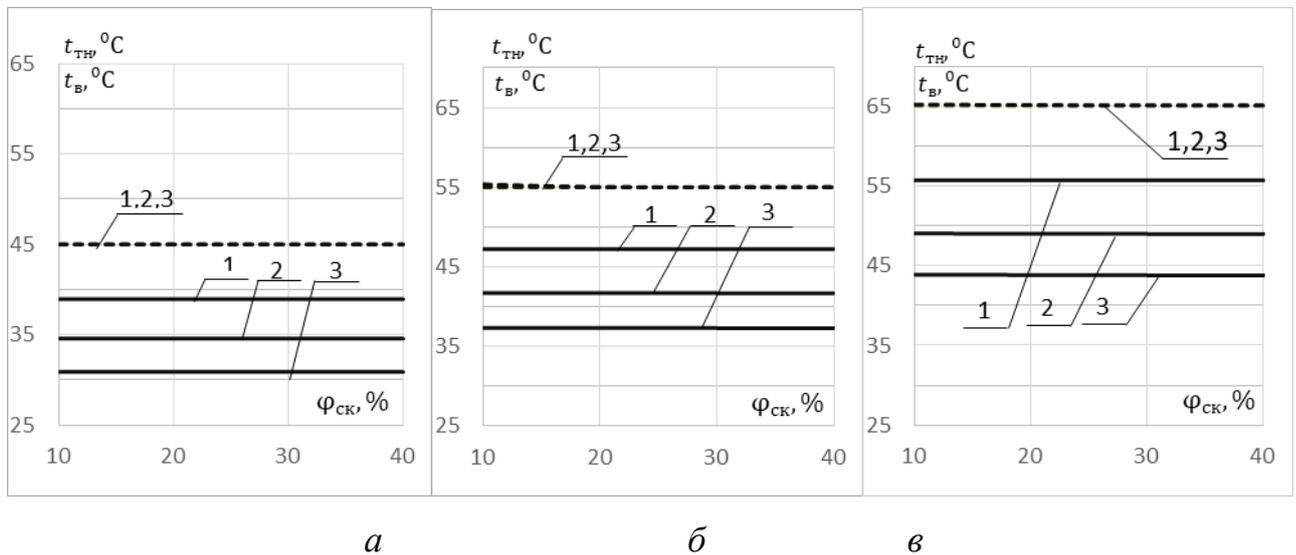


Рис. 3. Графік залежності температур сушильного агенту на виході з випарника та конденсатора ТН від $\varphi_{СК}$ при однаковій інтенсивності сушіння $\Delta\omega=12\%$ та різних значеннях $\Delta t_{СК}$:

$a - t_{СК}=45^\circ\text{C}$; $b - 55^\circ\text{C}$; $c - 65^\circ\text{C}$; 1, 2, 3 - суцільні лінії – температура після випарника ТН, пунктирні – після конденсатора при $\Delta t_{СК} = 5 \text{ }^\circ\text{C}, 10 \text{ }^\circ\text{C}, 15 \text{ }^\circ\text{C}$.

Із графіків видно, що різниця температур СА між випарником і конденсатором ТН збільшується при підвищенні як температури СА на вході в СК, так і від перепаду температур СА між входом і виходом із СК, що цілком логічно, оскільки при цьому погіршуються умови роботи ТН. Разом з тим видно, що температури t_e і t_{min} не залежать від відносної вологості СА на вході в СК, що свідчить про апріорну відсутність впливу цього параметру на рециркуляцію СА через ТН і що буде показано далі. У зв'язку з цим цей параметр виключено з подальшого аналізу і на

рис. 4 представлені залежності коефіцієнта рециркуляції ТН від перепаду температур СА в СК, температури на вході в СК і інтенсивності процесу сушіння $\Delta\omega$, що ілюструють покращення умов роботи ТН зі зниженням температури СА на вході в СК, інтенсивності сушіння $\Delta\omega$ і погіршення умов роботи ТН зі збільшенням перепаду температур $\Delta t_{ск}$ СА між входом і виходом з СК.

Важливим параметром, що характеризує ефективність роботи сушарок рециркуляційного типу, є коефіцієнт рециркуляції сушильного агента. Чим більше коефіцієнт рециркуляції, тим менша доля відпрацьованого СА скидається в атмосферу і тим менше втрати теплоти. При цьому для теплонасосних рециркуляційних сушарок камерного типу ця доля відпрацьованого СА забезпечує скидання в атмосферу тієї енергії, яка підводиться в сушильний цикл від ТН і яка по суті є надлишковою в сушильному циклі, оскільки в теплонасосних сушарках випаровування вологи з зерна відбувається за рахунок повторного використання теплоти конденсації пари з відпрацьованого СА в випарнику ТН. Таким чином, в камерних теплонасосних

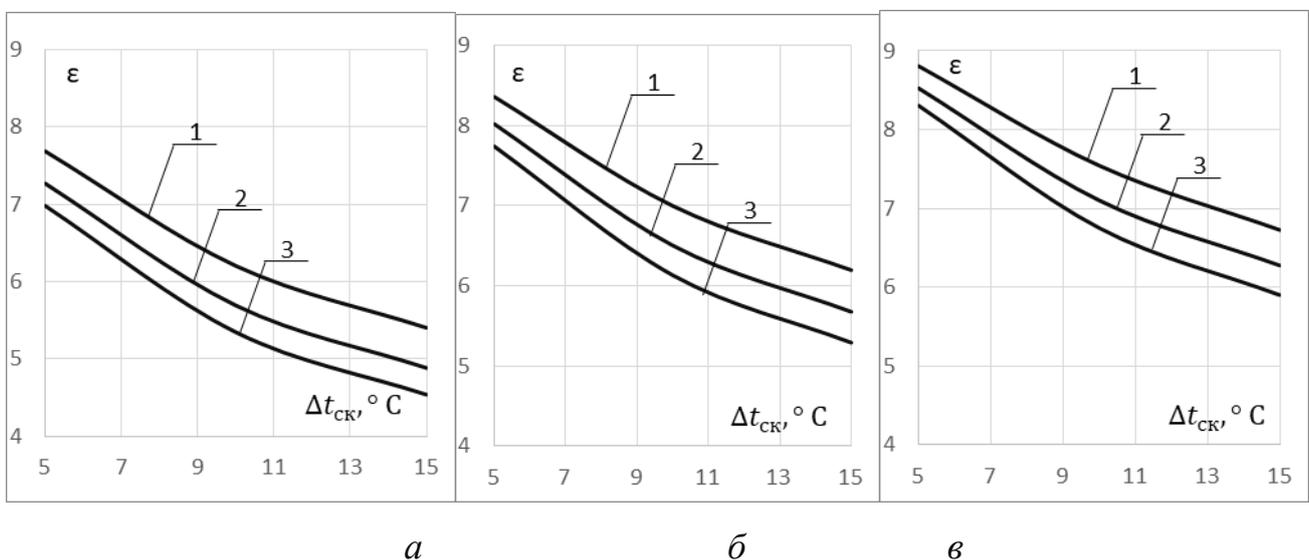


Рис. 4. Залежності коефіцієнта трансформації теплового насоса від перепаду температури сушильного агента $\Delta t_{ск}$ при різній початковій температурі $t_{ск}$ для різних режимів інтенсивності сушіння зерна:
 $a - \Delta\omega=6\%$, $b - \Delta\omega=9\%$, $v - \Delta\omega=12\%$; 1 – $t_{ск}=45^\circ\text{C}$, 2 – 55°C , 3 – $t_{ск}=65^\circ\text{C}$

сушарках коефіцієнт рециркуляції завжди є суттєво меншим одиниці. На відміну від камерних в проточних телонасосних сушарках скидання надлишкової теплоти в атмосферу відбувається не тільки з відпрацьованим СА, а і з висушеним нагрітим зерном. Тому для проточних телонасосних сушарок коефіцієнт рециркуляції принципово завжди вище ніж для камерних СУ. Про це свідчить наявність в чисельнику виразу (15) другого доданку, який пов'язаний з витратою теплоти на підігрів зерна.

На рис. 5 представлені результати розрахунків для коефіцієнта рециркуляції в залежності від параметрів сушіння: φ , $t_{ск}$ і $\Delta t_{ск}$. Із графіків видно, що коефіцієнт рециркуляції в проточних СУ практично не залежить від перепаду температур СА $\Delta t_{ск}$, технологічної температури сушіння $t_{ск}$, відносної вологості СА φ і наближається до одиниці, що відповідає повній рециркуляції сушильного агенту. Це свідчить про те, що в межах зміни параметрів дослідження затрата зовнішньої енергії на сушильний процес (на привід ТН), яка є надлишковою в сушильному циклі, повністю відводиться з циклу з висушеним і нагрітим зерном. Напроти, в камерних сушарках ця надлишкова енергія відводиться з сушильного циклу тільки з відпрацьованим сушильним агентом і тому коефіцієнт рециркуляції, як видно з рис. 5, суттєво менше одиниці і залежить від параметрів сушіння φ і $t_{ск}$.

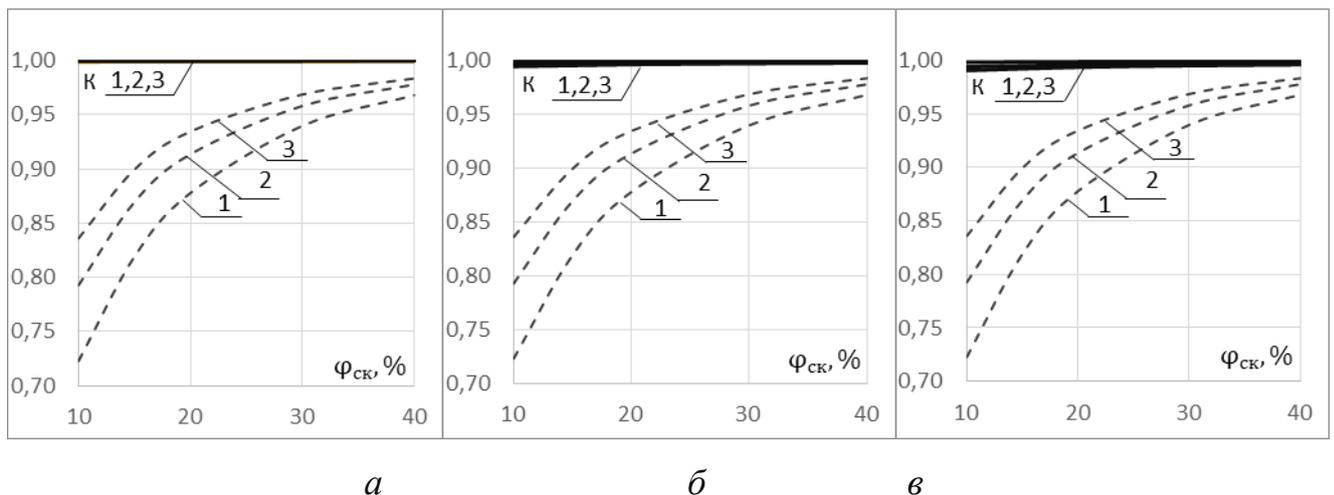


Рис. 5. Залежності коефіцієнта рециркуляції сушарок від відносної вологості СА при різних значеннях початковій температурі $t_{ск}$ та перепаду температури СА в СК:

$a - \Delta t_{ск} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$, $b - \Delta t_{ск} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$, $c - \Delta t_{ск} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$; суцільні лінії – проточна сушарка; пунктирні – камерна сушарка; 1, 2, 3 відповідно при $t_{ск} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$, $55 \text{ }^\circ\text{C}$ та $65 \text{ }^\circ\text{C}$.

Проведений розрахунковий аналіз параметрів СА в сушильному циклі дозволяє визначити за рівнянням (17) коефіцієнт використання зовнішньої енергії на випаровування вологи, що характеризує енергетичну ефективність проточних теплонасосних сушарок зерна і установити залежність цієї характеристики від основних параметрів сушіння. На рис. 6 представлені ці залежності від $\Delta t_{ск}$, $t_{ск}$ і $\Delta \omega$. Як видно з графіків, коефіцієнт використання теплоти демонструє лише незначне падіння зі збільшенням перепаду температур СА в межах СК, пов'язане з більш напруженою роботою випарника ТН. Разом з тим, коефіцієнти використання теплоти суттєво зростають зі зниженням технологічної температури сушіння $t_{ск}$, пов'язаним з покращенням умов роботи конденсатора ТН, і інтенсивності процесу сушіння $\Delta \omega$. Вплив величини $\Delta \omega$ на енергоефективність проточної сушарки можна пояснити тим, що зі збільшенням кількості вологи, що видаляється з зерна, зростає співвідношення кількості теплоти, що витрачається на випаровування вологи, в порівнянні з кількістю теплоти на нагрів зерна.

На рис. 6 наведені для порівняння розрахункові дані з коефіцієнтів використання теплоти на випаровування вологи в традиційних сушарках. Видно, що отримані в даній роботі результати аналізу в цілому свідчать про багаторазове підвищення енергетичної ефективності сушіння зерна в проточних теплонасосних сушарках в порівнянні з традиційними рециркуляційними сушарками.

Графіки на рис. 6 демонструють також пріоритетні режими сушіння зерна з точки зору підвищення енергетичної ефективності процесів сушіння в проточних теплонасосних сушарках. При цьому можна говорити про більш ефективне низькотемпературне сушіння сортів зерна, що потребують видалення значної кількості вологи. Однак остаточний вибір режиму сушіння має бути погоджений з технологічними вимогами до режимів сушіння конкретних сортів зерна з урахуванням його призначення.

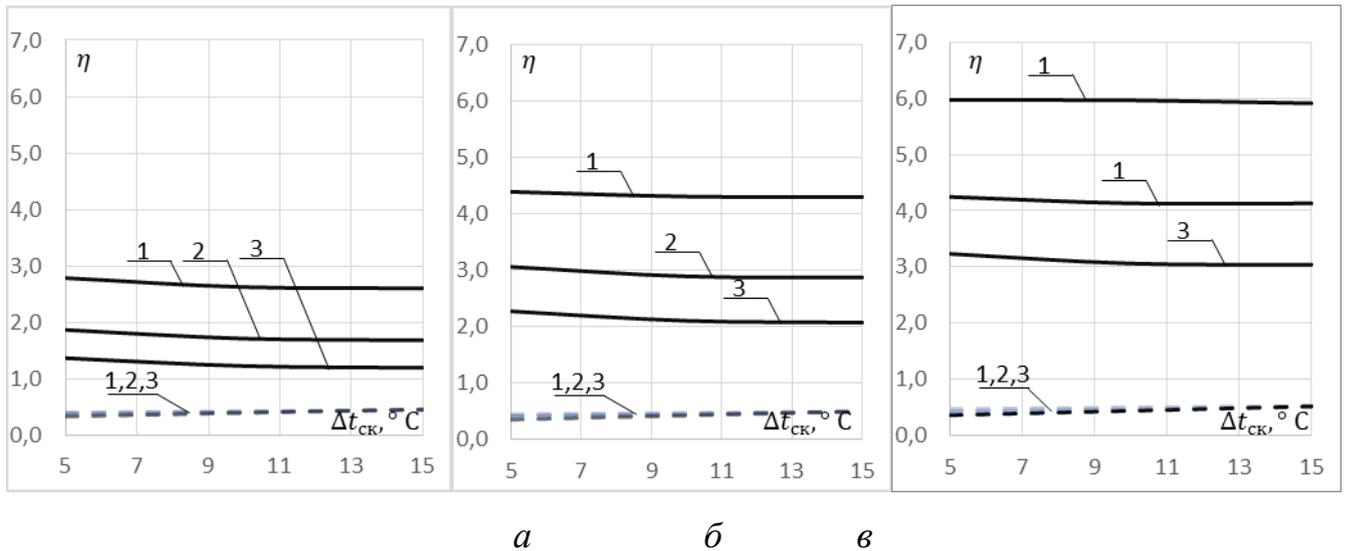


Рис. 6. Залежності КВЕ від перепаду температури СА в сушильній камері при різній початковій температурі t_{ck} та різній інтенсивності сушіння.
 а – $\Delta\omega=6\%$, б – $\Delta\omega=9\%$, в – $\Delta\omega=12\%$; суцільні та пунктирні криві 1, 2, 3 відповідно для теплонасосних та традиційних СУ при $t_{ck}=45^\circ\text{C}$, 55°C та 65°C .

Висновки і перспективи.

Застосування теплових насосів як джерела теплоти в конвективних проточних установках для сушіння зерна є кардинальним засобом підвищення їх енергетичної ефективності. У практичній реалізації таких установок слід врахувати результати вище описаних результатів:

1. Ізоентальпійний процес сушіння слід розглядати лише в теоретичних установках камерного типу, а для проточних установок необхідно враховувати витрати теплоти на нагрівання зерна.

2. Коефіцієнт рециркуляції для проточних установок близький до 1, що вказує на максимальну ефективність використання теплового насосу як джерела теплоти за рахунок повної утилізації теплоти випареної вологи та мінімізацію скиду з циклу надлишкової теплоти з відпрацьованим сушильним агентом.

3. Підтверджено підвищення енергетичної ефективності таких установок за рахунок багаторазового використання сушильного агента шляхом його рециркуляції і попутного використання в тепловому насосі теплоти конденсації випареної вологи. При цьому коефіцієнт використання зовнішньої енергії на випаровування вологи

зростає зі зменшенням температури СА на вході в сушильну камеру та зі збільшенням зміни вологості зерна в процесі сушіння.

4. Отримані результати досліджень можуть бути базою для подальшого дослідження більш складних схем, в тому числі комбінованих теплонасосних схем з використанням відновлюваних джерел теплоти.

Список використаних джерел

1. Brooker, D. B., Bakker-Arkema, F. W., & Hall, C. W. [Drying and Storage of Grains and Oilseeds]. *Springer*, 1992. 455p. (Eng.)
2. Кравчук В., Занько М., Лисак О. Аналіз будови та функціонування зерносушарок шахтного типу. *Technical and technological aspects of development and testing of new machinery and technologies for agriculture in Ukraine*. 2018. Edition 23 (37). DOI: [http://dx.doi.org/10.31473/2305-5987-2018-2-23\(37\)-9](http://dx.doi.org/10.31473/2305-5987-2018-2-23(37)-9).
3. Станкевич Г. М., Страхова Т.В., Борта А.В. Сушіння зерна. Одеса, КП ОМД, 2021. 248 с.
4. 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. Випуск 4. Дніпропетровськ: Нова ідеологія. С. 27-40. Режим доступу: https://nmetau.edu.ua/file/tppt_2012_full.pdf
5. Li Jin Goh, Mohd Y., Sohif M., Hafidz R., Kamaruzzaman S. Review of heat pump systems for drying application. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2015. 15, 4788–4796. doi:10.1016/j.rser.2011.07.072.
6. Пазюк В. М., Петрова Ж.О., Дуб В.В. Сучасний стан проблеми підвищення енергоефективності процесу сушіння насіння зернових культур. *Прогресивні техніка та технології харчових виробництв ресторанного господарства і торгівлі*. 2018. Вип. 1. С. 231-243. Доступ: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Pt_2018_1_21.
7. Безродний М.К., Вовк В.В. Аналіз ефективності рециркуляційної сушарки зерна з тепловим насосом. *Науково технічний журнал «Наукові вісті НТУУ «КПІ»*. 2014. №2. С.7-13. Режим доступу: <https://ela.kpi.ua/handle/123456789/8968>
8. Шаповаленко О.І., Євтушенко О.О., Рибчинський Р.С. Сушіння та зберігання зерна, Херсон: Олді-Плюс, 2019. 396 с.
9. Безродний М.К., Пуховий І.І., Кутра Д.С. Теплові насоси та їх використання. Київ : НТУУ «КПІ», 2013. 312 с.
10. Безродний М. К., Кутра Д.С. Ефективність застосування теплових насосів у установках сушіння деревини: моногр. К.: НТУУ «КПІ», 2011. 240с.
11. Amantéa, R. P., Fortes, M., Santos, G. T. Exergy analysis applied to the design of grain dryers with air flow recirculation. *Paper presented at the 2012 ASABE Annual International Meeting*, Dallas, Texas. ASABE 2012. Paper No. 12-1340983.
12. Безродний М. К., Вовк В. В. Термодинамічна ефективність теплонасосної конвеєрної сушарки з утилізацією теплоти висушеного зерна. *Енергетика*. 2013. № 3. С. 37-44. Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/eete_2013_3_6 (Ukr)

13. Kabiru Ayobami Jimoh, Norhashila Hashim, Rosnah Shamsudin, Hasfalina Che Man, Mahirah Jahari, Daniel I. Onwude. Recent Advances in the Drying Process of Grains: *Food Engineering Reviews*. Vol. 2023. Article 15:548–576. DOI: <https://doi.org/10.1007/s12393-023-09333-7>.
14. 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. 56*(3), 40–48.
15. Снежкін Ю.Ф., Пазюк В. М., Петрова Ж. О., Чалаєв Д. М. Теплонасосна зерносушарка для насінневого зерна. Київ : ТОВ Поліграф-Сервіс, 2012. 154 с.
16. Юкіш А.Ф., Ільїна О.А. Техніка та технологія зберігання зерна. ДеЛі принт, 2009. 718 с.

References

1. Brooker, D. B., Bakker-Arkema, F. W., Hall, C. W. *Drying and Storage of Grains and Oilseeds*. Springer, 1992. 455p. (Eng.)
2. Kravchuk, V., Zanko, M., Lysak, O. (2018) Analiz budovy ta funktsiiuvannia zernosusharok shakhtnoho typu [Analysis of the design and functioning of shaft-type grain dryers]. *Technical and Technological Aspects of Development and Testing of New Machinery and Technologies for Agriculture in Ukraine*. Edition 23 (37). DOI: [http://dx.doi.org/10.31473/2305-5987-2018-2-23\(37\)-9](http://dx.doi.org/10.31473/2305-5987-2018-2-23(37)-9).
3. Stankevych H. M., Strakhova T. V., Borta A. V. (2021). Sushinnia zerna. [*Grain Drying*]: Odesa, KP OMD, 248.
4. Bezrodnyi, M. K., Kutra, D. S., Vovk, V. V. (2012). Termodynamichniy analiz teplonasosnykh sushylnykh ustanovok dlia sushinnia zerna [Thermodynamic analysis of heat pump drying units for grain drying]. *Technical Thermophysics and Industrial Heat Power Engineering: Collection of Scientific Papers*, 4. Dnipropetrovsk: Nova Ideolohiya. 27–40. Available at: https://nmetau.edu.ua/file/ttpt_2012_full.pdf
5. Li Jin, Goh, Mohd, Y., Sohif, M., Hafidz, R., Kamaruzzaman, S. (2011)/ Review of heat pump systems for drying application. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15, 4788–4796. doi:10.1016/j.rser.2011.07.072.
6. Paziuk, V. M., Petrova, Zh. O., Dub, V. V. (2018). Suchasnyi stan problemy pidvyshchennia enerhoefektyvnosti protsesu sushinnia nasinnia zernovykh kultur [Current state of the problem of improving the energy efficiency of the grain seed drying process]. *Progressive Equipment and Technologies of Food Production, Restaurant Industry and Trade*, 1, 231–243. Available at: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Pt_2018_1_21.
7. Bezrodnyi, M. K., Vovk, V. V. (2014). Analiz efektyvnosti retsyrkuliatsiinoi susharki zerna z teplovym nasosom [Analysis of the efficiency of a recirculating grain dryer with a heat pump]. *Scientific and Technical Journal "Scientific News of NTUU "KPI"*, 2, 7–13. Access: <https://ela.kpi.ua/handle/123456789/8968>
8. Shapovalenko, O. I., Yevtushenko, O. O., Rybchynskyi, R. S. (2019). Sushinnia ta zberihannia zerna [*Grain Drying and Storage*]. Kherson: Oldi-Plus. 396.
9. Bezrodnyi, M. K., Pukhovi, I. I., Kutra, D. S. (2013). Teplovi nasosy ta yikh vykorystannia [*Heat Pumps and Their Application*]. Kyiv: NTUU "KPI", 312.

10. Bezrodnyi, M. K., Kutra, D. S. (2011). Efektyvnist zastosuvannya teplovykh nasosiv u ustanovkakh sushinnia derevyny [*Efficiency of Heat Pump Application in Wood Drying Units*]: Monograph. Kyiv: NTUU "KPI", 240.
11. Amantéa R. P., Fortes M., Santos G. T. (2012). Exergy analysis applied to the design of grain dryers with air flow recirculation. Paper presented at the 2012 ASABE Annual International Meeting, Dallas, Texas. ASABE Paper No. 12-1340983.
12. Bezrodnyi, M. K., Vovk, V. V. (2013). Termodynamichna efektyvnist teplonasosnoi konveiernoi susharky z utylizatsiieiu teploty vysushenoho zerna [Thermodynamic efficiency of a heat pump conveyor dryer with utilization of heat from dried grain] *Energetyka*, 3, 37–44. Available at: http://nbuv.gov.ua/UJRN/eete_2013_3_6
13. Kabiru Ayobami Jimoh, Norhashila Hashim, Rosnah Shamsudin, Hasfalina Che Man, Mahirah Jahari, Daniel I. Onwude. (2023). Recent Advances in the Drying Process of Grains. *Food Engineering Reviews*, 2023, Article 15:548–576. DOI: <https://doi.org/10.1007/s12393-023-09333-7>.
14. Paziuk V. M., Liubin M. V., Yaropud V. M., Tokarchuk O. A., Tokarchuk D. M. (2018). Research on the rational regimes of wheat seeds drying. *INMATEH – Agricultural Engineering*, 56(3), 40–48.
15. Snezhkin, Yu. F., Paziuk, V. M., Petrova, Zh. O., Chalayev, D. M. (2012). Teplonasosna zernosusharka dlia nasinnievoho zerna [*Heat Pump Grain Dryer for Seed Grain*]. Kyiv: TOV Polygraph-Service, 154.
16. Yukish, A. F., Iliina, O. A. Tekhnika ta tekhnolohiia zberihannia zerna [*Grain Storage Equipment and Technology*]. DeLi Print, 718p.

ENERGY EFFICIENCY OF HEAT PUMP CONTINUOUS FLOW GRAIN DRYERS

M. K. Bezrodny, V. V. Vovk

Abstract. Grain drying is an energy-intensive stage of post-harvest processing, where the use of heat pumps is one of the methods to improve energy efficiency. The paper provides concise information on drying technology, types of dryers, and their features. Particular attention is paid to recirculation schemes of the drying agent, which reduce energy consumption by reusing the heat carrier. Modern approaches to integrating heat pumps into continuous flow grain dryers systems are discussed, enabling dual functionality: dehumidifying air in the evaporator and heating it in the condenser. The article proposes a methodology for assessing the energy efficiency of grain drying in heat pump continuous flow grain dryers. The study also analyzes the influence of the non-isenthalpic drying mode in continuous flow dryers, a key feature that differentiates them from chamber systems. Recommendations for optimizing drying parameters to reduce energy consumption and improve dryer efficiency are provided. The research findings may be useful for agricultural enterprises seeking to modernize post-harvest grain processing technologies.

Key words: grain dryer, energy efficiency, recirculation, heat pump, flow-through dryers, chamber dryers, grain moisture