

MATHEMATICAL MODEL OF HEAT ENERGY REGIMES OF HEAT PUMP DRYING PLANT

B. Kotov¹, Y. Pantsyr¹, I. Gerasymchuk¹, R. Kalinichenko^{2*}, V. Hryshchenko³

¹Podillia State Agrotechnical University, Kamianets-Podilskyi, Ukraine

²SS National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine

«Nizhyn Agrotechnical Institute», Nizhyn, Ukraine

³National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, Kyiv, Ukraine

AGRICULTURAL MACHINES

AM
СМ

СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

ABSTRACT

In the post-harvest processing of grain and seeds, the drying process is the most energy-intensive. During the drying of seed, energy consumption increases by 1.3–1.4 times compared to the drying of grain. Significant energy costs for the process of dehydration of grain are a prerequisite for the introduction of new energy-saving equipment and increase the efficiency of existing plants through their technical and technological modernization. Reduction of energy consumption in the agro-industrial complex for drying grain is possible through measures aimed at reducing heat emissions from spent fuel, the use of renewable energy sources and secondary energy resources. These measures are implemented, including the use of energy-efficient heat pump equipment. To determine energy and technological efficiency, rational modes of operation of heat pump drying equipment and its design parameters, it is necessary to have a method of calculations based on mathematical models of thermal energy processes in the equipment of such units, which usually operate in non-stationary conditions. The research was based on the use of the main provisions of the theory of heat and mass transfer. In the article, based on the theoretical analysis of heat and mass transfer processes in a heat pump dryer, a mathematical model of nonstationary heat and mass transfer processes is developed. The synthesized mathematical model can be used in the development of automatic control of the drying process of agricultural products, and the transformation of the dynamic model into static by excluding derivative variables that characterize the process will determine the rational operation of the heat pump system of the grain dryer. The use of heat pumps for the preparation of drying agent or cooling air in low-capacity grain dryers will eliminate the use of natural gas, diesel and furnace fuel.

Key words:

heat pump,
grain dryer,
heat pump drying equipment,
mathematical model of heat and
mass transfer process,
grain drying

Article history:

Received 22.09.2021

Accepted 10.11.2021

*Corresponding author:

rkalinichenko@ukr.net

DOI: 10.36910/acm.vi47.616

To cite this article:

Kotov, B., Pantsyr, Y., Gerasymchuk, I., Kalinichenko, R., & Hryshchenko, V. (2021). Mathematical model of heat energy regimes of heat pump drying plant. *Agricultural Machines*, 47, 7-14. <https://doi.org/10.36910/acm.vi47.616>

УДК 631.365

**МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНИХ РЕЖИМІВ
ТЕПЛОНАСОСНОЇ СУШИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ****Б.І. Котов¹, Ю.І. Панцир¹, І.Д. Герасимчук¹, Р.А. Калініченко^{2*}, В.О. Грищенко³**¹Подільський державний аграрно-технічний університет,
Кам'янець-Подільський, Україна²ВП НУБіП України «Ніжинський агротехнічний інститут», Ніжин, Україна³Національний університет біоресурсів і природокористування України, Київ, Україна

AGRICULTURAL MACHINES

**АНОТАЦІЯ**

У післязбиральному обробленні зерна та насіння найбільш енергоємним є процес сушіння. Значні енергетичні витрати на процес зневоднення зерна є передумовою до впровадження нового енергозберігаючого обладнання і підвищення ефективності існуючих установок через їх технічну і технологічну модернізацію. Скорочення енерговитрат в АПК на сушіння зернових матеріалів є можливим через заходи, що спрямовані на зменшення викидів тепла із відпрацьованим теплоносієм, використання поновлювальних джерел енергії і вторинних енергоресурсів. Ці заходи реалізуються шляхом використанням енергоефективного теплонасосного обладнання. Для визначення енергетичної і технологічної ефективності, раціональних режимів функціонування теплонасосних сушильних установок та їх конструктивних параметрів необхідно мати науково-обґрунтований метод розрахунків, що базується на математичних моделях теплоенергетичних процесів в елементах обладнання цих установок, що функціонують, як правило, в нестационарних режимних умовах. У статті на основі теоретичного аналізу тепломасообмінних процесів у теплонасосній сушильній установці розроблена математична модель нестационарних процесів тепло- і масообміну. Синтезовану математичну модель можна використовувати для розроблення системи автоматичного керування процесом сушіння сільськогосподарської продукції. Перетворення динамічної моделі в статичну шляхом виключення похідних змінних параметрів, що характеризують процес, дозволить визначити раціональні режими функціонування теплонасосної системи теплопостачання сушильної установки і оптимізувати режими функціонування насінневої сушарки.

Ключові слова:

теплонасос,
сушарка зерна,
теплонасосна сушильна
установка,
математична модель процесу
тепломасообміну,
сушіння зерна

Історія публікації:

Отримано 22.09.2021

Затверджено 10.11.2021

***Автор для листування:**

rkalinichenko@ukr.net

DOI: 10.36910/acm.vi47.616

Цитувати цю статтю:

Котов, Б. І., Панцир, Ю. І., Герасимчук, І. Д., Калініченко, Р. А., & Грищенко, В. О. (2021). Математична модель теплоенергетичних режимів теплонасосної сушильної установки. *Сільськогосподарські машини*, 47, 7-14. <https://doi.org/10.36910/acm.vi47.616>

СТАН ПИТАННЯ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Під час післязбирального оброблення зерна і підготовки насіння для зберігання процес сушіння має найбільшу енергоємність, оскільки на нього витрачається до 80% енергії, яка використовується на усю технологію стаціонарного оброблення урожаю зернових культур. Разом із тим, лише 40–45% витраченої енергії використовується корисно. Під час сушіння зерна насінневого призначення витрати енергії збільшуються в 1,3–1,4 рази порівняно із сушінням зерна продовольчого призначення. Зменшення енергоємності процесу сушіння зерна та його інтенсифікація можуть бути досягнуті шляхом використання теплонасосних систем теплопостачання для сушильних установок, які дозволяють утилізувати теплові викиди сушарок (із відпрацьованим сушильним агентом) і створювати раціональні схеми використання енергії та режими сушіння.

Застосування теплових насосів для підготовки сушильного агента або охолоджуючого повітря в малотоннажних сушарках для насінневого матеріалу дозволить відмовитися від використання природного газу, дизельного або пічного палива. Для визначення енергетичної і технологічної ефективності та раціональних режимів функціонування теплонасосних сушильних установок і їх конструктивних параметрів необхідно мати науково-обґрунтований метод розрахунків, що базується на математичних моделях теплоенергетичних процесів в елементах обладнання цих установок.

Внаслідок значних витрат технологічної теплоти в конвективних сушарках (із відпрацьованим сушильним агентом та нагрітим сухим зерном) виникає необхідність утилізації теплових викидів зерносушарок (Котов та ін., 2017). Дослідженням способів і технічних засобів утилізації теплоти відпрацьованого сушильного агента та нагрітого зерна присвячено низку наукових праць (Сорочинський, 2011; Бурдо, 2010; Пазюк та ін., 2009). У них визначено, що рекуперація викидної теплоти сушильного агента для нагрівання теплоносія низькопотенційним тепловим потоком, хоча і дозволяє знизити витрати енергії на підготовлення сушильного агента (на 10–15%), але залишається малоефективною. У науковій

праці (Снежкін та ін., 2012) проаналізовано сучасні заходи, спрямовані на зниження питомих витрат теплоти в зерносушарках, та встановлено, що застосування утилізації теплоти насиченого вологою теплоносія та охолоджуючого матеріалу повітря дозволяє зменшити питомі витрати теплоти на видалення вологи із зерна з 5000 кДж/кг до 3284 кДж/кг (випареної вологи) і підвищити коефіцієнт корисної дії із 49% до 77,5%. При використанні теплонасосної установки з тепловим двигуном в якості приводу компресора затрати теплової енергії на видалення вологи становитимуть 3000 кДж/кг (випареної вологи).

Проведені експериментальні і теоретичні дослідження сушіння насіння ріпаку (Снежкін та ін., 2010а; Снежкін та ін., 2010b), деревини (Ганжа, 2000), зерна рису (Чайченец, 1990; Чайченец та ін., 1992) дозволили встановити, що використання теплонасосних систем для підготовки сушильного агента є доволі ефективним способом суттєвого зменшення енергетичних витрат на сушіння сільськогосподарської продукції.

Методи розрахунку параметрів теплонасосного обладнання представлені в наукових працях (Быков та ін., 1988; Голуб & Кепко, 2002; Нікулішин & Височин, 2014). Разом із тим, у цих наукових працях розглянуто розрахунки статичних характеристик теплових насосів, незалежно від характеристик (динамічних) споживача і джерела вторинної енергії – сушарок. У працях (Чайченец, 1990; Чайченец та ін., 1992) також представлені статичні характеристики теплових насосів і сушарок. Динамічну модель теплових режимів зерносушарки безперервної дії представлено в науковій праці (Котов та ін., 2012), а теплонасосної системи теплопостачання – у праці (Котов та ін., 2021). Необхідно зазначити, що математичні моделі динамічних режимів сучасних сушарок із тепловими насосами як єдиної системи відсутні.

Мета дослідження – скласти математичну модель нестационарних теплових процесів теплонасосної сушильної установки для сільськогосподарської продукції, яка в подальшому може бути використана для обґрунтування раціональних режимів роботи сушильного обладнання і синтезу системи

автоматичного керування процесом сушіння сільськогосподарської продукції.

МАТЕРІАЛИ І МЕТОДИ

Для вирішення поставлених завдань були прийняті необхідні спрощення і припущення, які дозволяють скласти формалізований аналітичний математичний опис процесів. Дослідження базувалися на використанні основних положень теорії тепломасообміну, що дозволило розробити математичні моделі процесів сушіння та теплообміну в теплонасосній установці.

Під час складання математичного опису процесу сушіння в установках безперервної дії прийняті припущення:

- видалення вологи із матеріалу за конвективного підведення теплоти і конвективного відведення вологи з поверхні зернового матеріалу відбувається за законом випаровування із вільної поверхні (закон Дальтона):

$$W(\tau) = \beta f (P_n(\theta) - P_n(d)); \quad (1)$$

- конвективне підведення теплоти до поверхні матеріалу відбувається за законом Ньютона:

$$Q(\tau) = \alpha f (t_c - \theta), \quad (2)$$

де $P_n(\theta)$ – парціальний тиск насиченої пари за температури поверхні зерна; θ – температура зерна; $P_n(d)$ – парціальний тиск водяної пари в повітрі; t_c , d – відповідно, температура та вологовміст сушильного агента (нагрітого повітря); α , β – коефіцієнти теплообміну і масообміну; f – поверхня матеріалу.

Крім того, для спрощення опису прийняте припущення, що волога із матеріалу видаляється і випаровується одночасно, зміна температури і вологості зернового матеріалу відбувається безградієнтно.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ОБГОВОРЕННЯ

Для сушарок безперервної дії, незалежно від їх конструкційного виконання, прийнято розглядати процеси сумісного тепло- та масообміну між потоками сушильного агента – нагрітого повітря, що визначаються масовими витратами G_c , та потоком зерна із масовими

витратами G_z . У цьому випадку достатньо визначити параметри матеріалу і сушильного агента на виході із сушильної установки. При цьому параметри матеріалу і сушильного агента на вході в сушарку вважаються заданими і сталими. Нестационарний процес сушіння, перебіг якого відбувається за описаною схемою, може бути досліджено математичною моделлю із зосередженими параметрами на основі рівнянь теплового і матеріального балансу.

Для опису теплових процесів у тепловому насосі достатньо знати зміну параметрів повітря і холодоагента в елементах холодильної машини, яку використовують як тепловий насос (Бьков та ін., 1988; Нікулішин & Височин, 2014). Установка, розрахункова схема якої представлена на рис., працює таким чином: відпрацьований сушильний агент (на виході сушарки) вентилятором подається в теплообмінник на випарник холодильної машини, де він контактує із трубчастим охолоджувачем (конденсат з якого відводиться назовні), після чого вентилятором повітряного конденсатора подається в теплообмінник конденсатора; контактуючи із нагрітою поверхнею циркуляційного контуру конденсатора зневоднене повітря нагрівається і вентилятором подається в калорифер для нагрівання до необхідної температури сушіння зерна (насіння).

Динамічний нестационарний режим процесу сушіння зерна (насіння) представлено у вигляді системи диференціальних рівнянь (Калініченко та ін., 2011):

$$m_v c_p \frac{dt_2(\tau)}{d\tau} = G_c c_p (t_1 - t_2) - \alpha f (\bar{t} - \bar{\theta}) - kF(\bar{t} - \bar{\theta}) - kF(\bar{t} - t_n) + r\beta f (a\bar{\theta} + c + b\bar{d}); \quad (3)$$

$$m_z c_z \frac{d\theta_2(\tau)}{d\tau} = G_z c_z (\theta_1 - \theta_2) + \alpha f (\bar{t} - \bar{\theta}) - \beta f (\alpha\bar{\theta} + c - b\bar{d}); \quad (4)$$

$$m_{z0} \frac{dU_2}{d\tau} = G_{z0} (U_1 - U_2) - \beta t (a\bar{\theta} - c - b\bar{d}); \quad (5)$$

$$-m_v \frac{dd_2(\tau)}{d\tau} = G_c (d_2 - d_1) - \beta t (a\bar{\theta} + c - b\bar{d}); \quad (6)$$

де t_2, d_2 – відповідно, температура та вологовміст повітря на виході з сушарки; θ_2, U_2 – відповідно, температура і вологовміст насіння (зерна) на виході з сушарки; m_v, m_z – відповідно, маса повітря і насіння (зерна) в об’ємі сушарки; m_{z0} – маса абсолютно сухого насіння (зерна) в об’ємі сушарки; c_p, c_z – питома теплоємність повітря і насіння (зерна); G_p, G_z, G_{z0} – відповідно, витрати повітря, насіння (зерна) та абсолютно сухого насіння (зерна); t_1, d_1, θ_1, U_1 – температура і вологовміст повітря і насіння (зерна) на вході в сушарку; α, k – відповідно коефіцієнт теплообміну між зерном та повітрям і коефіцієнт теплопередачі від повітря до зовнішнього середовища; f, F – відповідно поверхня насіння (зерна), що знаходиться в сушарці, та зовнішня поверхня сушарки; β – коефіцієнт масообміну; r – питома теплота пароутворення; $\bar{t} = 0,5 \cdot (t_1 + t_2)$, $\bar{\theta} = 0,5 \cdot (\theta_1 + \theta_2)$, $\bar{d} = 0,5 \cdot (d_1 + d_2)$ – середні значення параметрів у сушарці; a, b, c – сталі коефіцієнти лінеаризації залежностей насиченої пари за нормального тиску:

- на поверхні матеріалу:

$$P_n(\bar{\theta}) = a\bar{\theta} + c;$$

- у повітрі:

$$P_n = b\bar{d}.$$

Система рівнянь (1)–(4) описує зміну з часом параметрів матеріалу θ_2, U_2 та сушильного агента t_2, d_2 на виході з сушильної установки за початкових умов:

$$\tau = 0; t_2(0) = t_1; d_2(0) = d_1; U_2(0) = U_1;$$

$$\theta_2(0) = \theta_1; \frac{dt_2}{d\tau} = \frac{d\theta_2}{d\tau} = \frac{dU_2}{d\tau} = \frac{dd_2}{d\tau} = 0; \quad (7)$$

Математичний опис нестационарних теплових процесів у тепловому насосі складемо окремо для інерційних елементів випарника і конденсатора установки (Грищенко, 2018).

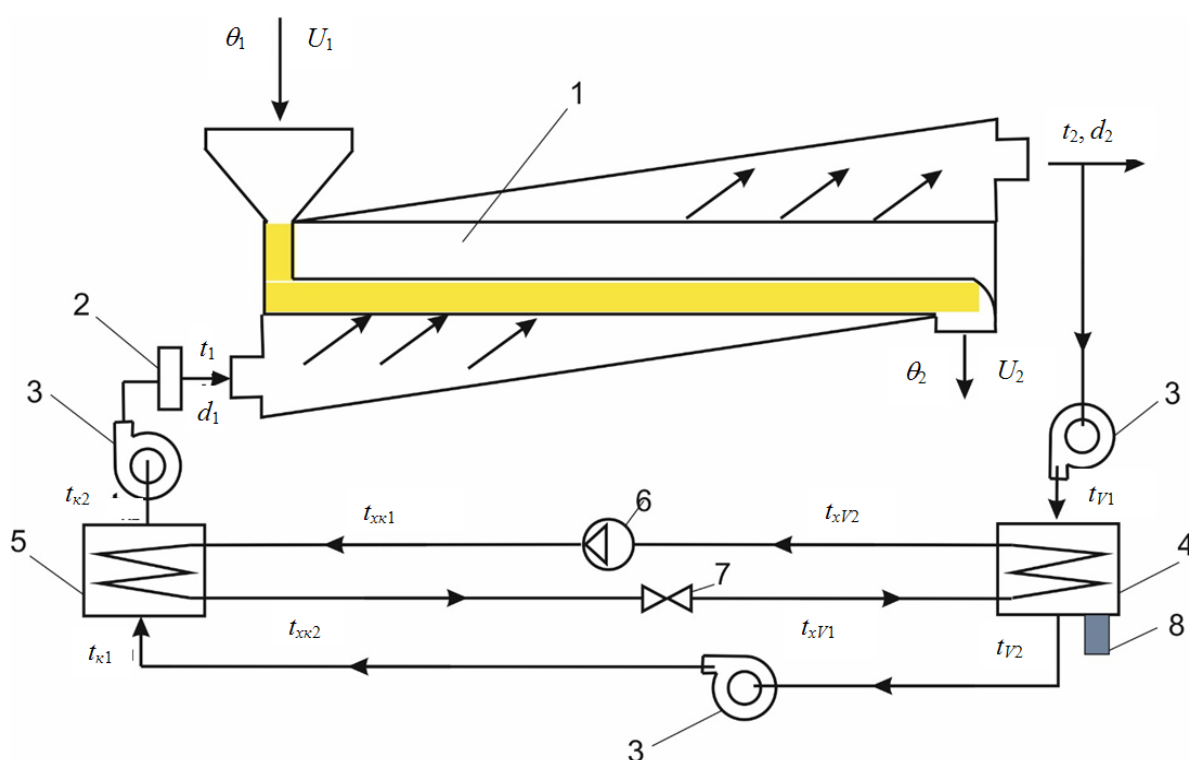


Рис. – Розрахункова схема теплонасосної сушильної установки:
 1 – сушарка; 2 – калорифер; 3 – вентилятор; 4 – випарник; 5 – конденсатор;
 6 – компресор; 7 – дросельний вентиль; 8 – збірник конденсату

Диференціальні рівняння, які описують динаміку теплообміну у випарнику, – це рівняння теплового та матеріального балансу (Чайченец, 1990):

- для повітряного потоку вторинного джерела енергії:

$$m_p c_p \frac{dt_2}{d\tau} = G_p c_p (t_{p1} - t_{p2}) - \alpha_1 F_1 (\bar{t}_p - \theta_c) - Q_k; \quad (8)$$

- для стінок випарника (трубчатого):

$$m_c c_c \frac{d\theta_c}{d\tau} = \alpha_1 F_1 (\bar{t}_v - \theta_c) - \alpha_2 F_2 (\theta_c - \bar{t}_{xa}) + Q_k; \quad (9)$$

- для потоку холодоагента:

$$m_x c_x \frac{dt_{n2}}{d\tau} = G_x c_x (t_{p1} - t_{x2}) + \alpha_2 F_2 (\theta_c - \bar{t}_{xa}); \quad (10)$$

- теплота, що виділяється на поверхні теплообмінника при конденсації вологи з повітря:

$$Q_k = \sigma_0 r F_1 (\bar{d}_v - d''(\theta_c)); \quad (11)$$

- рівняння матеріального балансу для вологого повітря:

$$m_p \frac{dd_2}{d\tau} = G_p (d_{p1} - d_{p2}) - \sigma_0 F_1 (\bar{d}_p - d''(\theta_c)); \quad (12)$$

де $t_{p1} = t_0$ – температура кипіння холодоагента; θ_c – температура стінки (поверхні випарника); G_p, G_{xa} – відповідно, масові витрати повітря і холодоагента; F_1, F_2 – зовнішня і внутрішня поверхні теплообміну; α_1, α_2 – коефіцієнт теплообміну від повітря і холодоагента до стінки; σ_0 – коефіцієнт масовиддачі при конденсації вологи; $d''\theta_c$ – температура насичення повітря за температури стінки; $m_{pocp}, m_{ccs}, m_x c_x$, – теплоємність повітря, теплообмінника, холодоагента в об'ємах апарата; m – маса; c – питома теплоємність; середні значення параметрів $\bar{t}_v = 0,5(t_{v1} + t_{v2})$; $\bar{t}_{xa} = 0,5(t_0 + t_{n2})$; $\bar{d}_p = 0,5(d_{p1} + d_{p2})$.

Кількість холодоагента у випарнику складається з маси пари m_n та рідини m_p . Відповідно, витрати холодоагента в системі становитимуть:

$$G_{xa} = G_n + G_p. \quad (13)$$

Витрати парової фази можна визначити із співвідношення (Калініченко та ін., 2011):

$$G_n = G_{xa} \chi, \quad (14)$$

де $\chi = \frac{m_n}{m_n + m_p} = \frac{\rho_n}{\rho_n + \rho_p}$ – масовий вміст парів холодоагента в контурі випарника.

Об'ємні витрати пари:

$$V_n = \frac{G_n}{\rho_n}, \quad (15)$$

де ρ_n – густина пари.

Із урахуванням одержаних співвідношень, рівняння (10) для потоку холодоагента матиме вигляд:

$$m_x c_x \frac{dt_{n2}}{d\tau} = \frac{\alpha_2 F_2}{\rho_n} (\theta_c'' - 0,5t_0 - 0,5t_{n2}) - G_p \frac{q_0}{\rho_n} - q_v V_n. \quad (16)$$

де G_p – величина, що визначає заповнення випарника холодоагентом; V_n – холодопродуктивність компресора; q_0 – питома холодопродуктивність.

Диференціальні рівняння (8)–(10) та (16) складають математичну модель динаміки температурного режиму випарника ТНУ. Математична модель динаміки процесів теплообміну у повітряному конденсаторі за прийнятих спрощень може бути представлена диференціальними рівняннями зміни параметрів теплообмінника конденсатора і потоків на виході апарата.

Для потоку повітря, що нагрівається в конденсаторі:

$$m_k c_v \frac{dt_{m2}}{d\tau} = G_m c_v (t_{m1} - t_{m2}) + \alpha_1^k F_1^k (\theta_{ck} - \bar{t}_m). \quad (17)$$

Для температури стінки теплообмінника конденсатора:

$$m_{ck} c_{ck} \frac{d\theta_{ck}}{d\tau} = \alpha_2^k F_2^k (\bar{t}_{sk} - \theta_{ck}) - \alpha_1^k F_1^k (\theta_{ck} - \bar{t}_m). \quad (18)$$

Для температури конденсату на виході:

$$m_x^k c_x^k \frac{dt_{k2}}{d\tau} = G_n c_n t_{n1} - G_p c_p t_{k2} - r \chi G_{xa} + \alpha_2^k F_2^k (t_{xk} - \theta_{ck}); \quad (19)$$

де $G_n = G_{xa} \chi$; $G_p = G_{xa} (1 - \chi)$; r – питома теплота конденсації пари холодоагента; $m_k c_v$, $m_{ck} c_{ck}$, $m_x^k c_x^k$ – відповідно, теплоємність повітря в об'ємі теплообмінника конденсатора, стінки конденсатора та холодоагента в об'ємі елементів конденсатора; t_{xk} – температура конденсації.

Зміна параметрів холодоагента з часом (у рідкій і паровій фазах) при стисненні в компресорі і розширенні в дросельному клапані, не враховується, оскільки процеси вважаються стаціонарними:

- для компресора:

$$t_{n2} = k'_2 t_{n1}; \quad (20)$$

- для дросельного клапана:

$$t_{p4} = k'_1 t_{p3}; \quad (21)$$

де k'_1 , k'_2 – коефіцієнти пропорційності (сталі величини); індекси (1–4) визначають значення температури на T - S -діаграмі теоретичного циклу парокомпресорної машини.

Для замикання загальної системи рівнянь, яка складається із рівнянь (3)–(6), (8)–(10), (16)–(21) запишемо рівняння зв'язків (рис.):

$$t_2 = t_{p1}; t_{p2} = t_{k1}; t_1 = t_{k2} + \frac{P}{G_p c_p}; \quad (22)$$

де P – теплова потужність нагрівача повітря.

При використанні додаткового нагрівача повітря (калорифера), на вході в сушильну камеру температура сушильного агента буде визначатися із рівняння теплового балансу:

$$m_k c_k \frac{dt_1(\tau)}{d\tau} = G_p c_p (t_{k2}(\tau) - t_1(\tau)) + P. \quad (23)$$

Таким чином, математична модель нестационарного режиму теплонасосної сушильної установки визначається системою диференціальних рівнянь та алгебраїчних

рівнянь зв'язку. Прирівнюючи похідні параметрів моделі за часом до нуля, отримаємо математичний опис статичних характеристик теплонасосної сушарки у вигляді системи алгебраїчних рівнянь, розв'язок якої дозволить розрахувати основні технологічні параметри сушильної установки та обґрунтувати теоретичні параметри теплового насосу.

За результатами розрахунків (Чайченец, 1990; Быков та ін., 1988) раціональна температура конденсації холодоагента (R22) становить 70°C, а температура його кипіння становить 20°C. За цих умов можна отримати температуру сушильного агента 65°C, що є достатньою для сушіння насінневого матеріалу зернових культур. Коефіцієнт енергетичної ефективності теплонасосної системи за цих параметрів становить 3–3,5.

За результатами аналітичного аналізу процесів у теплонасосній сушарці насінневого зерна вперше отримано математичний опис, який пов'язує в єдину математичну систему всі основні технологічні параметри сушарки, теплонасосної установки та нагрівача повітря.

ВИСНОВКИ

Математична модель динамічних режимів теплонасосної сушильної установки, що отримана в статті, відрізняється замкненістю контурів робочого тіла холодоагента та контуру сушильного агента і може бути використана при розробленні системи автоматичного керування процесом сушіння сільськогосподарської продукції.

Перетворення динамічної моделі в статичну шляхом виключення похідних змінних параметрів, що характеризують процес, дозволяє визначити раціональні режими роботи теплонасосної системи теплопостачання сушильної установки і оптимізувати режим роботи сушильної установки.

СПИСОК ПОСИЛАНЬ

- Бурдо, О. Г. (2010). *Еволюція сушильних установок (Evolution of dryers)*. Одеса: Полиграф.
- Быков, А. В., Калнинь, И. М., & Крузе, А. С. (1988). *Холодильные машины и тепловые насосы. Повышение эффективности (Refrigeration machines and heat pumps. Improving efficiency)*. Москва: Агропромиздат.
- Ганжа, Є. П. (2000). *Моделювання процесів в теплонасосній установці для сушіння деревини*

- (*Modeling of processes in a heat pump installation for wood drying*) [Автореф. дисертації канд. техн. наук]. Державний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського «ХАІ», кафедра аерокосмічної теплотехніки; Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного, відділ моделювання теплових та механічних процесів, Харків.
- Голуб, Г. А., & Кепко, О. І. (2002). Математична модель теплонасосної системи теплопостачання споруд закритого ґрунту (*Mathematical model of heat pump system of heat supply of closed ground structures*). *Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства*, 10, 275-278.
- Грищенко, В. О. (2018). *Типові технологічні процеси і холодильне обладнання для зберігання рослинної продукції: моделювання, динамічні режими, керування (Typical technological processes and refrigeration equipment for storage of plant products: modeling, dynamic modes, control)*. Київ: ЦП «Компринт».
- Калініченко, Р. А., Добрицький, О. О., & Липунов, М. І. (2011). Моделювання динамічних режимів нагрівання і сушіння зерна в протічечних установках (*Modeling of dynamic regimes of heating and drying of grain in countercurrent installations*). *Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України*, 166(4), 229-233.
- Котов, Б. І. та ін. (2017). *Моделювання технологічних процесів в типових об'єктах післязбиральної обробки і зберігання зерна (очищення, сепарація, сушіння, активне вентильовання, охолодження) (Modeling of technological processes in typical objects of post-harvest processing and storage of grain (cleaning, separation, drying, active ventilation, cooling))*. Національна академія аграрних наук України, Національний науковий центр «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства». Київ, Ніжин: Лисенко М. М. [вид.].
- Котов, Б. І., Грищенко, В. О., Панцир, Ю. І., & Герасимчук, І. Д. (2021). Математичне моделювання динамічних режимів теплонасосної системи для теплопостачання технологічних об'єктів (*Mathematical modeling of dynamic modes of heat pump system for heat supply of technological objects*). *Вібрації в техніці та технологіях*, 2(101), 85-91.
- Котов, Б. І., Калініченко, Р. А., & Липунов, М. І. (2012). Аналітичне визначення динамічних тепловолінійних режимів зерносушарок безперервної дії (*Analytical determination of dynamic heat and moisture regimes of continuous grain dryers*). *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин*, 42, 340-346.
- Нікулішин, В. О., & Височин, В. В. (2014). *Теплові насоси та кондиціонери (Heat pumps and air conditioners)*. Одеса: Медіа-Арт.
- Пазюк, В. М., Снежкін, Ю. Ф., Чалаєв, Д. М., & Пазюк, О. Д. (2009). Напрямки розвитку новітніх технологій сушіння ріпаку та інших видів зернових матеріалів. Теплонасосні сушильні установки (*Directions of development of the newest technologies of drying of rape and other types of grain materials. Heat pump drying installations*). *Вібрації в техніці та технологіях*, 1, 95-104.
- Снежкін, Ю. Ф., Пазюк, В. М., Петрова, Ж. О., & Чалаєв, Д. М. (2012). *Теплонасосна зерносушарка для насінневого зерна (Heat pump grain dryer for seed)*. Київ: ТОВ «Поліграф-Сервіс».
- Снежкін, Ю. Ф., Пазюк, В. М., Чалаєв, Д. М., Шаврін, В. С., & Олійніченко, В. Г. (2010b). Енергозберігаючий спосіб сушіння насіння ріпаку на теплонасосній зерносушарці (*Energy-saving method of drying rapeseed on a heat pump grain dryer*). *Відновлювальна енергетика*, 2, 56-59.
- Снежкін, Ю. Ф., Шапар, Р. О., Чалаєв, Д. М., Шаврін, В. С., & Пазюк, В. М. (2010a). Інтенсифікація процесу сушіння насінневого зерна (*Intensification of seed drying process*). *Промислова теплотехніка*, 32(5), 42-47.
- Сорочинський, В. Ф. (2011). Зневоднення зерна за різних схем утилізації сушильного агента й охолоджуючого повітря може бути доволі ефективно (*Dehydration of grain under various schemes of utilization of drying agent and cooling air can be quite effective*). *Зерно і хліб*, 3, 40-41.
- Чайченец, Н. С. (1990). *Теплонасосные сушильные установки для зерна (Heat pump grain dryers)*. Москва: ЦНИИТЭИ.
- Чайченец, Н. С., Гинзбург, А. С., Мамбеткулов, Е. Б., & Чайченец, С. С. (1992). Математическое моделирование процессов в теплонасосной сушильной установке с солнечным коллектором (*Mathematical modeling of processes in a heat pump drying unit with a solar collector*). *Теоретические основы химической технологии*, 26(5), 725-731.