

УДК 621.577

Безродний М.К., Кутра Д.С.

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»

ЕНЕРГЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ ТРАДИЦІЙНИХ ТА ТЕПЛОНАСОСНИХ СХЕМ УСТАНОВОК ДЛЯ СУШІННЯ ДЕРЕВИНИ

Наведено результати енергетичного аналізу традиційних та теплонасосних схем конвективних сушильних установок для сушіння деревини, питомі енергетичні витрати на сушіння для конкретних порід деревини при реалізації різних схем сушарок. Зроблено висновки щодо ефективності застосування теплового насосу в сушильних установках.

Представлены результаты энергетического анализа традиционных и теплонасосных схем конвективных сушильных установок для сушки древесины, удельные энергетические затраты на сушку для конкретных пород древесины при реализации разных схем сушилок. Сделаны выводы об эффективности применения теплового насоса в сушильных установках.

The results of energy analysis traditional and heat pump schemes convective drying plant for drying wood, numerical values of specific energy costs of drying concrete for wood in the implementation of various schemes dryers are considered. Conclusions concerning the efficiency of heat pump dryers are made.

a – коефіцієнт байпасування;
 c – питома теплоємність, кДж/(кг °С);
 d – вологовміст, $\text{кг}_{\text{вл}} / \text{кг}_{\text{сп}}$;
 e – питомі витрати енергії, кДж/кг_{вл};
 K – коефіцієнт рециркуляції;
 k – коефіцієнт, що враховує необоротності;
 L – потужність, Вт;
 P – тиск, Па;
 Q – тепловий потік, Вт;
 r – питома теплота випаровування, кДж/кг_{вл};
 t – температура, °С;
 V – об'ємна витрата, м³/с;
 ε – коефіцієнт трансформації;
 φ – відносна вологість;
 η – енергетичний ККД;
 ρ – густина, кг/м³.

Індекси:

b – байпас;

бар – барометричний;
 вип – випаровування;
 відп – відповідний;
 вл – волога;
 д – дійсний;
 заг – загальний;
 к – конденсація, калорифер;
 м – мокрого термометру;
 оп – опалення;
 р – реальний;
 рец – рециркуляція;
 см – суміш;
 сп – сухе повітря;
 су – сушильна установка;
 т – теоретичний;
 тн – теплового насосу;
 0 – оточуюче середовище.

Вступ

Розробка та впровадження на підприємствах агропромислового комплексу нової техніки та технології, що дозволяє підвищувати якість продукції, забезпечує економію паливно-енергетичних ресурсів та охорону навколишнього середовища, являється першочерговою задачею науки та техніки. Підвищення енергетичної ефективності теплових установок може бути успішно вирішено, зокрема, шляхом

застосування теплонасосних технологій, що дозволяють створювати раціональні схеми використання енергії, утилізувати вторинні енергоресурси.

Останнє десятиріччя теплонасосні технології знаходять широке застосування у найбільш енергоємних галузях промисловості, однією з яких є сушіння [1]. Знаходження нових способів та режимів сушіння, які б забезпечували не тільки високу інтенсивність видалення

ня вологи із матеріалу, а й високі коефіцієнти корисної дії, представляє важливу народно-господарську задачу, оскільки широке розповсюдження процесів сушки та їх порівняно висока енергоємність призводять до значної витрати паливно-енергетичних ресурсів. В Україні спроби термодинамічного аналізу енергетичної ефективності застосування теплонасосних установок для сушки деревини зроблені в роботі [2].

В даній роботі проаналізовано енергетичну ефективність використання теплових насосів в галузі конвективного сушіння деревини у порівнянні з традиційними схемами реалізації сушильного процесу. За критерій енергетичної ефективності оберемо величину витрат енергії на випаровування 1 кг вологи – e .

З літературних джерел відомо, що теплонасосні сушильні установки можуть бути як відкритого типу, так і замкнутого рециркуляційного типу. Рециркуляція призводить до підвищення ККД сушильної установки, а також до підвищення відносної вологості повітря та сприяє зниженню механічних напружень в матеріалі. Тому рециркуляцію використовують для сушіння лісоматеріалів та інших матеріалів, для яких якість продукції в значній мірі визначається режимом сушіння.

В якості вихідного матеріалу для проведення енергетичного аналізу оберемо з

найбільш розповсюджені у будівництві та меблевій галузі породи деревини: сосна, дуб, модрина. Відповідно до сортаменту деревини, за спеціалізованою літературою [3] оберемо регламентовані технологічні параметри сушильного агента при реалізації м'якого, низькотемпературного процесу сушіння.

Нижче розглянуто питання енергетичного аналізу деяких рециркуляційних теплонасосних схем сушильних установок та їх співставлення з традиційною сушильною установкою з рециркуляцією сушильного агента.

Аналіз виконано для першого періоду сушіння, коли вологообмін між сушильним агентом та матеріалом проходить при постійній температурі – температурі мокрого термометра t_m .

Енергетичний аналіз традиційної схеми конвективної сушарки з рециркуляцією сушильного агента

З літературних джерел відомо, що найбільш енергоефективним схемним рішенням для реалізації низькотемпературного процесу конвективного сушіння деревини, при традиційному використанні в якості джерела теплоти системи з водяним калорифером, являється схема з рециркуляцією відпрацьованого сушильного агента «до калорифера», принципову схему якої показано на рис. 1.

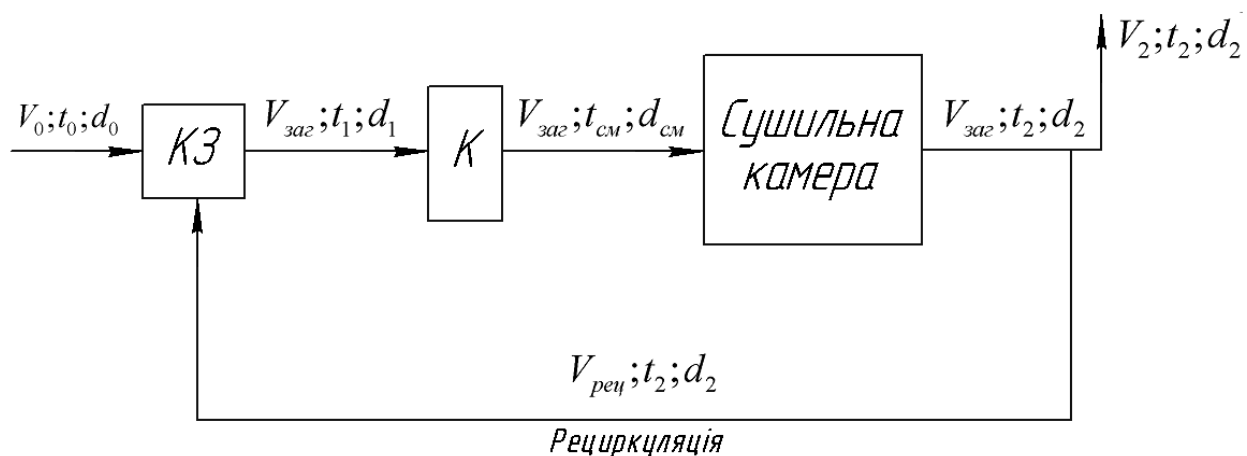


Рис. 1. Сушарка з частковою рециркуляцією сушильного агента: К – калорифер; КЗ – камера змішування.

Особливістю даної схеми є відсутність необхідності підвищення рівня температурно-го нагріву навколишнього повітря у калорифері вище технологічно регламентованої. Свіже повітря, що надходить в систему, частково нагрівається за рахунок теплоти, переданої від рециркуляційного потоку, що, в загальному випадку, знижує температурні вимоги до вузла підготовки теплоносія.

Величину рециркуляції відпрацьованого сушильного агента характеризують коефіцієнтом рециркуляції

$$K = \frac{V_{\text{рец}}}{V_{\text{заг}}} \quad (1)$$

Вологовміст сушильного агента на вході в штабель деревини визначається із матеріального балансу камери змішування

$$d_{\text{см}} = \frac{K}{1-K} \Delta d + d_0 \quad (2)$$

Методика визначення величини Δd описана в [4].

Із рівняння (2) випливає, що при заданих технологічних параметрах сушіння ($d_{\text{см}}$, Δd) існує відповідне значення коефіцієнта рециркуляції

$$K_{\text{відп}} = \frac{d_{\text{см}} - \Delta d}{\Delta d + d_{\text{см}} - d_0} \quad (3)$$

З урахуванням рівняння (2), відносна вологість сушильного агента на вході в штабель $\varphi_{\text{см}}$ є функцією коефіцієнта рециркуляції [2]

$$\varphi_{\text{см}} = \frac{d_{\text{см}}(K) \cdot P_{\text{бар}}}{d_{\text{см}}(K) \cdot P_{\text{п.макс}}(t_{\text{см}}) + 0,622 \cdot P_{\text{п.макс}}(t_{\text{см}})} \quad (4)$$

Зробивши припущення, що процес сушіння деревини в нашому випадку являється теоретичним, тобто без втрат теплоти в навколишнє середовище та на прогрів матеріалу тощо, параметри сушильного агента до і після штабелю визначаються за методикою, наведеною в [4].

Енергетичний коефіцієнт корисної дії сушарки, в загальному випадку, запишеться як

$$\eta_{\text{су}} = \frac{Q_{\text{вип}}}{Q_{\text{к}}} \quad (5)$$

Енергетичний ККД для сушарки даного типу, з урахуванням коефіцієнта рециркуляції

$$\eta_{\text{су}} = \frac{\rho_{\text{см}} \cdot r(t_{\text{м}}) \cdot \Delta d}{t_{\text{см}} \cdot \rho_1 - ((1-K) \cdot \rho_0 \cdot t_0 + K \cdot \rho_2 \cdot t_2)} \cdot \eta_{\text{он}} \quad (6)$$

Із літературних джерел відомо, що коливається в межах від 85 до 95 % [5].

Питомі витрати енергії на випаровування вологи

$$e = \frac{r(t_{\text{м}})}{\eta_{\text{су}}} \quad (7)$$

Технологічні параметри сушильного агента на вході в штабель для обраних порід деревини прийняті згідно рекомендацій, наведених в [3]:

- 1) Сосна: $t_{\text{см}} = 52 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi_{\text{см}} = 70 \dots 80 \text{ \%}$;
- 2) Дуб: $t_{\text{см}} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi_{\text{см}} = 65 \dots 75 \text{ \%}$;
- 3) Модрина: $t_{\text{см}} = 57 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi_{\text{см}} = 80 \dots 90 \text{ \%}$.

Рівняння (4), (6) та (7) дозволяють побудувати графіки залежності енергетичних витрат e на процес сушіння та відносної вологості $\varphi_{\text{см}}$ сушильного агента на вході в штабель від коефіцієнта рециркуляції для прийнятих нами порід деревини (рис. 2).

З отриманих залежностей можна зробити висновок, що підвищення коефіцієнта рециркуляції сприяє зниженню питомих витрат енергії та підвищенню відносної вологості сушильного агента на вході в камеру. Із графіків отримуємо наступні значення коефіцієнта рециркуляції та питомих витрат енергії на випаровування вологи для різних порід деревини:

- для сосни (при $\varphi_{\text{см}} = 75 \text{ \%}$), $K = 97 \text{ \%}$,
 $e = 3190 \text{ кдж/кг}_{\text{вл}}$;
 для дуба (при $\varphi_{\text{см}} = 70 \text{ \%}$), $K = 96 \text{ \%}$,
 $e = 3175 \text{ кдж/кг}_{\text{вл}}$;
 для модрина (при $\varphi_{\text{см}} = 85 \text{ \%}$), $K = 98 \text{ \%}$,
 $e = 3161 \text{ кдж/кг}_{\text{вл}}$.

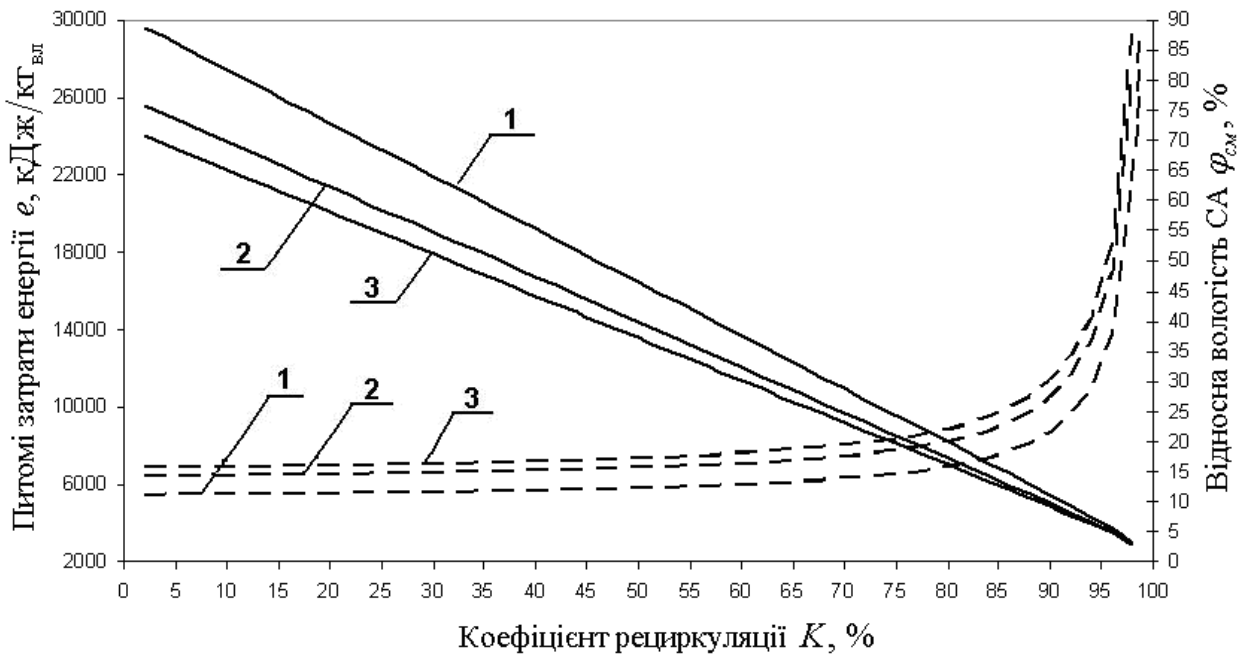


Рис. 2. Залежність питомих витрат енергії та відносної вологості повітря на вході в штабель від коефіцієнта рециркуляції:
1 – для модрина; 2 – для сосни; 3 – для дуба.

———— - Питомі витрати енергії e , кДж/кг_{вд};
----- - Відносна вологість сушильного агента $\varphi_{см}$, %

Для досягнення технологічно заданої відносної вологості повітря на вході в сушильну камеру, необхідно підтримувати значення коефіцієнта рециркуляції, близькі до одиниці. Це означає, що для швидкого виходу на технологічний режим сушіння спочатку може бути застосована повна рециркуляція ($K = 1$) з наступним переходом на часткову.

Енергетичний аналіз теплонасосної схеми конвективної сушарки з рециркуляцією сушильного агента

Теплонасосний агрегат, включений в схему конвективної сушарки, виконує дві функції:

- осушувача вологого сушильного агента, за рахунок охолодження повітря нижче точки роси у випарнику;
- калорифера (нагрівача осушеного повітря).

В якості нижнього джерела теплоти виступає рециркуляційний потік, що проходить

через випаровувач.

Принципову схему роботи установки зображено на рис. 3.

Особливістю даної схеми є те, що при постійному температурному режимі роботи теплового насоса, робота сушарки можлива тільки при певному коефіцієнті рециркуляції, що залежить від максимальної температури повітря, яку може забезпечити тепловий насос на виході з конденсатора. Технологічні параметри для сушильного процесу $t_{см}$ та $\varphi_{см}$ однозначно фіксують значення вологовмісту повітря на вході в штабель

$$d_{см} = 0,622 \frac{\varphi_{см} P_{п.макс}(t_{см})}{P_{бар} - \varphi_{см} P_{п.макс}(t_{см})} \quad (8)$$

ККД теплонасосної сушарки в загальному випадку визначається співвідношенням

$$\eta_{су} = \frac{Q_{вип}}{L_{тн}} \quad (9)$$

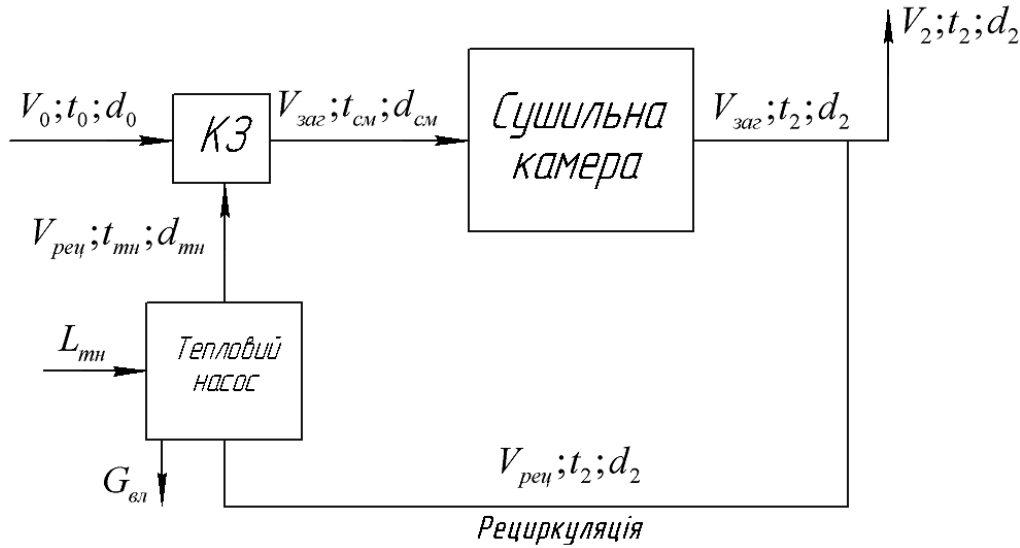


Рис. 3. Принципова схема теплонасосної сушарки.

Аналітичний вираз для визначення коефіцієнта рециркуляції отримується з енергетичного балансу системи в цілому

$$Q_2 + Q_{вл} = Q_0 + L_{тн}. \quad (10)$$

Величиною $Q_{вл}$ в розрахунках будемо нехтувати, зважаючи на її досить мале значення.

Величина роботи, яку необхідно підвести до компресора ідеального теплового насоса

$$L_{тн} = \frac{Q_{тн}^{вип}}{\epsilon_{тн} - 1}. \quad (11)$$

Теплове навантаження випаровувача теплового насоса

$$Q_{тн}^{вип} = V_{рец} \rho_{тн} \left[\begin{matrix} c_{сп}(t_2 - t_в) + r\Delta d + \\ + c_п(d_2 t_2 - d_{тн} t_в) \end{matrix} \right]. \quad (12)$$

Коефіцієнт трансформації теплоти ідеального циклу Карно

$$\epsilon_{тн}^T = \frac{1}{1 - \frac{273 + (t_в - \Delta t_в)}{273 + (t_{тн} + \Delta t_к)}}. \quad (13)$$

Рівняння (13) не враховує необоротність (реальність процесів) у зворотному циклі Карно. Для врахування різного роду необоротностей при роботі реальної установки вводиться поправочний коефіцієнт. Коефіцієнт трансформації дійсного циклу

$$\epsilon_{тн}^д = \frac{1}{1 - \frac{273 + (t_в - \Delta t_в)}{273 + (t_{тн} + \Delta t_к)}} k. \quad (14)$$

Згідно з роботою [6] k може приймати значення $k = 0,5 \dots 0,7$.

Кількість теплоти, що спрямовується в атмосферу з сушильним агентом,

$$Q_2 = V_2 \rho_2 [c_{сп} t_2 + d_2 (r + c_п t_2)]. \quad (15)$$

Кількість теплоти, що поступає в сушильну камеру зі свіжим повітрям,

$$Q_0 = V_0 \rho_0 [c_{сп} t_0 + d_0 (r + c_п t_0)]. \quad (16)$$

Після підстановки отриманих вище аналітичних виразів у (10) та проведення ряду математичних перетворень, значення коефіцієнта рециркуляції

$$K = \left[\frac{\rho_{тн} [c_{сп}(t_2 - t_в) + r\Delta d + c_п(d_2 t_2 - d_{тн} t_в)]}{(\rho_2 [c_{сп} t_2 + d_2 (r + c_п t_2)] - \rho_0 [c_{сп} t_0 + d_0 (r + c_п t_0)]) (\epsilon_{тн} - 1)} + 1 \right]^{-1}. \quad (17)$$

Рівняння (17) може бути реалізоване разом з рівнянням для вологовмісту сушильного агента $d_{\text{тн}}$ на виході із конденсатора теплового насоса, яке випливає з матеріального балансу камери змішування

$$d_{\text{тн}} = \frac{d_{\text{см}} - (1 - K)d_0}{K} \quad (18)$$

Із системи рівнянь (17) та (18) випливають значення коефіцієнта рециркуляції для обраних нами порід деревини: сосна – $K = 97,1 \%$; дуб – $K = 98 \%$; модрина – $K = 96,3 \%$.

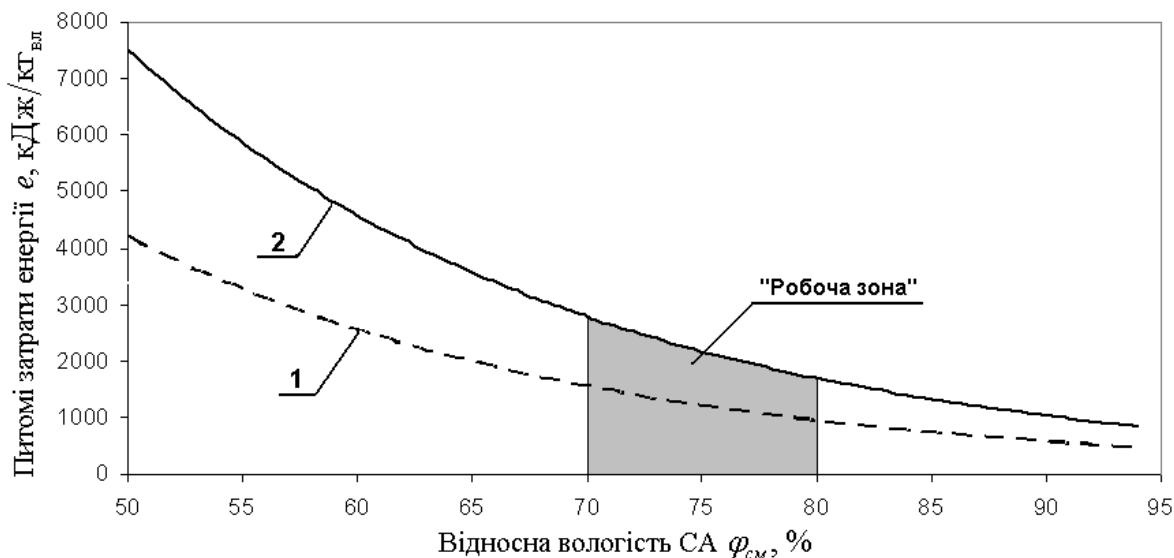
Вираз для визначення ККД теплонасосної сушарки при даній схемній реалізації сушильного процесу

$$\eta_{\text{cy}} = \frac{\rho_{\text{см}} r(t_{\text{м}}) \Delta d}{K \rho_{\text{тн}} [c_{\text{сп}}(t_2 - t_{\text{в}}) + r \Delta d + c_{\text{п}}(d_2 t_2 - d_{\text{тн}} t_{\text{в}})]} \cdot (\varepsilon_{\text{тн}} - 1) \quad (19)$$

За рівняннями (7), (19) та (8), (18), (17), (13), (14) побудовані графіки залежності питомих енергетичних витрат від початкової відносної вологості сушильного агента, $e = f(\varphi_{\text{см}})$, для теплонасосної сушарки з рециркуляцією повітря та обраних нами порід деревини при відповідних режимах сушіння (рис. 4). Варто зазначити, що у випадку використання теплового насоса енергетичні витрати представляють собою кількість витраченої електричної енергії на випаровування 1 кг вологи.

На наведених графічних залежностях чітко прослідковується той факт, що величина питомих енергетичних витрат на випаровування во-

логи зменшується при збільшенні початкової відносної вологості сушильного агента на вході в штабель. На графіках показано так звану «робочу зону» – область, у якій визначаються енергетичні витрати при роботі установки з регламентованими технологічними параметрами сушильного агента. Вплив температурного рівня процесу сушіння для різних порід деревини не є визначальним для величини енерговитрат. Основну роль у визначенні величини енергоефективності процесу відіграє положення «робочої області» на графіку, тобто допустимий діапазон та конкретні числові величини відносної вологості сушильного агента на вході



a)

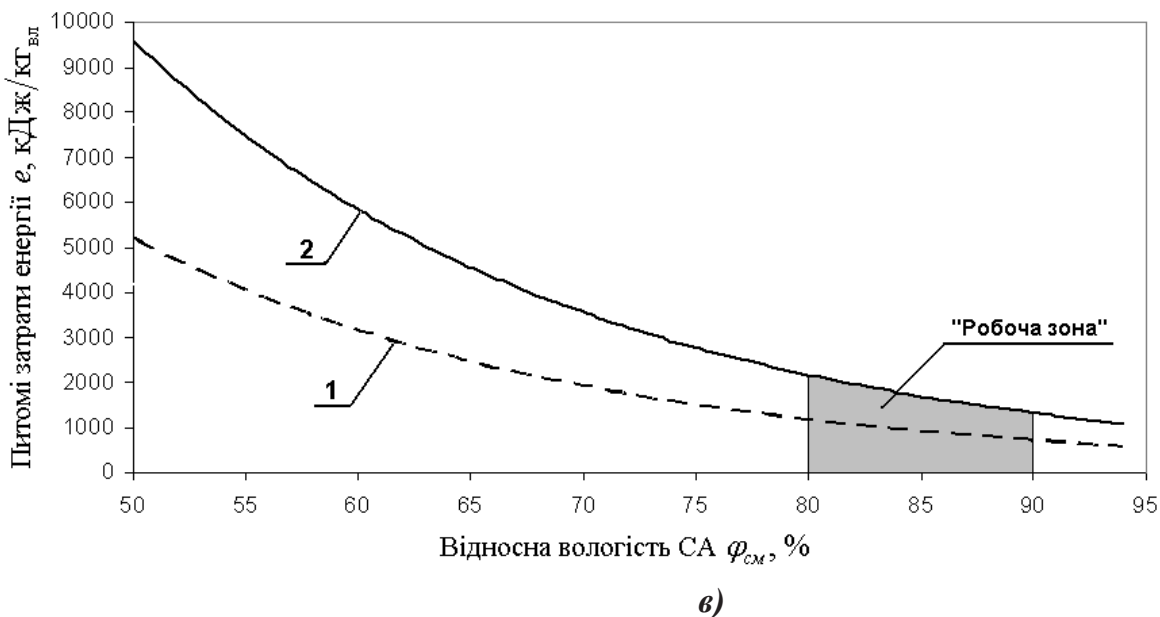
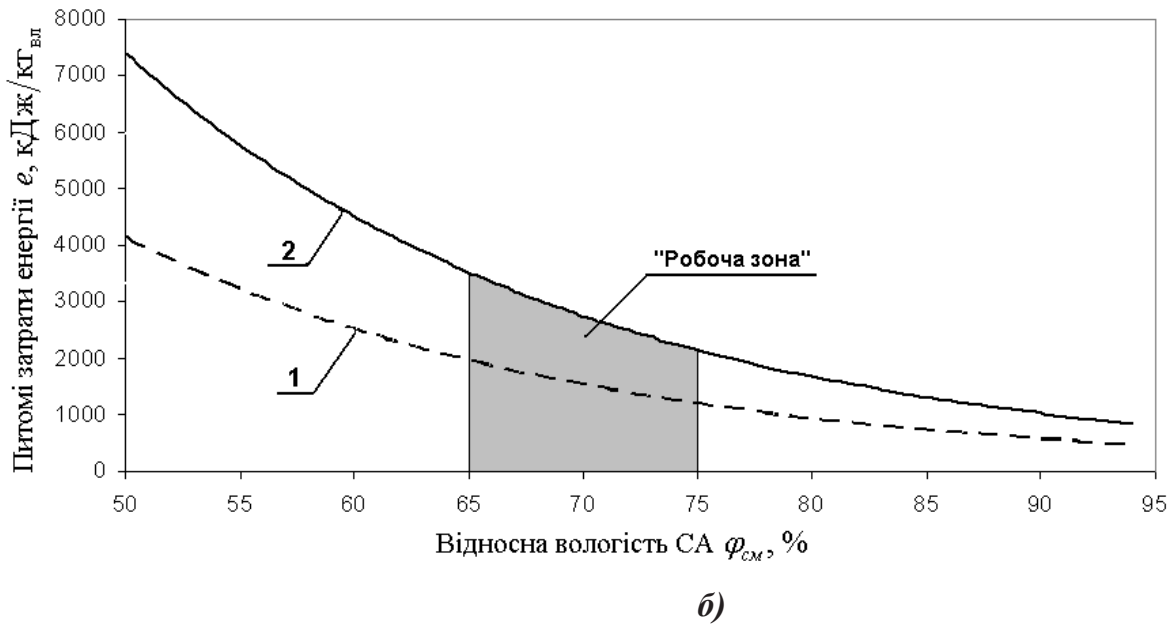


Рис. 4. Залежність питомих витрат енергії від початкової відносної вологості повітря при сушінні: а) сосни; б) дуба; в) модрина; 1 – для ідеального теплового насоса; 2 – для реального теплового насоса.

в камеру.

Із графіків видно, що питомі витрати енергії на випаровування вологи зі збільшенням відносної вологості повітря монотонно зменшуються, досягаючи значення питомої теплоти пароутворення та менше ($r = 2500$ кДж/кг_{вл}), завдяки багаторазовому використанню тепло-

ти пароповітряної суміші і зменшенню витрат енергії на підігрів свіжого повітря при видаленні надлишкової теплоти в атмосферу у вигляді пароповітряної суміші з високою концентрацією вологи. В кінцевому рахунку це призводить до значної економії енергоресурсу в процесі сушки.

Енергетичний аналіз теплонасосної схеми конвективної сушарки з байпасуванням теплового насоса

Особливістю теплонасосної сушарки з байпасуванням (рис. 5) в порівнянні з попередньою схемою є те, що в стаціонарному режимі роботи установки через тепловий насос пропускається

не весь об'єм рециркуляційного потоку. Частина потоку байпасом оминає теплонасосний агрегат, підмішуючись до основного потоку безпосередньо перед самим штабелем деревини. Це дає змогу регулювати температурний режим роботи теплового насоса та параметри сушильного агента на вході в камеру.

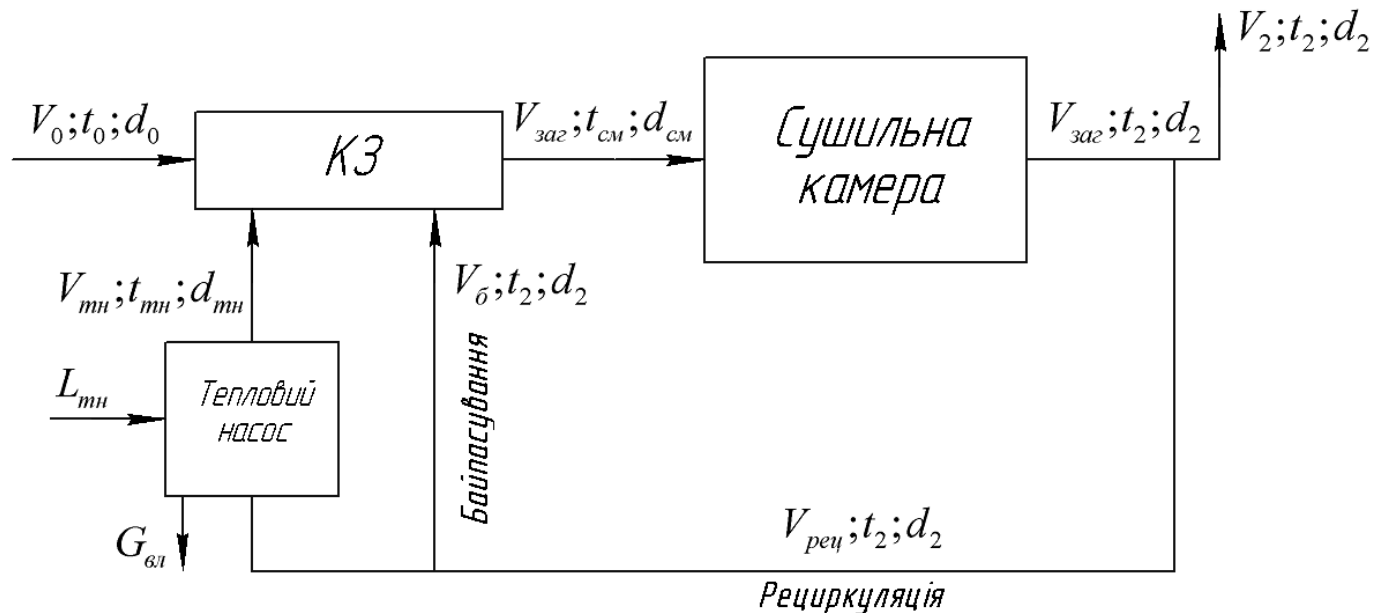


Рис. 5. Принципова схема теплонасосної сушарки з байпасуванням сушильного агента.

Коефіцієнт байпасування

$$a = \frac{V_{\text{б}}}{V_{\text{рец}}} \quad (20)$$

При фіксованій температурі нагріву повітря в конденсаторі теплового насоса $t_{\text{тн}}^{\text{max}}$, максимальний коефіцієнт байпасування, з урахуванням режимних параметрів процесу сушки, визначається, виходячи з матеріального балансу камери змішування

$$a_{\text{max}} = \frac{\rho_{\text{тн}} t_{\text{тн}}^{\text{max}} - \rho_{\text{см}} t_{\text{см}}}{\rho_{\text{тн}} t_{\text{тн}}^{\text{max}} - \rho_2 t_2} \quad (21)$$

В сучасних конструкціях теплових насосів, завдяки появі у компресорах частотних перетворювачів, можливе регулювання температури повітря на виході із конденсатора $t_{\text{тн}}$. В такому випадку, ця температура є функцією коефіцієнта байпасування. З урахуванням запису рівняння (21), температура повітря на виході з конденсатора

$$t_{\text{тн}} = \frac{\rho_{\text{см}} t_{\text{см}} - a \rho_2 t_2}{(1-a) \rho_{\text{тн}}} \quad (22)$$

Енергетичний ККД теплонасосної сушарки з байпасуванням

$$\eta_{\text{су}} = \frac{\rho_{\text{см}} r(t_{\text{м}}) \Delta d}{K(1-a) \rho_{\text{тн}} [c_{\text{сп}}(t_2 - t_{\text{в}}) + r \Delta d + c_{\text{п}}(d_2 t_2 - d_{\text{тн}} t_{\text{в}})] (\varepsilon_{\text{тн}} - 1)}, \quad (23)$$

де K , як і в попередньому випадку, визначається за формулою (17).

Величина вологовмісту сушильного агента на виході із конденсатора теплового насосу визначається з матеріального балансу вузла змішування

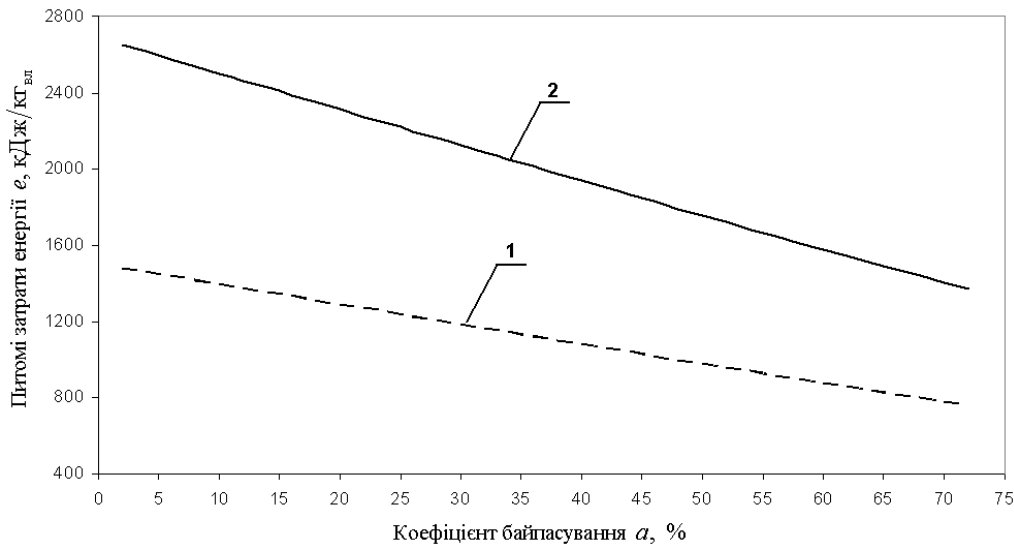
$$d_{\text{тн}} = \frac{d_{\text{см}} - (1 - K)d_0 - aKd_2}{K(1 - a)} \quad (24)$$

Таким чином, питомі витрати енергії на випаровування вологи для даного випадку будуть залежати від коефіцієнта байпасування.

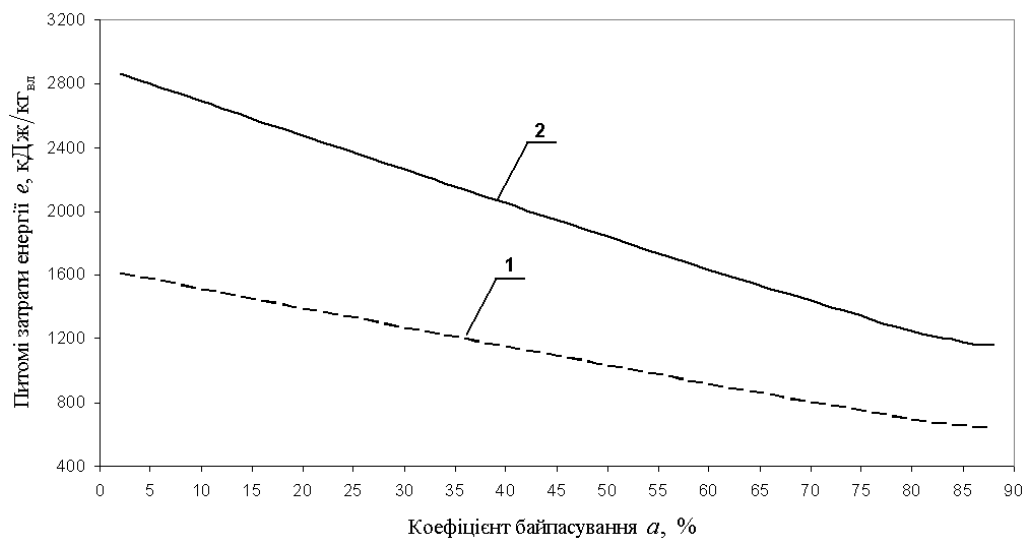
Варто зазначити, що згідно виразу (21), для кожного сорту деревини, в залежності

від технологічних параметрів сушіння, діапазон зміни коефіцієнта байпасування буде індивідуальним (від 0 до a_{max}). В такому випадку, варто зафіксувати конкретні значення технологічних параметрів сушильного агента із рекомендованих діапазонів для обраних нами сортів деревини.

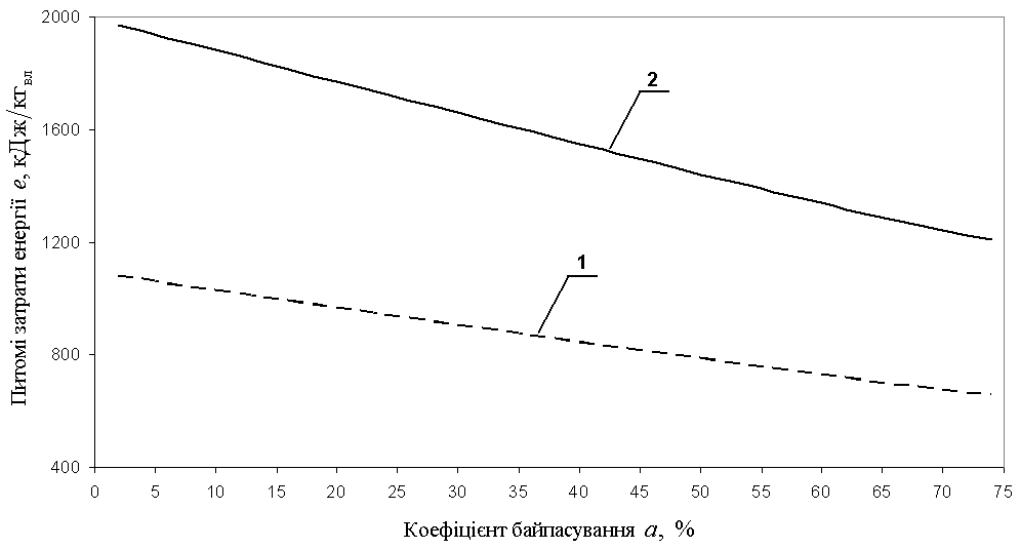
Рівняння (7), (17), (23) та (24) дозволяють побудувати графіки залежності питомих енергетичних витрат від коефіцієнта байпасування, при заданих технологічних параметрах сушильного агента на вході в сушильну камеру (рис. 6).



а)



б)



в)

Рис. 6. Залежність питомих витрат енергії від коефіцієнта байпасування при сушінні: а) сосни при $\varphi = 75\%$; б) дуба при $\varphi = 70\%$; в) модрина при $\varphi = 85\%$; 1 – для ідеального теплового насосу; 2 – для реального теплового насосу.

Значення питомих витрат енергії для традиційної та теплонасосних схем представлені в таблиці.

Табл. Значення питомих енергетичних витрат

	Традиційна сушарка з рециркуляцією		Теплонасосна сушарка з рециркуляцією		Теплонасосна сушарка з байпасуванням
	$K, \%$	$e, \text{кДж/кг}_{\text{вл}}$	$K, \%$	$e, \text{кДж/кг}_{\text{вл}}$	$e, \text{кДж/кг}_{\text{вл}}$
Сосна $\varphi_{\text{см}} = 75\%$ $t_{\text{см}} = 52\%$	97	3190	97,1	$\frac{1447,5_{(т)}}{2583_{(п)}}$	$\frac{762_{(т)}}{1373_{(п)}}$
Дуб $\varphi_{\text{см}} = 70\%$ $t_{\text{см}} = 50\%$	96	3175	98	$\frac{1690_{(т)}}{3020_{(п)}}$	$\frac{641_{(т)}}{1160_{(п)}}$
Модрина $\varphi_{\text{см}} = 85\%$ $t_{\text{см}} = 57\%$	98	3561	96,3	$\frac{1008,5_{(т)}}{1858_{(п)}}$	$\frac{657_{(т)}}{1210_{(п)}}$

Аналізуючи наведені дані, можна зробити висновок, що теплонасосна схема з рециркуляцією характеризується більш низькими значеннями величини e , а байпасування теплового насоса дозволяє додатково знизити питомі витрати енергії на величину від 40 % для сосни до 60 % для дуба. Підвищення енергоефективності установки можна пояснити зменшенням роботи на привід компресора теплового насоса при зменшенні теплового навантаження випаровувача за рахунок зменшення витрати сушильного агента через тепловий насос при збільшенні коефіцієнта байпасування.

Висновки

1. Застосування рециркуляції сушильного агента в традиційних конвективних сушарках дозволяє підвищити енергоефективність їх роботи та реалізовувати процес сушіння при технологічно рекомендованих параметрах сушильного агента.

2. Теплонасосна сушарка з рециркуляцією сушильного агента забезпечує значне зниження питомих витрат енергії у порівнянні з традиційними схемами сушарок і, одночасно, забезпечує якісні показники процесу сушіння за рахунок підтримання необхідних технологічних параметрів сушильного агента. При цьому величина питомих витрат енергії визначається, в основному, відносною вологістю повітря $\varphi_{\text{см}}$ на вході в сушильну камеру і зменшується при збільшенні $\varphi_{\text{см}}$.

3. Байпасування теплового насоса є ефективним засобом підвищення енергоефективності теплонасосної сушарки з рециркуляцією і приводить до зменшення питомих витрат енергії на випаровування вологи від $\approx 40\%$ для сосни до $\approx 60\%$ для дуба.

ЛІТЕРАТУРА

1. *Везиришвили О.Ш., Меладзе Н.В.* Энергосберегающие теплонасосные системы теплохладоснабжения. – М.: МЭИ, 1994. – 160 с.

2. *Горбенко Г.А., Загоскин С.А., Ганжа Е.П.* Термодинамический анализ энергетической эффективности применения тепловых насосов в установках для конвективной сушки древесины // *Авиационно – космическая техника и технология: Сб. науч. тр. Харьковского авиационного института им. Н.Е. Жуковского за 1997 г. – Харьков. – 1998. – С. 161 – 167 с.*

3. *Кречетов И.В.* Сушка и защита древесины. Учебник для техникумов. – М.: «Лесная промышленность», 1987 – 328 с.

4. *Богданов Е.С., Козлов В.А., Кунтыш В.Б., Мелехов В.И.* Справочник по сушке древесины. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Лесная промышленность, 1990. – 394 с.

5. *Русланов Г.В., Розкин М.Я., Ямпольский Э.Л.* Отопление и вентиляция жилых и гражданских зданий: Проектирование: Справочник. – Киев: Будівельник, 1983. – 272 с.

6. *Paitry J.* Stocage par chaleur latente. Paris. Puscdition. 1981. – 200 p.

Отримано 26.03.2010 р.