

УДК 621.577

Безродний М.К., Кутра Д.С.

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»

ПРО ВЕРХНЮ МЕЖУ ТЕРМОДИНАМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ
ТЕПЛОНАСОСНИХ СХЕМ УСТАНОВОК ДЛЯ СУШІННЯ ДЕРЕВИНИ

Наведено результати термодинамічного аналізу граничної ефективності роботи теплонасосних схем установок для сушіння деревини та вплив на цю величину основних технологічних параметрів сушильного процесу. Сформульовані практичні рекомендації щодо визначення номінальної величини нагріву сушильного агента у тепловому насосі.

Представлены результаты термодинамического анализа предельной эффективности работы теплонасосных схем установок для сушки древесины и влияния на эту величину основных технологических параметров. Сформулированы практические рекомендации к определению номинальной величины нагрева сушильного агента в тепловом насосе.

The results of thermodynamic analysis of the extreme efficiency using of heat pumps schemes for drying wood and the influence of main technological parameters of drying process by this amount are considered. Practical recommendations to the determinations of the nominal value of heating the drying agent in the heat pump are made.

a – коефіцієнт байпасування;
 c – питома теплоємність, кДж/(кг °С);
 d – вологовміст, кгвл/кгсп;
 K – коефіцієнт рециркуляції;
 L – потужність, Вт;
 Q – тепловий потік, Вт;
 r – питома теплота випаровування, кДж/кгвл;
 t – температура, °С;
 V – об'ємна витрата, м³/с;
 ε – коефіцієнт трансформації;

η – коефіцієнт використання енергії;
 ρ – густина, кг/м³;
 φ – відносна вологість;
 КВЕ – коефіцієнт використання енергії;
 ОС – оточуюче середовище;
 СА – сушильний агент;
 СК – сушильна камера;
 СУ – сушильна установка;
 ТН – тепловий насос;
 ТНСУ – теплонасосна сушарка.

Вступ

Світові цінові тенденції на ринку паливно-енергетичних ресурсів змушують людство все частіше звертати увагу на можливості і перспективи використання різного роду ресурсозберігаючих технологій не тільки для потреб громадського теплозабезпечення, а й для теплотехнологічних процесів, які є найбільшими «споживачами» ПЕК. До найбільш енергоємних процесів промислової галузі можна віднести процеси сушіння, зокрема, сушіння деревини, яка являється одним із основних матеріалів в індустрії будівництва. Використання теплонасосних технологій в деревообробній галузі дозволяє не тільки створювати раціональні схеми сушіння та утилізувати вторинні енергоресурси, а й призводить до значного підвищення енергоефективності самого процесу, що безпосередньо пов'язано з еконо-

мією енергоресурсу.

Незважаючи на очевидну енергоекономічну перспективу використання теплових насосів (ТН) в процесах сушіння деревини, в літературі відсутні аналітичні залежності та методики, які б дозволяли об'єктивно оцінити величину ефективності використання вищезгаданих технологій в залежності від різного роду умов, що включають технологічні параметри процесу сушіння та параметри роботи теплового насосу для забезпечення сушильного процесу, а також їх вплив на величину ефективності роботи установки в цілому.

Дана робота присвячена питанню граничної термодинамічної ефективності застосування теплонасосних технологій сушіння на прикладі різних схемних рішень, та вплив основних технологічних параметрів сушильного процесу на цю величину.

Теплонасосна сушарка з рециркуляцією сушильного агенту

Питання термодинамічної та енергетичної ефективності роботи теплонасосної схеми сушильної установки з частковою рециркуляцією сушильного агенту (СА) описані авторами у роботах [1, 2] для прийнятих умов роботи ТН та технологічних параметрів процесу сушіння. Однак, важливим питанням являється вплив параметрів роботи самого теплонасосного агрегату на ефективність роботи системи в цілому.

На рис. 1 показано сушильний цикл при даній схемній реалізації процесу.

Сушильний агент з технологічними параметрами t_{cm} , φ_{cm} (т. 1), в результаті проходження сушильної камери, випаровує вологу з деревини та покидає СК з параметрами t_2 , φ_2 (т. 2). Частина СА, у процесі 2-7, видаляється в оточуюче середовище. Інша частина рециркуляцією надходить у випарник теплового насосу, де в процесі 2-3 з СА, в результаті охолодження до t_b , конденсується волога. У конденсаторі ТН

сушильний агент нагрівається до необхідної, за умовами теплового балансу, температури t_{th} (пр. 3-4). У камері змішування сушильний агент частково охолоджується (пр. 4-5) за рахунок підмішування частини свіжого повітря (пр. 6-5) та з параметрами t_{cm} , φ_{cm} (т. 5) надходить у сушильну камеру. Цикл повторюється.

Температурний перепад сушильного агенту при проходженні камери $\Delta t_{ck} = t_{cm} - t_2$ регламентований для камер періодичної дії, залежить від роду деревини, що підлягає тепловологообробці [3], і складає:

- для хвойних порід $\Delta t_{ck} = 2...3$ °С;
- для берези, бука $\Delta t_{ck} = 1,5...2,5$ °С;
- для дуба, модрина $\Delta t_{ck} = 1...1,5$ °С.

З рис. 1 видно, що на ефективність роботи ТНСУ, окрім температурного рівня процесу t_{cm} та ступеню охолодження СА у випарнику до t_b , впливають також значення температурного напору між повітрям та холодильним агентом у конденсаторі та випарнику ТН (Δt_k та Δt_b

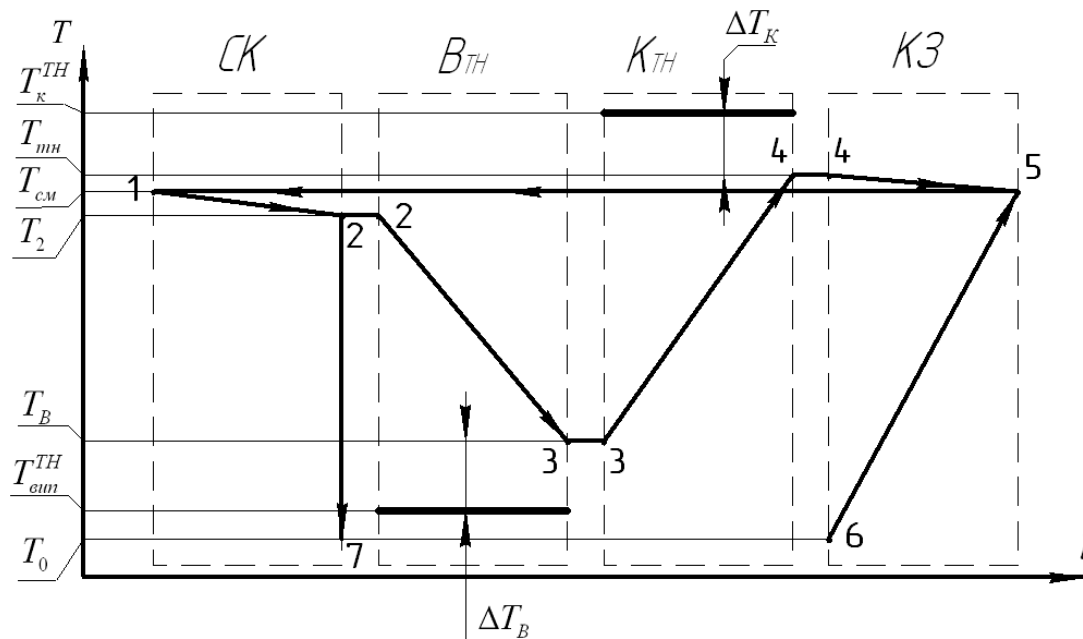


Рис. 1. Схема сушильного циклу при роботі ТНСУ з рециркуляцією СА:
 СК – сушильна камера; B_{TH} – випарник теплового насосу; K_{TH} – конденсатор теплового насосу; КЗ – камера змішування; 1-2 – пр. сушіння; 2-3 – пр. охолодження та осушення СА; 3-4 – пр. нагрівання СА; 4-5, 6-5 – пр. нагріву зовнішнього повітря в камері змішування; 2-7 – пр. видалення повітря в ОС.

відповідно). В більшості сучасних повітряних теплових насосів значення температурного напору між повітрям та холодильним агентом змінюється в відносно широкому діапазоні досягаючи $\Delta t = 15$ °С, що суттєво впливає на ефективність роботи агрегату. Частково це питання висвітлено у роботі [4]. Визначимо характер цього впливу, керуючись наступними підходами.

Ефективність роботи сушильної установки характеризується коефіцієнтом використання зовнішньої енергії на випаровування вологи, який можна представити наступним чином

$$\eta_{\text{су}} = Q_{\text{в}} / L_{\text{тн}}, \quad (1)$$

де $L_{\text{тн}}$ – потужність компресора.

Тепловий потік, що надходить на випаровування вологи, згідно [3]

$$Q_{\text{в}} = V_{\text{см}} \cdot \rho_{\text{см}} \cdot \Delta d_{\text{ск}} \cdot r \cdot (t_{\text{м}}), \quad (2)$$

де $\Delta d_{\text{ск}}$ – приріст вологовмісту СА в сушильній камері.

В літературі [5] наведена методика визначення $\Delta d_{\text{ск}}$

$$\Delta d_{\text{ск}} = \Delta t_{\text{ск}} \cdot (0,4 + 0,00074 \cdot d_{\text{см}}). \quad (3)$$

Потужність компресора теплового насосу

$$L_{\text{тн}} = Q_{\text{тн}}^{\text{вип}} / (\varepsilon_{\text{тн}} - 1). \quad (4)$$

Коефіцієнт трансформації теплоти ідеального циклу Карно з урахуванням необоротних втрат у конденсаторі та випаровувачі

$$\varepsilon_{\text{тн}} = \frac{273 + t_{\text{тн}} + \Delta t_{\text{к}}}{(273 + t_{\text{тн}} + \Delta t_{\text{к}}) - (273 + t_{\text{в}} - \Delta t_{\text{в}})}. \quad (5)$$

Як видно із (5), значення необоротних втрат у конденсаторі та випарнику ТН, що характеризуються температурними напорами $\Delta t_{\text{к}}$ та $\Delta t_{\text{в}}$, суттєво впливають на величину коефіцієнту трансформації, а, отже, і на ефективність роботи системи в цілому, що підтверджує вірність вищесформульованого припущення.

Теплове навантаження випарника ТН можна записати наступним чином

$$Q_{\text{тн}}^{\text{вип}} = V_2 \cdot \rho_2 \cdot [c_{\text{сп}} \cdot (t_2 - t_{\text{в}}) + r \cdot (d_2 - d_{\text{в}}) + c_{\text{п}} \cdot (d_2 \cdot t_2 - d_{\text{в}} \cdot t_{\text{в}})], \quad (6)$$

де $d_{\text{в}}$ – вологовміст СА на виході із випарника ТН, який не змінюється в конденсаторі, тобто $d_{\text{в}} = d_{\text{тн}}$.

При заданому температурному режимі роботи теплового насосу робота сушарки можлива тільки при певному значенні коефіцієнта рециркуляції.

Коефіцієнт рециркуляції сушильного агенту представляє собою відношення витрати сушильного агенту, що повертається в камеру, до загальної витрати повітря через штабель.

$$K = V_{\text{рец}} \cdot \rho_2 / V_{\text{заг}} \cdot \rho_{\text{см}}. \quad (7)$$

Значення K залежить від технологічних параметрів сушіння і може бути реалізоване при певній поки що невідомій температурі на виході з випарника $t_{\text{в}}$. З іншої сторони, K визначає температуру нагріву СА у ТН $t_{\text{тн}}$ та вологовміст сушильного агенту на виході з випарника $d_{\text{в}} = d_{\text{тн}}$. Дані величини можуть бути визначені методом послідовних наближень.

В першому наближенні приймаємо $K \approx 1$. З теплового балансу камери змішування визначаємо температуру СА за ТН

$$t_{\text{тн}} = (t_{\text{см}} - (1 - K) \cdot t_0) / K. \quad (8)$$

Матеріальний баланс камери змішування дозволяє визначити $d_{\text{тн}} = f(K)$

$$d_{\text{тн}} = (d_{\text{см}} - (1 - K) \cdot d_0) / K. \quad (9)$$

Аналітичний вираз для визначення $t_{\text{в}}$ можна отримати з енергетичного балансу теплового насосу

$$Q_{\text{тн}}^{\text{вип}} = Q_{\text{тн}}^{\text{конд}} \cdot (\varepsilon_{\text{тн}} - 1) / \varepsilon_{\text{тн}}. \quad (10)$$

Теплове навантаження конденсатора ТН

$$Q_{\text{тн}}^{\text{конд}} = V_2 \cdot \rho_{\text{тн}} \cdot c_{\text{сп}} \cdot (t_{\text{тн}} - t_{\text{в}}). \quad (11)$$

З теплового балансу ТН (10), з урахуванням

записаних для даних умов (6) та (11) отримуємо вираз для визначення t_B

$$t_B = \frac{[(c_{сп} + c_{п}d_2)t_2 + (d_2 - d_{тн})r] \frac{\varepsilon_{тн}}{\varepsilon_{тн} - 1} - (c_{сп} + c_{п}d_{тн})t_{тн}}{(c_{сп} + c_{п}d_{тн}) \frac{1}{\varepsilon_{тн} - 1}}, \quad (12)$$

який може бути реалізований методом послідовних наближень. При цьому у (5) для $\varepsilon_{тн}$ в першому наближенні приймаємо $t_B \approx t_2$.

Енергетичний баланс системи в цілому дозволяє отримати вираз для визначення коефіцієнта рециркуляції [2]

$$K = \frac{(\varepsilon_{тн} - 1)(h_2 - h_b)}{(h_2 - h_b) + (\varepsilon_{тн} - 1)(h_2 - h_0)}. \quad (13)$$

Отримане значення K порівнюється з початковим і при необхідності цикл повторюється.

Згідно [2], вираз для визначення КВЕ такої схеми сушарки має наступний вигляд

$$\eta_c = \frac{r(t_m) \Delta d_{ск}}{K [c_{сп}(t_2 - t_b) + r \Delta d_{ск} + c_{п}(d_2 t_2 - d_{тн} t_b)] (\varepsilon_{тн} - 1)}. \quad (14)$$

Оскільки значення $\varepsilon_{тн}$, що входить у (14), суттєво залежить від Δt_K та Δt_B , що безпосередньо впливає на величину КВЕ η_{cy} , проаналізуємо характер впливу сумарного температурного напору в діапазоні $\Delta t_K + \Delta t_B = 0 \dots 30$ °С на енергоефективність ТНСУ в цілому. На рис. 2 наведено графіки залежності коефіцієнта використання енергії від сумарного температурного напору для різних значень технологічного перепаду температур сушильного агента $\Delta t_{ск}$ для декількох варіантів технологічних параметрів сушіння.

З наведених ілюстрацій можемо зробити висновки, що зі збільшенням необоротностей в процесі теплообміну (ТО) між сушильним та холодильним агентом у конденсаторі та випарнику ТН, величина коефіцієнта використання зовнішньої енергії на випаровування вологи η_{cy} , що наведена на графіках у відносних одиницях, зазнає суттєвого зниження. Верхня межа енергетичної ефективності теплонасосної сушарки відповідає випадку відсутності необоротностей процесу ТО у випарнику та конденсаторі ТН ($\Delta t_K + \Delta t_B = 0$), і для прийнятих нами умов характеризується граничними значеннями КВЕ.

Оскільки випадок відсутності необоротностей ($\Delta t_K + \Delta t_B = 0$) є ідеалізованим та, враховуючи неможливість його реалізації на практиці, для подальшого аналізу оберемо реальні граничні значення температурних напорів у конденсаторі та випаровувачі $\Delta t_K = 10$ °С та $\Delta t_B = 10$ °С, що сумарно становить $\Delta t_K + \Delta t_B = 20$ °С [4].

На рис. 3 наведено графік залежності граничного КВЕ від технологічного температурного перепаду СА $\Delta t_{ск}$ в діапазоні зміни параметрів сушильного агента від $t_{см} = 50$ °С, $\varphi_{см} = 70$ % до $t_{см} = 60$ °С, $\varphi_{см} = 80$ % у випадку роботи реального теплового насоса.

Із наведеного графіку видно, що з ростом $\Delta t_{ск}$ величина КВЕ збільшується, що пояснюється зростанням корисно використаної теплоти сушильного агента на випаровування вологи в кожному циклі при проходженні його через сушильну камеру.

Теплонасосна сушарка з рециркуляцією сушильного агента та байпасуванням теплового насоса

Схема сушильного циклу роботи теплонасосної схеми сушарки з частковою рециркуляцією сушильного агента та байпасуванням теплового насоса показана на рис. 4. З літературних джерел відомо, що байпасування теплового насоса дозволяє додатково підвищити енергоефективність сушильного процесу, що

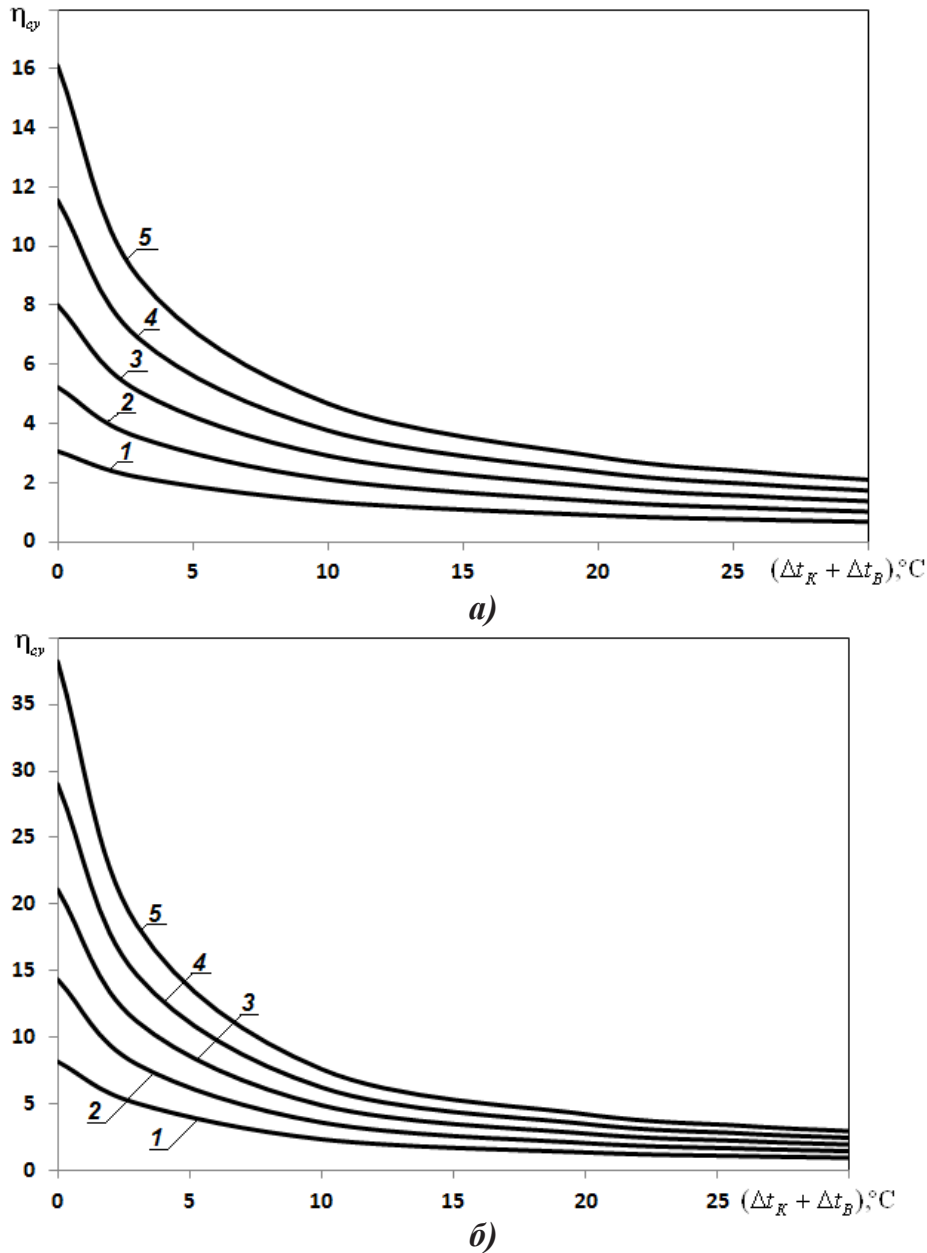


Рис. 2. Графік залежності коефіцієнту використання зовнішньої енергії ТНСУ від $(\Delta t_K + \Delta t_B)$: а) для $t_{cm} = 50$ °С, $\varphi_{cm} = 70$ °С; б) для $t_{cm} = 60$ °С, $\varphi_{cm} = 80$ °С; 1 – $\Delta t_{ck} = 1$ °С; 2 – $\Delta t_{ck} = 1,5$ °С; 3 – $\Delta t_{ck} = 2$ °С; 4 – $\Delta t_{ck} = 2,5$ °С; 5 – $\Delta t_{ck} = 3$ °С.

також показано авторами у роботах [1, 2].

Відмінність робочого процесу наведеної схеми (рис. 4) в порівнянні з попередньою полягає в тому, що тепловологообробці у тепловому насосі піддається лише частина відпрацьованого сушильного агента (пр. 2-3). Інша доля байпасом оминає тепловий насос (пр. 2-5), підмішуючись безпосередньо до об-

робленого повітря у камері змішування. Отримана суміш з технологічними параметрами t_{cm} , φ_{cm} надходить в сушильну камеру (пр. 5-1).

Характерною відмінністю вищенаведеної схеми від попередньої є також те, що тепловий насос повинен забезпечувати більш високий перегрів сушильного агента у конденсаторі в порівнянні з $t_{cm} (t_{th} - t_{cm})_{ТНСУ(б)} \gg (t_{th} - t_{cm})_{ТНСУ(рец)}$

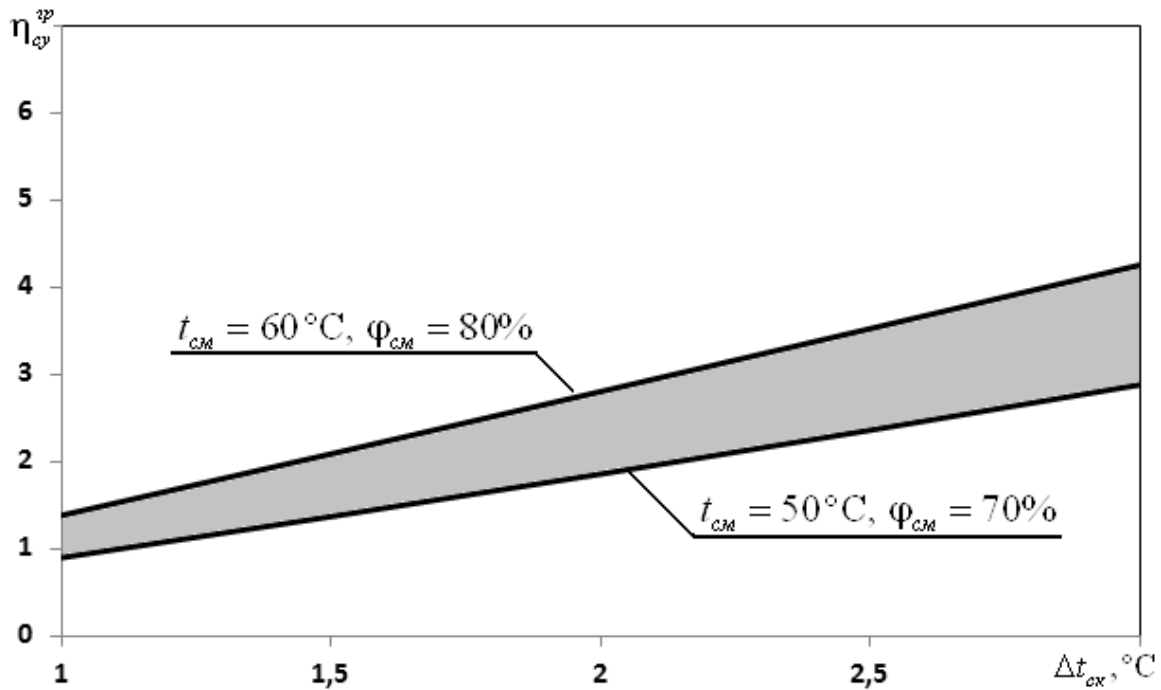


Рис. 3. Графік залежності граничного коефіцієнта використання зовнішньої енергії ТНСУ (реци) від технологічної різниці температури сушильного агента при $\Delta t_K = 10^\circ\text{C}$; $\Delta t_B = 10^\circ\text{C}$ в діапазоні зміни $t_{cm} = 50\dots 60^\circ\text{C}$ та $\varphi_{cm} = 70\dots 80\%$.

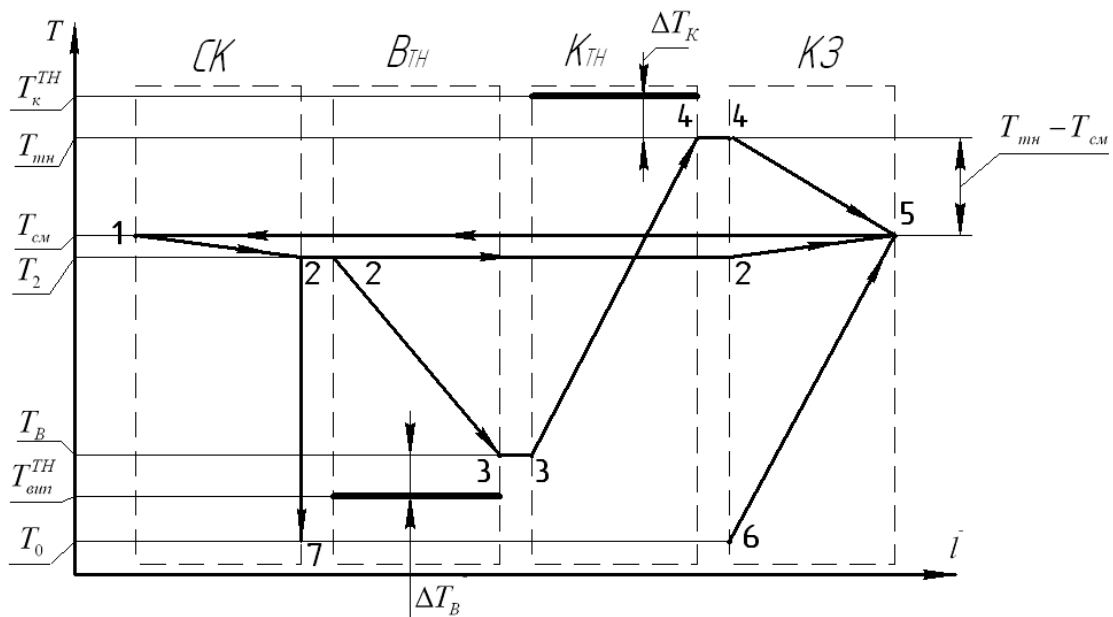


Рис. 4. Схема сушильного процесу з рециркуляцією сушильного агента та байпасуванням теплового насоса: СК – сушильна камера; $B_{ТН}$ – випарник теплового насоса; $K_{ТН}$ – конденсатор теплового насоса; КЗ – камера змішування; 1-2 – пр. сушіння; 2-3 – пр. охолодження та осушення СА; 3-4 – пр. нагрівання СА; 4-5, 6-5 – пр. змішування потоків повітря; 2-7 – пр. видалення повітря в ОС.

за умовою енергобалансу камери змішування для отримання суміші заданих технологічних параметрів. Ступінь нагріву залежить від величини коефіцієнта байпасування, який характеризується наступним співвідношенням

$$a = V_6 \rho_2 / (V_{\text{рец}} \rho_2). \quad (15)$$

В роботах [1, 2] показано, що коефіцієнт байпасування має граничне значення, яке визначається з теплового балансу камери змішування при $t_{\text{ТН}} = t_{\text{ТН}}^{\text{max}}$ (де $t_{\text{ТН}}^{\text{max}}$ – паспортна величина для конкретного теплового насоса). Якщо тепловий насос знаходиться на стадії проектування, то для забезпечення максимальної енергоефективності роботи установки необхідно визначити номінальне значення перегріву $(t_{\text{ТН}} - t_{\text{см}})_{\text{ном}}$, яке мусить забезпечувати ТН, та яке може бути визначене наступним чином.

Алгоритм розрахунку схеми з байпасуванням аналогічний вищевказаному та виконується методом послідовних наближень. В першому наближенні приймаємо $K \approx 1$. З теплового балансу камери змішування визначаємо необхідне значення температури СА на виході з ТН при кожному заданому значенні коефіцієнта байпасування

$$t_{\text{ТН}} = \frac{t_{\text{см}} - (1 - K)t_0 - a K t_2}{K(1 - a)}. \quad (16)$$

Матеріальний баланс камери змішування дозволяє визначити $d_{\text{ТН}} = f(K; a)$

$$d_{\text{ТН}} = \frac{d_{\text{см}} - (1 - K)d_0 - a K d_2}{K(1 - a)}. \quad (17)$$

Аналітичний вираз для $t_{\text{Б}}$, що виражається з теплового балансу (10) з урахуванням записаних для даних умов (6) та (11), аналогічний виразу (12).

Енергетичний баланс системи в цілому дозволяє отримати вираз для визначення коефіцієнта рециркуляції

$$K = \frac{(\varepsilon_{\text{ТН}} - 1)(h_2 - h_{\text{Б}})}{(1 - a)(h_2 - h_{\text{Б}}) + (\varepsilon_{\text{ТН}} - 1)(h_2 - h_0)}. \quad (18)$$

Отримане значення K порівнюється з початковим і при необхідності цикл повторюється.

Згідно [2], вираз для визначення КВЕ такої схеми сушарки має наступний вигляд

$$K = \frac{(\varepsilon_{\text{ТН}} - 1)(h_2 - h_{\text{Б}})}{(1 - a)(h_2 - h_{\text{Б}}) + (\varepsilon_{\text{ТН}} - 1)(h_2 - h_0)}. \quad (19)$$

Числовий аналіз, проведений за викладаєною методикою, дозволяє оцінити залежність коефіцієнта використання енергії від параметра байпасування $1/(1 - a)$, що характеризує собою підвищення ефективності роботи сушильної установки за рахунок зменшення потоку сушильного агента, який проходить через тепловий насос (рис. 5).

Для можливості порівняння впливу байпасування на енергоефективність роботи сушарки з попередньою схемою графіки побудовані для випадку роботи теплового насоса при значеннях необоротностей у випаровувачі та конденсаторі $\Delta t_{\text{К}} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ та $\Delta t_{\text{Б}} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$, що сумарно становить $\Delta t_{\text{К}} + \Delta t_{\text{Б}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ та узгоджується з попередньою схемою.

Як бачимо із наведених ілюстрацій, функція $\eta_{\text{cy}} = f(1/(1 - a))$ має чітко виражений екстремум, який відповідає максимальному значенню коефіцієнта використання енергії при оптимальному значенні коефіцієнта байпасування. Наявність такого екстремуму обумовлена протилежним впливом на ефективність роботи сушарки двох величин: параметра байпасування $1/(1 - a)$ і коефіцієнта трансформації $\varepsilon_{\text{ТН}}$, який при збільшенні коефіцієнта байпасування (або величини $1/(1 - a)$) зменшується внаслідок відповідного зростання температури повітря $t_{\text{ТН}}$ на виході з теплового насоса. Граничні (максимальні) значення коефіцієнта η_{cy} , які може забезпечити теплонасосна схема сушильної установки з рециркуляцією та байпасуванням СА повз ТН, представлені на рис. 6, в залежності від технологічного температурного перепаду $\Delta t_{\text{ск}}$ в вищевказаному діапазоні параметрів сушіння $\Delta t_{\text{см}}$, $\varphi_{\text{см}}$. Видно, що така схема установки забезпечує багаторазове підвищення граничних коефіцієнтів η_{cy} в порівнянні з відповідними значеннями $\eta_{\text{cy}}^{\text{гр}}$ для схеми без байпасування сушильного агента. При цьому ве-

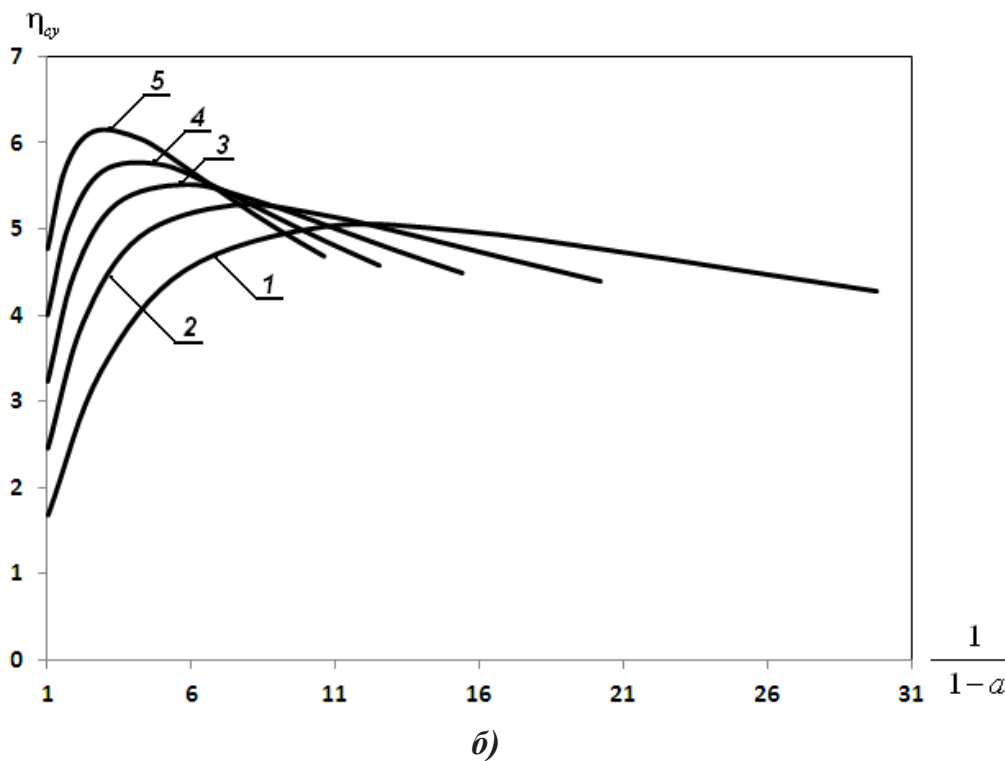
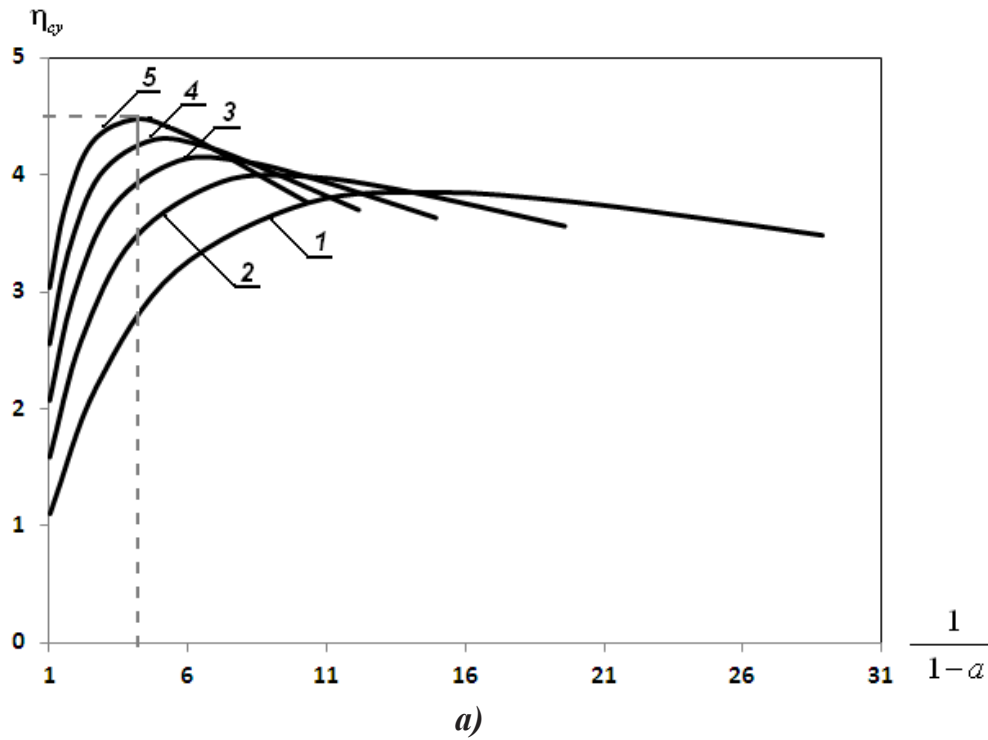


Рис. 5. Графік залежності коефіцієнта використання зовнішньої енергії ТНСУ від параметра байпасування при $\Delta t_{\text{К}} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$; $\Delta t_{\text{В}} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$:
а) для $t_{\text{см}} = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\varphi_{\text{см}} = 70\%$; б) для $t_{\text{см}} = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\varphi_{\text{см}} = 80\%$;
1 – $\Delta t_{\text{ск}} = 1\text{ }^{\circ}\text{C}$; 2 – $\Delta t_{\text{ск}} = 1,5\text{ }^{\circ}\text{C}$; 3 – $\Delta t_{\text{ск}} = 2\text{ }^{\circ}\text{C}$; 4 – $\Delta t_{\text{ск}} = 2,5\text{ }^{\circ}\text{C}$; 5 – $\Delta t_{\text{ск}} = 3\text{ }^{\circ}\text{C}$.

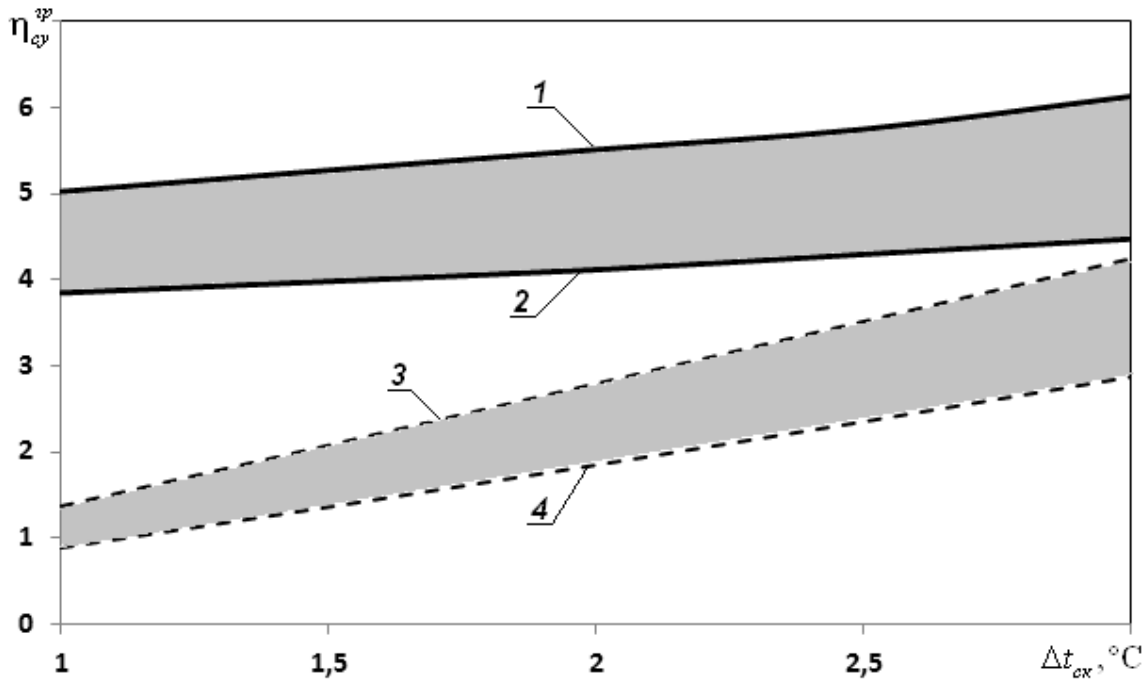


Рис. 6. Графік залежності граничного коефіцієнта використання зовнішньої енергії від технологічної різниці температур сушильного агенту при $\Delta t_K = 10^\circ\text{C}$; $\Delta t_B = 10^\circ\text{C}$:
 1, 2 – для ТНСУ(б) (1 – при $t_{см} = 60^\circ\text{C}$, $\varphi_{см} = 80\%$; 2 – при $t_{см} = 50^\circ\text{C}$, $\varphi_{см} = 70\%$);
 3, 4 – для ТНСУ(р) (3 – при $t_{см} = 60^\circ\text{C}$, $\varphi_{см} = 80\%$; 4 – при $t_{см} = 50^\circ\text{C}$, $\varphi_{см} = 70\%$).

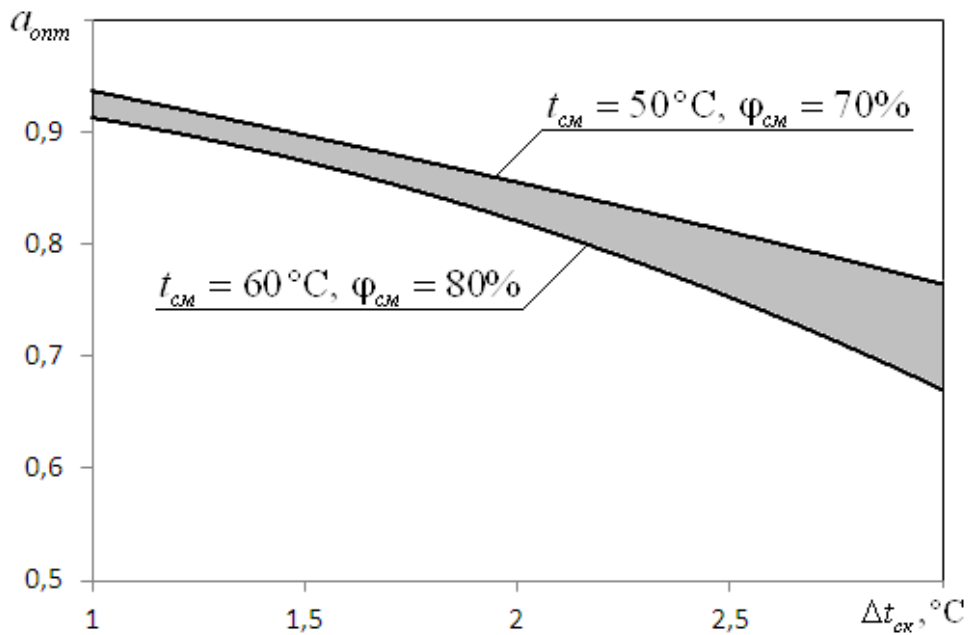


Рис. 7. Графік залежності оптимального значення коефіцієнта байпасування від технологічної різниці температур сушильного агента при $\Delta t_K = 10^\circ\text{C}$; $\Delta t_B = 10^\circ\text{C}$ в діапазоні зміни $t_{см} = 50\dots 60^\circ\text{C}$ та $\varphi_{см} = 70\dots 80\%$.

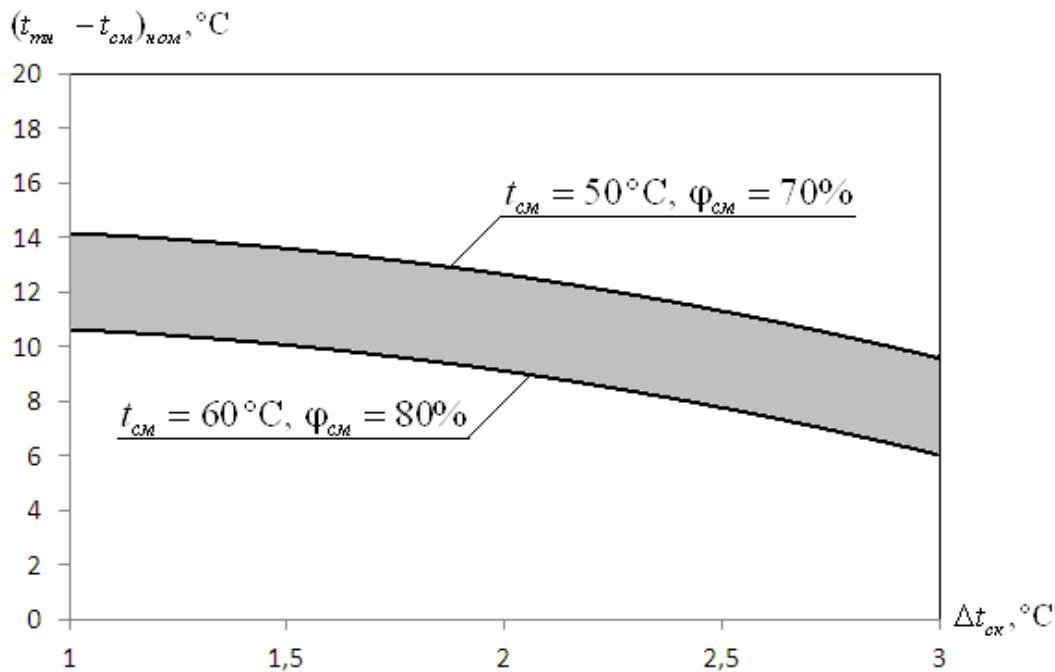


Рис. 8. Графік залежності номінальної величини перегріву сушильного агента (відносно $t_{\text{см}}$) після теплового насоса від технологічної різниці температур сушильного агента при $\Delta t_{\text{К}} = 10^\circ\text{C}$; $\Delta t_{\text{В}} = 10^\circ\text{C}$ в діапазоні зміни $t_{\text{см}} = 50\dots 60^\circ\text{C}$ та $\varphi_{\text{см}} = 70\dots 80\%$.

личина ефекта байпасування зменшується зі збільшенням $\Delta t_{\text{ск}}$ (від 4 разів при $\Delta t_{\text{ск}} = 1^\circ\text{C}$ до 1,7 разів при $\Delta t_{\text{ск}} = 3^\circ\text{C}$ для $\Delta t_{\text{см}} = 50^\circ\text{C}$, $\varphi_{\text{см}} = 70\%$).

На рис. 7 наведені відповідні графіки для оптимальної величини коефіцієнта байпасування теплового насоса в залежності від $\Delta t_{\text{ск}}$.

Як бачимо із ілюстрації, зі збільшенням технологічного перепаду $\Delta t_{\text{ск}}$ оптимальна величина байпасування зменшується, що пов'язано зі збільшенням кількості випаровуваної вологи при відносно незмінному значенні коефіцієнта рециркуляції, а, отже, з необхідністю піддавати осушенню більшу частину сушильного агента у ТН.

Маючи числове значення оптимальної величини коефіцієнта байпасування, з співвідношення (16) можна визначити номінальне значення необхідного перегріву сушильного агента у конденсаторі ТН $(t_{\text{тн}} - t_{\text{см}})_{\text{ном}}$. Графік залежності номінальної величини перегріву СА у конденсаторі ТН наведено на рис. 8.

Наведений на рис. 8 графік дозволяє визначити номінальне значення різниці температур СА на виході з ТН $t_{\text{тн}}$ та на вході в сушильну камеру $t_{\text{см}}$, при забезпеченні якої теплонасосна сушарка буде працювати з максимальною енергоефективністю, що повинно прийматись до уваги при проектуванні теплонасосного агрегата сушильної установки.

Як видно з рис. 8, ця різниця температур має відносно невелике значення, яке зменшується при зростанні технологічних параметрів сушіння деревини $t_{\text{см}}$, $\varphi_{\text{см}}$ та $\Delta t_{\text{ск}}$ до величини менше 10°C і цілком реально може бути врахована при проектуванні ТН для роботи в комплекті з камерними установками для сушіння різних порід деревини.

Висновки

1. Максимальна термодинамічна ефективність теплонасосної схеми сушарки з рециркуляцією СА при заданих технологічних параметрах сушіння в значній мірі залежить від ве-

личини необоротних втрат у випарнику (ΔT_B) та в конденсаторі (ΔT_K) ТН. На досягнутому рівні цих втрат граничні значення КВЕ зростають з ростом технологічних параметрів і можуть бути визначені за допомогою рис. 3.

2. Застосування теплонасосної схеми сушарки з байпасуванням ТН призводить до багаторазового зростання граничних значень КВЕ в порівнянні зі схемою без байпасування. При цьому максимум термодинамічної ефективності сушарки досягається при оптимальних значеннях коефіцієнта байпасування, які зменшуються з ростом технологічних параметрів сушіння t_{cm} , ϕ_{cm} , Δt_{ck} та можуть бути визначені з рис. 7.

3. Для досягнення номінальних технологічних параметрів сушіння при оптимальних значеннях коефіцієнта байпасування має бути забезпечена необхідна різниця температур СА на виході з ТН та на вході в СК ($t_{th} - t_{cm}$), яка в залежності від технологічних параметрів сушіння може бути визначена з рис. 8. Ця вимога повинна бути врахована на стадії проектування теплового насоса, призначеного для роботи в комплекті з камерною установкою для сушіння даної породи деревини.

ЛІТЕРАТУРА

1. Безродний М.К., Куделя П.П., Кутра Д.С. Термодинамічний аналіз теплонасосної сушильної установки для сушки деревини. – Зб. «Техническая теплофизика и промышленная теплотехника», Дніпропетровськ, 2010, вип. 2, С. 35-48.
2. Безродний М.К., Кутра Д.С. Енергетичний аналіз традиційних та теплонасосних схем установок для сушіння деревини // Пром. теплотехника. – 2010, № 4. – С. 43-53.
3. 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.
4. Морозюк Т.В. Теория холодильных машин и тепловых насосов. – Одесса: Студия «Негоциант», 2006. – 712 с.
5. Кречетов И.В. Сушка и защита древесины. Учебник для техникумов. – М.: Лесная промышленность, 1987. – 328 с.

Получено 09.03.2011 г.