

**ВПЛИВ ТЕПЛОВИХ НЕОБОРОТНОСТЕЙ В
ТЕПЛОВОМУ НАСОСІ НА МАКСИМАЛЬНУ
ТЕРМОДИНАМІЧНУ ЕФЕКТИВНІСТЬ
ТЕПЛОНАСОСНИХ УСТАНОВОК ДЛЯ СУШІННЯ
ДЕРЕВИНИ**

M. BEZRODNY, D. KUTRA

**THE INFLUENCE OF HEAT LOSSES FROM THE
DRYING CHAMBER ON THE EFFICIENCY OF THE
HEAT PUMP DRYER INSTALLATION FOR DRYING
WOODS**

Анотація. Розглянуто вплив теплових втрат сушильної камери на ефективність роботи теплонасосної сушильної установки для сушіння деревини. Доведено, що збільшення втрат призводить до збільшення коефіцієнта рециркуляції сушильного агента. Показано, що вплив теплових втрат має неоднозначний характер і залежить від їх співвідношення з величиною роботи приводу компресора і у випадках, коли теплові втрати менші або дорівнюють величині потужності компресора теплового насоса енергоефективність роботи теплонасосної сушарки зростає. Подальше збільшення теплових втрат призводить до зниження показників енергоефективності внаслідок необхідності встановлення додаткових нагрівачів.

Ключові слова: теплові втрати, сушильна установка, теплового насос.

Аннотация. Рассмотрено влияние тепловых потерь сушильной камеры на эффективность работы теплонасосной сушильной установки для сушки древесины. Доказано, что увеличение потерь приводит к увеличению коэффициента рециркуляции сушильного агента. Показано, что влияние тепловых потерь имеет неоднозначный характер и зависит от их соотношения с величиной работы привода компрессора и в случаях, когда тепловые потери меньше или равные величине мощности компрессора теплового насоса энергоэффективность работы теплонасосной сушики возрастает. Дальнейшее увеличение тепловых потерь приводит к снижению показателей энергоэффективности, вследствие необходимости установки дополнительных нагревателей.

Ключевые слова: тепловые потери, сушильная установка, тепловой насос.

Annotation. The influence of heat losses from the drying chamber on the performance of the heat pump based wood drying installation is considered. It is proved that the increase in losses leads to an increase of the drying agent recycling rate. It was shown that the influence of the heat loss is ambiguous and depends on its ratio with the magnitude of the compressor shaft, and in cases when the heat loss is less or equal to the power of the heat pump compressor's energy, efficiency of the heat pump dryer increases. Further increase in the heat losses leads to a reduction in efficiency due to the fact that additional heaters need to be installed.

Key words: heat losses, drying installation, heat pump.

Вступ

Останнім десятиріччям теплонасосні технології знаходять все більш широке застосування не тільки в галузі теплозабезпечення споживачів теплоти, а і в технологічних процесах, одним з яких є сушіння різних матеріалів і, зокрема, деревини. Знаходження нових способів та режимів сушіння, які б забезпечували не тільки високу інтенсивність видалення вологи із матеріалу, а й високі коефіцієнти корисної дії, являє важливу народногосподарську задачу, оскільки широке розповсюдження процесів сушіння та їх порівняно висока енергоємність призводять до значної витрати паливно-енергетичних ресурсів.

Разом з цим, в літературних джерелах практично відсутні аналітичні залежності та методики, які б дали змогу якісно оцінити ефективність використання теплового насоса в установках для сушіння деревини залежно від цілого ряду умов, до яких можна віднести технологічні параметри процесу, параметри та умови роботи самого теплового насоса (ТН), що пов'язані з питаннями протікання процесів тепломасообміну та їх якості.

В даній роботі зроблена спроба провести аналіз ефективності використання теплового насоса в установках для сушіння деревини з точки зору впливу величини термодинамічних необоротностей у випарнику та конденсаторі, що обумовлені інтенсивністю процесів теплообміну між сушильним та холодильним агентами. Аналіз проведено для схеми теоретичної сушарки з байпасуванням сушильного агента за умови використання ідеального ТН.

Постановка задачі та алгоритм розрахунку

В роботах [1, 2] авторами проведено порівняльний аналіз термодинамічної та енергетичної ефективності роботи традиційних та теплонасосних схем сушарок для низькотемпературного сушіння деревини. Методом термодинамічного аналізу доведено, що найбільшою енергоефективністю характеризується схема з частковою рециркуляцією сушильного агента та байпасуванням теплового насоса, що якісно узгоджується з попередніми літературними даними [3].

Принципова схема роботи теплонасосної сушарки з рециркуляцією та байпасуванням показана на рис. 1. Схема сушильного циклу при роботі такої установки показана на рис. 2.

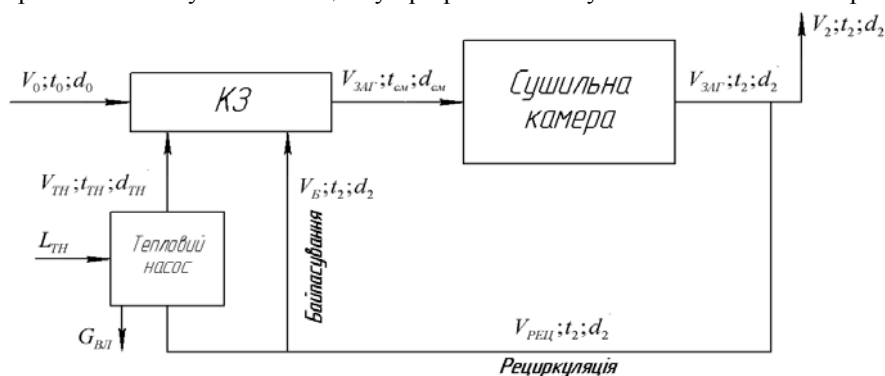


Рис. 1. Схема роботи теплонасосної сушарки з рециркуляцією та байпасуванням теплового насоса

Сушильний агент СА з технологічними параметрами t_{cm}, φ_{cm} (т.1), в результаті проходження через сушильну камеру, випаровує вологу з деревини та покидає СК з параметрами t_2, φ_2 (т.2). Частина СА, у процесі 2–7, видалється в навколишнє середовище НС. У процесі 2–3 доля відпрацьованого повітря рециркуляції надходить у випарник ТН та піддається тепловологообробці з наступним підігрівом у конденсаторі ТН (пр. 3–4) до $t_{ТН}$, інша частина байпасом оминає агрегат (пр. 2–5) та надходить у камеру змішування. У камері змішування оброблений сушильний агент

частково охолоджується (пр. 4–5) за рахунок підмішування частини свіжого повітря (пр. 6–5) та потоку байпасу (пр. 2–5). З технологічними параметрами t_{cm} , φ_{cm} (т.5) сушильний агент надходить в штабель деревини (пр. 5–1).

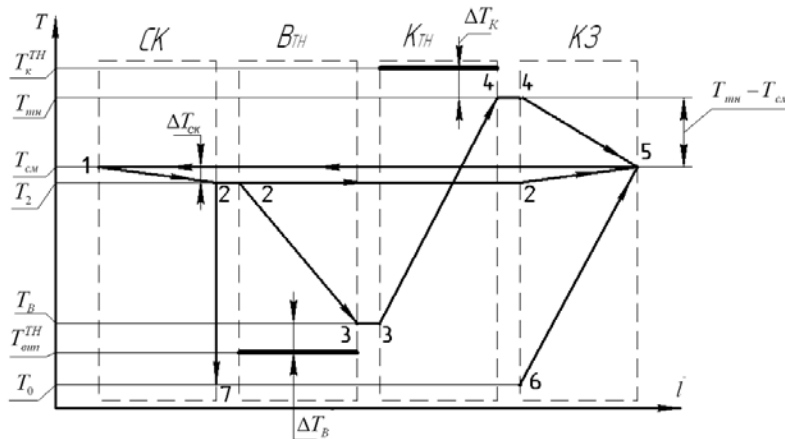


Рис. 2. Схема сушильного процесу з рециркуляцією сушильного агента та байпасуванням теплового насоса:

- СК – сушильна камера; ВТН – випарник теплового насоса;
- КТН – 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 НС.

Важливим технологічним параметром є значення температурного перепаду сушильного агента при проходженні камери $\Delta t_{ck} = t_{cm} - t_2$, яке залежить від роду деревини, що підлягає тепловологообробці [4], 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. 2 видно, що на ефективність роботи ТНСУ, окрім температурного рівня процесу t_{cm} та ступеня охолодження сушильного агента у випарнику до t_6 , великою мірою впливають значення температурних напорів між сушильним та холодильним агентами у випарнику та конденсаторі ТН (Δt_K та Δt_B відповідно), як наслідок необоротних втрат ексергії в процесі теплообміну (ТО). В більшості сучасних повітряних теплових насосів значення температурного напору між повітрям та холодильним агентом коливається в відносно широкому діапазоні, досягаючи $\Delta t = 15$ °С, що суттєво впливає на ефективність роботи агрегату. Частково це питання розкрито у роботі [5]. Визначимо характер цього впливу, керуючись наступними підходами.

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

$$\eta_{cy} = \frac{Q_v}{L_{mn}}, \quad (1)$$

де Q_v – тепловий потік на випаровування вологи;
 L_{mn} – потужність компресора.

Тепловий потік, що надходить на випаровування вологи, згідно з[4]

$$Q_v = V_{cm} \rho_{cm} \Delta d_{ck} r(t_m), \quad (2)$$

де Δd_{ck} – приріст вологовмісту СА в сушильній камері.

В літературі [6] наведено співвідношення для визначення Δd_{ck} , згідно з яким

$$\Delta d_{ck} = \Delta t_{ck} (0,4 + 0,00074 d_{cm}). \quad (3)$$

Потужність компресора теплового насоса визначається співвідношенням

$$L_{mn} = \frac{Q_{mn}^{sin}}{\varepsilon_{mn} - 1}, \quad (4)$$

де Q_{mn}^{sun} – теплове навантаження випарника ТН;

ε_{mn} – коефіцієнт трансформації теплоти ідеального циклу Карно з урахуванням необоротних втрат у конденсаторі та випарнику :

$$\varepsilon_{mn} = \frac{273 + t_{mn} + \Delta t_K}{(273 + t_{mn} + \Delta t_K) - (273 + t_g - \Delta t_B)}. \quad (5)$$

Як бачимо із (5), значення необоротних втрат у конденсаторі та випарнику ТН, що характеризуються температурними напорами Δt_K та Δt_B , суттєво впливають на величину коефіцієнта трансформації, а, отже, і на ефективність роботи системи в цілому, що підтверджує вірність вищесформульованого припущення.

Теплове навантаження випарника ТН можна записати наступним чином:

$$Q_{mn}^{sun} = V_{mn} \rho_2 [c_{cn} (t_2 - t_g) + r (d_2 - d_g) + c_n (d_2 t_2 - d_g t_g)], \quad (6)$$

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

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

Коефіцієнт рециркуляції сушильного агента являє собою відношення витрати сушильного агента, що повертається в камеру, до загальної витрати повітря через штабель:

$$K = \frac{V_{rec} \rho_2}{V_{заг} \rho_{cm}}. \quad (7)$$

Як показано в [2], значення K залежить від технологічних параметрів сушіння і може бути реалізоване при певній поки що невідомій температурі на виході з випарника t_g . На виході з конденсатора ТН повинен забезпечуватись певний перегрів повітря відносно t_{cm} , що виражається величиною $(t_{mn} - t_{cm})$, для можливості забезпечення технологічних параметрів сушильного агента на вході в сушильну камеру за умовами енергобалансу камери змішування. Ступінь перегріву залежить від величини коефіцієнта байпасування, який характеризується наступним співвідношенням:

$$a = \frac{V_6 \rho_2}{V_{rec} \rho_2}. \quad (8)$$

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

Алгоритм розрахунку схеми з байпасуванням 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:

$$t_{mn} = \frac{t_{cm} - (1 - K)t_0 - a K t_2}{K(1 - a)}. \quad (9)$$

Матеріальний баланс камери змішування дозволяє визначити $d_{mn} = f(K; a)$:

$$d_{mn} = \frac{d_{cm} - (1 - K)d_0 - a K d_2}{K(1 - a)}. \quad (10)$$

Аналітичний вираз для визначення t_g можна отримати з енергетичного балансу теплового насоса:

$$Q_{mn}^{sun} = Q_{mn}^{конд} \frac{\varepsilon_{mn} - 1}{\varepsilon_{mn}}, \quad (11)$$

де $Q_{mn}^{конд}$ – теплове навантаження конденсатора ТН:

$$Q_{mn}^{конд} = V_{mn} \rho_{mn} c_{cn} (t_{mn} - t_g). \quad (12)$$

З теплового балансу ТН (11), з урахуванням записаних для даних умов (6) та (12) отримуємо вираз для визначення t_g :

$$t_g = \frac{[(c_{cn} + c_n d_2)t_2 + (d_2 - d_{mn})r] \frac{\varepsilon_{mn}}{\varepsilon_{mn} - 1} - (c_{cn} + c_n d_{mn})t_{mn}}{(c_{cn} + c_n d_{mn}) \frac{1}{\varepsilon_{mn} - 1}}, \quad (13)$$

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

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

$$K = \frac{(\varepsilon_{mn} - 1)(h_2 - h_g)}{(1 - a)(h_2 - h_g) + (\varepsilon_{mn} - 1)(h_2 - h_0)}. \quad (14)$$

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

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

$$\eta_{cy} = \frac{r(t_m) \Delta d_{ck}}{K [c_{cn}(t_2 - t_g) + r \Delta d_{ck} + c_n(d_2 t_2 - d_{mn} t_g)]} \frac{1}{(1 - a)} (\varepsilon_{mn} - 1). \quad (15)$$

Результати числового розрахунку та їх аналіз

Числовий аналіз, проведений за викладеною методикою, дозволяє оцінити залежність коефіцієнта використання енергії від параметра байпасування $\frac{1}{1-a}$, що характеризує собою підвищення ефективності роботи сушильної установки за рахунок зменшення потоку сушильного агента, який проходить через тепловий насос. Оскільки значення ε_{oi} , що входить у (15), суттєво залежить від Δt_K та Δt_B , що безпосередньо впливає на величину КВЕ η_{cy} , проілюструємо характер вищезазначених залежностей при різних значеннях сумарного температурного напору ($\Delta t_K + \Delta t_B$) в діапазоні $\Delta t_K + \Delta t_B = 0...30^\circ\text{C}$ на енергоефективність ТНСУ в цілому для різних значень технологічних параметрів сушильного агента при технологічному перепаді $\Delta t_{ck} = 2^\circ\text{C}$ (рис. 3).

Як бачимо із наведених ілюстрацій, функція $\eta_{cy} = f\left(\frac{1}{1-a}\right)$ має чітко виражений екстремум, який відповідає максимальному значенню коефіцієнта використання енергії при оптимальному значенні коефіцієнта байпасування для кожного із значень $\Delta t_K + \Delta t_B$. Наявність такого екстремуму обумовлена протилежним впливом на ефективність роботи сушарки двох величин: параметра байпасування $\frac{1}{1-a}$ і коефіцієнта трансформації ε_{mn} , який при збільшенні коефіцієнта байпасування (або величини $\frac{1}{1-a}$) зменшується внаслідок відповідного зростання температури повітря t_{mn} 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, показані на рис. 4 залежно від сумарних значень необоротностей при теплообміні для різних значень технологічного температурного перепаду Δt_{ck} в вищезазначеному діапазоні параметрів сушіння t_{cm} , φ_{cm} .

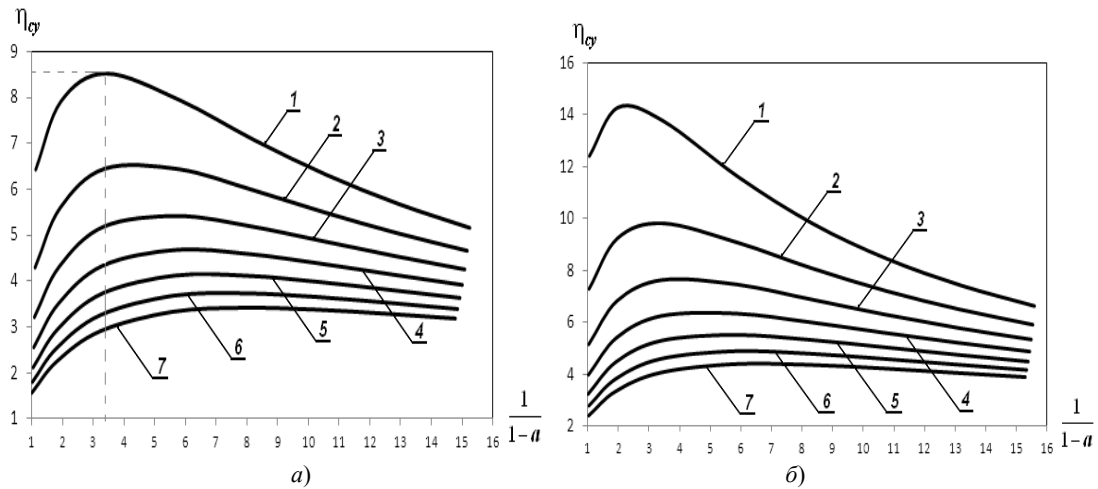


Рис. 3. Графік залежності коефіцієнта використання зовнішньої енергії ТНСУ від параметра байпасування при $\Delta t_{ck} = 2^\circ\text{C}$:

- а) для $t_{cm} = 50^\circ\text{C}$, $\varphi_{cm} = 70\%$; б) для $t_{cm} = 60^\circ\text{C}$, $\varphi_{cm} = 80\%$;
 1) $\Delta t_K + \Delta t_B = 0^\circ\text{C}$; 2) $\Delta t_K + \Delta t_B = 5^\circ\text{C}$; 3) $\Delta t_K + \Delta t_B = 10^\circ\text{C}$;
 4) $\Delta t_K + \Delta t_B = 15^\circ\text{C}$; 5) $\Delta t_K + \Delta t_B = 20^\circ\text{C}$; 6) $\Delta t_K + \Delta t_B = 25^\circ\text{C}$; 7) $\Delta t_K + \Delta t_B = 30^\circ\text{C}$.

Як видно з ілюстрації, підвищення сумарних термодинамічних необоротностей в процесі теплообміну між сушильним та холодильним агентом (в діапазоні $0...30^\circ\text{C}$) призводить до суттєвого зниження граничного значення коефіцієнта використання енергії при роботі ТНСУ з байпасуванням: від 2,3 раз для $t_{cm} = 50^\circ\text{C}$, $\varphi_{cm} = 70\%$ до 3,6 раз для $t_{cm} = 60^\circ\text{C}$, $\varphi_{cm} = 80\%$.

Графік залежності оптимального коефіцієнта байпасування, при якому забезпечується максимальна енергоефективність роботи установки, від величини сумарної термодинамічної необоротності при теплообміні проілюстровано на рис. 5.

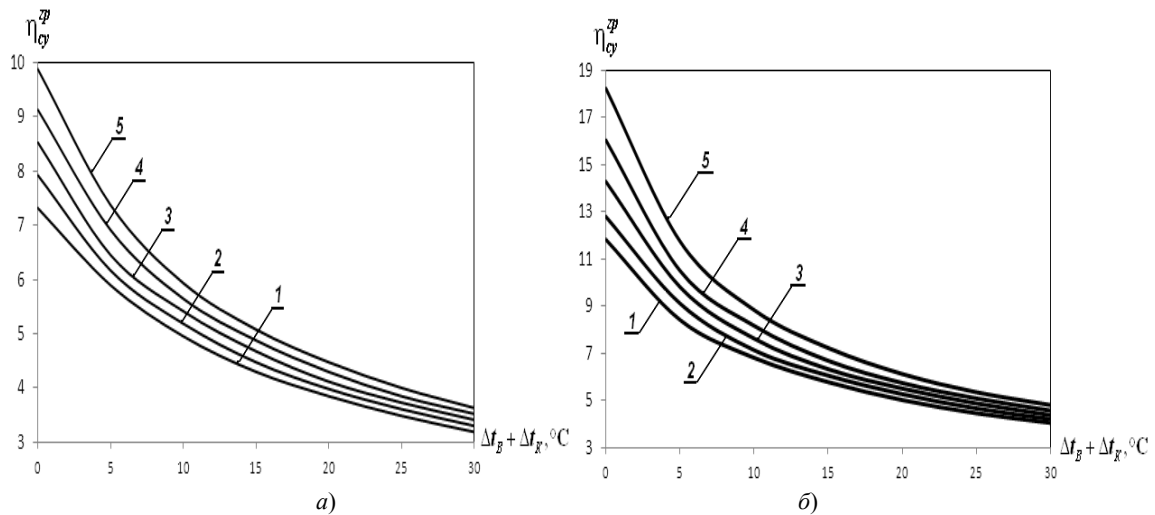


Рис. 4. Графік залежності граничного коефіцієнта використання зовнішньої енергії ТНСУ від сумарного значення теплових необоротностей:

- а) для $t_{cm} = 50^\circ\text{C}$, $\varphi_{cm} = 70\%$; б) для $t_{cm} = 60^\circ\text{C}$, $\varphi_{cm} = 80\%$;
 1) $\Delta t_{ck} = 1^\circ\text{C}$; 2) $\Delta t_{ck} = 1,5^\circ\text{C}$; 3) $\Delta t_{ck} = 2^\circ\text{C}$; 4) $\Delta t_{ck} = 2,5^\circ\text{C}$; 5) $\Delta t_{ck} = 3^\circ\text{C}$.

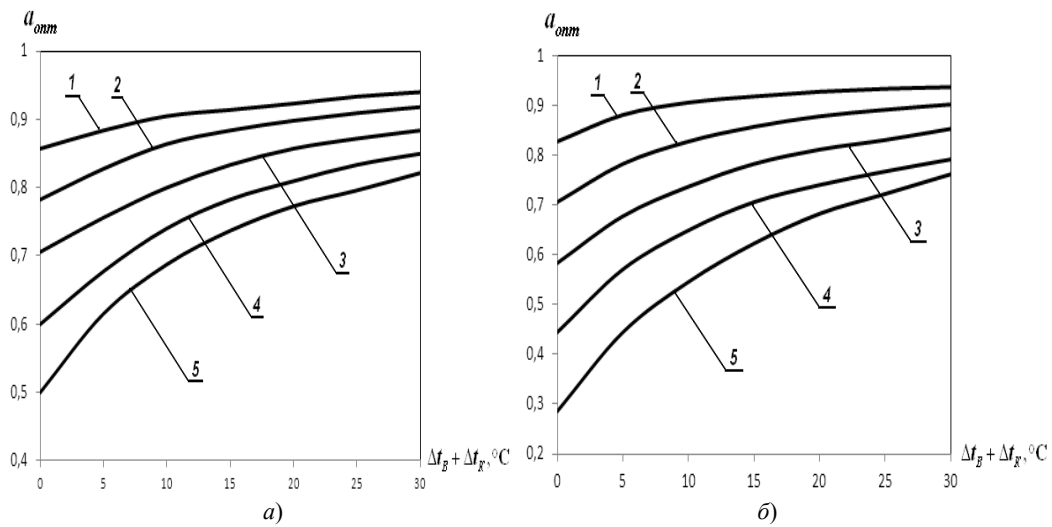


Рис. 5. Графік залежності оптимального значення коефіцієнту байпасування від сумарного значення теплових необоротностей:

а) для $t_{cm} = 50^\circ\text{C}$, $\varphi_{cm} = 70\%$; б) для $t_{cm} = 60^\circ\text{C}$, $\varphi_{cm} = 80\%$;

1) $\Delta t_{ck} = 1^\circ\text{C}$; 2) $\Delta t_{ck} = 1,5^\circ\text{C}$; 3) $\Delta t_{ck} = 2^\circ\text{C}$; 4) $\Delta t_{ck} = 2,5^\circ\text{C}$; 5) $\Delta t_{ck} = 3^\circ\text{C}$.

Як бачимо з графіків, зі зменшенням величини необоротностей при ТО оптимальна величина коефіцієнта байпасування зменшується. Це пов'язано з покращенням характеристик ТН (збільшенням ε_{mn}) та його спроможності пропустити через себе більш значну частину рециркуляційного потоку СА без значного зростання затрат енергії на привід ТН.

В той же час оптимальна величина байпасування зменшується зі збільшенням технологічного перепаду Δt_{ck} , 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 $(t_{mn} - t_{cm})_{ном}$ залежно від суми $(\Delta t_K + \Delta t_B)$. Графік залежності номінальної величини перегріву СА у конденсаторі ТН наведено на рис. 6.

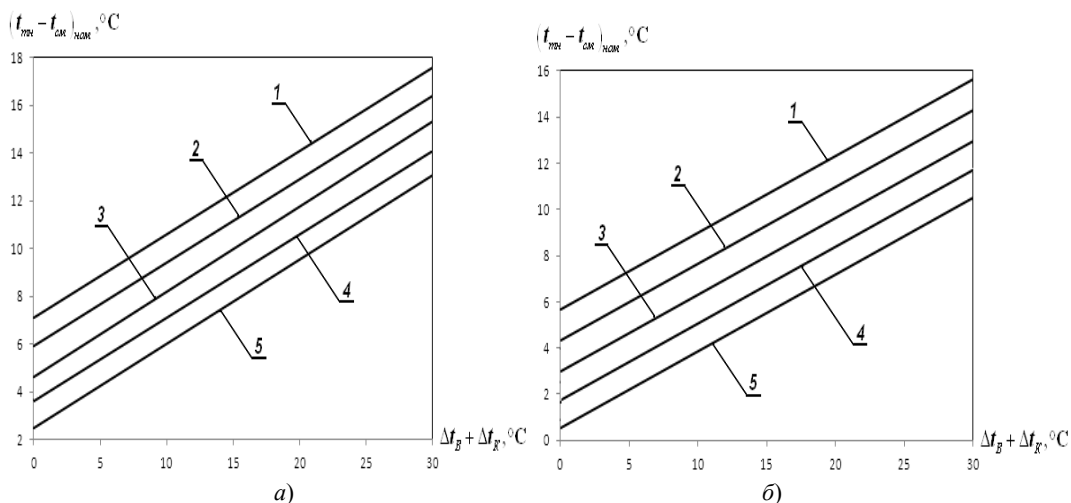


Рис. 6. Графік залежності номінальної величини перегріву сушильного агента (відносно t_{cm}) після теплового насоса від сумарного значення теплових необоротностей:

а) для $t_{cm} = 50^\circ\text{C}$, $\varphi_{cm} = 70\%$; б) для $t_{cm} = 60^\circ\text{C}$, $\varphi_{cm} = 80\%$;

1) $\Delta t_{ck} = 1^\circ\text{C}$; 2) $\Delta t_{ck} = 1,5^\circ\text{C}$; 3) $\Delta t_{ck} = 2^\circ\text{C}$; 4) $\Delta t_{ck} = 2,5^\circ\text{C}$; 5) $\Delta t_{ck} = 3^\circ\text{C}$.

Як видно з рис. 6, зі збільшенням необоротностей в процесі ТО величина необхідного перегріву сушильного агента у тепловому насосі суттєво зростає, однак зменшується при зростанні технологічних параметрів сушіння деревини t_{cm} , φ_{cm} та Δt_{ck} . В широкому діапазоні зміни цих параметрів величина $(t_{mi} - t_{cm})_{ном}$ коливається в діапазоні реальних значень перепаду температур (до 16...18°C), що може бути враховано при проектуванні ТН для низькотемпературних сушильних установок.

Висновки

1. Величина теплових необоротностей теплового насоса, що обумовлена інтенсивністю процесів теплообміну в випарнику та конденсаторі в процесах передачі теплоти між сушильним та холодильним агентами, спричиняє суттєвий вплив на термодинамічну ефективність теплонасосної установки з байпасуванням СА для сушіння деревини (рис. 3).
2. Характер цього впливу на максимальні значення термодинамічної ефективності сушарки і відповідні їм оптимальні значення коефіцієнта байпасування СА значною мірою залежать від технологічних параметрів сушіння деревини t_{cm} , φ_{cm} та Δt_{ck} (рис. 4, рис. 5).
3. Для досягнення максимальної термодинамічної ефективності теплонасосної сушарки при заданих технологічних параметрах сушіння та відомому значенні суми $(\Delta t_K + \Delta t_B)$ слід забезпечити необхідний перегрів сушильного агента на виході з ТН порівняно з температурою на вході в СК $(t_{mi} - t_{cm})$. Ця вимога має бути врахована на стадії проектування ТН, призначеного для його роботи в складі теплонасосної сушильної установки для сушіння деревини (рис. 6).

Література

1. Безродний М.К., Куделя П.П., Кутра Д.С. Термодинамічний аналіз теплонасосної сушильної установки для сушіння 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 // Промышленная теплотехника. – 2010, №4. – С. 43–53.
3. 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.
4. Е.С. Богданов, В.А. Козлов, В.Б. Кунтыш, В.И. Мелехов. Справочник по сушке древесины. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Лесная промышленность, 1990. – 394 с.
5. Морозюк Т.В. Теория холодильных машин и тепловых насосов. – Одесса: Студия «Негоциант», 2006. – 712 с.
6. Кречетов И.В. Сушка и защита древесины. Учебник для техникумов. – М.: Лесная промышленность, 1987. – 328 с.

Позначення:

a – коефіцієнт байпасування;
 c – питома теплоємність, кДж/(кг °С);
 d – вологовміст, кг_{вл}/кг_{сп};
 K – коефіцієнт рециркуляції;
 L – потужність, Вт;
 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 – коефіцієнт використання енергії;
 ρ – густина, кг/м³.

Індекси:

b – байпас;
 v – випаровування;
 vip – випарник;
 gr – границне;
 zag – загальний;
 k – конденсація;
 $конд$ – конденсатор;
 m – мокрогетерометра;
 $ном$ – номінальне;
 $опт$ – оптимальний;
 $рец$ – рециркуляція;
 $ск$ – сушильна камера;
 $см$ – суміш;
 $сп$ – сухе повітря;
 $тн$ – теплового насоса;
 $нс$ – навколишнє середовище.

Скорочення

В – випарник;

К – конденсатор;

КВЕ – коефіцієнт використання енергії;

КЗ – камера змішування;

НС – навколишнє середовище;

СА – сушильний агент;

СК – сушильна камера;

СУ – сушильна установка;

ТН – тепловий насос;

ТНСУ – теплонасосна сушарка.