

ВПЛИВ ТЕПЛОВИХ ВТРАТ СУШИЛЬНОЇ КАМЕРИ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ РОБОТИ ТЕПЛОНАСОСНОЇ СУШИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ 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, сушильні установки, сушіння деревини.

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, сушильные камеры, сушка древесины.

Annotation. The influence of heat losses from the drying chamber on the performance of the heat pump based wood drying installation was 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 chamber, drying woods.

Вступ

Робота реальної сушильної установки характеризується наявністю різного роду теплових втрат, до яких можна віднести:

- втрати теплоти на початкову тепловологісну обробку;
- втрати теплоти на нагрів конструкцій сушильної камери та встановленого обладнання;
- втрати теплоти на кінцеву тепловологісну обробку;
- втрати теплоти в навколишнє середовище через огорожувальні конструкції сушильної камери (СК) тощо.

Останній вид втрат являє собою особливий інтерес, оскільки теплові втрати через теплоізоляцію при стаціонарному режимі роботи установки мають постійний характер та залежать від сезонних кліматичних факторів. Вони призводять до зниження енергії потоку сушильного агента (СА) при проходженні штабеля, та, в свою чергу, до збільшення перепаду температур сушильного агента між входом і виходом із штабеля деревини. Таким чином, процес сушіння не є ізоентальпійним, тобто $h_{cm} \neq h_2$.

Втрати теплоти через ізоляцію в традиційних сушарках призводять до суттєвого зниження енергоефективності їх роботи, що особливо характерно у зимовий період. Таким чином, питомі витрати енергії на випаровування 1 кг вологи збільшуються, що неминуче призводить до додаткових затрат первинного енергоресурсу [1].

Під час роботи теплонасосної сушильної установки (ТНСУ) вплив теплових втрат має свої особливості, тому аналіз ефективності роботи теплонасосних схем сушарок, у такому випадку, являє собою окрему задачу.

Аналіз впливу теплових втрат сушильної камери на коефіцієнт рециркуляції ТНСУ

Відомо [2, 3], що найбільш ефективною схемою теплонасосної сушарки, з термодинамічної та енергетичної точки зору, є сушарка з частковою рециркуляцією сушильного агента та байпасуванням теплового насоса (ТН), що показана на рис. 1. З урахуванням цього для вирішення поставленої задачі оберемо таку схемну реалізацію сушильного процесу як базовий варіант. На цьому ж рисунку зображено баланс потоків енергії для обраного схемного рішення.

Відомо [4], що для теоретичної ТНСУ (без втрат енергії) робота приводу ТН являє собою надлишкову енергію циклу. В стаціонарному режимі роботи установки ця надлишкова енергія повинна бути виведена із системи в навколишнє середовище. Існує декілька варіантів реалізації такого процесу [5]. До них можна віднести встановлення у ТН виносного конденсатора або ж часткове видалення в атмосферу насиченого вологою сушильного агента. Останній варіант є простішим з технічної точки зору, оскільки не потребує додаткових капіталовкладень. Однак в такому випадку мають місце безпосередні втрати енергії Q_2 . Додатково витрачається енергія на нагрів свіжого повітря, що надходить в систему Q_0 . В такій ситуації сушильна установка працює з частковою рециркуляцією сушильного агента.

Величину рециркуляції відпрацьованого сушильного агента характеризують коефіцієнтом рециркуляції:

$$K = \frac{V_{rec}}{V_{zag}}. \quad (1)$$

В реальній установці наявність теплових втрат камери Q_{emp} призводить до збільшення коефіцієнта рециркуляції, оскільки надлишкова енергія, що видається в навколишнє середовище з потоком Q_2 , зменшується.

Враховуючи вищесказане, можна виділити 3 випадки, в яких можлива робота реальної установки:

- 1) $Q_{emp} < L_{mi}$. Теплові втрати сушильної камери менші за роботу приводу компресора. Частина

надлишкової енергії видаляється за рахунок потоку Q_2 разом з частковою втратою сушильного агента. В такому випадку значення коефіцієнта рециркуляції $K < 1$.

2) $Q_{впр} = L_{ми}$. Теплові втрати камери дорівнюють роботі приводу компресора. Вся надлишкова енергія $L_{ми}$ видаляється за рахунок теплових втрат $Q_{впр}$. В такому випадку $Q_2 = 0$ і втрати сушильного агента відсутні. Сушильна установка працює з повною рециркуляцією СА ($K = 1$).

3) $Q_{впр} > L_{ми}$. Теплові втрати камери більші за роботу приводу компресора. В такому випадку для забезпечення температури сушильного агента, що передбачена технологією, необхідне встановлення додаткового електричного нагрівника-довідника після конденсатора теплового насоса. Значення коефіцієнта рециркуляції залишається без змін ($K = 1$).

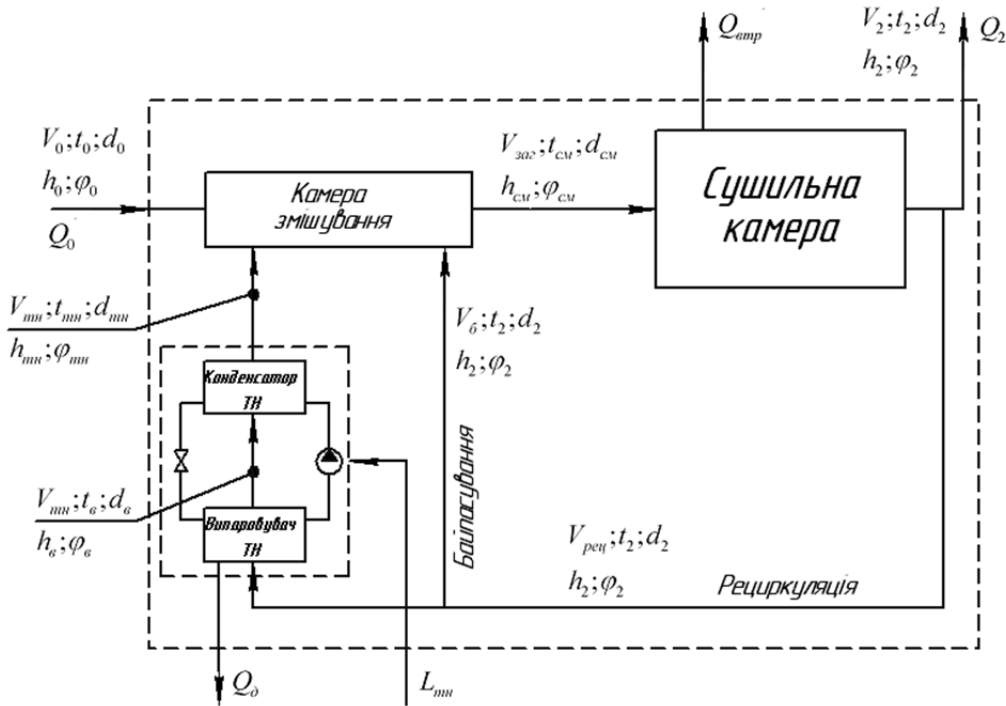


Рис. 1. Схема теплонасосної установки для сушіння деревини з рециркуляцією сушильного агента та частковим байпасуванням теплового насоса:

- Q_0 – теплота, що вноситься зі свіжим повітрям;
- Q_2 – теплота, що видаляється з відпрацьованим повітрям;
- $Q_{впр}$ – теплові втрати камери;
- $Q_д$ – теплота, що видаляється через дренаж з конденсатом вологи;
- $L_{ТН}$ – робота приводу теплового насоса.

Розглянемо та проаналізуємо роботу теплонасосної сушарки у першому випадку, коли $Q_{впр} < L_{ми}$.

В цьому випадку значення коефіцієнта рециркуляції може бути визначене з енергетичного балансу системи, який, згідно з рис. 1, має наступний вигляд:

$$Q_0 + L_{ми} = Q_{впр} + Q_2 + Q_д \tag{2}$$

Величиною $Q_д$ в розрахунках будемо нехтувати, зважаючи на її досить мале значення.

Теплові втрати сушильної камери можна виразити у дольовому відношенні до $L_{ми}$:

$$Q_{впр} = b L_{ми} \tag{3}$$

де b – коефіцієнт теплових втрат. Для випадку $Q_{впр} < L_{ми}$ коефіцієнт теплових втрат $b < 1$.

З урахуванням (3) рівняння енергобалансу (2) можна представити:

$$Q_0 + L_{ми} (1 - b) = Q_2 \tag{4}$$

Кількість теплоти, що вноситься в сушильну камеру зі свіжим повітрям :

$$Q_0 = V_0 \rho_0 h_0, \quad (5)$$

де h_0 – ентальпія потоку свіжого навколишнього повітря, кДж/кг_п.

Робота приводу компресора теплового насоса визначається співвідношенням :

$$L_{mn} = \frac{Q_{mn}^{eun}}{\varepsilon_{mn} - 1}, \quad (6)$$

де Q_{mn}^{eun} – теплове навантаження випаровувача ТН, кВт;

ε_{mn} – коефіцієнт трансформації ТН.

Теплове навантаження випаровувача Q_{mn}^{eun} для даного випадку можна записати наступним чином :

$$Q_{mn}^{eun} = V_{mn} \rho_2 (h_2 - h_6), \quad (7)$$

де $V_{mn} = V_{pec} - V_6$ – об'ємна витрата сушильного агента через тепловий насос, м³/с ;

h_6 – ентальпія охолодженого та осушеного у випарнику ТН сушильного агента (за випарником), кДж/кг_п.

Кількість теплоти, що виноситься із системи з відпрацьованим сушильним агентом :

$$Q_2 = V_2 \rho_2 h_2, \quad (8)$$

де h_2 – ентальпія відпрацьованого повітря, кДж/кг_п.

Матеріальний баланс потоків повітря для системи $V_0 \rho_0 d_0 = V_2 \rho_2 d_2$.

З урахуванням рівнянь (5) – (8) рівняння енергобалансу (4) матиме наступний вигляд:

$$V_0 \rho_0 h_0 + \frac{V_{pec} (1-a)(1-b) \rho_2 (h_2 - h_6)}{\varepsilon_{mn} - 1} = V_2 \rho_2 h_2, \quad (9)$$

де a – коефіцієнт байпасування теплового насоса, який можна виразити наступним співвідношенням (рис. 1):

$$a = \frac{V_6}{V_{pec}}. \quad (10)$$

Величина коефіцієнта байпасування залежить від температури сушильного агента на виході з конденсатора t_{mn} та має граничне значення при $t_{mn} = t_{mn}^{max}$ для реального ТН, що може бути виражене із теплового балансу вузла змішування :

$$a_{max} = \frac{\rho_{mn} t_{mn}^{max} - \rho_{cm} t_{cm}}{\rho_{mn} t_{mn}^{max} - \rho_2 t_2}. \quad (11)$$

Розділивши обидві частини рівняння (9) на $V_{заг}$, та з урахуванням рівняння (1), отримаємо наступний вираз:

$$(1-K) \rho_0 h_0 + K(1-a_{max})(1-b) \rho_2 (h_2 - h_6) \frac{1}{\varepsilon_{mn} - 1} = (1-K) \rho_2 h_2. \quad (12)$$

Ентальпію повітря на виході із штабеля деревини h_2 з урахуванням величини теплових втрат можна визначити співвідношенням:

$$h_2 = h_{cm} - \Delta h, \quad (13)$$

де h_{cm} – ентальпія сушильного агента на вході в штабель, кДж/кг_п ;

Δh – зниження ентальпії сушильного агента при проходженні сушильної камери внаслідок теплових втрат, кДж/кг_п.

Аналітичний вираз для визначення Δh можна записати наступним чином:

$$\Delta h = \frac{Q_{втр}}{V_{заг} \rho_{cm}}. \quad (14)$$

Враховуючи те, що об'ємна витрата СА через ТН може бути визначена як $V_{mn} = V_{pec} - V_6$ (рис.1), вираз для теплового навантаження випаровувача ТН (7) з урахуванням (1) та (10) приймає вигляд:

$$Q_{тн}^{sun} = K(1-a)V_{заг} \rho_2 (h_2 - h_6) . \tag{15}$$

Питоме навантаження випаровувача ТН ($h_2 - h_6$), що входить до рівняння (15), може бути визначене з наступних міркувань. Аналіз показує, що між питомим тепловим навантаженням випаровувача ($h_2 - h_6$) та питомою енергією відпрацьованого сушильного агента h_2 в стаціонарному режимі роботи установки існує пропорційний зв'язок :

$$h_2 - h_6 = \beta h_2 . \tag{16}$$

Коефіцієнт β являє собою відношення питомого навантаження випаровувача до енергії потоку відпрацьованого повітря. Це відношення в стаціонарному режимі роботи сушарки при певній технологічній відносній вологості сушильного агента має сталі значення. В результаті числового розрахунку для різних варіантів технологічних параметрів була встановлена залежність β від початкової відносної вологості сушильного агента $\varphi_{см}$, що може наближено бути описана наступним виразом:

$$\beta = 6,56 \cdot 10^{-3} \varphi_{см}^{-4,25} , \tag{17}$$

де $\varphi_{см}$ – приймається в долях.

Таким чином, при $\varphi_{см} = const$ загальне теплове навантаження випаровувача ТН $Q_{тн}^{sun}$ являє собою частку від рециркуляційного потоку енергії Q_2 . Фізична суть цієї залежності може бути представлена графічно у вигляді діаграми потоків енергії (рис. 2).

Після підстановки рівняння (14), з урахуванням (3), (6), (15) і (16), у рівняння (13) та проведення ряду математичних перетворень вираз для визначення ентальпії відпрацьованого повітря, з урахуванням теплових втрат сушильної камери, може бути визначений за наступним співвідношенням:

$$h_2 = \frac{h_{см}}{1 + \frac{K(1-a)\beta b}{\varepsilon_{тн} - 1}} . \tag{18}$$

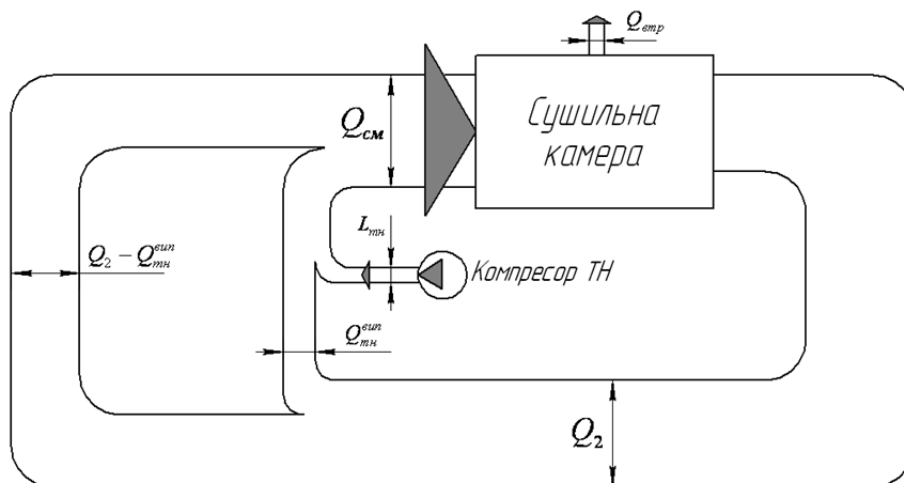


Рис. 2. Діаграма потоків енергії ТНСУ при $K=1$

Розв'язуючи рівняння енергобалансу (12), з урахуванням виразів (16) та (18), отримуємо співвідношення для визначення коефіцієнта рециркуляції при роботі теплонасосної сушарки з тепловими втратами у вигляді квадратного рівняння :

$$AK^2 - BK - C = 0 , \tag{19}$$

де A, B, C – коефіцієнти квадратного рівняння:

$$A = (1-a)\beta b \rho_0 h_0 . \tag{20}$$

$$B = \rho_2 h_{см} [(\varepsilon_{тн} - 1) + (1-a)(1-b)\beta] . \tag{21}$$

$$C = (\varepsilon_{тн} - 1)(\rho_2 h_{см} - \rho_0 h_0) . \tag{22}$$

Розв'язок квадратного рівняння у вигляді

$$K_{1,2} = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A} \quad (23)$$

дає змогу визначити значення коефіцієнта рециркуляції.

Якщо дискримінант рівняння $\sqrt{B^2 - 4AC} > 0$, то (19) має два дійсні корені. Після отримання числових значень $K_{1,2}$ як розв'язок (19) слід обрати значення $K > 0$.

Для випадку низькотемпературного сушіння деревини при $t_{cm} = 55^\circ\text{C}$, $t_{mn}^{\max} = 60^\circ\text{C}$ та $a_{\max} = 64\%$ для різних технологічних значень відносної вологості повітря на вході в штабель графічна залежність коефіцієнта рециркуляції від коефіцієнта теплових втрат показана на рис. 3.

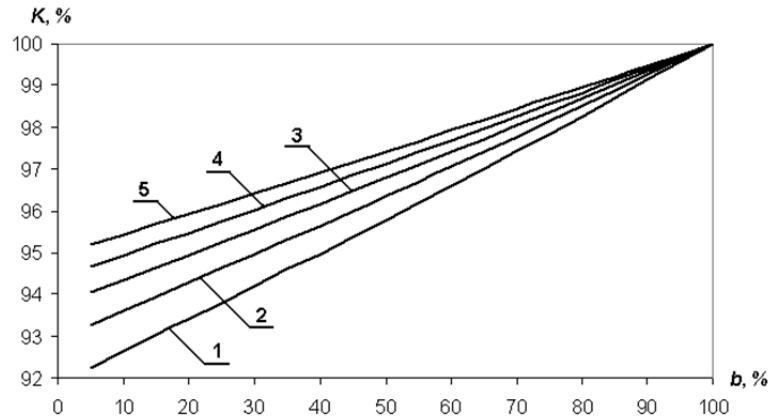


Рис. 3. Залежність коефіцієнта рециркуляції від відносних теплових втрат СК:

1 – при $\varphi_{cm} = 50\%$; 2 – $\varphi_{cm} = 60\%$; 3 – $\varphi_{cm} = 70\%$; 4 – $\varphi_{cm} = 80\%$; 5 – $\varphi_{cm} = 90\%$

Таким чином, величина теплових втрат впливає на коефіцієнт рециркуляції теплонасосної сушарки, а, відповідно, і на ефективність її роботи. Проаналізуємо вплив величини теплових втрат на коефіцієнт використання зовнішньої енергії на випаровування води (КВЕ).

Аналіз впливу теплових втрат на ефективність роботи ТНСУ

При значеннях $b < 1$, що обумовлює значення $K < 1$, коефіцієнт використання енергії в загальному випадку для теплонасосної сушарки даного типу виражається співвідношенням:

$$\eta_{cy} = \frac{Q_e}{L_{mn}}, \quad (24)$$

де Q_e – тепловий потік, що надходить безпосередньо на випаровування води, кВт. Тепловий потік Q_e може бути визначений за наступним рівнянням:

$$Q_e = V_{zag} \rho_{cm} r(t_m) \Delta d, \quad (25)$$

де $r(t_m)$ – питома теплота випаровування води за температури мокрого термометра, кДж/кг_{сп};

Δd – приріст вологовмісту сушального агента при проходженні штабеля деревини, кг_{вл}/кг_{сп}. Методика визначення величини Δd наведена в [6]. Як видно із (25), значення теплових втрат не впливає на величину Q_e .

Після підстановки (25) та (6), з урахуванням (15) і (16), у рівняння (24) повний аналітичний вираз для визначення КВЕ сушарки при $Q_{emp} < L_{mn}$ матиме вигляд:

$$\eta_{cy}^{b < 1} = \frac{\rho_{cm} r(t_m) \Delta d}{K(1-a) \rho_{mn} \beta h_2} (\varepsilon_{mn} - 1). \quad (26)$$

При значенні $b = 1$, що обумовлює значення $K = 1$, з рівняння (26) маємо наступний вираз для коефіцієнта використання зовнішньої енергії:

$$\eta_{cy}^{b = 1} = \frac{\rho_{cm} r(t_m) \Delta d}{(1-a) \rho_{mn} \beta h_2} (\varepsilon_{mn} - 1). \quad (27)$$

При значеннях $b > 1$ вираз для визначення КВЕ теплонасосної сушарки в загальному випадку буде мати наступний вигляд:

$$\eta_{cy}^{b>1} = \frac{Q_s}{L_{mn} + Q_{ел.н.}}, \quad (28)$$

де $Q_{ел.н.}$ – потужність додаткового електронагрівача, кВт.

Теплова потужність додаткового електричного нагрівача може бути визначена за наступним співвідношенням:

$$Q_{ел.н.} = Q_{отп} - L_{mn}. \quad (29)$$

З урахуванням (3) рівняння (29) можна записати наступним чином:

$$Q_{ел.н.} = L_{mn} (b - 1). \quad (30)$$

Після підстановки (30) та (25), з урахуванням (6), (15) і (16), у рівняння (28), повний аналітичний вираз для визначення КВЕ теплонасосної сушарки у випадку, коли теплові втрати камери перевищують роботу приводу компресора, можна записати наступним чином:

$$\eta_{cy}^{b>1} = \frac{\rho_{cm} r(t_m) \Delta d (\varepsilon_{mn} - 1) 1}{(1 - a_{max}) \rho_{mn} \beta h_2 b}. \quad (31)$$

Результати розрахунків за отриманими аналітичними залежностями для низькотемпературного процесу сушіння деревини при $t_{cm} = 55^\circ\text{C}$, $t_{mn}^{max} = 60^\circ\text{C}$, $a_{max} = 64\%$ та різних технологічних значеннях відносної вологості повітря на вході в штабель дозволяють побудувати графік залежності КВЕ сушарки від коефіцієнта теплових втрат в широкому діапазоні зміни величини b , як при $b < 100\%$, так і при $b > 100\%$ (рис. 4). При значеннях $b \leq 100\%$ крива залежності η_{cy} будується за рівняннями (26) та (27). При значеннях $b > 100\%$ – за рівнянням (31).

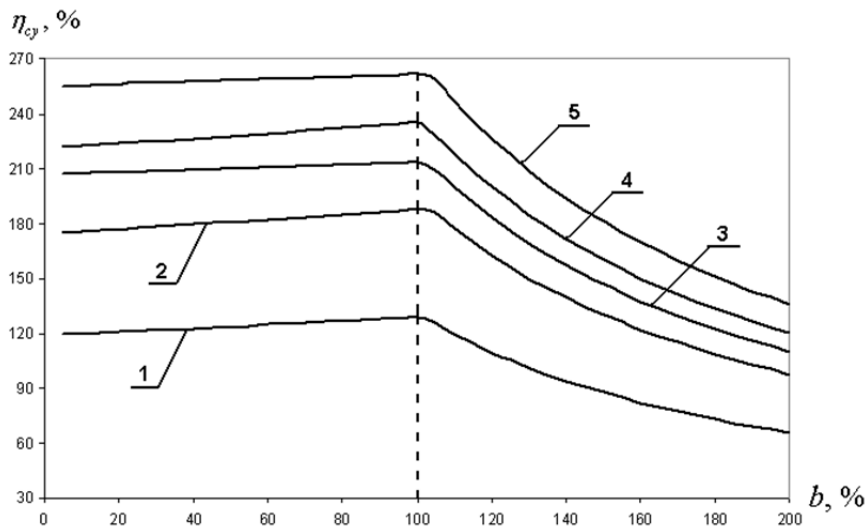


Рис. 4. Графік залежності КВЕ ТНСУ з байпасуванням від коефіцієнта теплових втрат:
 1 – при $\varphi_{cm} = 50\%$; 2 – $\varphi_{cm} = 60\%$; 3 – $\varphi_{cm} = 70\%$; 4 – $\varphi_{cm} = 80\%$; 5 – $\varphi_{cm} = 90\%$

Як видно з рис. 4, КВЕ сушарки має максимум при $b = 100\%$. Це пояснюється тим, що вся надлишкова енергія від компресора теплового насоса розсіюється в атмосферу з тепловими втратами камери. Сушильна установка працює з повною рециркуляцією ($K = 1$). Таким чином, відсутні втрати енергії з потоком Q_2 , що видаляється в атмосферу, який виводив надлишкову енергію з циклу разом з насиченим вологою сушильним агентом, що мав при цьому технологічну температуру. В зв'язку з цим відпадає необхідність у реалізації надходження свіжого повітря та підігріву його до технологічно заданої температури, а це, в свою чергу, додаткові енергетичні витрати.

Висновки

1. Вплив теплових втрат сушильної камери на енергетичну ефективність ТНСУ має неоднозначний характер і залежить від співвідношення між величиною роботи приводу компресора ТН та тепловими втратами.

2. У випадках, коли теплові втрати сушильної камери не перевищують потужність приводу компресора, енергетична ефективність роботи ТНСУ зростає при збільшенні теплових втрат, досягаючи максимального значення при $Q_{втр} = L_{тн}$.
3. При перевищенні тепловими втратами значення роботи приводу компресора показник енергоефективності різко зменшується, що пояснюється необхідністю встановлення додаткових джерел теплоти для забезпечення якості сушильного процесу.

Література

1. Кречетов И.В. Сушка и защита древесины. Учебник для техникумов. – М.: «Лесная промышленность», 1987 – 328 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.
3. Безродный М.К., Куделя П.П., Кутра Д.С. Термодинамический анализ теплонасосной сушильной установки для сушки древесины. – Сб. «Техническая теплофизика и промышленная теплотехника», Дніпропетровськ, 2010, вип. 2, С. 35–48.
4. Везиришвили О.Ш., Меладзе Н.В. Энергосберегающие теплонасосные системы теплохладоснабжения. – М.: МЭИ, 1994. – 160 с.
5. Янговський Е.И., Левин Л.А. Промышленные тепловые насосы. – М.: Энергоиздат, 1989. – 128с.
6. 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.