

УДК 674.04

К. В. Іванішена, студ.;

І. І. Ніколайчук

## ВИКОРИСТАННЯ СОНЯЧНОЇ ЕНЕРГІЇ У СУШИЛЬНИХ КАМЕРАХ ДЛЯ ДЕРЕВИНИ

*Запропоновано конструкцію сушильної камери для деревини, у якій за додаткове джерело теплової енергії використовується сонячний колектор. Також в цій установці передбачається часткова утилізація тепла відпрацьованого теплоносія на нагрів повітря, що подається в сушильну камеру. Таке виконання дозволяє знизити встановлену потужність електроприводу аеродинамічного рециркуляційного нагрівача і заощадити на витраті електроенергії для його роботи. Запропоновано методику і алгоритм здійснення оптимального управління тепломасообмінним процесом робочої камери запропонованої сушарки. Вибрані ефективні режими сушіння.*

### Постановка проблеми

Заходи з енергозбереження в Україні є надзвичайно актуальними. Великим кроком у вирішенні проблем енергоощадження є застосування нетрадиційних джерел енергії. Для України, як малолісистої і до того ж з низьким рівнем використання лісових ресурсів держави, актуальними є вирішення такої важливої науково-технічної проблеми як розробка енерго- і матеріалоощадних способів сушіння на базі універсальних високоефективних сушарок з нетрадиційними технічними джерелами теплової енергії (зокрема, сонячної енергії).

### Аналіз останніх досліджень

Сучасні технології використання сонячної енергії для тепло- та енергозабезпечення є достатньо розробленими і представленими на ринку. Загальна площа сонячних колекторних установок, що використовують теплову енергію, оцінюється в 60...70 млн м<sup>2</sup>. Тільки в європейських країнах до кінця 2002 р. діяло більше 16 млн м<sup>2</sup> сонячних колекторів, і, у відповідності з прогнозом Європейського Союзу, до 2010 р. їх кількість в країнах ЄС повинна зрости до 100 млн м<sup>2</sup>. Сонячні водогрійні пристрої знаходять все більше масштабне використання в приватному та суспільному секторах Німеччини, Іспанії, Данії, Швеції, Фінляндії та інших країнах зі схожими на українські кліматичними умовами. У США і Канаді понад 60 % приватних і суспільних плавальних басейнів обігріваються за допомогою сонячної енергії [1].

Отже, використання енергії Сонця, як дешевого, екологічно чистого, невичерпного джерела енергії поступово починає впроваджуватись в багатьох галузях промисловості та побуті.

### Формулювання мети та задач

Метою даної роботи є розроблення енергоощадної установки для сушіння деревини із використанням сонячної енергії для додаткового нагріву теплоносія в теплообмінниках.

### Основна частина

Ефективність використання сонячної енергії для сушіння пиломатеріалів залежить від багатьох факторів. Основними є кліматичні умови (температура та вологість повітря, амплітуди їх коливання, кількість сонячних днів в році, кількість днів з опадами, інтенсивність надходження сонячної радіації та ін.) даного району. Неприятливим фактором при використанні сонячної енергії є залежність щільності потоку сонячного випромінювання від пори року і погодних умов [2]. Тому, при застосуванні сонячної енергії для нагрівання води, як агента сушіння, не слід задаватися метою повної заміни традиційних технічних джерел енергії. Інакше кажучи, сонячні сушильні камери слід поєднувати із традиційними камерними установками.

На рис. 1 показано теплову принципову схему сушарки, яка реалізує запропонований спосіб сушіння деревини.

Отже, в сприятливі погодні умови ця сушарка працює так.

Деревину складають в штабелі на спеціальні візки та завантажують у робочу камеру 5 через теплоізолювані двері 48 та 49. Як концентратор сонячної енергії використовується сонячний колектор 1, в якому під дією сонячних променів нагрівається теплоносіє (наприклад, вода), що подається за допомогою циркуляційного насосу 2 по трубопроводах 3 і 4, і віддає теплову енергію в робочу камеру 5 через теплообмінники 6 і 7. На трубопроводі 3 встановлено розширювальний бак 8. Для випуску повітря на трубопроводі 4 також знаходиться повітряний клапан 9. Роторне колесо 10 аеродинамічного рециркуляційного теплогенерувального пристрою працює в даному випадку як відцентровий вентилятор меншої потужності.

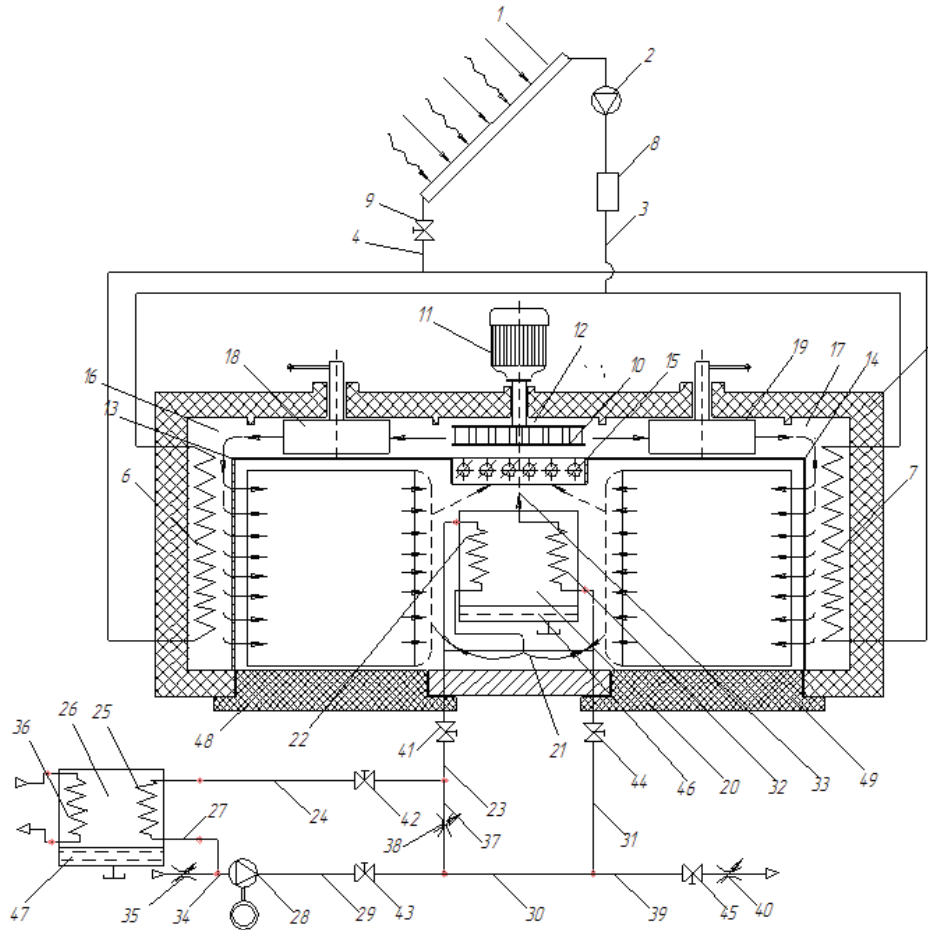


Рис. 1. Принципова схема комбінованої сушарки

У випадку малої активності сонця, працює на забезпечення тепловою енергією роторне колесо — рециркуляційний аеродинамічний нагрівач, що приводиться в обертальний рух від зовнішнього електродвигуна 11.

Збагачений вологою сушильний агент, внаслідок його контакту з висушуваною продукцією, що надходить із окремих секцій робочої камери сушарки, розподіляють частинами на малий і великий контур циркуляції сушильного агента, які утворені, відповідно всередині і зовні робочої камери 5. Малий контур циркуляції сушильного агента: роторний рециркуляційний аеродинамічний нагрівач 10 — замкнута камера 12, поздовжні повітро-проводи 16 і 17, в яких розташовані регульовальні дросель-клапани 18 і 19 — розгалужена система напрямних отворів циркуляційних напрямних екранів 13 і 14 — робочі простори над штабелями — жалюзійна ґратка 15 — всмоктувальний отвір роторного рециркуляційного аеродинамічного нагрівача 10. Великий контур циркуляції сушильного агента: роторний рециркуляційний аеродинамічний нагрівач 10 — замкнута камера 12 — поздовжні повітропроводи 16 і 17 — розгалужена система напрямних отворів циркуляційних напрямних екранів 13 і 14 — робочі простори над штабелями — колектор каналів 21 та прямий контур 22 внутрішнього теплообмінника 20 — повітропроводи 23 і 24 — прямий повітряний контур 25 зовнішнього теплообмінника 26 — повітропровід 27 — повітропровід 34 з дросельним пристроєм 35 із регульованим розміром прохідного отвору, через який він з'єднується із навколишнім

повітряним середовищем чи резервуаром іншого газу — нагнітальний вентилятор 28 — повітропроводи 29, 30 та 31 — колектор каналів 21, зворотній контур 32 і вихідний повітропровід 33 внутрішнього теплообмінника 20 — жалюзійна ґратка 15 — всмоктувальний отвір роторного аеродинамічного нагрівача 10. Зворотний ввідний контур 36 зовнішнього теплообмінника 26 типу «повітря-вода» з'єднаний із водогином, в якому циркулює охолоджувальна вода. Поміж повітропроводами 23 і 30 встановлено повітропровід 37 з дросельним пристроєм 38 із регульованим розміром прохідного отвору. До повітропроводу 31 під'єднано повітропровід 39 з дросельним пристроєм 40 із регульованим розміром прохідного отвору. Запірні засувки 41, 42, 43 та 44 відкриті, а засувка 45 закрита. При цьому зниження вологовмісту у циркулюючому середовищі сушильного агента у малому контурі, у якому відбувається тепломасообмінний процес — сушіння, здійснюють поступово заміною частини відпрацьованого і збагаченого вологою сушильного агента газом з великого контуру з більш низьким вологовмістом. У великому контурі виконують тепловологісну обробку відділеної частини сушильного агента, а саме: послідовно у дві стадії у внутрішньому та зовнішньому теплообмінниках охолоджують і осушують його, з метою доведення параметрів сушильного агента до значень, потрібних для організації сушильних процесів у робочій камері сушарки, а потім, після двостадійного послідовного підігріву у внутрішньому теплообміннику та в замкненій камері роторного рециркуляційного аеродинамічного нагрівача, повертають його в теплоізольовану камеру. Для збору конденсату, який випадатиме із пароповітряної суміші у внутрішньому та зовнішньому теплообмінниках 20 і 26, передбачені збірні ємності, відповідно 46 і 47, з яких конденсат виводиться назовні і утилізується.

Повна енергія газу складається з його внутрішньої енергії (ентальпії) та роботи, яка здійснюється зі зміною його об'єму. Оскільки, вільний об'єм камери практично залишається незмінним під час теплової обробки, то зміна повної внутрішньої енергії повітряної суміші в установці буде приблизно дорівнювати зміні її ентальпії [3].

Таким чином, баланс енергії для повітряного об'єму сушильної камери можна записати у такому вигляді:

$$\frac{d(h^y M^y)}{dt} = Q^K + Q^B + Q^T - Q^{Bt} - Q_{заг}^D - Q_{заг}^K - Q_{заг}^{KD}, \tau > 0; \quad (1)$$

$$h^y M^y = h_0^y M_0^y, \tau = 0,$$

де  $h_0^y, M_0^y$  — початкове значення відповідно ентальпії та маси повітряної суміші у вільному об'ємі установки;  $Q^K = G^K h^K$ ;  $Q^B = G^B h^B$  — тепла енергія, яка надходить за одиницю часу від сонячного колектора та від відцентрового вентилятора, Дж/с;  $Q^T = G^T h^T$  — тепла енергія, яка надходить за одиницю часу від теплообмінника 20, Дж/с;  $Q^{Bt} = G^{Bt} h^B$  — тепла енергія, яка втрачається за одиницю часу з потоками повітряної суміші, Дж/с;  $Q_{заг}^D = S_{заг}^D q_{заг}^D$  — загальна кількість теплової енергії, яка передається за одиницю часу поверхні дошок, Дж/с;  $Q_{заг}^K = S_{заг}^K q_{заг}^K$  — загальна кількість теплової енергії, яка передається за одиницю часу корпусу камери, Дж/с;  $Q_{заг}^{KD} = G^D h^D + G^K h^K$  — загальна кількість теплової енергії, яка передається за одиницю часу конденсату, Дж/с;  $h^B, h^D, h^K$  — питома ентальпія відповідно повітря у виробничому приміщенні, а також конденсату який утворюється відповідно на поверхні дошок та корпусі камери, Дж/кг;  $G^K, G^B, G^T$  — маса пари, яка надходить за одиницю часу відповідно з колектора, відцентрового вентилятора та теплообмінника 20, кг/с;  $G^{Bt}$  — кількість пари, яка втрачається з установки за одиницю часу з потоками повітряної суміші, кг/с;  $G^D, G^K$  — маса пари, яка конденсується за одиницю часу відповідно на поверхні дошок і корпусі камери, кг/с;  $S^D, S^K$  — площа теплосприймальної поверхні відповідно пиломатеріалів та камери, м<sup>2</sup>.

Ефективність роботи будь-яких сушильних установок також залежить від правильного вибору їх параметрів, зокрема, реалізації оптимального управління робочим тепломасообмінним процесом всередині сушильної камери.

Питання щодо оптимізації управління розглядається в даному випадку перш за все з точки зору зниження енерговитрат. Для того, щоб мати на виході певне значення вмісту вологи в матеріалі достатньо змінювати температуру і потік (витрата) сушильного агента — гарячого повітря. Тобто, максимально знижуючи, наприклад, температуру сушильного агента, повинні мати на виході за-

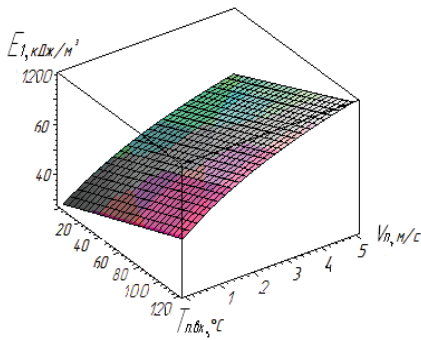


Рис. 2. Графік цільової функції  $E_1$  де  $C_{\Pi}$  – питома теплоємність повітря, Дж/кг;  $T_{\Pi.вх}$  – початкова температура гарячого повітря, К;  $T_{\Pi.вих}$  – кінцева температура відпрацьованого повітря, К;  $\rho_{\Pi}$  – густина повітря, кг/м<sup>3</sup>;  $S_{\text{еф}}$  – ефективна площа поперечного перерізу каналу, яким надходить гаряче повітря, м<sup>2</sup>;  $V_{\Pi}$  – середня швидкість гарячого повітря, м/с;  $Q_{\Pi}$  – витрата гарячого повітря, кг/с.

2. Енергетичні витрати на нагрів повітря аеродинамічним рециркуляційним нагрівачем 10 (рис. 1):

$$E_2 = (T_{\Pi.вх} - T_{\text{навк.}}) C_{\Pi} V_{\Pi} \rho_{\Pi} S_{\text{еф}} / Q_{\Pi}, \quad (3)$$

де  $T_{\text{навк.}}$  – температура навколишнього середовища (прийнято 293 К).

3. Енергетичні витрати на нагрів матеріалу і зменшення вологості матеріалу (передача теплової енергії в товщу матеріалу), згідно рекомендацій [4, 6]

$$E_3 = \frac{\rho_M S_{\text{еф}} \frac{1}{10} C_M (T_{M.вих} - T_{M.вх})}{G_M} + \frac{W_{M.вх} - W_{M.вих}}{W_{M.вх} + 1} \lambda, \quad (4)$$

де  $\rho_M$  – густина матеріалу, кг/м<sup>3</sup>;  $T_{M.вих}$ ,  $T_{M.вх}$  – кінцева і початкова температури матеріалу, К<sup>0</sup>;  $G_M$  – максимально допустима масова подача матеріалу, кг/с;  $W_{M.вих}$ ,  $W_{M.вх}$  – вихідна і вхідна вологості матеріалу, кг води/кг сухого матеріалу;  $\lambda$  – питома теплота паротворення, Дж/кг.

Ефективність режимів сушіння можливо визначити за співвідношенням, яке теоретично повинно наближатись до одиниці

$$E_1 / E_2 \rightarrow 1. \quad (5)$$

При цьому також очевидно, що виконується така нерівність:

$$E_2 \geq E_1 \geq E_3. \quad (6)$$

Дослідимо як приклад поведінку цільової функції  $E_1$ .

Розглянемо двоступінчастий процес управління. Відбувається регулювання витрати сушильного агента – гарячого повітря і його початкової температури. Регулювання вихідної вологості забезпечує плавно [4].

Таким чином, як параметри керування (параметри оптимізації) вибираються 2 параметри:  $V_{\Pi}$  – швидкість руху сушильного агента – гарячого повітря (пропорційна його витраті);  $T_{\Pi.вх}$  – початкова температура гарячого повітря після аеродинамічного нагрівача 10.

Результати моделювання за такими ознаками і згідно реальних конструктивних і робочих параметрів експериментальних сушарок представлені на графіку цільової функції (рис. 2).

Як видно з рис. 2, мінімум цільової функції виходить за обмеження областей згідно змінних  $T_{\Pi.вх}$  і  $V_{\Pi}$ . Таким чином, оптимальні параметри сушіння будуть вибиратися, виходячи з функціонального обмеження за якістю сушіння

$$W_{M.вих} \leq W_{M.вим}, \quad (7)$$

де  $W_{M.вим}$  – заданий рівень вмісту вологи в матеріалі, необхідний згідно нормативів на конкретну продукцію.

Поведінка цільових функцій  $E_2$  і  $E_3$  аналогічна поведінці цільової функції  $E_1$ , тобто вони не мають на даному діапазоні зміни параметрів керування тепломасообмінним процесом сушіння матеріалу локальних екстремумів.

Таким чином, оптимальні параметри будуть знаходитися за результатами розв'язання красвої задачі для знаходження значення  $W_{M,вих}^*(t)$ , яке задовольняє заданим обмеженням.

### Висновки

Аналіз рівняння теплового балансу (1) показує, що із використанням сонячного колектора, як додаткового джерела теплової енергії, та утилізації тепла відпрацьованого теплоносія на нагрів повітря, що подається в сушильну камеру, знижується встановлена потужність електроприводу аеродинамічного рециркуляційного нагрівача і заощаджується електроенергія під час його роботи.

Запропоновано методику і алгоритм здійснення оптимального управління тепломасообмінним процесом сушильної камери запропонованої сушарки. На підставі проведених досліджень тепломасообмінного процесу у сушильній камері встановлені основні напрямки витрат теплової енергії, аналіз яких надав можливість оптимізувати параметри сушіння і забезпечити належну якість вихідної продукції. Вибрані ефективні режими сушіння, дані відповідні рекомендації щодо регулювання даної складної системи, визначені шляхи для подальшого вдосконалення ефективності роботи сушильних агрегатів на прикладі запропонованої сушарки.

### СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Коробко Б. Енергетика та сталий розвиток: Інформаційний посібник для українських ЗМІ. — К., 2006. — С. 44.
2. Тюрин П. Б. Гелиосушилка твердолиственных пород. — Режим доступу: [http://library.fentu.ru/index.php?option=com\\_reader&cat=fentu\\_vologdin\\_2001\\_eni&Itemid=21&numPdf=6](http://library.fentu.ru/index.php?option=com_reader&cat=fentu_vologdin_2001_eni&Itemid=21&numPdf=6).
3. Коц І. В., Сліпенька О. П. Аналітичне дослідження автоклавних установок із аеродинамічним нагрівом // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. — 2006. — № 5. — С. 63—69.
4. Окунева Г. Л., Прасол Д. А. Моделирование процесса распределения теплоносителя в камерной сушилке // Проектирование инженерных и научных приложений в среде MATLAB: Сб. тр. Второй Всероссийской научной конференции. — М.: ИПУ РАН, 2004. — С. 682—687.
5. S. Goncharova V. Chelnokov, V. Menshikov, N. Menshutina. Mathematical modeling of cross-flow belt dryer for polymer drying. Drying'98 — Proceedings of the 11<sup>th</sup> International Drying Symposium (IDS'98), Halkidiki, Greece, August 19—22, 1998, Vol. A, P. 407—413.
6. Янюк Ю. В., Питухин Е. А. Об оптимизации управления сушильной установкой барабанного типа // Тр. 5-й Междунар. н.-т. конф. «Новые информационные технологии в целлюлозно-бумажной промышленности и энергетике» / Петрозаводск: ПетрГУ, 2002. — С. 113—115.

Матеріали статті рекомендовані до опублікування оргкомітетом Всеукраїнської науково-технічної конференції «Альтернативні екологічно чисті та відновлювальні джерела енергії» (30.05—1.06.2007 р.)

Надійшла до редакції 30.06.07  
Рекомендована до друку 02.07.07

**Іванішена Катерина Володимирівна** — студентка Інституту магістратури, аспірантури, докторантури,  
**Ніколайчук Грина Іванівна** — молодший науковий співробітник кафедри теплогазопостачання.

Вінницький національний технічний університет