

# МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ БУДІВЕЛЬНОГО ВИРОБНИЦТВА

УДК 681.121

DOI 10.31649/2311-1429-2023-1-101-106

О. Ю. Співак  
Н. В. Резидент  
Я. М. Кримняк

## АНАЛІЗ СКЛАДОВИХ ЕКСЕРГЕТИЧНОГО ККД КАМЕРНОЇ КОНВЕКТИВНОЇ СУШАРКИ

Вінницький національний технічний університет

Запропоновано методику розрахунку окремих складових ексергетичного балансу та ексергетичного коефіцієнта корисної дії для нестационарних тепломасообмінних процесів, зокрема процесів сушіння. Показано, що аналіз процесу сушіння за ексергетичними характеристиками ефективніший, ніж за тепловими, оскільки він дає можливість оцінити як внутрішні та зовнішні втрати, так і можливі потенціали енергетичних потоків. На основі запропонованої методики виконано розрахунки ексергетичного і теплового ККД камерної конвективної сушарки. Встановлено, що в разі зміни температури вхідного теплоносія від 5 до 35 °С, ексергетичний ККД сушильної установки змінюється в межах 4...16 %, тоді як тепловий ККД, визначений з використанням рівнянь теплових балансів, становить близько 50 %. Показано, що зі збільшенням температури навколишнього середовища ексергетичний ККД камерних сушильних установок суттєво зменшується, а тепловий ККД змінюється в межах 5 %, причому зі збільшенням температури теплоносія на вході він зростає, а зі збільшенням температури теплоносія на виході зменшується в таких самих межах. Втрати ексергетії у сушильних установках зумовлено втратами, викликаними потоками речовини, що виносять ексергію з системи, втратами через теплообмін за кінцевої різниці температур або масообмін за кінцевої різниці концентрацій, внаслідок механічного тертя і гідравлічного опору, хімічних реакцій в нерівноважних умовах, зменшення магнітного або електричного поля під дією електричного опору тощо. Для підвищення ексергетичного ККД камерних сушильних установок, які обігриваються паровими калориферами, перспективним є зменшення ексергетичних втрат в таких калориферах, тому не рекомендовано використання парових калориферів для підігрівання теплоносія, варто надавати перевагу електричним ТЕНам або піролізним котлам непрямого нагрівання повітря. Також рекомендовано зменшувати втрати теплоти під час змішування відпрацьованого і свіжого теплоносія, зменшувати температуру вхідного теплоносія.

**Ключові слова:** сушіння, сушарка, ексергія, коефіцієнт корисної дії, ексергетичний коефіцієнт корисної дії

### Вступ

Процес сушіння є нестационарним незворотним процесом, який прямує до рівноваги. Реально сушильний цикл складається з ряду незворотних процесів, в яких ентропія системи зростає ( $\Delta S > 0$ ). Для прикладу, цикл конвективної сушарки складається з таких основних процесів: підготовки теплоносія, що полягає в підвищенні його внутрішньої енергії за рахунок передачі теплоти; власне процесу сушіння – випаровування вологи і поглинання її сушильним агентом; змішування відпрацьованого теплоносія на виході з камери з навколишнім середовищем. У цих процесах змінюється не тільки кількість переданої теплової енергії, а й її якість. Збільшення ентропії системи призводить до знецінення енергії і зниження її роботоздатності. Тому основне завдання термодинамічного або ексергетичного аналізу полягає у визначенні впливу необоротних явищ, що знижують термодинамічну досконалість розглянутих процесів і ефективність роботи установок.

У сучасному трактуванні ексергія термодинамічної системи – це максимальна робота, яку система здійснює в оборотному процесі з вихідного стану в стан повної рівноваги з навколишнім середовищем. Стан повної рівноваги з навколишнім середовищем означає рівність всіх потенціалів і відсутність будь-яких потоків [1].

Мета роботи – запропонувати методику розрахунку окремих складових ексергетичного балансу для нестационарних тепломасообмінних процесів, дослідити вплив температур теплоносія на вході і виході з сушильної установки на її ексергетичний ККД, порівняти характер зміни ексергетичного ККД з тепловим, визначеним традиційним методом.

### Результати дослідження

Процес сушіння є необоротним. В необоротних процесах ексергія зменшується, отже, можна записати

$$E_1 > E_2, \quad E_1 = E_2 + E_{\text{вт}}, \quad (1)$$

де  $E_1, E_2$  – кількість підведеної до об'єкта (системи) і відведеної від неї ексергії;  $E_{вт}$  – втрати ексергії від незворотності процесу.

Втрати ексергії визначаються за формулою Гюї-Стодоли

$$E_{вт} = T_0 \Delta S, \quad (2)$$

де  $\Delta S$  – зміна ентропії системи, кДж/К;  $T_0$  – температура навколишнього середовища, К.

Відомо [2–6], що ексергія системи залежить від теплофізичних параметрів (як правило, температури) навколишнього середовища. Тому в кожному конкретному розрахунку необхідно вказувати, що взято за навколишнє середовище.

Основні причини ексергетичних втрат і зменшення ексергетичного ККД зумовлені зовнішніми і внутрішніми ексергетичними втратами. Зовнішні ексергетичні втрати викликані потоками речовини, що виносять ексергію з системи. Внутрішні втрати відбуваються як результат теплообміну за кінцевої різниці температур або масообміну за кінцевої різниці концентрацій, внаслідок механічного тертя і гідравлічного опору, хімічних реакцій в нерівноважних умовах, зменшення магнітного або електричного поля під дією електричного опору тощо.

Аналіз ефективності роботи такого обладнання і процесів, що протікають в ньому, необхідно виконувати на основі складання ексергетичного балансу, який полягає в розрахунку ексергії матеріальних потоків і ексергетичних втрат. Під час складання такого балансу дуже важливо ясно уявити межі досліджуваної системи (процесу, установки в цілому або окремої її частини) і визначити місця, де ексергетичний потік перетинає ці межі.

Розглянемо методику розрахунку ексергії матеріальних потоків, які мають місце в процесах, що використовують теплоту, наприклад в камерних конвективних сушильних установках.

Питома ексергія потоку речовини (теплоносія), склад якого не змінюється, матиме вигляд

$$e = h - h_0 - T_0(s - s_0), \quad (3)$$

де  $h$  – питома ентальпія потоку речовини, кДж/кг;  $s$  – питома ентропія потоку речовини, кДж/(кг·К);  $h_0$  – питома ентальпія потоку речовини в стані рівноваги з навколишнім середовищем, кДж/кг;  $s_0$  – питома ентропія потоку речовини в стані рівноваги з навколишнім середовищем, кДж/(кг·К).

Питому ексергію палива можна визначити за формулами, які запропонував Зоран Рант [7]:

– для рідкого палива з більше як одним атомом вуглецю в молекулі

$$e_0 = 0,975 \cdot Q_B^P; \quad (4)$$

– для твердих палив з обов'язковим врахуванням їх вмісту вологи

$$e_0 = (1 - u) \cdot Q_B^P; \quad (5)$$

– для газоподібного палива з більше як одним атомом вуглецю в молекулі

$$e_0 = 0,95 \cdot Q_B^P; \quad (6)$$

– для коксового і світильного газів та метану

$$e_0 = Q_H^P, \quad (7)$$

де  $Q_H^P, Q_B^P$  – нижча і вища теплоти згоряння палива, кДж/кг.

Як теплоносії в конвективних сушарках широко застосовується атмосферне повітря після підігрівання в калорифері. Повітря завжди містить деяку кількість водяної пари, повністю сухим воно не буває. Ексергію вологого повітря можна подати у вигляді суми ексергій водяної пари і сухого повітря [2]

$$e_{в.п} = e_{с.п} + d \cdot e_{п}, \quad (8)$$

де  $e_{\text{п}}$ ,  $e_{\text{с.п}}$  і  $e_{\text{в.п}}$  – відповідно ексергія водяної пари, сухого і вологого повітря, кДж/кг;  $d$  – вологовміст повітря, кг/кг.

Ексергію вологого повітря можна визначити за рівнянням

$$e_{\text{в.п}} = C_{\text{р.п}} \cdot (t - t_0) - T_0 \left[ C_{\text{р.п}} \cdot \ln \frac{T}{T_0} - R_{\text{с.п}} \cdot \ln \frac{p - \varphi \cdot p_{\text{н}} \cdot (t)}{p_0 - \varphi_0 \cdot p_{\text{н}} \cdot (t_0)} \right] + d \cdot [h_{\text{п}} - h_{\text{п0}} - T_0 \cdot (s_{\text{п}} - s_{\text{п0}})], \quad (9)$$

де  $C_{\text{р.п}}$  – ізобарна теплоємність сухого повітря, кДж/(кг·К);  $p$ ,  $p_0$  – повні тиски повітря в потоці і навколишньому середовищі, Па;  $R_{\text{с.п}}$  – газова стала сухого повітря, кДж/(кг·К);  $\varphi$ ,  $\varphi_0$  – відносні вологості повітря в потоці і навколишньому середовища;  $T$ ,  $T_0$  – температури потоку і навколишнього середовища, К;  $h_{\text{п}}$ ,  $s_{\text{п}}$  – ентальпія (кДж/кг) і ентропія, (кДж/(кг·К)) пари за параметрів потоку;  $h_{\text{п0}}$ ,  $s_{\text{п0}}$  – ентальпія і ентропія пари за параметрів навколишнього середовища;  $p_{\text{н}}(t)$ ,  $p_{\text{н}}(t_0)$  – тиски насичення водяної пари за температур потоку і навколишнього середовища, Па.

Якщо розглядати вологе повітря як суміш двох ідеальних газів, то його ексергія

$$e_{\text{в.п}} = C_{\text{р.в.п}} \cdot (t - t_0) - T_0 \left[ C_{\text{р.в.п}} \cdot \ln \frac{T}{T_0} - \frac{R_{\text{с.п}}}{1 + \chi} \cdot \ln \frac{p_{\text{с.п}}}{p_{\text{с.п0}}} - \frac{\chi \cdot R_{\text{п}}}{1 + \chi} \cdot \ln \frac{p_{\text{п}}}{p_{\text{п0}}} \right], \quad (10)$$

де  $C_{\text{р.в.п}}$  – ізобарна теплоємність вологого повітря, кДж/(кг·К);  $p_{\text{с.п}}$ ,  $p_{\text{п}}$  – парціальні тиски сухого повітря і водяної пари, відповідно, Па;  $R_{\text{п}}$  – газова стала водяної пари, кДж/(кг·К);  $p_{\text{с.п0}}$ ,  $p_{\text{п0}}$  – парціальні тиски сухого повітря і водяної пари в навколишньому середовищі, відповідно, Па.

Ізобарна теплоємність вологого повітря визначається за рівнянням

$$C_{\text{р.в.п}} = C_{\text{р.п}} + dC_{\text{р.п}}, \quad (11)$$

де  $C_{\text{р.п}}$  – теплоємність водяної пари в повітрі, кДж/(кг·К).

Вода і водяна пара широко використовуються в теплоенергетичних установках. Їх ексергія

$$e_{\text{п}} = C_{\text{р.п}} \cdot (t - t_0) - T_0 \left[ C_{\text{р.п}} \cdot \ln \frac{T}{T_0} - R_{\text{п}} \cdot \ln \frac{1}{\varphi_0} \right], \quad (12)$$

де  $C_{\text{р.п}}$  – теплоємність води, кДж/(кг·К);  $\varphi_0$  – відносна вологість навколишнього середовища.

Ексергія продуктів згорання

$$e_{\text{п.з}} = e_{\text{т}} + e_{\text{р}} + e_0, \quad (13)$$

$$e_{\text{т}} = C_{\text{р.п.з}} \cdot (t - t_0) - T_0 \cdot C_{\text{р.п.з}} \cdot \ln \frac{T}{T_0}; \quad e_{\text{р}} = T_0 \cdot R_{\text{п.з}} \cdot \ln \frac{p}{p_0};$$

де  $e_0$ ,  $e_{\text{т}}$  – хімічна і термічна складові ексергії продуктів згорання, кДж/кг;  $e_{\text{р}}$  – ексергія, що виникає через різницю тисків продуктів згорання і тиску навколишнього середовища;  $C_{\text{р.п.з}}$  – середня ізобарна теплоємність димових газів (продуктів згорання), кДж/(кг·К);  $R_{\text{п.з}}$  – газова стала продуктів згорання, кДж/(кг·К).

В разі розрахунку термічної ексергії продуктів згорання використовують середньотемпературні теплоємності компонентів в інтервалі від теоретичної температури горіння до температури навколишнього середовища

$$t_{\text{г}}^{\text{теор}} = \frac{Q_{\text{н}}^{\text{р}}}{\sum_i m_i^0 \cdot C_{\text{р.п.з}}} = \frac{Q_{\text{н}}^{\text{р}}}{m_{\text{п.з}}^0 \cdot C_{\text{р.п.з}}}, \quad (14)$$

де  $m_i^0$  – відносна маса і-го компонента продуктів згорання, кг/кг;  $m_{\text{п.з}}^0$  – відносна маса продуктів згорання, кг/кг;  $C_{\text{р.п.з}}$  – середня ізобарна теплоємність і-го компонента продуктів згорання, кДж/(кг·К).

Хімічна ексергія  $e_0$  визначає величину максимальної роботи, яка може бути отримана за оборотного вирівнювання парціальних тисків компонентів продуктів згорання і навколишнього середовища. За температури продуктів згорання 650–700 °С величина хімічної складової ексергії  $e_0$  становить 10...12 % від термічної складової  $e_{\text{т}}$  [8].

Ексергетичний коефіцієнт корисної дії, який відображає досконалість термодинамічного циклу, визначається як відношення корисно використаної ексергії до витраченої

$$\eta_{\text{екс}} = \frac{E_{\text{отр}}}{E_{\text{затр}}} = 1 - \frac{E_{\text{отр}}}{E_{\text{затр}}} = 1 - \varphi, \quad (15)$$

де  $\varphi = E_{\text{отр}}/E_{\text{затр}}$  – коефіцієнт ексергетичних втрат.

За запропонованою методикою виконано розрахунки ексергетичного ККД камерної конвективної сушарки залежно від температури навколишнього середовища і температури відпрацьованого теплоносія (рис. 1, рис. 2).

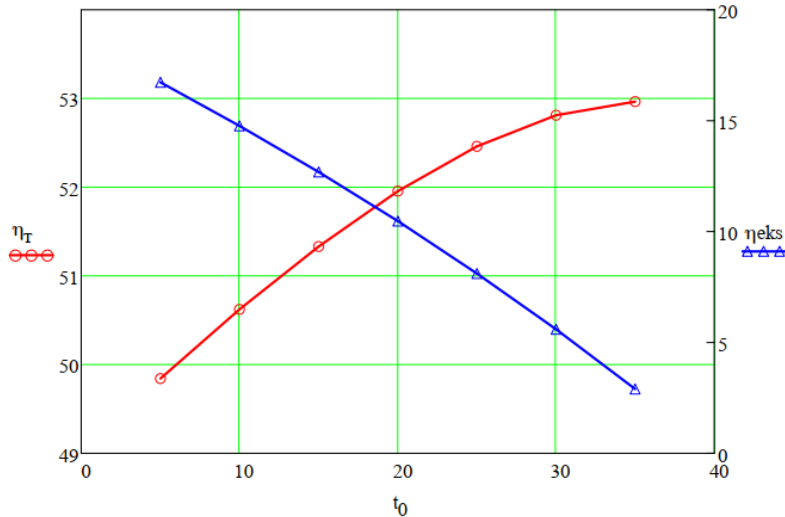


Рисунок 1 – Залежність ККД від температури навколишнього середовища  $\eta_t$  – тепловий ККД,  $\eta_{\text{екс}}$  – ексергетичний

Розрахунки показують (рис. 1), що зі збільшенням температури вхідного теплоносія від 5 °С до 35 °С ексергетичний ККД змінюється в межах 4...16%. Ексергетичний коефіцієнт корисної дії обернено пропорційно залежить від температури навколишнього середовища – чим вона вища, тим менший ексергетичний ККД, а теплові втрати тим менші, чим більша температура навколишнього середовища і відповідно збільшується тепловий ККД.

Із рис. 2 видно, що зі збільшенням температури відпрацьованого теплоносія від 50 до 80 °С ексергетичний і тепловий ККД зменшуються, оскільки зростають втрати теплоти з відпрацьованим теплоносієм.

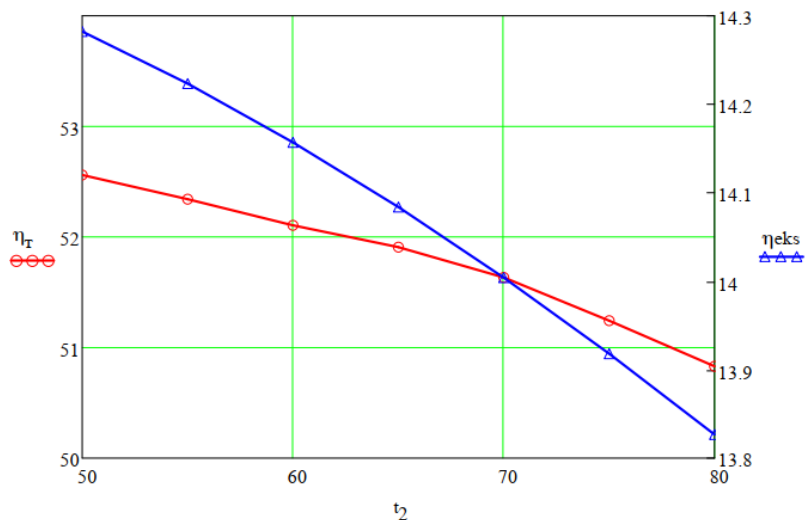


Рисунок 2 – Залежність ККД від температури відпрацьованого теплоносія  $\eta_t$  – тепловий ККД,  $\eta_{\text{екс}}$  – ексергетичний

Для підвищення ексергетичного ККД камерних сушильних установок необхідно зменшувати ексергетичні втрати в калориферах, тому не рекомендовано використовувати парові калорифери, варто надавати перевагу електричним ТЕНам або піролізним котлам непрямого нагрівання повітря. Також рекомендується зменшувати втрати теплоти під час змішування відпрацьованого і свіжого теплоносія, зменшувати температуру вхідного теплоносія, що не завжди є можливим.

## Висновки

Запропоновано методику розрахунку окремих складових ексергетичного балансу для нестационарних тепломасообмінних процесів, зокрема процесів сушіння. Ексергетичний метод аналізу, який базується на другому законі термодинаміки, дозволяє оцінити рівень використання енергії, її втрати, а також отримати розподіл цих втрат за окремими етапами виробництва, тобто виявити найменш ефективні з них.

Встановлено, що зі збільшенням температури вхідного теплоносія (навколишнього середовища) від 5 до 35 °С ексергетичний ККД змінюється в межах 4...16 % причому зі зростанням температури навколишнього середовища ексергетичний ККД камерних сушильних установок зменшується. На відміну від ексергетичного тепловий ККД сушильної установки змінюється в межах 5 %, причому зі збільшенням температури теплоносія на вході він зростає, а зі збільшенням температури теплоносія на виході зменшується в таких самих межах.

Ексергетичний метод зручний для порівняння однотипних процесів хімічних технологій, оскільки нерівність їх ККД свідчить про можливість вдосконалення одного з них за допомогою зниження незворотності чи ефективнішого використання теплоти. Застосування ексергетичного аналізу ефективне під час дослідження також хіміко-технологічних систем на основі балансів, що мають велику кількість джерел та стоків енергії. За допомогою такого підходу можна вирішити завдання створення енергетично замкнутих виробництв, оскільки є можливість оцінення як внутрішніх і зовнішніх втрат, так і потенціалів енергетичних потоків.

Аналіз процесу сушіння за ексергетичними характеристиками ефективніший, ніж за тепловими, оскільки оптимізація тепловологісних процесів сушіння і самих сушарок має містити як зниження теплових втрат, так і більш результативне використання обладнання. Це справедливо лише для апаратів, у яких відбувається хімічне перетворення матеріалів за їх термічної обробки, а саме такими є конвективні сушарки.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Салашенко Т. И. Эксергия и энергия – основа потенциала энергосбережения промышленного предприятия. *Економіка розвитку*. 2009. № 1. С. 95–96. URL: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/ecro\\_2009\\_1\\_32](http://nbuv.gov.ua/UJRN/ecro_2009_1_32).
2. Эксергетические расчеты технических систем (справочное пособие под ред. А. А. Долинского и В. М. Бродянского). – Киев : Наукова думка, 1991. 361 с.
3. Чепурний М. М., Ткаченко С. Й. Основи технічної термодинаміки. – Вінниця : Поділля–2000, 2004. 351 с.
4. Dincer I., Cengel YA. Energy, Entropy and Exergy Concepts and Their Roles in Thermal Engineering. *Entropy* 2001, 3, 116–149. URL: <https://www.mdpi.com/1099-4300/3/3/116>
5. Michel Pons. Exergy Analysis and Process Optimization with Variable Environment Temperature. *Energies*, 2019, 12, pp.4655:1-19. URL: <https://hal.science/hal-02401535/document>
6. Лабай В. Й., Герасим Д. І., Генсецький М. П. Дослідження енергозбереження в системі кондиціонування повітря чистого приміщення за ексергоефективністю. *Енергоефективність в будівництві та архітектурі*. № 9. С. 137–141. URL: [https://library.knuba.edu.ua/books/zbirniki/21/2017\\_9/26.pdf](https://library.knuba.edu.ua/books/zbirniki/21/2017_9/26.pdf)
7. Rant Zoran. *Termodinamika : Knjiga za uk in prakso* – Ljubljana: Fakulteta za strojništvo, 2000. 644 s.
8. Шаргут Я., Петела Р. Эксергия / перевод с польского под ред. В. М. Бродянского. Москва : Энергия, 1968. 279 с.

## REFERENCES

1. Salashenko T. I. Exergy and energy – the basis of the energy-saving potential of a industrial enterprise. *Development Economics*. 2009. 1. P. 95-96. URL: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/ecro\\_2009\\_1\\_32](http://nbuv.gov.ua/UJRN/ecro_2009_1_32). date of application 01.20.2023.
2. Exergetic calculations of technical systems (reference manual under the editorship of A. A. Dolynsky and V. M. Brodyansky). – Kyiv: Naukova dumka, 1991. 361 p.
3. Chepurnyy M.M., Tkachenko S.Y. *Osnovy tekhnichnoyi termodynamiky*. – Vinnytsya: Podillya–2000, 2004. 351 s.
4. Dincer I., Cengel YA. Energy, Entropy and Exergy Concepts and Their Roles in Thermal Engineering. *Entropy* 2001, 3, 116–149. URL: <https://www.mdpi.com/1099-4300/3/3/116>
5. Michel Pons. Exergy Analysis and Process Optimization with Variable Environment Temperature. *Energies*, 2019, 12, pp.4655:1-19. URL: <https://hal.science/hal-02401535/document>
6. Labay V.Y., Herasym D.I., Hensets'kyu M.P. *Doslidzhennya enerhozberezhennya v systemi kondytsiyu-vannya povitrya chystoho prymishchennya za ekserhoefektyvnistyuu*. *Enerhoefektyvnist' v budivnytstvi ta arkhitekturi*. № 9. S. 137–141. URL: [https://library.knuba.edu.ua/books/zbirniki/21/2017\\_9/26.pdf](https://library.knuba.edu.ua/books/zbirniki/21/2017_9/26.pdf)
7. Rant Zoran. *Thermodynamics : book for teaching and practice* / Zoran Rant. – Ljubljana: Faculty of Mechanical Engineering, 2000. 644 p.
8. Shargut YA., Petela R. *Eksergiya / perevod s pol'skogo podred. V.M. Brodyanskogo*. Moskva : Ener-giya, 1968. 279 s.

**Співак Олександр Юрійович** – к-т. техн. наук, доцент кафедри теплоенергетики, Вінницький національний технічний університет, Вінниця, e-mail: [spivak000@gmail.com](mailto:spivak000@gmail.com).

**Резидент Наталія Володимирівна** – кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри теплоенергетики, Вінницький національний технічний університет, e-mail: [rezidentnv1@ukr.net](mailto:rezidentnv1@ukr.net) ORCID: 0000-0001-5400-3889.

**Кримняк Ярослав Миколайович** – студент кафедри теплоенергетики, Вінницький національний технічний університет, Вінниця, e-mail: [krimnyak2003@gmail.com](mailto:krimnyak2003@gmail.com).

**O. Spivak**  
**N. Rezydent**  
**Y. Krymnyak**

## ANALYSIS OF COMPONENT EXERGETIC EFFICIENCY CHAMBER CONVECTIVE DRYER

Vinnytsia National Technical University

*A methodology for calculating individual components of the exergy balance and the exergy coefficient of useful action for non-stationary heat and mass transfer processes, in particular drying processes, is proposed. It is shown that the analysis of the drying process by exergetic characteristics is more effective than by thermal characteristics, as it makes it possible to estimate both internal and external losses, as well as the potential of energy flows. Calculations of exergetic and thermal efficiency of the chamber convective dryer were performed on the basis of the proposed methodology. It was established that when the temperature of the incoming heat carrier changes from 5 to 35°C, the exergetic efficiency of the drying unit changes within 4...16%, while the thermal efficiency determined using heat balance equations is about 50%. It is shown that with an increase in the temperature of the surrounding environment, the exergetic efficiency of chamber drying units decreases significantly, and the thermal efficiency changes within 5%, while it increases with an increase in the temperature of the heat carrier at the input, and decreases with an increase in the temperature of the heat carrier at the outlet in such the very limits. Exergy losses in drying plants are due to losses caused by flows of substances that carry exergy out of the system, losses as a result of heat exchange at a finite temperature difference, or mass exchange at a finite concentration difference, as a result of mechanical friction and hydraulic resistance, chemical reactions in non-equilibrium conditions, reduction of the magnetic or electric field under the action of electric resistance, etc. To increase the exergy efficiency of chamber drying units, it is necessary to reduce the exergy losses in the heaters, therefore it is preferable not to use steam heaters, it is worth giving preference to electric heaters or pyrolysis boilers of indirect air heating. It is also necessary to reduce heat loss during mixing of spent and fresh heat carrier, to reduce the temperature of the incoming heat carrier.*

**Key words:** drying, dryer, exergy, coefficient of useful action, exergy coefficient of useful action

**Oleksandr Spivak** – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Thermal Power Engineering, Vinnytsia National Technical University, Vinnytsia, e-mail: [spivak000@gmail.com](mailto:spivak000@gmail.com).

**Natalia Rezydent** – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Thermal Power Engineering, Vinnytsia National Technical University, Vinnytsia, e-mail: [rezidentnv1@ukr.net](mailto:rezidentnv1@ukr.net).

**Yaroslav Krymnyak** – student of the Department of Thermal Power Engineering, Vinnytsia National Technical University, Vinnytsia, e-mail: [krimnyak2003@gmail.com](mailto:krimnyak2003@gmail.com).