

УДК 666.1.031.2

О. В. КОШЕЛЬНИК (канд. техн. наук, доц.), **О. В. ДОЛОБОВСЬКА**,
О. В. КРУГЛЯКОВА (канд. техн. наук, доц.)
 Харківський національний технічний університет
 «Харківський політехнічний інститут»,
 Харківський національний університет ім. В. Н. Каразіна
pishti2@ukr.net

ВИКОРИСТАННЯ МЕТОДУ ЕКСЕРГЕТИЧНОГО АНАЛІЗУ ДЛЯ ОЦІНКИ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ЕНЕРГОПЕРЕТВОРЮВАЛЬНИХ КОМПЛЕКСІВ СКЛОВАРНОГО ВИРОБНИЦТВА

Для аналізу роботи складних енерготехнологічних комплексів скловарного виробництва запропоновано застосування методів, що базуються на використанні термодинамічних функцій. Розглянуто схему утилізації теплоти димових газів скловарних печей з термосорбційним компресором та водневою турбоустановкою. Проведено розрахунково-теоретичне дослідження ефективності роботи даної схеми, знайдено основні параметри роботи схеми при різному рівні температур димових газів, представлені результати термодинамічного аналізу енергоперетворювального комплексу з використанням водню в якості робочого тіла.

Ключові слова: скловарна піч, вторинні енергоресурси, утилізація, ексергія, енергоперетворювальний комплекс, водень, термосорбційний компресор, воднева турбіна, ефективність, коефіцієнт досконалості системи.

Постановка проблеми. Сучасні енерготехнологічні комплекси скловарного виробництва складаються безпосередньо зі скловарної печі, а також системи утилізації теплових вторинних енергоресурсів, що включає в себе регенеративні або рекуперативні теплообмінні апарати для підігріву компонентів горіння, котли-утилізатори, водяні економайзери підігрівачі технологічної сировини [1, 2]. Основним агрегатом у процесі виробництва скломаси є скловарна піч, що має зони попередньої і технологічної обробки (робоча камера) та зон технологічної дообробки та охолодження (виробіткова частина). При обладнанні печі системами випарного охолодження система утилізації доповнюється енерготехнологічним обладнанням, де в якості енергоносія використовується низькопотенційна водяна пара систем охолодження. Нижче на рис. 1 наведена теплотехнологічна схема виробництва скломаси.

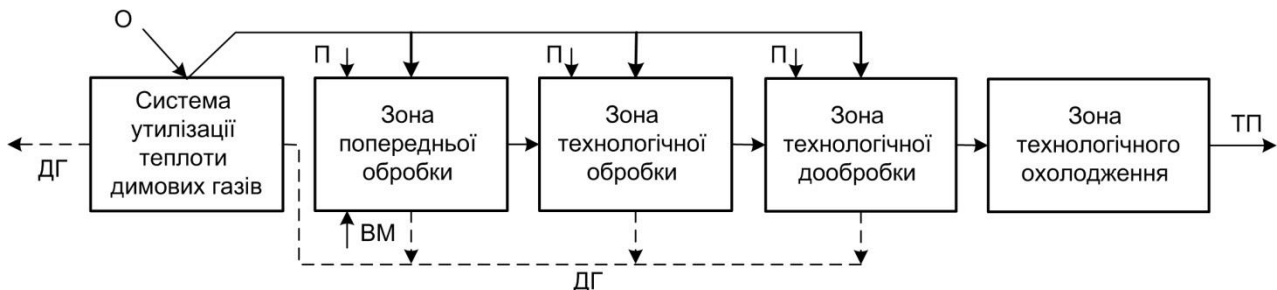


Рисунок 1 – Теплотехнологічна схеми установки для виробництва скломаси:
 ВМ – вихідні матеріали; П – паливо; О – окислювач; ТП – технологічний продукт;
 ДГ – димові гази

Витрати енергії на виробництво скловиробів, навіть на підприємствах провідних світових виробників, залишаються досить високими й становлять до 8,5 ГДж/т скломаси [3]. Ефективним з точки зору більш повного застосування енергетичного потенціалу палива є використання утилізаційних схем з когенерацією, тобто з одночасним виробленням електричної та теплової енергії. Тому розвиток складних енерготехнологічних комплексів потребує розробки сучасних та багатофункціональних методів дослідження, що дозволить підвищити ефективність роботи утилізаційного обладнання. Найбільш повну інформацію щодо ефективності процесів перетворення енергії в складних енерготехнологічних комплексах можливо отримати з використанням методів термодинамічного дослідження, що базуються на використанні ексергетичних функцій [4].

Аналіз попередніх досліджень. Якісну характеристику, що відображає динамічну досконалість складних систем перетворення енергії, надає ексергетичний коефіцієнт утилізації. Існують два методи його визначення. Перший – це визначення відношення кількості ексергії, що одержана в результаті утилізації тепла енергоносіїв, до ексергії вторинних енергоресурсів. Таким методом можна користуватися, якщо повернення енергії в основний

технологічний агрегат (скловарну піч) не передбачається. Для енерготехнологічних комплексів, у яких можливо знизити витрату органічного палива шляхом використання вторинних енергоресурсів (ВЕР), цей коефіцієнт необхідно розраховувати як відношення суми ексергії скломаси і вироблених за рахунок утилізації ВЕР енергоносіїв до ексергії палива та екзотермічних реакцій склоутворення.

Окремі напрямки використання вторинних енергоресурсів скловарного виробництва розрізняються як за необхідними капіталовкладеннями, так і за кінцевим економічним ефектом. Тому однакова кількість перетвореної енергії може бути використана з різною ефективністю. Враховуючи це, виникає необхідність у додатковій оцінці рівня трансформації енергії, що відображала би не тільки її кількість та якість, але й ефективність кінцевого використання. В якості такого показника може бути обраний коефіцієнт ефективності – відношення фактично отриманого економічного ефекту від використання вторинних енергоресурсів до можливого ефекту при економічно доцільному ступені перетворення.

Отримані за допомогою різних коефіцієнтів кількісні оцінки рівня використання ВЕР, істотно відрізняються, а окремі показники взагалі не відображають впливу комплексного використання наявних енергоресурсів. Важливим питанням при цьому є більш повне врахування всіх елементів ефекту від використання ВЕР, що входять до розрахунку ефективності, та приведення різних варіантів використання вторинних енергоресурсів до такого виду, за яким може бути проведено зіставлення ефекту від їх застосування. Оскільки ефективність використання ВЕР має багатофакторний характер, то для кожного конкретного випадку розрахунку абсолютної або порівняльної ефективності необхідна своя система показників. Це вимагає проведення значного обсягу розрахунків не тільки з ефективності утилізації тепла в конкретному агрегаті, але й розробки методики визначення оптимального рівня використання ВЕР у всьому технологічному ланцюжку виробництва скломаси.

Метою роботи є аналіз роботи водневих теплотехнологічних комплексів для утилізації низькопотенційних теплових вторинних енергоресурсів за допомогою методів, заснованих на застосуванні термодинамічних функцій для оцінки ефективності енергоперетворювальних комплексів скловарного виробництва промислових підприємств та розробка методики розрахунків його ключових елементів.

Викладення основного матеріалу дослідження. Для замкнених циклів їх термодинамічна ефективність залежить від вибору робочого тіла. Так як зі зменшенням атомності зростає показник адиабати і термічний ККД, то використання водневих турбоустановок для когенераційних схем є досить перспективним. Існуючий рівень температур димових газів теплотехнологічних комплексів скловарного виробництва відповідає рівню температур, необхідному для забезпечення роботи термосорбційних компресорів (ТСК), а в їх складі відсутні компоненти, які можуть негативно вплинути на роботу ТСК за умов організації фільтрації потоку газів з високим ступенем очищення [5, 6]. Враховуючи те, що температура газів після регенеративних теплообмінників, не є постійною (коливання температури димових газів на виході складає до 50 °С за цикл роботи регенератора), використання в якості теплоутилізаційного обладнання в таких схемах металогідридних ТСК є недоцільним. Тому має сенс розглянути можливість застосування компресорів даного типу разом з рекуперативними скловарними печами.

На рис. 2 представлено схему інтеграції водневої силової установки в теплотехнологічний комплекс для виробництва скломаси. Основним елементом тут є рекуперативна скловарна піч СП(Р) з центральним рекуператором Р. У піч подаються шихта і паливо з температурами $t_{\text{ТМ1}}$ та $t_{\text{Пал}}$. Підігріте в рекуператорі Р повітря горіння подається у пальникові пристрої скловарної печі з температурою $t_{\text{Пов2}}$.

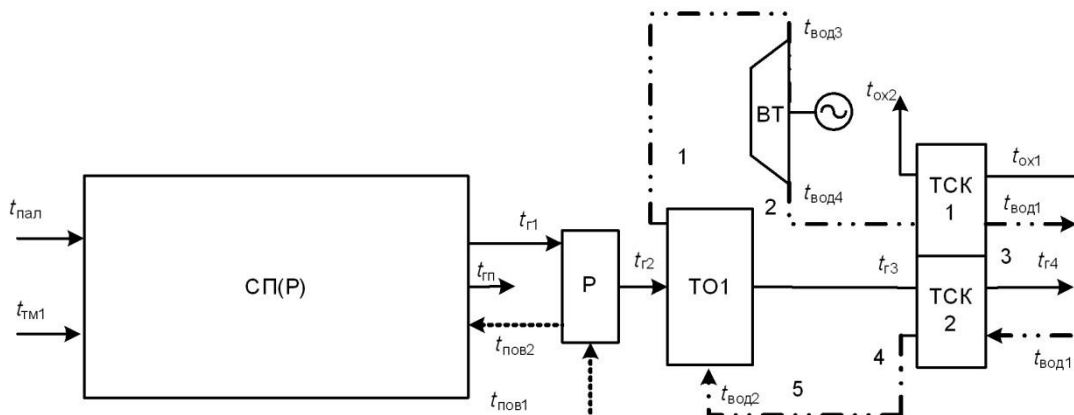


Рисунок 2 – Інтеграція водневої силової установки в теплотехнологічну схему скловарного виробництва: СП (Р) – скловарна піч (рекуперативна); Р – рекуперативний теплообмінник; ТО 1 – теплообмінник для підігріву водню; ВТ – воднева турбіна; ТСК – термосорбційний компресор

З печі виходять скломаса з температурою $t_{\text{ГП}}$ та димові гази, що мають температуру $t_{\text{Г1}}$. Після рекуперативного теплообмінника Р газы потрапляють у теплообмінник ТО 1. У ньому водень після ТСК 2

нагрівається від температури $t_{\text{вод}2}$ до $t_{\text{вод}3}$ (процес 5-1). Кінцевим ступенем утилізації димових газів є ТСК 2, в якому вони охолоджуються від температури $t_{\text{Г}3}$ до $t_{\text{Г}4}$ та далі подаються в димосос. Тиск водню в компресорі збільшується до рівня P_2 , а температура – до $t_{\text{вод}2}$. Процес розширення водню (1-2) відбувається в турбіні ВТ, де його тиск зменшується до P_1 . Водень низького тиску подається в ТСК 1, де здійснюється процес сорбції (2-3). Процес супроводжується виділенням певної кількості теплоти, яка відводиться за допомогою системи охолодження.

Результати розрахунків для запропонованої схеми при масовій витраті димових газів після печі 2 кг/с наведено в таблиці 1.

Таблиця 1 – Характеристики водневого контуру енергосилової установки при інтеграції в схему скловарного виробництва

Температура димових газів перед компресором $t_{\text{Г}3}$, °C	250	300	350	400	450
Кількість теплоти, що передається водневому контуру $Q_{\text{Г}}$, МВт	0,364	0,504	0,644	0,784	0,923
Витрата водню в контурі G_{H_2} , кг/с	0,0224	0,0295	0,0362	0,0423	0,0476
Потужність водневої турбіни $N_{\text{Г}}$, МВт	0,0326	0,0627	0,111	0,170	0,226

Ексергетичний баланс для даної схеми за зовнішнім контуром має вигляд:

$$E_{\text{Г}1} + E_{\text{пов}1} + E_{\text{вод}2} + E_{\text{Г}4} = E_{\text{о}1} + E_{\text{о}2} + E_{\text{о}3} + E_{\text{пов}2} + D_{\text{то}1} + D_{\text{вт}} + D_{\text{тск}1} + D_{\text{р}} + D_{\text{тск}2} + E_{\text{Г}4} + L + E_{\text{Г}5} + E_{\text{вод}2} + (E_{\text{о}x2} - E_{\text{о}x1}). \quad (1)$$

Якщо ексергія на вході дорівнює $E_{\text{Г}1} + E_{\text{пов}1}$, а на виході $E_{\text{Г}5} + E_{\text{о}1} + E_{\text{о}2} + E_{\text{о}3} + E_{\text{о}x2} - E_{\text{о}x1} + E_{\text{пов}2}$, то їхня різниця витрачається на одержання робочого ефекту $E_{\text{еф}}$, а також на покриття втрат ексергії $\sum_i^{m=1} D_i$ внаслідок необерненості реальних процесів, що відбуваються в елементах системи.

Тоді можна записати

$$E_{\text{Г}1} - \sum_{i=1}^n E_i = (E_{\text{пов}2} + E_{\text{пов}1}) + L + \sum_{i=1}^{m=1} D_i, \quad (2)$$

$$\text{де } \sum_{i=1}^{m=1} E_i = E_{\text{Г}5} - E_{\text{о}1} + E_{\text{о}2} + E_{\text{о}3} + E_{\text{о}x2} - E_{\text{о}x1}; \quad \sum_{i=1}^{m=1} D_i = D_{\text{то}1} + D_{\text{вт}} + D_{\text{тск}1} + D_{\text{р}} + D_{\text{тск}2}.$$

У формулах (1), (2): $E_{\text{Г}i}$ – ексергія димових газів; $E_{\text{пов}i}$ – ексергія повітря, що нагрівається; $E_{\text{вод}i}$ – ексергія водню; $E_{\text{о}xi}$ – ексергія охолоджуючої рідини; $E_{\text{о}i}$ – втрати ексергії у навколишнє середовище; $D_{\text{р}}, D_{\text{то}}, D_{\text{вт}}, D_{\text{тск}}$ – втрати ексергії в рекуперативному теплообміннику, теплообміннику для підігріву водню, водневій турбіні і термосорбційному компресорі.

Що стосується корисного ефекту, то в даному випадку він складається з приросту ексергії теплоти повітря горіння та корисної електричної потужності утилізаційної установки

$$(E_{\text{пов}2} - E_{\text{пов}1}) + L = E_{\text{Г}1} - \sum_{i=1}^n E_i - \sum_{i=1}^m D_i. \quad (3)$$

У цьому разі величину ексергетичного ККД можна знайти за формулою

$$\eta_{\text{с}} = \frac{(E_{\text{пов}2} - E_{\text{пов}1}) + L}{E_{\text{Г}1}}.$$

(4)

Визначення всіх значень температур та інших показників дозволяє розрахувати ексергію і ексергетичні втрати, пов'язані з необерненістю процесів у реальному об'єкті. Для розглянутого енерготехнологічного комплексу формула для коефіцієнту досконалості системи може бути представлена у такому вигляді:

$$\eta_{\text{дс}} = [W_1 t_{\text{Г}2} - W_2 t_{\text{Г}4} \ln(t_{\text{пов}2} / t_0) + W'_{\text{пов}} t_0 \ln(t_{\text{пов}1} / t_0) - \Delta E_0 + W_{\text{H}_2} t_{\text{вод}1} \left(1 - \frac{1}{\pi_{\text{тск}}^{(k-1)/k}} \right) \eta_{\text{о}i} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{ел}} +$$

$$+ W'_{H_2} t_{\text{вод3}} - W''_{H_2} t_{\text{вод2}}] / Q_H^p, \quad (5)$$

де $W_1, W_2, W_{\text{пов}}, W_{H_2}$ – водяні еквіваленти продуктів згоряння, повітря та водню відповідно; η_{0i} – відносний внутрішній ККД турбіни; η_M – механічний ККД турбіни; $\eta_{\text{ел}}$ – ККД електрогенератора; ΔE_0 – втрати ексергії в довкілля.

У таблиці 2 наведені результати розрахунків коефіцієнту досконалості системи в залежності від температури димових газів на вході. Значення ентальпій $i_{\text{вод4}}$ для різних варіантів розрахунків залежать від параметрів роботи термосорбційного компресору. Вибір робочих характеристик ТСК докладно розглядається в роботі [7]. Розрахунки виконано за умов незмінної температури димових газів на виході з ТСК, яка складає 120 °С.

Таблиця 2 – Результати термодинамічного аналізу енерготехнологічного комплексу на базі водневої турбіни

$t_{r2}, ^\circ\text{C}$	$i_{r3}, \text{кДж/кг}$	$t_{r4}, ^\circ\text{C}$	$t_{\text{вод3}}, ^\circ\text{C}$	$i_{\text{вод3}}, \text{кДж/кг}$	$t_{\text{вод4}}, ^\circ\text{C}$	$i_{\text{вод4}}, \text{кДж/кг}$	$\eta_{\text{де}}$
250	328,6	120	150	2152,5	70	1001	0,5168
300	360	120	200	2870	45	643,5	0,5029
350	391,4	120	250	3600	30	427,5	0,4905
400	422,8	120	300	4332	25	355	0,4793
450	454,2	120	350	5057,5	10	142	0,4693

Висновки. Як видно із таблиці, потужність водневої турбоустановки при температурі димових газів 250 – 300 °С на вході в компресор складає не більше 60 кВт. У той же час коефіцієнт досконалості системи досягає максимуму саме при найменшому рівні температур димових газів (250 °С) на вході в утилізаційну систему. Тому при розгляданні можливості застосування енергоперетворювальних комплексів з водневими турбоустановками на склозаводах, необхідно проводити додатковий комплексний аналіз отриманих результатів з урахуванням як економічних, так і технічних факторів. Визначення оптимальних показників теплотехнологічних комплексів можливо лише при аналізі складної сукупності взаємопов'язаних між собою факторів в залежності від типу застосованого обладнання.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Ключников А.Д. Энергетика теплотехнологии и вопросы энергосбережения / А.Д. Ключников. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 128 с.
2. Гойхман В.Ю. Печная теплотехника в производстве стекла / В.Ю. Гойхман, В.Н. Руслов, В.А. Костыря. – Харьков: Факт, 1997. – 288 с.
3. Справочник по наилучшим доступным техническим методам использования энергоресурсов в стекольной промышленности: производство сортового и тарного стекла / РОО «Эколайн». – М.: РОО «Эколайн», 2005. – 30 с.
4. Бродянский В.М. Эксергетический метод термодинамического анализа / В.М. Бродянский. – М.: Энергия, 1973. – 296 с.
5. Научные основы создания газотурбинных установок с термохимическим сжатием рабочего тела / Ю.М. Мацевитый, В.В. Соловей, В.Н. Голощапов, А.В. Русанов. – К.: Наукова думка, 2011. – 252 с.
6. Развитие водородгидридной техники и технологии // Экотехнологии и ресурсосбережение / В.В. Соловей, В.М. Кошельник, Ю.Ф. Шмалько, А.В. Кошельник. – 2006. – № 1. – С. 31–37.
7. Соловей В.В. Розробка науково-технічних принципів створення тепловикористовуючих металогідридних систем / В.В. Соловей, О.В. Кошельник, Н.А. Чорна // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2011. – № 7(89). – С. 67–73.

REFERENCES

1. Klyuchnikov, A.D. (1986), *Energetika teplotekhnologii i voprosyi energosberezheniya* [Heat power engineering and energy saving issues], Energoatomizdat, Moscow, USSR.
2. Goyhman, V.Yu., Ruslov, V.N. and Kostyrya, V.A. (1997), *Pechnaya teplotekhnika v proizvodstve stekla* [Furnace heat engineering in production of glass], Fakt, Kharkov, Ukraine.
3. ROO «Ekolayn (2005), *Spravochnik po nailuchshim dostupnyim tehniceskim metodam ispolzovaniya energoresursov v stekolnoy promyshlennosti: proizvodstvo sortovogo i tarnogo stekla* [Handbook of the best available technical methods of using the energy resources in glass industry: production of glass and container glass], ROO «Ekolayn», Moscow, Russia.
4. Brodyanskiy, V.M. (1973), *Eksergeticheskiy metod termodinamicheskogo analiza* [Exergetic method of thermodynamic analysis], Energiya, Moscow, USSR.

5. Matsevityiy, Yu.M., Solovey, V.V., Goloschapov, V.N. and Rusanov, A.V. (2011), *Nauchnyie osnovyi sozdaniya gazoturbinyih ustanovok s termohimicheskim szhatiem rabocheho tela* [Scientific basics of creation the gas turbine plants with thermochemical compression of the working fluid], Kiev, Naukova dumka.

6. Solovey, V.V., Koshelnik, V.M., Shmal'ko, YU.F. and Koshelnik, A.V. (2006), Development of hydrogen hydride technique and technology, *Ekotehnologii i resursoberezhnie*, no. 1, pp. 31-37.

7. Solovey, V.V., Koshelnik, A.V. and Chorna, N.A. (2011), Development of scientific and technical principals in making heat applying metalhydride systems, *Energoberezhniye. Energetika. Energoaudit*, no. 7(89), pp. 67-73.

Надійшла до редакції 15.01.2018

Рецензент: Тарасов О.І.

O. KOSHELNIK, O. DOLOBOVSKA, O. KRUGLYAKOVA
National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute»,
V. N. Karazin Kharkiv National University

Using the method of exergy analysis to evaluation the efficiency of energy-conversion of glass production plants.

Modern energy technology complexes of glass production, in addition to glass furnace itself, also include systems for utilization of thermal waste energy resources. When equipping the furnace with evaporative cooling systems, the utilization system is supplemented by energy technology equipment, where low-potential water steam of cooling systems is used as energy carrier. Further improvement of complex energy technology plants requires the development of newer and more multifunctional research methods. For example, the methods of thermodynamic research, which are based on exergy functions, can provide quite complete information about the efficiency of energy conversing processes in these complexes. Waste heat recovery schemes with cogeneration are the most effective for recuperative glass furnaces taking into account possibilities of fuel energy potential using. Hydrogen turbines applying is promising in such cogeneration schemes. The existing level of flue gas temperature after glass furnaces corresponds to the temperature level, which is necessary for the thermal sorption compressors operation. Compressors of this type provide the necessary hydrogen pressure before the turbine. A computational study of the efficiency of the waste heat recovery plant with a thermal sorption compressor and a hydrogen turbine is carried out. The flue gas temperature range at the compressor inlet over 250 – 450 °C is considered while flue gas temperature at the compressor outlet is assumed to be constant and equal to 120 °C. The operating data for hydrogen circuit at the nodal points of the cycle is obtained. According to the calculation results, hydrogen turbine unit power at a flue gas temperature of up to 300 °C is nothing more than 60 kW. At the same time, the system perfection coefficient reaches its maximum at the minimum level of flue gas temperatures (250 °C) at the utilization system inlet. Thus, when considering the possibility of using of energy-converting complexes with hydrogen turbine plants for glass plants, an additional complex analysis of the results taking into account both economic and technical factors should be carried out. The optimal parameters of waste heat recovery plants are possible to find only considering a complex set of interrelated factors with regard to the type of equipment used and its performance indicators.

Key words: *glass furnace, secondary power resources, recycling, exergy, energy converting plant, hydrogen, thermal sorption compressor, hydrogen turbine, efficiency, coefficient of system perfection.*