

УДК 621.577.536

М. М. Чепурний, к. т. н., доц.; Н. В. Резидент, к. т. н.**ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛОТИ ВІДХІДНИХ ПРОДУКТІВ ЗГОРАННЯ ПАЛИВА В ТЕПЛОНАСОСНИХ УСТАНОВКАХ**

Проаналізовано енергетичну ефективність застосування теплоти відхідних газів від енергетичних котлів у теплонасосних установках.

Ключові слова: випарник, компресор, конденсатор, котел, контактний утилізатор теплоти.

Вступ

Одним із ефективних засобів економії палива та захисту довкілля є використання низькотемпературних вторинних джерел енергії. У розвинутих країнах багато уваги приділяють створенню і впровадженню теплонасосних установок (ТНУ), призначених для опалення, гарячого водопостачання, сушки тощо. Як зазначено в [1], позитивний досвід зарубіжних країн щодо застосування ТНУ в системах опалення та гарячого водопостачання не спрацьовує в природно-кліматичних умовах України. Сучасний стан, перспективи та проблеми використання теплонасосних технологій для систем теплопостачання викладено в [2]. Упровадження ТНУ в системах теплопостачання залежить насамперед від наявності джерел низькотемпературної теплоти. Для природно-кліматичних умов України використання низькотемпературних джерел теплоти у вигляді атмосферного повітря та поверхневих вод водоєм досить обмежене й можливе частково лише в південних регіонах. В інших регіонах України низькотемпературними джерелами теплоти можуть бути стічні води, ґрунт і ґрунтові води [1, 2]. Витрата стічних вод обмежена й потребує їхнього очищення. За досвідом [1], витрати на створення ґрунтових теплообмінників становлять до 70% сумарних капіталовкладень у теплонасосні системи. За цих умов актуальним є пошук інших джерел низькотемпературної теплоти.

У багатьох містах України працюють багаточисельні котельні з котлами невеликої потужності, збудовані в 60 – 80 роках минулого століття. Такі котельні працюють на природному газі, не мають розвинутих хвостових поверхонь і характеризуються відносно високою для наших умов температурою відхідних газів ($t_{\text{вз}} \geq 130$ °С). У продуктах згорання природного газу (димових газах) міститься підвищена концентрація водяної пари, на утворення котрої витрачена певна частина теплоти згорання палива. Використовуючи контактні утилізатори (КУ), температуру газів за ними $t_{\text{кв}}$ можна знизити до температури, яка менша за температуру точки роси $t_{\text{р}}$, тобто $t_{\text{кв}} < t_{\text{р}}$. Це дає змогу використовувати як фізичний, так і конденсаційний складники відхідних газів. В [1] зазначено, що температура охолоджених газів має певне оптимальне значення, оскільки в разі зменшення $t_{\text{кв}}$ зменшується температура охолодної води в КУ і зростають витрати на привод компресора ТНУ. Але в [1] не здійснений аналіз зміни показників ефективності роботи комбінованих установок, до складу яких входять котли, КУ і ТНУ.

Зважаючи на вищевикладене, перед нами стояло завдання проаналізувати показники ефективності роботи котельень з утилізацією теплоти відхідних газів у контактних утилізаторах і теплонасосних установках.

Основні результати

Принципова схема установки показана на рис. 1.

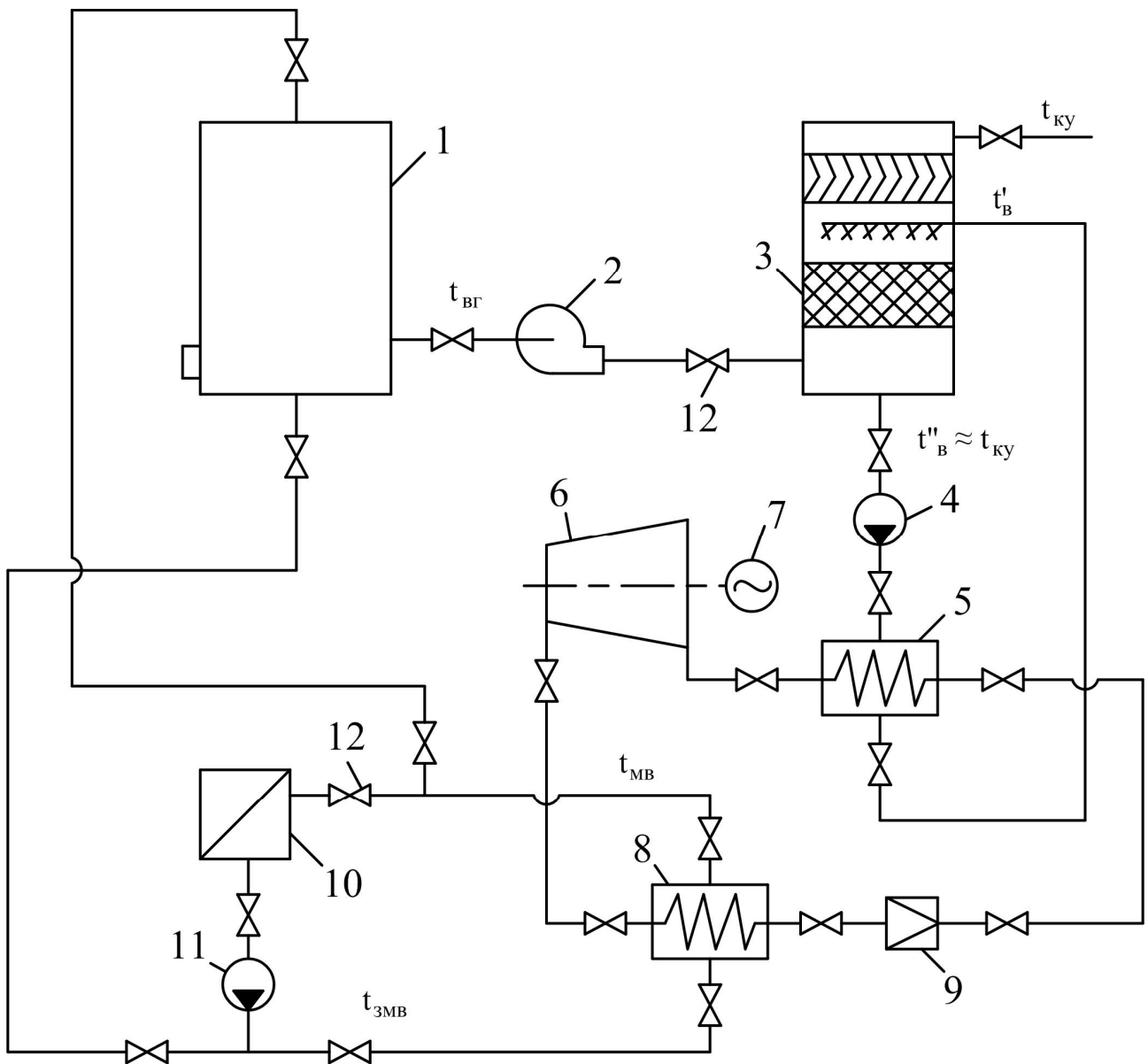


Рис. 1. Принципова тепла схема утилізації теплоти відхідних газів із котла за допомогою контактної утилізатора і теплонасосної установки: 1 – водогрійний котел; 2 – димосос; 3 – контактний утилізатор; 4 – циркуляційний насос; 5 – випарник ТНУ; 6 – компресор; 7 – електродвигун; 8 – конденсатор ТНУ; 9 – дросельний пристрій; 10 – тепловий споживач; 11 – мережний насос; 12 – арматура

Відхідні гази із котла з температурою $t_{вг}$ надходять у контактний утилізатор і охолоджуються до температури $t_{ку}$ циркуляційною водою. При цьому утилізована теплота з водою надходить у випарник ТНУ, де випаровує робоче тіло ТНУ. За рахунок підведення роботи компресора із конденсатора ТНУ відводиться певна теплова потужність, яка постачається споживачам.

Для заданої теплової потужності котла $Q_{к}$ витрата робочого й умовного палива дорівнюватиме:

$$B_{рк} = \frac{Q_{к}}{Q_{н}^p \cdot \eta_{к}}; B_{ук} = \frac{Q_{к}}{Q_{ну}^p \cdot \eta_{к}}, \quad (1)$$

де $Q_{н}^p$ і $Q_{ну}^p$ – теплота згорання робочого та умовного палива відповідно; $\eta_{к}$ – коефіцієнт корисної дії (ККД) котла.

Теплова потужність, яка утилізується в КУ за рахунок "сухого" теплообміну

$$Q_c = B_{pk} \cdot Q_n^p \cdot (1 - \eta_k) \cdot \psi_c = Q_{нал} (1 - \eta_k) \cdot \psi_c, \quad (2)$$

де $Q_{нал} = B_{pk} \cdot Q_n^p = B_{ук} \cdot Q_{ну}^p$ – теплова потужність палива; $\psi_c = (t_{\text{вг}} - t_{\text{кУ}}) / t_{\text{вг}}$ – коефіцієнт утилізації теплоти ”сухого“ теплообміну.

Теплова потужність, яка вивільнюється в КУ за рахунок конденсації водяної пари [3]

$$Q_{\text{вп}} = B_{pk} \cdot (Q_g^p - Q_n^p) \cdot \psi_{\text{вп}} = B_{pk} \cdot Q_n^p \cdot (Q_g^p / Q_n^p - 1) \cdot \psi_{\text{вп}} = Q_{нал} \cdot (Q_g^p / Q_n^p - 1) \cdot \psi_{\text{вп}}, \quad (3)$$

де Q_g^p – вища теплота згорання палива, яка перевищує значення Q_n^p на теплоту конденсації водяної пари; $\psi_{\text{вп}} = (t_R - t_{\text{кУ}}) / t_R$ – коефіцієнт утилізації теплоти водяної пари.

Температуру точки роси t_R обчислюють за [4] або [7]. Відношення Q_g^p / Q_n^p для різних видів палива наведено в [1].

Сумарна теплова потужність, утилізована в КУ

$$Q_{\text{кУ}} = Q_c + Q_{\text{вп}} = Q_{нал} \left[(1 - \eta_k) \cdot \psi_c + (Q_g^p / Q_n^p - 1) \cdot \psi_{\text{вп}} \right] = Q_{нал} \cdot A. \quad (4)$$

Ця потужність спрямована у випарник ТНУ, потужність якого дорівнюватиме

$$Q_{\text{вип}} = Q_{\text{кУ}} \cdot \eta_{\text{мо}} = Q_{нал} \cdot A \cdot \eta_{\text{мо}} = Q_{нал} \cdot A_1, \quad (5)$$

де $\eta_{\text{мо}}$ – ККД теплообмінника.

Теплова потужність конденсатора ТНУ

$$Q_{\text{кн}} = \frac{Q_{\text{вип}} \cdot \varphi}{(\varphi - 1)} = \frac{Q_{нал} \cdot A_1 \cdot \varphi}{(\varphi - 1)} = Q_{нал} \cdot C \cdot \varphi, \quad (6)$$

де φ – тепловий (опалювальний) коефіцієнт ТНУ, який залежить від температур у випарнику $T_{\text{в}}$, у конденсаторі $T_{\text{к}}$ і ККД компресора.

Значення φ визначають або в результаті побудови робочого процесу ТНУ на P-h діаграмі або за співвідношеннями в [5].

Необхідна потужність електропривода компресора ТНУ

$$N = \frac{Q_{\text{кн}}}{\varphi \cdot \eta_{\text{емх}}} = \frac{Q_{нал} \cdot C \cdot \varphi}{\varphi \cdot \eta_{\text{емх}}} = Q_{нал} \cdot C_1, \quad (7)$$

де $C_1 = C / \eta_{\text{емх}}$; $\eta_{\text{емх}}$ – електромеханічний ККД електропривода.

Еквівалентна витрата умовного палива на електропривод компресора

$$B_{\text{еу}} = \frac{N}{Q_{\text{ну}}^p \cdot \eta_{\text{ес}} \cdot \eta_{\text{ем}}} = \frac{B_{\text{ук}} \cdot C_1}{\eta_{\text{ес}} \cdot \eta_{\text{ем}}}, \quad (8)$$

де $\eta_{\text{ес}}$ і $\eta_{\text{ем}}$ – середні значення ККД електростанцій та електромереж в енергосистемі відповідно, які визначають зі статистичних щорічників України [6].

Загальна витрата умовного палива в запропонованій установці

$$B_{\text{зУ}} = B_{\text{ук}} + B_{\text{еу}} = B_{\text{ук}} \left[1 + \frac{C_1}{\eta_{\text{ес}} \cdot \eta_{\text{ем}}} \right]. \quad (9)$$

Загальна теплова потужність, яка вироблена в установці

$$Q_{\text{з}} = Q_{\text{к}} + Q_{\text{кн}} = B_{\text{ук}} \cdot Q_{\text{ну}}^p (\eta_{\text{к}} + C \cdot \varphi). \quad (10)$$

Питома витрата умовного палива на виробництво теплової потужності, кг/ГДж

$$b_{\text{у}} = \frac{B_{\text{зУ}} \cdot 10^3}{Q_{\text{з}}} = \frac{10^3}{Q_{\text{ну}}^p} \left[\frac{1 + C_1 / (\eta_{\text{ес}} \cdot \eta_{\text{ем}})}{\eta_{\text{к}} + C \cdot \varphi} \right]. \quad (11)$$

У разі виробництва загальної теплової потужності в котлі питома витрата умовного палива становила б, кг/ГДж

$$b_y^k = \frac{10^3}{Q_{ny}^p \cdot \eta_k} \quad (12)$$

Різниця між питомими витратами умовного палива, кг/ГДж

$$\Delta b_y = b_y^k - b_y = \frac{10^3}{Q_{ny}^p} \left[\frac{1}{\eta_k} - \frac{1 + C_1 / (\eta_{ec} \cdot \eta_{em})}{\eta_k + C\varphi} \right] \quad (13)$$

Економія умовного палива за рахунок утилізації теплоти відхідних газів у КУ і ТНУ, т/год

$$\Delta B_y = \Delta b_y \cdot Q_{кн} \cdot 3,6 \cdot 10^{-3} \quad (14)$$

Витрата мережної води, кг/с:

– у водогрійному котлі

$$G_{вк} = \frac{Q_k \cdot 10^3}{Cp_k (t_{нмв} - t_{змв})} \quad (15)$$

– у конденсаторі ТНУ

$$G_{вк} = \frac{Q_{кн} \cdot 10^3}{Cp_{кн} (t_{вк} - t_{змв})} \quad (16)$$

де $t_{нмв}$ і $t_{змв}$ – температури прямої та зворотної мережної води відповідно; $t_{вк}$ – температура води на виході з конденсатора; Cp_k і $Cp_{кн}$ – ізобарна теплоємність води для визначених температур.

Температура мережної води в системі теплофікації, °С

$$t_{мв} = \frac{G_{вк} \cdot Cp_k \cdot t_{нмв} + G_{кн} \cdot Cp_{кн} \cdot t_{кн}}{G_{вк} + G_{кн}} \quad (17)$$

За допомогою варіантних розрахунків досліджують ефективність роботи комбінованої установки з КУ і ТНУ на основі водогрійного котла ПТВМ-30 потужністю 34,8 МВт з температурою відхідних газів 135 °С і температурним режимом роботи теплової мережі 100/50 °С. Робоче паливо – природний газ із теплою згорання $Q_n^p = 33,4$ МДж/м³ і відношенням $Q_v^p / Q_n^p = 1,136$. Коефіцієнт корисної дії котла – 0,915. Коефіцієнти корисної дії електростанцій та електромережі склали 0,34 і 0,9 відповідно [6]. Робоче тіло ТНУ-R717 (аміак), ККД компресора ТНУ – 0,84. Величина недогріву в конденсаторі та випарнику ТНУ – 3 °С.

На рис. 2. показано характерні зміни потужності конденсатора ТНУ (крива 1) і опалювального коефіцієнта φ (крива 2) залежно від температури холодоагента в конденсаторі для $t_R = 65$ °С, $t_{кв} = 42$ °С, $t_{вун} = 30$ °С.

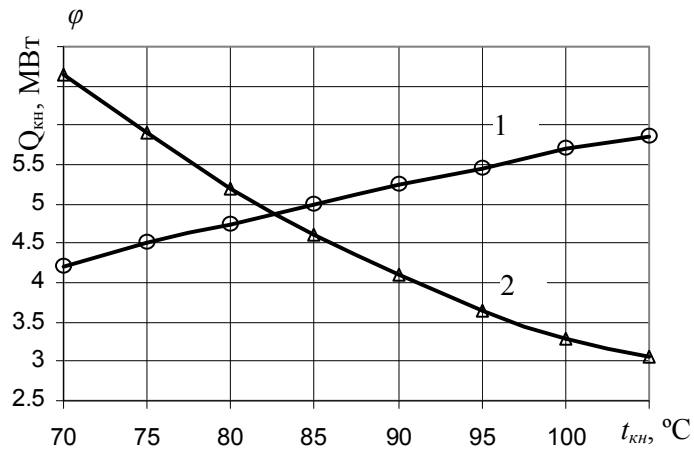


Рис. 2. Характер зміни потужності конденсатора ТНУ й опалювального коефіцієнта

Для зазначених умов найбільше впливає температура t_{kh} саме на опалювальний коефіцієнт, зменшуючи його значення в 2,2 рази. При цьому потужність утилізованої теплоти в ТНУ зростає лише на 44 %.

Залежності потужності компресора ТНУ і відносної потужності мережного насоса наведено на рис. 3. Тут безрозмірна величина N^* характеризує відносне збільшення потужності мережного насоса, внаслідок додаткового прокачування мережної води через конденсатор ТНУ.

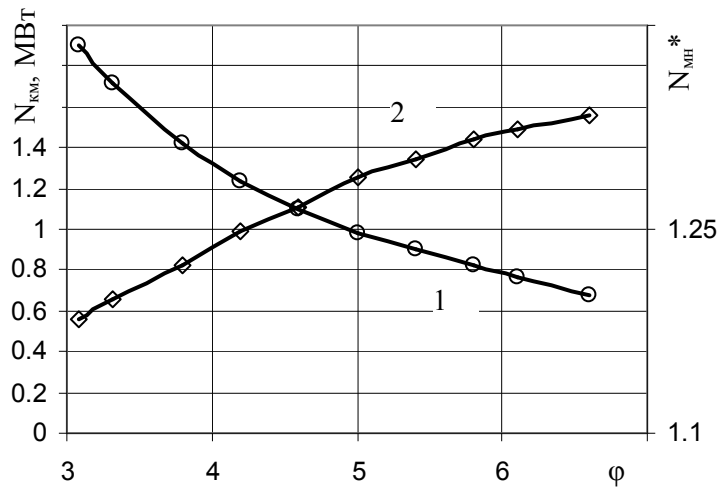


Рис. 3. Поточні значення потужності компресора ТНУ (крива 1) і відносної потужності мережного насоса (крива 2)

Із рис. 3 видно, що в зазначеному діапазоні зміни φ , потужність компресора ТНУ зменшується майже втричі, а потужність мережного насоса зростає на 33 %.

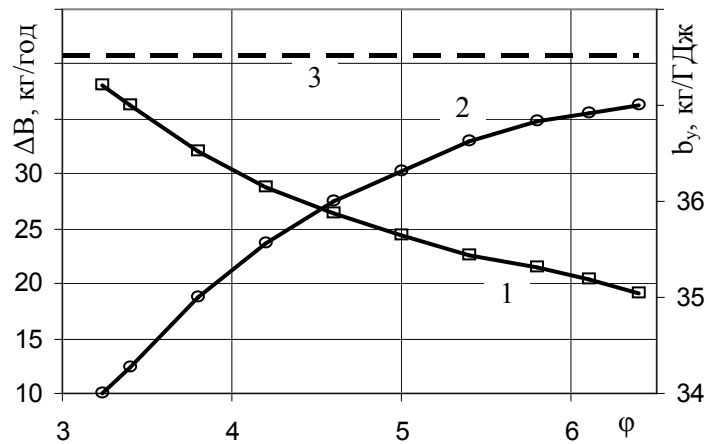


Рис. 4. Залежності зміни питомої витрати умовного палива на виробництво теплоти (крива 1) і величини економії умовного палива ΔB , кг/год (крива 2)

На рис. 4. наведено поточні значення питомої витрати умовного палива та економії умовного палива в запропонованій установці. Тут штрихована лінія 3 характеризує питому витрату умовного палива в котлі. Величина питомої витрати умовного палива, яка характеризує ефективність використання палива завдяки утилізації теплоти відхідних газів у контактному утилізаторі та ТНУ зменшується на 7,2 %. При цьому в зазначеному інтервалі зміни ϕ економія умовного палива може складати від 10 до 40 кг/год.

Розрахунки показали, що температура мережної води, яка є сумішшю води з котла та конденсатора ТНУ, зменшується зі зменшенням ϕ і становить 99 °С при $\phi = 6,1$ і 94 °С при $\phi = 3,2$. У результаті розрахунків також встановлено, що для кожного значення температури точки роси існує певний інтервал оптимальних значень температур газів за контактним утилізатором. У таблиці для прикладу наведено основні показники роботи запропонованої установки для $t_R = 55$ °С і температури холодоагента в конденсаторі $t_{кн} = 80$ °С.

Показники	Температура газів за контактним утилізатором, °С				
	23	28	33	38	43
Теплова потужність за рахунок «сухого» теплообміну в КУ, МВт	2,68	2,56	2,44	2,32	2,2
Теплова потужність за рахунок конденсації водяної пари в КУ, МВт	2,98	2,52	2,05	1,58	1,12
Теплова потужність випарника ТНУ, МВт	5,55	4,98	4,49	3,83	3,25
Опалювальний коефіцієнт	3,43	3,62	3,95	4,22	5,25
Потужність компресора ТНУ, МВт	2,28	1,9	1,488	1,19	0,764
Теплова потужність конденсатора ТНУ, МВт	7,83	6,88	5,976	5,02	4,01
Питома витрата умовного палива, кг/ГДж	36,4	36,2	35,49	35,9	36,3

Величина питомої витрати умовного палива b_y однозначно характеризує ефективність використання палива в установці [3, 4]. Із наведеної таблиці видно, що для $t_R = 55$ °С оптимальні значення $t_{ку}$ в межах 32,5 – 33,5 °С. Залежність оптимальних значень температури охолодження газів у контактному утилізаторі від температури точки роси наведено на рис. 5.

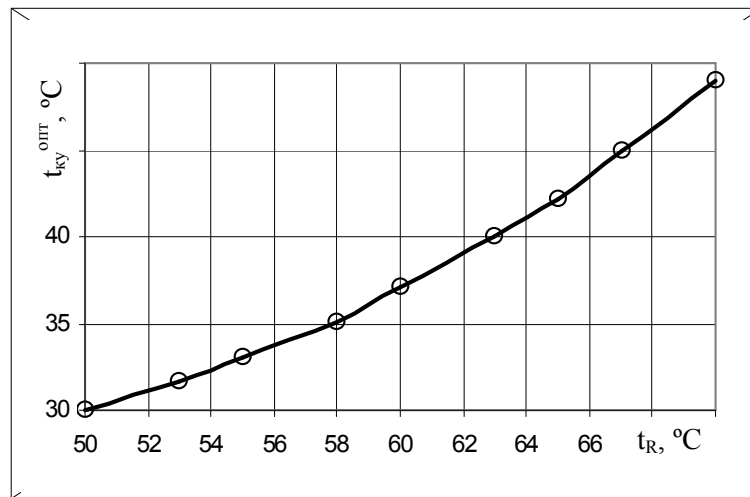


Рис. 5. Значення оптимальної температури охолодження відхідних газів у контактному утилізаторі
Отримані результати є необхідною передумовою для використання теплоти відхідних газів у котельнях.

Висновки

1. Отримано співвідношення для визначення показників роботи установки з утилізацією теплоти відхідних продуктів згорання палива.
2. З'ясовано, що застосування контактних утилізаторів теплоти разом з теплонасосними установками дозволяє підвищити ефективність використання палива на 7,2% та економити витрату умовного палива до 40 кг/год.
3. Застосування теплонасосних установок зумовлює підвищення потужності мережних насосів від 10 до 30%.
4. Визначено оптимальні температури охолодження продуктів згорання палива в контактних утилізаторах теплоти.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Жовмір М. М. Утилізація низькотемпературної теплоти продуктів згорання палива за допомогою теплових насосів / М. М. Жовмір // Пром. теплотехника, 2008. – т. 30 – № 2. – С. 90 – 97.
2. Кулик М. М. Проблеми і перспективи розвитку в Україні теплонасосних технологій / М. М. Кулик, В. Д. Білодід // Проблеми загальної енергетики, 2006. – № 4. – С. 7 – 12.
3. Клименко В. Н. Некоторые особенности применения парокомпрессионных тепловых насосов для утилизации сбросной теплоты отопительных котлов / В. М. Клименко // Пром. теплотехника, 2011. – Т. 33 – № 5. – С. 43 – 48.
4. Чепурний М. М. Энергобережні технології в теплоенергетиці / М. М. Чепурний, С. Й. Ткаченко – Вінниця: ВНТУ, 2009. – 114 с.
5. Особливості застосування парокомпресійних теплонасосних установок [Електронний ресурс] / Чепурний М. М., Ткаченко С. Й., Резидент Н. В. // Наукові праці Вінницького національного технічного університету. – № 1. – 2013. Режим доступу до журн.: http://archive.nbu.gov.ua/e-journals/VNTU/2013_1/2013-1.files/uk/13mmcfhs_ua.pdf.
6. Статистичний щорічний України за 2011 рік – Київ: Інформаційно-аналітичне агентство, 2012. – 586 с.
7. Бакластов А. М. Проектирование, монтаж и эксплуатация теплоиспользующих установок / А. М. Бакластов. – М.: Энергия, 1970. – 568 с.

Чепурний Марко Миколайович – к. т. н., доцент, професор кафедри теплоенергетики.

Резидент Наталія Володимирівна – к. т. н., старший викладач кафедри теплоенергетики.
Вінницький національний технічний університет.