

УДК 662.613.5 + 621.577

ЖОВНІР М.М.

*Інститут технічної теплофізики НАН України*

## УТИЛІЗАЦІЯ НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНОЇ ТЕПЛОТИ ПРОДУКТІВ ЗГОРАННЯ ПАЛИВ ЗА ДОПОМОГОЮ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ

В опалювальних котельнях України продукти згорання палив є перспективним джерелом низькотемпературної скидної теплоти, ресурси якої еквівалентні 4 млн т у. п. на рік. Європейський досвід свідчить про технічну можливість та певні переваги застосування теплових насосів саме для утилізації теплоти продуктів згорання палив. Показано, що при охолодженні продуктів згорання існує температура, при якій ексергія утилізованої теплоти максимальна; запропоновано методику визначення оптимальної температури.

В отопительных котельнях Украины продукты сгорания топлив являются перспективным источником низкотемпературной сбросной теплоты, ресурсы которой эквивалентны 4 млн т у. т. в год. Европейский опыт свидетельствует о технической возможности и определенных преимуществах применения тепловых насосов для утилизации теплоты продуктов сгорания топлив. Показано, что при охлаждении продуктов сгорания существует температура, при которой эксергия утилизированной теплоты максимальна; предложена методика определения оптимальной температуры.

In heating boiler houses of Ukraine, flue gases are promising sources of low temperature waste heat, whose resources are equivalent to 4 million t of c. e. yearly. European experience is evidence of the technical possibility and certain advantageous of heat pumps application for the utilization of flue gas heat. We show that, at flue gas cooling there exist a temperature at which the recovered energy has a maximum exergy and propose an approach finding this optimal temperature.

$e_q$  – ексергія теплоти;

$I_1$  – ентальпія продуктів згорання в початковому стані;

$I_{2S}$  – ентальпія продуктів згорання в кінцевому стані;

$Q_H^p, Q_B$  – нижча та вища теплота згорання палива;

$q$  – кількість теплоти, що відбирається від продуктів згорання з розрахунку на 1 кг сухих газів;

$t, t_S$  – початкова температура продуктів згорання та температура їх точки роси;

$t_{S1}$  – температура точки роси, що досягається при ізоентальпійному охолодженні продуктів згорання;

$t_{S2}$  – температура зрошувальної води та продуктів згорання після контактного утилізатора;

$t_{S2opt}$  – оптимальна температура продуктів згорання після контактного теплообмінника, при якій ексергія утилізованої теплоти максимальна;

$T_O$  – температура навколишнього середовища;

$T$  – температура зрошувальної води;

$W$  – вологість палива;

$\alpha$  – коефіцієнт надлишку повітря;

$\eta_{ky}$  – коефіцієнт корисної дії котельної установки;

$\eta_{xim}$  – коефіцієнт використання хімічної енергії палива;

ТНУ – теплонасосна установка;

ДВЗ – двигун внутрішнього згорання.

В вітчизняній та зарубіжній літературі наводяться дані, що свідчать про швидкі темпи приросту парку теплових насосів та грандіозні обсяги їх застосування в багатьох країнах світу. За даними Міжнародного енергетичного агентства у 1997 р. в світі експлуатувалося 85 млн теплових насосів (у Японії – 57,6 млн, Китаї – 11,4 млн, США – 11,1 млн, країнах Європи – 4,3 млн, в інших країнах – 0,6 млн). Із загальної кількості

75 млн теплових насосів застосовувались в житлових будинках, 10 млн – у комерційному секторі, і 20 тисяч – у промисловості. Однак в роботі [1] вказується, що дані Міжнародного енергетичного агентства є заниженими. Оцінюється, що в Гонконгу і країнах Південно-Східної Азії (Індонезія, Таїланд, Малайзія, Сінгапур, Філіппіни), Індії, Австралії/Новій Зеландії також застосовується 25 млн теплових насосів; крім того, 7 млн

теплових насосів експлуатується в країнах Середнього Сходу, Південної Америки, Південної Африки, Мексиці та інших країнах, а сумарна кількість теплових насосів у 2001 р. становила від 130 до 140 млн.

Світовий досвід застосування теплових насосів можна резюмувати таким чином. Найбільше поширення теплові насоси мають у регіонах, де температура повітря взимку не є нижчою, ніж мінус 5 °С, а влітку повітря в приміщеннях необхідно охолоджувати і осушувати. Такі кліматичні умови характерні для більшої частини територій Японії, Китаю, країн Південно-Східної Азії, США, і саме в цих країнах експлуатується більшість теплових насосів, головним чином, реверсивних кондиціонерів/теплових насосів класу „повітря-повітря”. В регіонах з холодними зимами і відсутністю реальної потреби в кондиціонуванні повітря переважно застосовуються теплові насоси „вода-вода” з використанням теплоти ґрунту та ґрунтових вод. Тільки опалювальні теплові насоси застосовуються в країнах Північної та Центральної Європи, тоді як у країнах Південної Європи застосовуються реверсивні теплові насоси [1]. За інформацією Європейської теплонасосної асоціації, що базується на даних статистичної звітності, в країнах ЄС-25 у 2004 р. застосовувалось 379183 теплових насоси сумарною тепловою потужністю 4531 МВт [2], що майже у десять разів менше, ніж за даними Міжнародного енергетичного агентства. Можна припустити, що у статистичній звітності враховуються опалювальні теплові насоси.

Проте позитивний досвід зарубіжних країн щодо застосування теплових насосів в системах опалення та теплопостачання не спрацьовує в наших природнокліматичних та економічних умовах. В Україні широке застосування теплових насосів, що використовують відновлювані ресурси низькопотенційної теплової енергії атмосферного повітря, води поверхневих водоемів, ґрунту та ґрунтових вод для обігріву житлових будинків та в системах централізованого теплопостачання, передбачалось державними програмами [3], але залишилося не здійсненим, незважаючи на подвижницьку діяльність ентузіастів по створенню окремих теплонасосних систем.

Сучасний стан, перспективи та проблеми застосування теплонасосних технологій для тепло-

постачання в Україні детально окреслено в роботі [4]. Передбачається, що масове впровадження теплових насосів буде здійснюватися у комунально-побутовому секторі з метою зменшення споживання органічного палива. Впровадження теплонасосних технологій в системах теплопостачання значною мірою буде визначатися наявністю доступних джерел низькотемпературної теплоти.

На каналізаційних станціях, де здійснюється очистка стоків, можливе створення потужних теплонасосних станцій централізованого теплопостачання. В Україні технічно досяжні ресурси низькотемпературної теплоти очищених стічних вод становлять 4,2 млн т у. п на рік. В природнокліматичних умовах України в опалювальний сезон використання низькотемпературної теплоти атмосферного повітря та води поверхневих водоемів можливе лише на незначній частині території країни. На більшій частині території України для локальних систем теплопостачання найзначущими джерелами низькотемпературної теплоти можуть бути ґрунт та ґрунтові води, а технічно досяжні ресурси їх теплоти становлять 13,8 млн т у. п на рік. [5]. За досвідом автора витрати на створення ґрунтових теплообмінників можуть становити від 50 до 70% сумарних капітальних вкладень у теплонасосну систему. В зв'язку з цим актуальним завданням є пошук інших економічно доступніших джерел низькотемпературної теплоти.

В системах централізованого теплопостачання альтернативним джерелом низькотемпературної теплоти можуть бути димові гази з високим вмістом водяної пари, що утворюється при спалюванні різних видів біомаси, торфу, природного газу в котлах, теплові скиди двигунів когенераційних та теплофікаційних установок.

Спалювання природного газу та ряду твердих палив супроводжується скидом в довкілля значної кількості неврахованої обліком хімічної енергії палива – теплоти конденсації водяної пари. Слід зазначити, що для природного газу відношення нижчої теплоти згорання до вищої становить  $Q_H^p / Q_B = 0,9$ , для дров 0,74...0,9, для торфу 0,80...0,84, для бурого вугілля – 0,81...0,93 і визначається вмістом водню у горючій частині палива та вологістю. З врахуванням можливих втрат енергії у котельній установці ефективність

Таблиця. Відношення теплоти згорання палив  $Q_H^p / Q_B$  та ефективність використання їх хімічної енергії  $\eta_{\text{хім}}$  в котельних установках

Вид палива, марка	Вологість палива $W$ , % мас.	$Q_H^p / Q_B$	$\eta_{\text{ку}}$	$\eta_{\text{хім}}$
мазут	3	0,94	0,92	0,86
метан	-	0,90	0,92	0,83
антрацит А	8,5	0,98	0,85	0,83
напівантрацит ПА	5	0,97	0,85	0,83
вугілля пісне Т	5	0,97	0,85	0,82
вугілля газове ГР	8	0,95	0,85	0,81
вугілля жирне Ж	9	0,95	0,85	0,81
вугілля ДР	13	0,94	0,85	0,80
вугілля буре БЗР (Західноукраїнські родовища)	20	0,93	0,85	0,79
деревина суха	20	0,90	0,85	0,76
торф кусковий 1гр.	45	0,84	0,8	0,67
торф фрезерний 1гр.	50	0,82	0,8	0,65
деревина волога	40	0,84	0,8	0,68
вугілля буре Б1Р (Дніпровський басейн)	55	0,81	0,8	0,65
торф фрезерний 2гр.	55	0,80	0,8	0,64
деревина зелена	60	0,74	0,77	0,57
тверді побутові відходи	50	0,69	0,77	0,53
каналізаційний мул	70	0,44	0,77	0,34
скоп	80	0,28	0,77	0,22

використання хімічної енергії різних видів палива можна оцінити виразом

$$\eta_{\text{хім}} = \eta_{\text{ку}} Q_H^p / Q_B \quad (1)$$

Для розрахунків можливих значень  $\eta_{\text{хім}}$  використали літературні дані про хімічний склад та вологість палива з врахуванням можливих коефіцієнтів корисної дії котельних установок при спалюванні розглянутих видів палива. Результати розрахунків, які наведено у таблиці, показують, що у традиційних котельних установках при спалюванні метану використовується близько 83% його хімічної енергії (за вищою теплотою згорання), а при спалюванні вологих твердих палив та біомаси 70% і менше, тобто більше 17...30% хімічної енергії палива втрачається.

За статистичними даними на сучасному етапі опалювальні котельні України споживають близько 20...22 млн т у. п. на рік. Якщо врахувати

структуру паливного балансу опалювальних котелень, то навіть при коефіцієнті корисної дії газових котлів 92% та твердопаливних 85 % ресурси скидної теплоти димових газів (в розрахунок беремо лише фізичну теплоту димових газів та теплоту конденсації водяної пари) еквівалентні 4 млн т у. п. на рік, причому основний вклад забезпечує теплота водяної пари продуктів згорання природного газу. Можна зробити висновок, що в Україні ресурси скидної теплоти опалювальних котелень є співставними з ресурсами низькотемпературної теплоти з інших доступних джерел.

Можливості прямої утилізації теплоти продуктів згорання за допомогою поверхневих та контактних теплообмінників у котельнях централізованого теплопостачання обмежені, головним чином, температурним графіком теплової мережі. У зв'язку з цим для утилізації за допомогою теплових насосів буде доступна теплота при

температурі, що недостатня для прямої утилізації, але значно вищій, ніж із природних джерел (поверхневих водойм, підземних вод та ґрунту), що є передумовою для досягнення вищих значень коефіцієнта перетворення ТНУ. Застосування установок глибокого охолодження димових газів з комбінуванням прямої та теплонасосної утилізації скидної теплоти може стати важливим інструментом підвищення енергетичної ефективності виробництва теплової енергії в опалювальних котельнях.

Якщо продукти згорання природного газу у котлах є відносно чистими щодо вмісту часток, то продукти згорання, що відводяться від ДВЗ когенераційних установок чи ДВЗ приводів ТНУ, по суті є продуктами сумісного згорання природного газу та мастила, яке згорає у двигунах в кількості до 1,8...3,4 г/кВт·год [6]. Продукти згорання двигунів містять тверді та смолисті частки, які можуть створювати певні технологічні та екологічні проблеми при глибокій утилізації їх теплоти.

При використанні біомаси та інших твердих палив утилізація низькотемпературної теплоти продуктів згорання з застосуванням контактних теплообмінників ускладнюється значним забрудненням димових газів твердими частками. Тому схема утилізації повинна бути тісно інтегрованою з системою очистки димових газів, що дасть змогу сумістити глибоке охолодження продуктів згорання з їх очисткою від забруднюючих речовин та твердих часток.

Для прикладу розглянемо станцію комбінованого виробництва теплової та електричної енергії з глибокою утилізацією теплоти продуктів згорання за допомогою теплового насосу, яку споруджено в м. Мольмо (Швеція) у 2001[9]. Ще у 1997 р. на стадії проектування цієї ТЕЦ, яка по суті є сміттєспалювальним підприємством, керувалися наступними обставинами. В країнах ЄС з 2002 р. вводилась заборона на захоронення на звалищах несортованого сміття придатного для спалювання, а з 2005 р. – заборона на захоронення органічних відходів. В 1998 р. у Швеції вводився податок на захоронення відходів в розмірі 250 шведських крон за тонну, але на спалювання відходів податок не передбачався.

На відміну від Данії, де когенерація обов'язкова при організації централізованого теплопостачання,

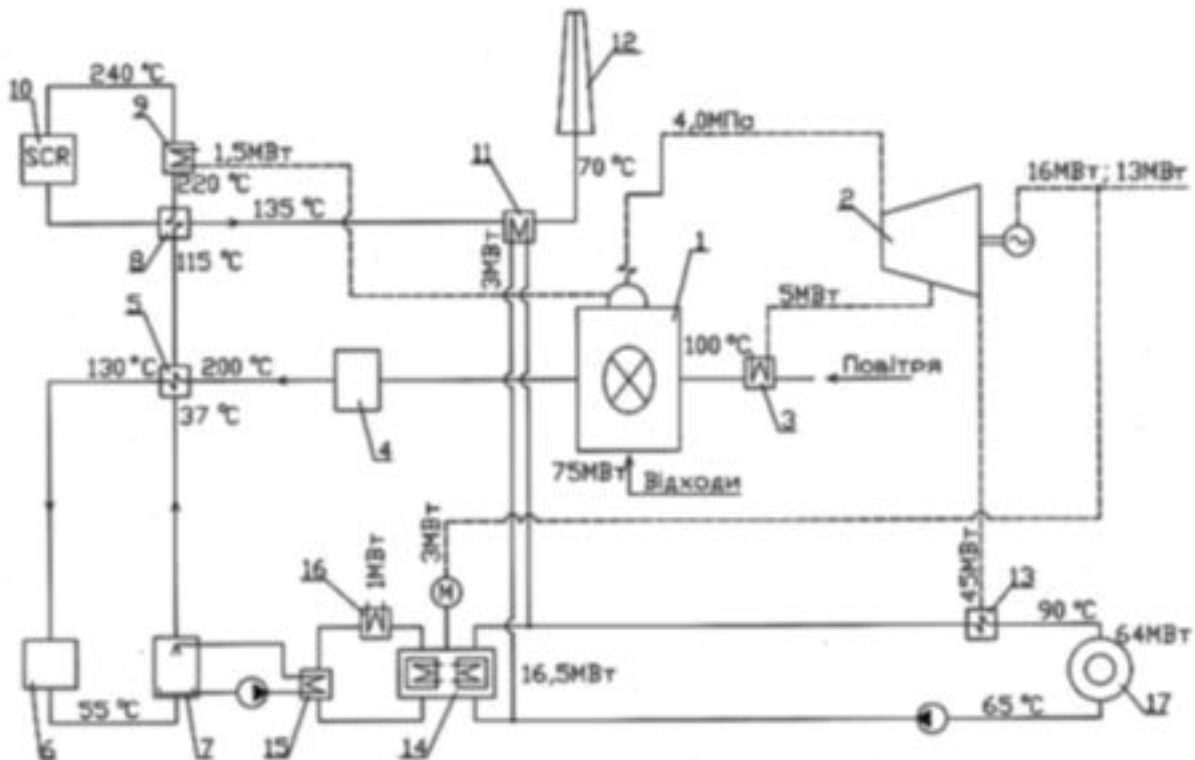
у Швеції це не обов'язково. Електрична енергія, вироблена на ТЕЦ, не має преференцій і повинна продаватися на енергоринку на засадах вільної конкуренції. Співвідношення тарифів на електричну та теплову енергію більш вигідне щодо виробництва теплової енергії. Тому розробники ТЕЦ мали за мету максимізувати виробництво теплової енергії шляхом глибокої утилізації теплових скидів за допомогою електропровідного компресійного теплового насосу. Принципову технологічну схему ТЕЦ м. Мольмо наведено на рис. 1 [7].

На сміттєспалювальній ТЕЦ м. Мольмо встановлено паровий котел паровидатністю 25 т/год на тиск 4 МПа та температуру перегрітої пари 400 °С. У котлі спалюються тверді побутові відходи в кількості, яка за теплотворною здатністю еквівалентна 75 МВт. Топку котла оснащено похилоперештовхувальною колосниковою решіткою конструкції Мартіна. Паровий котел має три радіаційні та один конвективний хід.

Як видно зі схеми (рис. 1), дуттьове повітря, що подається в котел 1, підігрівається у паровому калорифері 3 з використанням пари з відбору турбіни 2. Після котла встановлено мультициклон та електростатичний фільтр 4. Далі продукти згорання охолоджуються частково очищеними та осушеними димовими газами у регенеративному теплообміннику 5 і при температурі 130 °С надходять у комбінований скруббер 6, де здійснюється поглинання HCl, а також мокре уловлювання SO<sub>2</sub> за рахунок подачі CaCO<sub>3</sub> з виробництвом товарного гіпсу. В скруббері 6 гази охолоджуються зрошувальною водою до температури насичення 55 °С.

В конденсаційному скруббері 7 димові гази промиваються водною суспензією активованого коксу з конденсацією водяної пари та поглинанням діоксинів та слідів ртуті. Частина суспензії періодично відбирається з контуру і спалюється у котлі, а у суспензію додається порція свіжого активованого коксу. Суспензія із конденсаційного скрубера надходить до теплообмінника 15 де віддає теплоту, що виділяється при конденсації водяної пари, воді проміжного контуру. В результаті температура продуктів згорання у конденсаційному скруббері знижується від 55 до 37 °С.

Таким чином, при глибокому охолодженні продуктів згорання здійснюється і їх очистка від



**Рис. 1. Принципова схема ТЕЦ м. Мольмо з використанням теплового насосу для глибокої утилізації теплоти димових газів [9]:**

**1 – котел паровий; 2 – парова турбіна; 3 – паровий підігрівач повітря; 4 – електрофільтр; 5, 8 – газо-газові теплообмінники; 6 – скруббер; 7- конденсаційний скруббер; 9 – паровий підігрівач продуктів згорання; 10 – система селективної каталітичної очистки газів; 11 – утилізатор теплоти очищених димових газів; 12 – димова труба; 13 – підігрівач мережної води; 14 – насос тепловий; 15 – теплообмінник – охолоджувач промивної води; 16 – теплообмінник системи оборотного водопостачання; 17 – тепла мережа.**

дрібнодисперсних твердих часток та різноманітних хімічних забруднюючих речовин, таких як оксидів сірки, хлористого водню, поліароматичних вуглеводнів, причому, як зазначається у роботі [8], з затратами меншими порівняно з сухими методами очистки.

Промиті димові гази в теплообміннику 5 підігріваються до 115 °С, в теплообміннику 8 до 220 °С і паровому підігрівачі до 240 °С, а далі проходять через установку селективного каталітичного очищення з відновленням оксидів азоту аміаком. Очищені гази частково охолоджуються у теплообміннику 8, а потім до 70 °С в утилізаторі теплоти 11, через який циркулює мережна вода. Очищені продукти згорання скидаються в атмосферу через димову трубу 12 висотою 100м.

Пара з котла 1 надходить до парової турбіни 2, яка забезпечує потужність електрогенератора

близько 16 МВт. Відпрацьована пара використовується для нагріву мережної води у конденсаторі – підігрівачі 13.

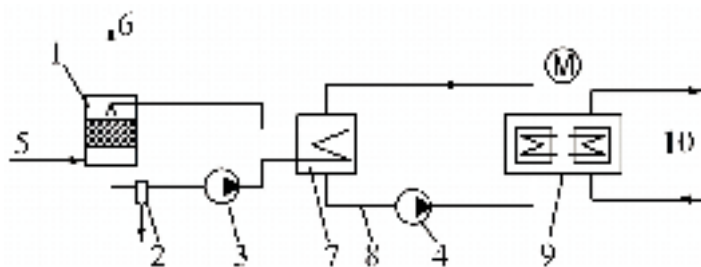
Низькотемпературна тепла енергія, що вивільняється при глибокому охолодженні продуктів згорання, відбирається у теплообміннику 15 водою проміжного водяного контуру і переноситься до випарника теплового насосу 14. Вода проміжного контуру також відбирає теплоту від системи охолодження станційного компресора. Електропровідний тепловий насос утилізує 1 МВт теплової енергії від системи охолодження компресора та 12,5 МВт теплової енергії продуктів згорання, споживаючи електричну потужність 3 МВт. В результаті тепловий насос виробляє 16,5 МВт теплової енергії, здійснюючи попередній підігрів мережної води від 65 °С до 70...75 °С [7].

Використання теплового насосу дозволяє здійснювати глибоке охолодження продуктів згорання та утилізувати теплоту конденсації водяної пари з продуктів згорання палива. Так, на ТЕЦ м. Мольмо коефіцієнт використання енергії палива становить 103,3 % (за нижчою теплотою згорання палива), при цьому на привід теплового насосу використовується менше 20% електричної енергії, виробленої когенераційною установкою. Коефіцієнт перетворення теплового насоса на ТЕЦ м. Мольмо становить 5,5. Для порівняння слід зазначити, що коефіцієнт перетворення потужних теплових насосів, які утилізують теплоту з природних джерел при температурі, як правило, у межах від 0 °С до 15 °С, становить близько 3,5 [9].

Наведений приклад наочно демонструє практичну можливість глибокої утилізації теплоти димових газів за допомогою теплового насоса та переваги застосування електропровідних теплових насосів для утилізації вторинних енергоресурсів у порівнянні з утилізацією низькотемпературної теплоти природних джерел. У 2006 році у Швеції побудовано ще одну подібну ТЕЦ, але з використанням абсорбційного теплового насоса.

При утилізації низькотемпературної теплоти продуктів згорання очевидним є те, що зі зниженням температури до якої продукти згорання охолоджують, кількість відведеної теплової енергії буде збільшуватись. Однак в процесах термодинамічних перетворень, що відбуваються у теплових насосах, важливе значення має не тільки кількість теплоти, але і її температурний рівень. Чим вищий температурний рівень теплоти, тим вища її термодинамічна цінність. Тому у випадках утилізації низькотемпературної теплоти за допомогою теплових насосів актуальним є обґрунтований вибір температури охолодження димових газів, тобто вибір температурного рівня, з якого теплоту буде утилізовано тепловим насосом і передано на температурний рівень, необхідний для споживача, з меншою затратою роботи на привід теплового насоса.

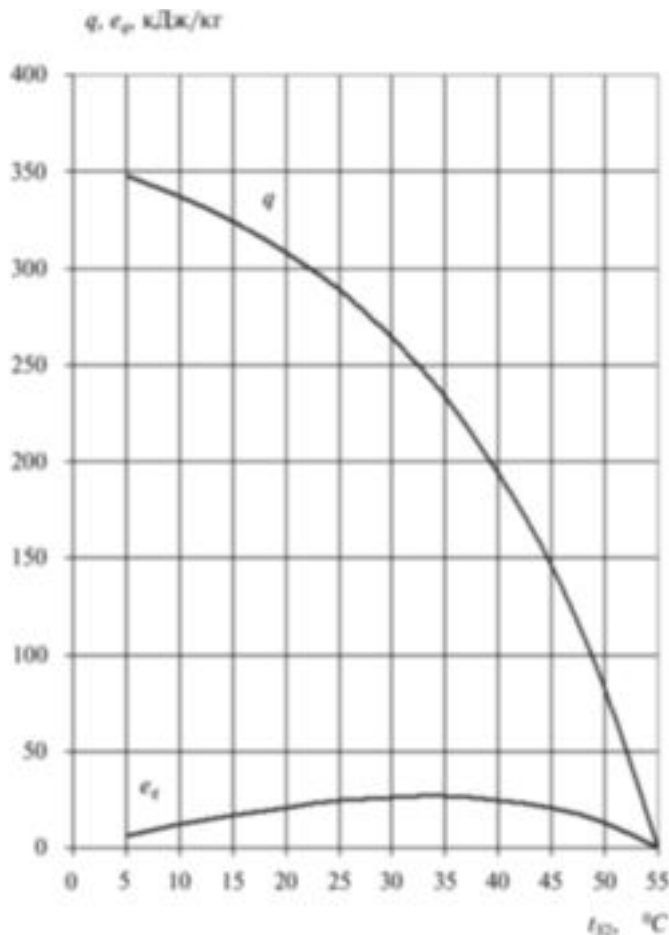
Для обґрунтування доцільного температурного рівня охолодження продуктів згорання природного газу при утилізації їх теплоти за допомогою теплового насоса приймаємо, що процес буде здійснюватись за принциповою технологічною схемою, показаною на рис. 2. У кон-



**Рис. 2. Принципова схема утилізації низькотемпературної теплоти продуктів згорання за допомогою теплового насоса:**  
 1 – контактний теплообмінник; 2 – грязьовик; 3, 4 – насоси циркуляційні; 5, 6 – вхід та вихід продуктів згорання; 7 – теплообмінник проміжний; 8 – проміжний контур; 9 – насос тепловий; 10 – тепла мережа.

тактному теплообміннику 1 продукти згорання зрошуються промивною водою через форсунки. В промивній воді будуть накопичуватись продукти корозії та різноманітні речовини, наявні в продуктах згорання, і по мірі накопичення, вони будуть виводитись з грязьовика 2 у вигляді шламу для подальшого знешкодження. Домішки, наявні у промивній воді, можуть унеможливити її прямий контакт з поверхнями нагріву основного обладнання, в даному випадку теплового насоса 9. Тому теплота, що поглинається промивною водою у контактному теплообміннику 1, відбирається від промивної води у проміжному теплообміннику 7 чистою водою проміжного контуру 8, яка, у свою чергу, буде циркулювати через випарник теплового насоса 9. Вироблена тепловим насосом теплота передається теплоносію теплової мережі 10.

Стан продуктів згорання перед системою утилізації можна охарактеризувати їх складом та температурою  $t$ . За цими даними можна обчислити їх ентальпію  $I_1$  та початкову температуру точки роси  $t_s$ . При вході продуктів згорання до контактного теплообмінника, що зрошується водою, буде відбуватися зниження температури газів і збільшення їх вологості. Для визначення рівноважних параметрів при ізоентальпійному зволоженні гарячого газу можна скористатися методикою [10] і знайти температуру переходу продуктів згорання у стан насичення водяною парою  $t_{s1}$ . Значення температури  $t_{s1}$  опосередковано харак-



**Рис. 3. Кількість теплоти  $e_q$ , що одержується при охолодженні до температури  $t_{S2}$  продуктів згорання метану з температурою переходу у стан насичення водяною парою  $t_{S1} = 55$  °C, та ексергія отриманої теплоти  $e_q$ .**

теризує запас низькотемпературної теплової енергії, зумовлений як початковим вмістом водяної пари, так і початковим перегрівом газів над температурою точки роси. Слід зазначити, що однакові значення  $t_{S1}$  можуть мати продукти згорання з відмінними початковими станами.

Для спрощення будемо вважати, що у контактному теплообміннику здійснюється одноступінчасте ізотермічне відведення утилізованої теплоти зрошувальною водою з температурою  $t_{S2}$ . Цей процес може реалізуватися при витраті зрошувальної води настільки великій, що її температура при проходженні через контактний теплообмінник змінюється на незначну величину. Приймаємо, що гази охолоджуються до температури  $t_{S2} < t_{S1}$ .

Кількість теплоти, що утилізується при охолодженні продуктів згорання (з розрахунку на 1 кг сухих газів), буде визначатися різницею їх ентальпії в початковому та кінцевому станах:

$$q = (I_1 - I_{2S}). \quad (2)$$

За критерій оптимізації контактного теплообмінника, теплота від якого використовується у тепловому насосі, прийемо величину максимальної ексергії утилізованої теплоти. Ексергію утилізованої теплоти, що сприйнята зрошувальною водою при температурі  $t_{S2}$ , можна розрахувати за відомим виразом

$$e_q = q (1 - T_0/T), \quad (3)$$

де

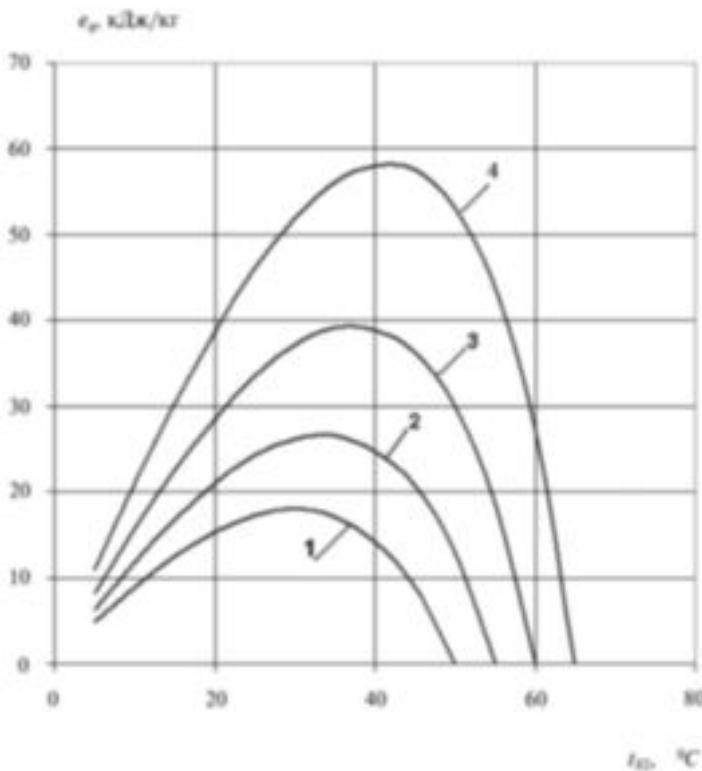
$q$  – кількість утилізованої теплоти;

$T_0$  – температура навколишнього середовища, яку при виконанні розрахунків приймаємо 273К для уникнення від’ємних значень ексергії;

$T = t_{S2} + 273$  – температура зрошувальної води.

Для прикладу розглянемо продукти згорання метану в газопоршневому ДВЗ з коефіцієнтом надлишку повітря  $\alpha = 1,8$ , що мають початкову температуру 120 °C. При ізоентальпійному охолодженні ці продукти згорання досягнуть стану насичення водяною парою при  $t_{S1} = 55$  °C. На рис. 3 наведено розраховані дані про кількість теплоти  $q$ , що буде отримана при охолодженні цих продуктів згорання до температур  $t_{S2}$  нижчих ніж  $t_{S1}$  та ексергія отриманої теплоти  $e_q$  (розрахунок ведеться для 1 кг сухих газів). З наведених даних видно, що існує оптимальна температура  $t_{S2}$ , при якій ексергія отриманої теплової енергії максимальна.

При подальшому охолодженні продуктів згорання кількість утилізованої теплоти збільшується, але ексергія всієї утилізованої теплоти зменшується. У даному випадку оптимальним можна вважати охолодження продуктів згорання до температури 33 °C, що відповідає максимальній ексергії утилізованої теплоти. Для випадків, коли температура переходу продуктів згорання у стан насичення  $t_{S1}$  становить 50 °C, 60 °C та 65 °C, максимальні значення ексергії утилізованої теплоти відповідають значенням  $t_{S2}$  близько 30 °C, 36,8 °C, 42,2 °C відповідно (див. рис. 4).



**Рис. 4.** Ексергія  $e_q$  теплоти, що одержується при охолодженні продуктів згорання метану до температури  $t_{S2}$ , при різних значеннях  $t_{S1}$ :  
 1 –  $t_{S1} = 50\text{ }^\circ\text{C}$ ; 2 – 55; 3 – 60; 4 – 65.

Залежність оптимальної температури продуктів згорання після контактного теплообмінника, при якій ексергія утилізованої теплоти максимальна  $t_{S2opt}$ , від  $t_{S1}$  описується рівнянням

$$t_{S2opt} = 0,024t_{S1}^2 - 1,952t_{S1} + 67,44 . \quad (4)$$

З наведеного аналізу можна зробити висновок, що при утилізації низькотемпературної теплоти продуктів згорання за допомогою контактного теплообмінника існує оптимальна температура охолодження, при якій ексергія утилізованої теплоти максимальна. Зі збільшенням температури переходу продуктів згорання у стан насичення водяною парою  $t_{S1}$ , або зі зростанням початкової ентальпії газів, зростає і температура їх охолодження, при якій ексергія утилізованої теплової енергії є максимальною.

### Висновки

1. Для зменшення споживання органічного палива в Україні намічається широке впровад-

ження теплових насосів, перш за все у комунально-побутовому секторі. Широке впровадження теплових насосів у системах централізованого тепlopостачання буде стримуватись обмеженістю або недоступністю до джерел низькотемпературної теплоти.

2. В опалювальних котельнях перспективним джерелом низькотемпературної скидної теплоти є продукти згорання палив, перш за все природного газу. В Україні обсяги скидної теплоти продуктів згорання цих котелень еквівалентні 4 млн т у. п. на рік.

3. Європейський досвід свідчить про технічну можливість та певні переваги застосування теплових насосів саме для утилізації теплоти продуктів згорання палив.

4. Показано, що при утилізації низькотемпературної теплоти продуктів згорання існує оптимальна температура їх охолодження, при якій ексергія утилізованої теплоти максимальна.

5. При розробці теплонасосних систем утилізації скидної теплоти продуктів згорання палив від котельних чи когенераційних установок пропонується приймати оптимальну температуру їх охолодження за наведеною вище методикою.

### ЛІТЕРАТУРА

1. *Haložan H., Rieberer R.* Energy efficient heating and cooling systems for buildings. – <http://www.iifir.org/en/doc/1058.pdf>
2. *EU-25.* Energy fiches. TREN C1. – <http://ehpa.fiz-karlsruhe.de>
3. *Програма державної підтримки розвитку нетрадиційних та відновлюваних джерел енергії малої гідро- і теплоенергетики.* (Схвалена постановою Кабінету Міністрів України від 31.12.1997 №1505). – К.: Державний комітет України з енергозбереження, Національна академія наук України, 1997. – 146 с.
4. *Кулик М.М., Білодід В.Д.* Проблеми і перспективи розвитку в Україні теплонасосних технологій // Проблеми загальної енергетики. – 2006. – № 14. – С. 7 – 12.
5. *Атлас енергетичного потенціалу відновлюваних та нетрадиційних джерел енергії України.* Кудря С.О., Яценко Л.В., Душина Г.П.,



Шинкаренко Л.Я. та ін. — К.: Інститут електродинаміки НАН України, Державний комітет України з енергозбереження, 2001. — 56 с. [http://www.ive.org.ua/atlas\\_11.htm](http://www.ive.org.ua/atlas_11.htm)

6. *Газовое* оборудование, приборы и арматура: Справочное пособие / Под ред. Н.И. Рябцева — М.: Недра, 1985. — 527 с.

7. *Olsen J.* Waste incineration in Malmo // News from DBDH. — 2000. — N4. — P. 28 — 30.

8. *Древесина* для производства энергии. — Данія.: Центр технологій біомаси, 1999. — 69с.

9. *Пустовалов Ю.В.* Применение теплонасосных установок для теплоснабжения.— М.: Информэнерго, 1988. — 52 с.

10. *Бакластов А.М.* Проектирование, монтаж и эксплуатация теплоиспользующих установок. — М., Энергия, 1970. — 568 с.

*Получено 01.02.2008 г.*