

ФАКТОРИ ОПТИМІЗАЦІЇ ТЕМПЕРАТУРНОГО ГРАФІКА ВІДПУСКУ ТЕПЛОТИ В СИСТЕМАХ КОМУНАЛЬНОЇ ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКИ.

ЧАСТИНА 1. МІНІМІЗАЦІЯ ВТРАТ ТЕПЛОТИ З ВІДХІДНИМИ ГАЗАМИ КОТЛА

А. Г. Колієнко, кандидат технічних наук, професор

О. В. Шеліманова, кандидат технічних наук, доцент

Національний університет біоресурсів і природокористування України

В. С. Турченко, студент магістратури

Національний університет Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка

E-mail: shelemanova@ukr.net

Анотація. Приводом для неоднозначної оцінки високотемпературних режимів відпуску теплоти є вплив температури теплоносія у зворотному трубопроводі на ефективність роботи і термодинамічний ККД джерел теплоти в централізованих системах теплопостачання (ЦСТ). Непродуктивні втрати теплоти обумовлені втрати теплоти з відхідними газами.

Мета дослідження – обґрунтування доцільності впровадження утилізації теплоти продуктів згорання у конденсаційному теплообміннику- утилізаторі.

Результати розрахунків підтверджують, що суттєвого зменшення втрат теплоти з відхідними газами та відповідного збільшення ефективності роботи агрегату можна досягти, якщо зменшувати температуру відхідних газів після утилізатора нижче точки роси. Без впровадження конденсаційних котлів або конденсаційних теплообмінників-утилізаторів і без зміни способу регулювання перехід на низькотемпературний графік відпуску теплоти призведе лише до погіршення загальних показників ефективності системи теплопостачання.

Ключові слова: відпуск теплоти, високотемпературний режим, втрати теплоти з відхідними газами, теплообмінник- утилізатор

Актуальність. Вибір графіку температур теплоносія води у тепловій мережі залежить, як відомо, від значної кількості факторів, а саме: виду теплового навантаження, конфігурації теплової мережі, температурного режиму роботи споживачів теплоти, виду генератора теплоти, наявності в системі альтернативних джерел енергії, конструкції теплових ввідів у споживачів теплоти, а також прийнятого в системі способу регулювання відпуску теплоти. За [1] до вибору

температури теплоносія в системах комунальної теплоенергетики ставляться такі вимоги:

- розрахункову температуру мережної води у подавальному трубопроводі теплових мереж приймають рівною температурі води з джерела теплопостачання за його паспортними даними;
- температура мережної води повинна забезпечувати можливість нагрівання води, що надходить до гарячого водопостачання до нормативного рівня;
- температуру мережної води, що повертається на ТЕЦ, визначають техніко-економічним розрахунком, а максимальна температура мережної води, що повертається до котельних приймається 70°C з урахуванням технічних характеристик котлів;
- температура води у розподільних мережах від ЦТП до теплових вводів будинків - не більше 80°C .

Правильний вибір параметрів теплоносія у тепловій мережі має важливий вплив на ефективність системи теплопостачання в цілому

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Традиційними для вітчизняних систем є рекомендації з підвищення параметрів теплоносія і збільшення перепаду температур Δt між температурою гарячого t_1 і охолодженого t_2 теплоносія. Це дає можливість зменшити витрату теплоносія, діаметри трубопроводів теплової мережі і видатки на транспортування теплоносія. Так само традиційною є система якісного центрального регулювання відпуску теплоти на джерелах теплоти шляхом зменшення температури. За наявності комбінованого теплового навантаження на опалення і гаряче водопостачання таке регулювання повинно супроводжуватись місцевим кількісним, або якісним регулюванням у абонентів теплоти. Європейські тенденції розвитку централізованих систем теплопостачання (ЦСТ) свідчать про зниження температури теплоносія у теплових мережах (системи теплопостачання четвертого покоління з температурою у подавальних мережах до 60°C) [3]. Перехід на понижені температури в європейських ЦСТ спричинений тим, що транспортування і розподіл теплоти при нижчих температурах стають більш ефективними.

У системах теплопостачання міст України також намітилась тенденція до зменшення температури теплоносія у теплових мережах і відпуску теплоти за пониженими графіками (наприклад 90/70 °С). Але ситуація для них докорінно відрізняється від європейських систем.

Робота ЦСТ з високотемпературним відпуском теплоти можлива, як мінімум, за умови наявності і технічної справності змішувальних пристроїв у теплових вузлах вводу будинків – споживачів теплоти, що не завжди наявне. У більшості випадків, широко поширені раніше елеваторні вузли вводу ліквідовано внаслідок неспроможності здійснення їх експлуатації та обслуговування. Після цього перехід на низькотемпературний режим роботи став для більшості підприємств з теплопостачання логічним наслідком. Переходу на низьку температуру теплоносія сприяє також зношеність мереж і джерел енергії.

Перехід на низькотемпературні графіки відпуску теплоти за умови збереження наявного якісного центрального регулювання спричиняє суттєві непродуктивні втрати теплоти і неефективне регулювання у період зрізки температурного графіку при спільному навантаженні на опалення і гаряче водопостачання.

У цей, доволі тривалий період часу регулювання шляхом зміни температури теплоносія стає неможливим у зв'язку з необхідністю підтримання постійної температури гарячої води в подавальному трубопроводі близько 60-65 °С, що необхідно для генерації гарячої води санітарно-технічних потреб з температурою близько 55 °С.

У роботі [3] виконана кількісна оцінка величини непродуктивних втрат теплоти в період зрізки. Перехід від температури гарячого теплоносія 150 °С до 95 °С спричиняє збільшення тривалості періоду перетопів з 1159 до 3600 год. А температура зовнішнього повітря, з якої втрачається можливість центрального регулювання зменшується з + 3,8 °С до – 7,5 °С. Непродуктивні втрати теплоти в результаті неадекватного регулювання при пониженні графіку відпуску теплоти збільшуються від 1,8 % річного вироблення теплоти до суттєво відчутних 18 % від річного теплового потенціалу палива.

Цей факт свідчить на користь відпуску теплоти за підвищеним графіком теплоносія (у разі застосування якісного центрального регулювання).

До розгляду задачі про оптимальний температурний графік слід також віднести ще один фактор - втрати теплоти з поверхні трубопроводів теплових мереж, котрі будуть збільшуватись у разі зростання температури теплоносія.

Іншим приводом для неоднозначної оцінки високотемпературних режимів відпуску теплоти є вплив температури теплоносія в зворотному трубопроводі на ефективність роботи і термодинамічний ККД генераторів теплоти джерел ЦСТ. Використання підвищених температур теплоносія автоматично означає більш високу температуру відхідних газів і зростання цієї складової втрат в тепловому балансі котлоагрегату. Середнє значення температури відхідних газів для традиційних (не конденсаційних) водогрійних котлів ЦСТ становить 160-180 °С, а часто і вище. Оцінювання непродуктивних втрат теплоти з викидами таких продуктів згорання у довкілля, як відомо, можна зробити за величиною такої статті теплового балансу паливоспалювальної установки, як втрати теплоти з відхідними газами q_2 .

Мета дослідження – обґрунтування доцільності впровадження утилізації теплоти продуктів згорання у конденсаційному теплообміннику- утилізаторі.

Матеріали та методи дослідження. Загальноприйнятою є методика оцінки втрат теплоти з відхідними газами за відношенням ентальпії продуктів згорання, що залишають агрегат до початкової ентальпії продуктів згорання (потенціалу палива) з урахуванням ентальпії дуттьового повітря [4.5] Відома також спрощена методика оцінки ефективності використання палива за узагальненими характеристиками [6].

Як нормативний метод теплового розрахунку [5], так і методи випробування і налагодження котлів [5] оперують поняттям питома «ентальпія» продуктів згорання, яка за таких методик розраховується за добутком ізобарної теплоємності, кількості газів і їх температури за залежністю:

$$I = \sum (M \cdot c_p) t, \text{ кДж/кг.} \quad (1)$$

Але в дійсності величина, отримана за цією залежністю, не є ентальпією в термодинамічному розумінні цієї функції як повної енергії робочого тіла, оскільки

результат розрахунків не враховує можливість використання теплоти фазового переходу водяної пари, що міститься у складі продуктів згорання.

У кращому випадку це є ентальпія умовної сухої частини продуктів згорання. Дійсна ж величина ентальпії вологих продуктів згорання вуглеводневого палива, як величини, що характеризує їх повну енергію, буде суттєво більшою і повинна визначатись за залежністю:

$$I = \sum (M \cdot c_p) t + 0,001(2500 + 1,8068 \cdot t) d \cdot M, \text{ кДж/кг}, \quad (2)$$

де d – величина вологовмісту для продуктів згорання у г/кг сухих продуктів згорання.

Результати досліджень та їх обговорення. Результати розрахунків за залежностями (1) і (2) суттєво відрізняються.

Так, наприклад, при температурі продуктів згорання природного газу близько 170 °С, коефіцієнті надлишку повітря 1,15 і вологоутриманні продуктів згорання природного газу близько 132 г/кг результат розрахунків за залежністю (1) дає результат близько 191 кДж/кг, але в дійсності величина ентальпії продуктів згорання за залежністю (2) становить 497 кДж/кг.

За умови відсутності фазового переходу зазначена різниця не впливатиме на результати розрахунку, але в разі часткового або повного охолодження продуктів згорання до точки роси зазначений вище факт є суттєвим і потребує внесення відповідних змін до теплового розрахунку поверхонь нагрівання паливоспалювальних агрегатів.

Відмічений вище факт впливає також на визначення і оцінку величини втрат теплоти з відхідними газами, q_2 . Так, наприклад, за умов існуючої оцінки величини q_2 за температурою відхідних газів [6] при температурі продуктів згорання 170 °С і температурі дуттьового повітря 20 °С величина втрат теплоти з відхідними газами оцінюється оптимістичною цифрою 6,4 %. Але за умови ентальпійного розрахунку і врахування можливого використання теплоти фазового переходу продуктів згорання оцінкою втрат теплоти з відхідними газами є величина в 17,3 %. І ця цифра є більш точною і об'єктивно інформативною для оцінки втрат, які матимуть місце в разі відсутності утилізації теплоти відхідних газів.

На рис.1 і рис.2 представлено результати розрахунків авторів щодо ефективності утилізації теплоти відхідних газів шляхом аналізу величини зменшення втрат теплоти з відхідними газами Δq_2 і відповідного збільшення ККД генераторів теплоти ЦСТ.

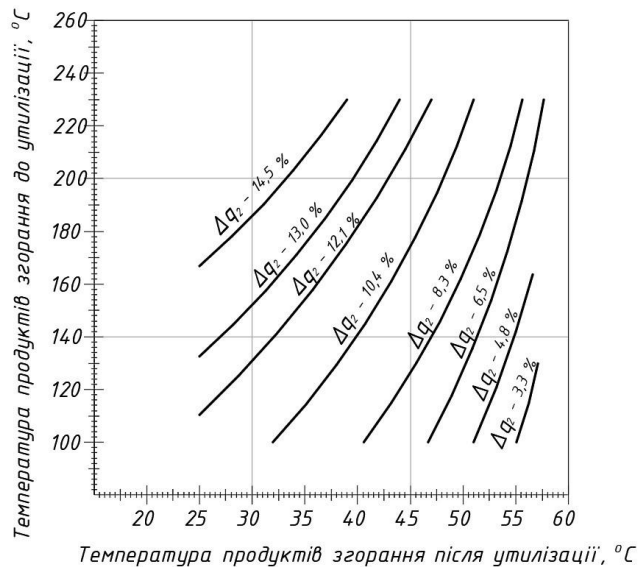


Рис.1. Графік залежності зменшення втрат теплоти з відхідними газами в разі утилізації теплоти продуктів згорання в конденсаційному теплообміннику- утилізаторі

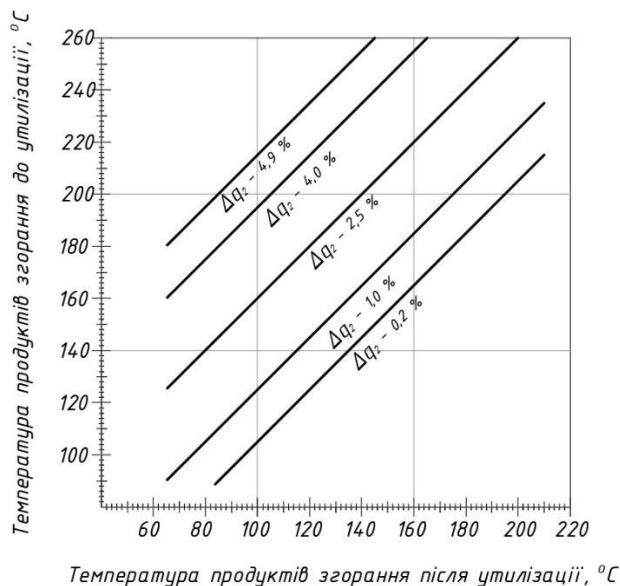


Рис.2. Графік залежності зменшення втрат теплоти з відхідними газами в разі утилізації теплоти продуктів згорання у неконденсаційному теплообміннику- утилізаторі

Графіки побудовано для таких умов: коефіцієнт надлишку повітря у відхідних газах 1,15; вологовміст дуттьового повітря 7 г/кг, паливо - природний газ з вищою теплотою згорання 41450 кДж/нм³. На рис.1 представлено дані розрахунків для умов охолодження продуктів згорання до точки роси і нижче (конденсаційні котли або теплообмінники). На рис.2 – результати розрахунків ефективності утилізації теплоти відхідних газів природного газу до температур, що вище точки роси (неконденсаційні теплообмінники з лише явним теплообміном). Значення точки роси було прийнято за результатами дослідження [7].

Як видно із наведених графіків, суттєвого зменшення втрат теплоти з відхідними газами та відповідного збільшення ефективності роботи агрегату можна досягти, якщо зменшувати температуру відхідних газів після утилізатора нижче точки роси. Так, за умови початкової температури відхідних газів близько 170 °С охолодження продуктів згорання до температури 50 °С дає можливість отримати додатково близько 8,5 % теплоти вихідного потенціалу палива, а при охолодженні до 40 °С – близько 12,5 %. Утилізація теплоти в неконденсаційному теплообміннику з пониженням температури до 100 °С дає можливість отримати лише близько 4 % потенціалу палива.

Ці розрахунки підтверджують відомий факт високої ефективності використання конденсаційних теплообмінників, у яких на кожен кілограм сконденсованої води продуктів згорання можна повернути в тепловий баланс котлоагрегату близько 2,5 МДж теплоти. Встановлення таких теплообмінників могло б бути цілком реалізованим рішенням для існуючих котлів системи ЦТ. Проблему конденсації в газоходах і димових трубах можна було б вирішити влаштуванням байпасу навколо теплообмінника. Але тут хотілося наголосити на двох питаннях:

1. Існуючі вітчизняні методи теплового розрахунку котлоагрегатів, їх економайзерів і повітрянагрівачів, а також поверхонь нагрівання іншого паливоспалювального обладнання навіть теоретично не передбачають розрахунок конденсаційного режиму роботи і можливість використання прихованої теплоти

пароутворення водяної пари (теплоти фазового переходу), що міститься у продуктах згорання.

2. Для ефективної утилізації теплоти відхідних газів необхідна досить низька температура теплоносія в зворотному трубопроводі теплових мереж (як правило, на 5-7 °С нижче за температуру відхідних газів на виході із теплообмінника – утилізатора). Наприклад, інтенсивна конденсація водяної пари на поверхні теплообміну забезпечується лише при середній річній температурі мережної води в зворотному трубопроводі теплової мережі нижче 50-45 °С.

Висновки і перспективи. Отримання низьких температур у зворотному трубопроводі теплових мереж і досягнення високих показників утилізації теплоти в конденсаційних теплообмінниках було б можливо за умови зміни способу центрального регулювання відпуску теплоти і переходу до якісного місцевого регулювання в сучасних автоматизованих ІТП з функцією обмеження максимальних витрат теплоносія, що надходить в абонентські системи опалення. Сучасні автоматизовані ІТП сприяють, у межах своїх можливостей, зниженню температури теплоносія у зворотному трубопроводі теплових мереж. Але нині кількість будинків, які обладнано такими тепловими вузлами вводу незначна, а їх спроможність зниження температури недостатня.

Таким чином, питання вибору способу регулювання і температурного графіка відпуску теплоти нині залишається відкритим навіть з урахуванням зазначених факторів. Попередній розгляд цього питання показує, що перехід на низькотемпературний графік відпуску теплоти сам по собі не має сенсу. Без супутнього впровадження конденсаційних котлів або конденсаційних теплообмінників-утилізаторів і без зміни способу регулювання відпуску теплоти це призведе лише до погіршення загальних показників ефективності системи теплопостачання.

Список використаних джерел

1. Directive (eu) 2018/2001 of the European Parliament and of the Council of 11 December 2018 on the Promotion of the Use of Energy from Renewable Sources (recast) (Text with EEA relevance). Official Journal of the European Union. 21.12.2018.

2. Колієнко А. Г., Шеліманова О. В. Підвищення ефективності регулювання відпуску теплоти в централізованих системах тепlopостачання. Енергетика і автоматика. 2020. №5. С. 81-97.
3. Степанов Д. В., Корженко Є. С., Боднар Л. А. Котельні установки промислових підприємств. Вінниця : ВНТУ, 2011. 120 с.
4. Тепловой расчет котельных агрегатов (Нормативный метод). Изд. 2-е. Под ред. Н.В.Кузнецова. М., Энергия, 1973. 296 с.
5. Равич М. Б. Газ и его применение в народном хозяйстве. М.: Наука, 1974. 368 с.
6. Сорока Б. С., Горупа В. В. Анализ процесса конденсации водяного пара в газовых атмосферах и продуктах сгорания. Энерготехнологии и ресурсосбережение, 2017. №1. С. 3-18.
7. Pieper H., Ommen, T. S., Markussen, W. B., Elmegaard, B. Optimal usage of low temperature sources to supply district heating by heat pumps. Proceedings of ECOS 2017: 30th International Conference of Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems.

References

1. Directive (eu) 2018/2001 of the European Parliament and of the Council of 11 December 2018 on the Promotion of the Use of Energy from Renewable Sources (recast) (Text with EEA relevance). Official Journal of the European Union. 21.12.2018.
2. Koliienko, A. H., Shelimanova, O.V. (2020). Pidvyshchennia efektyvnosti rehuliuvannia vidpusku teploty v tsentralizovanykh systemakh teplopostachannia [Increasing the efficiency of regulation of heat release in centralized heat supply systems]. Enerhetyka i avtomatyka, 5, 81-97.
3. Stepanov, D. V., Korzhenko, Ye. S., Bodnar, L. A. (2011). Kotelni ustanovky promyslovykh pidpriemstv [Boiler installations of industrial enterprises]. Vinnytsia: VNTU, 120.
4. Teplovoi raschet kotelnykh ahrehatov (Normatyvnyi metod) [Thermal calculation of boiler units (Normative method)]. Yzd. 2-e. Pod red. N. V. Kuznetsova. Moskow: Enerhyia, 296.
5. Ravych, M. B. (1974). Haz y eho prymerenye v narodnom khoziaistve [Gas and its application in the national economy]. Moskow: Nauka, 368.
6. Soroka, B. S., Horupa, V. V. (2017). Analiz protsessa kondensatsyy vodianoho para v hazovykh atmosferah y produktakh shoranyia [Analysis of the water vapor condensation process in gaseous atmospheres and combustion products]. Enerhotekhnolohyy y resursosberezhenye, 1, 3-18.
7. Pieper, H., Ommen, T. S., Markussen, W. B., Elmegaard, B. (2017). Optimal usage of low temperature sources to supply district heating by heat pumps. Proceedings of ECOS 2017: 30th International Conference of Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems.

OPTIMIZING FACTORS OF THE TEMPERATURE SCHEDULE OF HEAT RELEASE IN MUNICIPAL THERMAL ENERGY SYSTEMS.

PART 1. MINIMIZATION OF HEAT LOSS WITH BOILER WASTE GASES

A. Kolienko, O. Shelimanova, V. Turchenko

Abstract. *The reason for the ambiguous assessment of high-temperature modes of heat release is the influence of the heat carrier temperature in the return pipeline on the work efficiency and thermodynamic efficiency of heat sources in centralized heat supply systems (CSTs). Non-productive heat losses due to heat losses with waste gases.*

The purpose of the research is to substantiate the feasibility of implementing the utilization of the heat of combustion products in a condensing heat exchanger-utilizer.

The results of the calculations confirm that a significant reduction in heat loss with waste gases and a corresponding increase in the efficiency of the unit can be achieved if the temperature of the waste gases after the heat exchanger is reduced below the dew point. Without the introduction of condensing boilers or condensing heat exchangers-utilizers and without changing the method of regulation, the transition to a low-temperature heat release schedule will only lead to a deterioration of the overall efficiency of the heat supply system.

Key words: *heat release, high-temperature mode, heat loss with waste gases, heat exchanger-utilizer*