

ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКА

DOI: 10.31319/2519-2884.38.2021.11

УДК 62.681

Р.О. Клімов, к.т.н., доцент, klroma@ukr.net

В.О. Кирилюк, магістр, pttter@i.ua

Дніпровський державний технічний університет, м. Кам'янське

ЕФЕКТИВНІСТЬ РОБОТИ НАСАДОК КОНТАКТНИХ УТИЛІЗАТОРІВ ТЕПЛОТИ

У роботі вирішується питання вибору оптимального типу насадки для контактної утилізатора теплоти відхідних газів теплотехнічних агрегатів та установок. За допомогою використання коефіцієнту питомої енергетичної ефективності роботи насадок в утилізаторі теплоти відхідних газів теплотехнічного обладнання, можна проаналізувати роботу насадкового простору з позиції теплової та гідравлічної ефективності та підібрати оптимальну насадку для конкретного типу установки.

Ключові слова: теплота, утилізація, економайзер, насадка, ефективність.

The work addresses the issue of choosing the optimal type of packing for a contact heat exchanger for waste gas heat from heat engineering units and installations. By using the coefficient of specific energy efficiency of the nozzles in the heat exchanger for waste gases of heating equipment, it is possible to analyze the operation of the packed space from the standpoint of thermal and hydraulic efficiency and select the optimal nozzle for a specific type of installation.

Key words: heat, utilization, economizer, nozzle, efficiency.

Постановка проблеми

В паливно-енергетичному комплексі України та всього світу найбільшим споживанням енергетичних ресурсів відрізняються промислові підприємства та теплові електричні станції. Використання палива на цих об'єктах залежить від коефіцієнту корисної дії агрегатів та установок з яких вони складаються. Як відомо, коефіцієнт корисної дії показує співвідношення корисної енергії до витраченої, тобто прямо характеризує втрати енергії на шляху її перетворення. На потужних теплових електростанціях або котельнях ККД найбільшою мірою залежить від витраченої кількості теплоти з охолодженням конденсаторів турбін, відхідними газами які мають високу температуру, систем маслоохолодження і т.д. Кожен вид таких втрат це великий невикористаний енергетичний потенціал, тобто вторинний енергоресурс, який можливо використовувати [1, 2]. Викид такої кількості енергії в навколишнє середовище може значно погіршити екологічну обстановку, шляхом теплового та інших видів забруднення середовища. Враховуючи той факт, що за останні роки первинні енергетичні ресурси лише збільшують свою вартість, зростання коефіцієнту корисної дії за рахунок зменшення втрат в енергетичних установках дозволить значно скоротити їх споживання. При цьому використання вторинних ресурсів та викидів виробництва покращить екологічну обстановку регіонів, а це завжди було актуальною задачею.

Аналіз останніх досліджень та публікацій

При роботі основних видів теплотехнічних агрегатів, таких як парові та водогрійні котли, нагрівальні та термічні печі, втрати з відхідними газами є основною часткою витратної частини теплового балансу [1—3]. Їх кінцева температура обмежується досягненням температури точки роси димових газів, тобто можливістю конденсації водяних парів. В перелічених енергетичних агрегатах температура відхідних газів складає більше ніж 110 °С і в першу чергу залежить від виду використовуваного палива. Так найкращі показники теплової економічності роботи агрегату дає використання природного газу, який в порівнянні з іншими видами палива майже не містить сірки. Відповідно до цього температура точки роси для нього найнижча і складає 55÷60 °С, що значно менше значень для вугілля та мазуту [1, 2, 4, 5]. Зменшення тем-

ператури до нижчих значень призводить до інтенсивної конденсації водяних парів на хвостових поверхнях нагріву та в перетинах димових труб, що напряму впливає на їх експлуатаційні характеристики та тривалість безвідмовної роботи.

Охолоджувати продукти згорання в теплових установках можна лише до деякої межі, яка визначається з енергетичних та ексергетичних балансів. В залежності від коливань температури навколишнього середовища оптимальне значення кінцевої температури охолодження продуктів згорання можна прийняти на рівні 35÷45 °С [1, 2, 4—8].

Як правило, великі втрати теплових вторинних енергетичних ресурсів в котлах зменшують шляхом встановлення економайзерів та повітропідігрівачів. Це рекуперативні або регенеративні теплообмінники. Але, як відомо, найкращою ефективністю в роботі відрізняються контактні типи теплообмінників, які мають завжди більше значення ККД. Контактні теплові утилізатори, що встановлюють на виході продуктів згорання з котлів, дозволяють використовувати корисно не тільки теплову енергію для підігріву води, а ще й повернути конденсат водяної пари з продуктів згорання до циклу виробництва. Найпоширенішим контактним типом економайзера є ЕК-БМ [4]. В економайзерах контактного типу для розвинення поверхні тепломасообміну є доцільним використання різних типів насадок. До таких насадок відносять кільця Рашига та Мебіуса, Інжехім, Палля, сідла Берля та багато інших [4, 6—11]. Кожен з видів насадки має свої переваги та недоліки, які в основному визначаються поверхнево-геометричними характеристиками по розташуванню в об'ємі економайзерного простору та гідравлічному опору який створює простір з насадкою при проходженні через нього продуктів згорання [4, 12—15].

Формулювання мети дослідження

Метою дослідження є розробка такого показника, за допомогою якого можна визначити оптимальний тип насадки контактного економайзера встановленого після парового котла. Цей показник повинен показати найбільшу теплотехнічну ефективність роботи насадки при найменшому гідравлічному опорі теплового утилізатора.

Виклад основного матеріалу

Моделювання роботи контактного економайзера встановленого після парового котла проведене з метою визначення тепловологісного стану продуктів згорання, температури підігріву, кількості води та ін. Розрахунки базуються на рівняннях теплового та матеріального балансу установки.

Площа поверхні насадки визначається з рівняння теплопередачі [4]

$$F = \frac{Q_{ек}}{k_f \Delta t}, \quad (1)$$

де $Q_{ек}$ — утилізована теплота в економайзері, Вт; k_f — коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²К); Δt — середньологарифмічна різниця температур, °С.

Утилізована теплота в економайзері

$$Q_{ек} = Wc_g \Delta t_g + G_2 \Delta d c_g t_{g2}, \quad (2)$$

де G_2 — витрата продуктів згорання, кг/с; W — витрата води, кг/с; c_g — теплоємність води, Дж/(кг·К); t_{g2} — кінцева температура води, °С; Δd — зміна вологовмісту газів, кг/кг с.г.

Поверхневий коефіцієнт тепловіддачі [9—15]

$$k_f = \frac{1,334 \cdot 10^{-6} \lambda_{c2} u^{0,7} \left(\frac{\omega g}{v_{c2}} \right)^{0,8}}{f^{0,5} v^{0,3} v_g^{0,7}}, \quad (3)$$

де λ_{c2} — коефіцієнт теплопровідності сухого газу, Вт/(м·К), ρ_{c2} — густина сухого газу, кг/м³; v_{c2} — кінематична в'язкість сухого газу, м²/с; u — щільність зрошування, м³/(м²с); ω — швидкість газу у вільному перетині, м/с; v — вільний об'єм насадки, м³/м³; f — питома поверхня насадки, м²/м³; v_g — кінематична в'язкість води, м²/с.

Щільність зрошування визначається рівнянням [4, 15]

$$u = \frac{W\omega}{V_2\rho_g v}, \quad (4)$$

де V_2 — об'ємна витрата продуктів згорання через теплообмінник, м³/с; ω — швидкість газу у вільному перетині насадки, м/с.

Так як значення температури води на виході з утилізатора первинно невідомо, то задача вирішується методом ітерацій. Ця температура найбільшою мірою також залежить від температури мокрого термометру, яка визначається станом газового середовища в утилізаторі.

Важливим є визначення гідравлічного опору насадки. Основним показником який характеризує гідравлічні властивості насадок приймаємо потужність на прокачування продуктів згорання через шар насадки [4]

$$N = \frac{V_2\Delta p}{\eta_n}, \quad (5)$$

де Δp — опір змоченої насадки, Па; η_n — ККД нагнітача.

Для порівняння ефективності використання різних типів насадок введемо поняття питомої енергетичної ефективності, яка показує співвідношення між тепловими та гідравлічними характеристиками насадки теплоутилізатора, віднесеними до займаного об'єму, і характеризується коефіцієнтом питомої енергоефективності

$$E = \frac{q_v}{N} = \frac{Q}{V_n N}, \quad (6)$$

де V_n — об'єм насадки, м³; q_v — питома теплова напруга роботи насадки, Вт/м³; Q — теплова потужність утилізатора, Вт.

Коефіцієнт E показує співвідношення між корисною енергією Q та витраченою N віднесени до займаного насадкою об'єму. Чим більше значення E , тим більша корисна енергія може бути реалізована в одиниці об'єму апарату.

Для порівняння різних типів виконання насадкового простору теплоутилізатора в якості насадок були прийняті кільця Рашига 15×15×2 мм, 25×25×3 мм, кільця Мебіуса, насадка Інжехім 24 та кільця Палля [8—15].

Отримані в результаті розрахунку дані представлені на рис. 1—3. Необхідна кількість теплових утилізаторів визначалась з умови забезпечення оптимальної швидкості руху продуктів згорання в насадковому просторі теплоутилізатора.

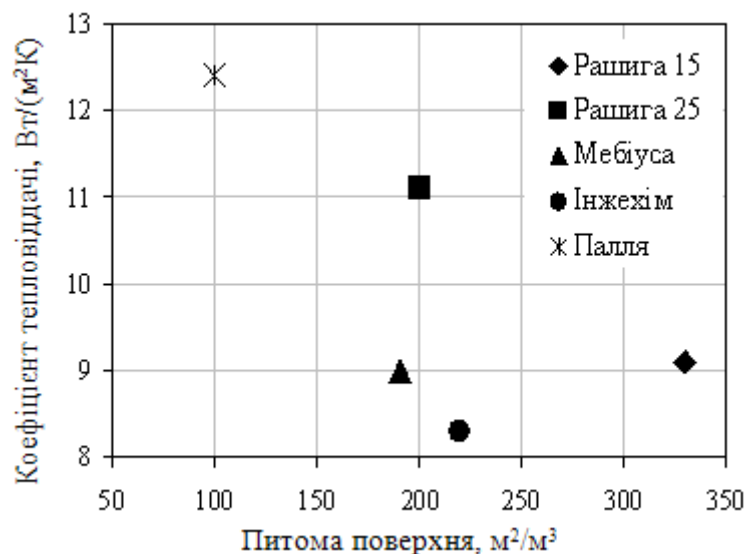


Рис. 1. Залежність коефіцієнту тепловіддачі від питомої поверхні насадок

Аналізуючи рівняння (3) видно, що поверхневий коефіцієнт тепловіддачі при незмінних теплофізичних властивостях потоків найбільше залежить від геометричних характеристик насадки f та ν , а також щільності зрошування u . Як видно з рис. 1 коефіцієнт тепловіддачі для насадки Палля найбільший. На це в першу чергу впливає значення питомої поверхні, яка для такого типу насадки має мінімальне значення. Але ж є і зворотна сторона цього. Так об'єм насадки Палля при цьому буде найбільшим і в даному випадку перевищує значення для кілець Рашига більше ніж в два рази. Це прямо вказує, що зростає висота апарату утилізації, і як правило призводить до збільшення вартості будівництва економайзера поверхневого типу.

Питома теплова напруга найбільших значень набуває при використанні насадки Рашига $15 \times 15 \times 2$ мм (рис. 2), але при цьому даний тип насадки характеризується значним гідравлічним опором і, як видно зі значення питомої енергоефективності на рис. 3, може бути прийнятною лише з геометричних міркувань, а не з питомих енергетичних.

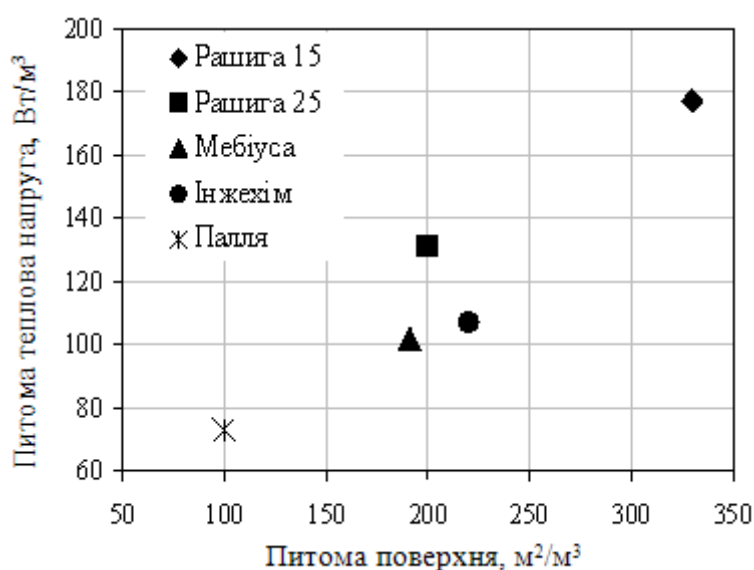


Рис. 2. Питома теплова напруга різних видів насадок

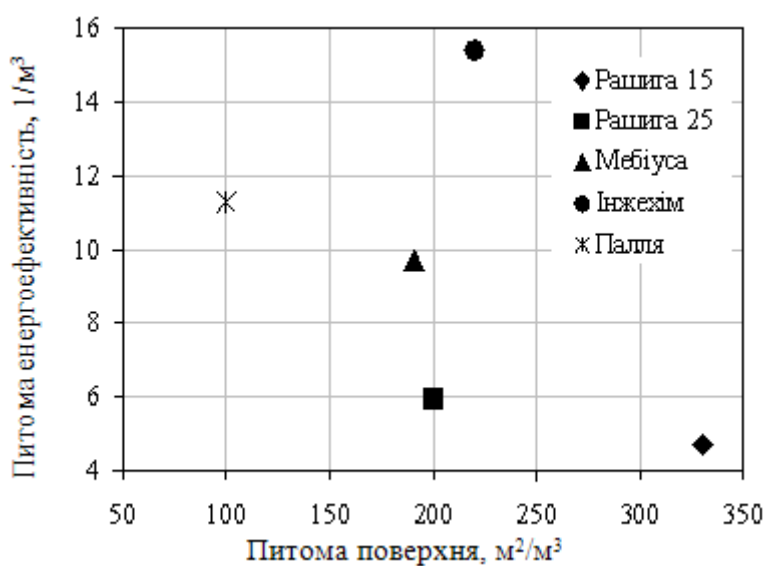


Рис. 3. Питома енергетична ефективність різних видів насадок

Як видно з рис. 3, найбільший показник питомої енергетичної ефективності має насадка Інжехім 24 (15,4 л/м³). Даний тип насадки характеризується мінімальним гідравлічним опором змоченого шару, при цьому за значенням питомої теплової напруги між прийнятими в розгляд насадками має середнє значення.

Значний гідравлічний опір насадкового простору теплових утилізаторів призводить до значної перевитрати енергії на привід димососів, що на протязі значного періоду часу роботи системи утилізації теплоти може значно відбитися на витраті коштів за електричну енергію, але при цьому первинна вартість утилізаційного апарату буде мінімальною.

Висновки

За допомогою використання коефіцієнту питомої енергетичної ефективності роботи насадок в утилізаторі теплоти відхідних газів теплотехнічного обладнання, можна проаналізувати роботу насадкового простору з позиції теплової та гідравлічної ефективності та підібрати оптимальний тип насадки для кожного окремого агрегату або установки. Вибір насадок для утилізаторів теплоти, як показують розрахунки, обмежується їх геометричними параметрами. Ці параметри визначають необхідний об'єм апарату та гідравлічний опір руху відхідних газів. Гідравлічний опір впливає на витрату електричної енергії на привід димососів для відсмоктування відхідних газів з теплотехнічних установок через прохідний вільний переріз утилізатора теплоти. З урахуванням розробленого показника питомої енергетичної ефективності в утилізаторах теплоти відхідних газів, можна підібрати такий вид насадки, при якій буде досягнутий оптимальний рівень утилізації скидної теплоти.

Список використаної літератури

1. Клімов Р.О. Теплоенергетичні системи промислових підприємств. Навчальний посібник. Дніпродзержинськ: ДДТУ, 2013. 200 с.
2. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети. М.: МЭИ, 2009. 472 с.
3. Губинский В.И. Металлургические печи. Учебное пособие. Днепропетровск: НМетАУ, 2006. 85 с.
4. Кудинов А.А. Энергосбережение в теплогенерирующих установках. Ульяновск: УлГТУ, 2000. 139 с.
5. Аронов, И.З. Использование тепла уходящих газов газифицированных котельных. М: Энергия, 1967. 192 с.
6. Ефимов А. В., Гончаренко А.Л. Система глубокой утилизации теплоты газов, уходящих из котельных агрегатов. *Вісник НТУ «ХПІ»*. 2013. № 13. С. 73–80.
7. Павлов Д.А., Кочева М.А. Особенности использования продуктов сгорания природного газа. *Современные наукоемкие технологии*. 2014. № 5. С. 181.
8. Таубман Е.И., Корнев В.А., Мельтцев В.А. Контактные теплообменники. М.: Химия, 1987. 256 с.
9. Лаптев А.Г., Фарахов Т.М., Дударовская О.Г. Эффективность явлений переноса в каналах с хаотичными насадочными слоями. Спб.: Страта, 2016. 214 с.
10. Каган А.М., Пушнов А.С., Рябушенко А.С. Насадочные контактные устройства. *Химическая технология*. 2007. Т.8. № 5. С. 232–240.
11. Кудинов А.А. Повышение эффективности работы конденсационных теплоутилизаторов поверхностного типа. *Промышленная энергетика*. 1999. № 7. С. 30–34.
12. Каган А.М., Пальмов А.А., Крапивцева И.Е., Гельперин И.И. Исследование некоторых гидравлических параметров насадки в форме колец Мёбиуса. *Хим. пром-ть*. 1982. № 6. С. 369–373.
13. Повтарев И.А., Блиничев В.Н., Чагин О.В. Исследование зависимости гидравлического сопротивления насадочного слоя колонного оборудования. *Изв. вузов «Химия и химическая технология»*. 2006. Т.49. № 12. С. 109–110.
14. Пушнов А., Витковская Р. Гидродинамика слоя насыпной насадки в виде колец Мёбиуса. *Энергетика*, 2013. С. 77–92.
15. Фарахов Т.М. Гидравлические характеристики новых высокоэффективных нерегулярных тепломассообменных насадок. *Электронный научный журнал «Нефтегазовое дело»*, 2011. С.192–207.

EFFICIENCY OF THE NOZZLES OF CONTACT HEAT EXCHANGERS**Klimov R., Kirilyuk V.****Abstract**

At powerful thermal power plants or boiler houses, the efficiency depends to the greatest extent on the amount of heat lost with the cooling of turbine condensers, exhaust gases that have a high temperature. Each type of such losses is a large unused energy potential, that is, a secondary energy resource that can be used. At the same time, the use of secondary resources and industrial emissions will improve the ecological situation in the regions, and this has always been an urgent task.

As a rule, large losses of thermal secondary energy resources in boilers are reduced by installing economizers and air heaters. Contact types of heat exchangers are distinguished by the best efficiency in operation. In contact economizers, to increase the surface of heat and mass transfer, it is advisable to use various types of nozzles.

The aim of the study is to develop such an indicator, with which it is possible to determine the optimal type of nozzle of the contact economizer installed after the steam boiler. This indicator should show the highest heat engineering efficiency of the packing with a small hydraulic resistance of the heat exchanger.

By using the coefficient of specific energy efficiency of the packing in the heat exchanger of waste gases of heating equipment, it is possible to analyze the work of the packing space from the standpoint of thermal and hydraulic efficiency and select the optimal type of packing for each individual unit or installation. Geometric parameters determine the required volume of the apparatus and the hydraulic resistance of the exhaust gases movement. The hydraulic resistance affects the consumption of electrical energy for the drive of smoke exhausters for sucking off exhaust gases from heat engineering installations through the free section of the heat exchanger. Taking into account the developed indicator of the specific energy efficiency in waste heat utilizers, it is possible to select such a type of packing, at which the optimal level of waste heat utilization will be achieved.

References

- [1] Klimov R.O. (2013). *Teploenergetichni sistemi promislovikh pidpriemstv* [Heat and power systems and industrial enterprises]. Dniprodzerzhinsk: DDTU [in Ukraine].
- [2] Sokolov E. (2009). *Teplofikatsiya i teplovyye seti* [Heating and heating networks]. M.: MEI [in Russian].
- [3] Gubinskiy V.I. (2006). *Metallurgicheskiye pechi* [Metallurgical furnaces]. Dnepropetrovsk: NMe-tAU [in Ukraine].
- [4] Kudinov A.A. (2000). *Energoberezheniye v teplogeneriruyushchikh ustanovkakh* [Energy saving in heat generating plants]. Ulianovsk: UIGTU [in Russian].
- [5] Aronov I.Z. (1967). *Ispolzovaniye tepla ukhodyashchikh gazov gazifitsirovannykh kotelnykh* [Utilization of waste gas heat from gasified boiler houses]. M: Energiya [in Russian].
- [6] Efimov A.V., Goncharenko A.L. (2013). *Sistema glubokoy utilizatsii teploty gazov. ukhodyashchikh iz kotelnykh agregatov* [System for deep utilization of heat of gases leaving boiler units]. *Visnik NTU «KhPI»*, 13, P. 73–80 [in Russian].
- [7] Pavlov D.A., Kocheva M.A. (2014). *Osobennosti ispolzovaniya produktov sgoraniya prirodno gaza* [Features of the use of natural gas combustion products]. *Sovremennyye naukoymkiye tekhnologii – Modern high technologies*, 5, 181 p. [in Russian].
- [8] Taubman E.I., Kornev V.A., Melitsev V.A. (1987). *Kontaktnyye teploobmenniki* [Contact heat exchangers]. M.: Khimiya [in Russian].
- [9] Laptev A.G., Farakhov T.M., Dudarovskaya O.G. (2016). *Effektivnost yavleniy perenosa v kanalakh s khaotichnymi nasadochnymi sloyami* [Efficiency of transport phenomena in channels with chaotic packed beds]. Spb.: Strata [in Russian].
- [10] Kagan A.M., Pushnov A.S., Ryabushenko A.S. (2007). *Nasadochnyye kontaktnyye ustroystva* [Attached contact devices]. *Khimicheskaya tekhnologiya – Chemical Technology*, Vol. 8, 5, P. 232–240 [in Russian].

- [11] Kudinov A.A. (1999). Povysheniye effektivnosti raboty kondensatsionnykh teploutilizatorov poverkhnostnogo tipa [Increasing the efficiency of surface condensing heat exchangers]. *Promyshlennaya energetika – Industrial energy*, 7, P. 30–34 [in Russian].
- [12] Kagan A.M., Palmov A.A., Krapivtseva I.E., Gelperin I.I. (1982). Issledovaniye nekotorykh gidravlicheskiykh parametrov nasadki v forme kolets Mebiusa [Investigation of some hydraulic parameters of packing in the form of Möbius rings]. *Khim. prom-t – Chem. Industry*, 6, P. 369–373 [in Russian].
- [13] Povtarev I.A., Blinichev V.N., Chagin O.V. (2006). Issledovaniye zavisimosti gidravlicheskogo soprotivleniya nasadochnogo sloya kolonnogo oborudovaniya [Study of the dependence of the hydraulic resistance of the packed bed of column equipment]. *Izv. vuzov «Khimiya i khimicheskaya tekhnologiya» – Bulletin of universities "Chemistry and chemical technology", Vol.49, 12*, P. 109–110 [in Russian].
- [14] Pushnov A., Vitkovskaya R. (2013). Gidrodinamika sloya nasypnoy nasadki v vide kolets Mebiusa [Hydrodynamics of a layer of bulk packing in the form of Möbius rings]. *Energetika – Energy*, P. 77–92 [in Russian].
- [15] Farakhov T.M. (2011). Gidravlicheskiye kharakteristiki novykh vysokoeffektivnykh neregulyarnykh teplomassoobmennykh nasadok [Hydraulic characteristics of new high-performance irregular heat and mass transfer packing]. *Elektronnyy nauchnyy zhurnal «Neftegazovoye delo» – Electronic scientific journal «Oil and Gas Business»*, P. 192–207 [in Russian].