

DOI 10.15589/jnn20150510
УДК 536.423.4
Б39

CONVECTIVE HEAT TRANSFER IN THE CONTACT DEVICE
OF GAS-DROPLET TYPE VIA UTILIZING THE HEAT
OF STEAM GAS MIXTURE

КОНВЕКТИВНА ТЕПЛОВІДДАЧА ПРИ УТИЛІЗАЦІЇ
ТЕПЛОТИ ПАРОГАЗОВОЇ СУМІШІ В КОНТАКТНОМУ АПАРАТІ
ГАЗОКРАПЕЛЬНОГО ТИПУ

Myhaylo K. Bezrodnyi
m.bezrodny@kpi.ua
ORCID: —

Artur Yu. Rachinskii
artur_rachinskii@mail.ru
ORCID: —

М. К. Безродний
д-р техн. наук, проф.

А. Ю. Рачинський
м.н.с.

*National Technical University of Ukraine «Kyiv Polytechnical Institute»
Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»*

Abstract. There was experimentally determined the intensity of the heat in the gas-drop type contact device with centrifugal atomizer via utilizing the flue gas heat from the energy units. This research was held in a range of excessive water pressure to the nozzle (0.2 – 0.6 MPa) and a bulk portion steam vapor mixture entering the device from 0.1 to 0.35. As the results of experimental studies were established the heat transfer coefficients which were attributed to the real surface drops. The results of experimental studies of heat transfer coefficients were compared with data for a single drop. It is established that the intensity of convective heat transfer from the steam system flow to a flare nozzle drops significantly higher than for a single drop.

Keywords: contact utilizer; centrifugal atomizer; convective heat transfer coefficients; bulk portion steam.

Анотація. Експериментально визначено інтенсивність тепловіддачі в контактному апараті газокрапельного типу з відцентровою форсункою в умовах утилізації теплоти відхідних газів енергетичних агрегатів. Дослідження проведені в діапазоні надлишкового тиску води перед форсункою (0,2 – 0,6 МПа) і об'ємною долею водяної пари парогазової суміші на вході в апарат від 0,1 до 0,35. За результатами експериментальних досліджень було визначено коефіцієнти тепловіддачі, які були віднесені до реальної поверхні крапель. Отримані результати експериментальних досліджень коефіцієнтів тепловіддачі були порівняні з даними для одиночної краплі. Встановлено, що інтенсивність конвективної тепловіддачі від парогазового потоку до системи крапель в факелі форсунки значно вища, ніж для одиночної краплі.

Ключові слова: контактний утилізатор; відцентрова форсунка; коефіцієнти конвективного теплообміну; об'ємна доля водяної пари.

Аннотация. Экспериментально определена интенсивность теплоотдачи в контактном аппарате газокрапельного типа с центробежной форсункой в условиях утилизации теплоты отходящих газов энергетических агрегатов. Исследования проведены в диапазоне избыточного давления воды перед форсункой (0,2 – 0,6 МПа) и объемной долей водяного пара парогазовой смеси на входе в аппарат от 0,1 до 0,35. По результатам экспериментальных исследований были определены коэффициенты теплоотдачи, которые были отнесены к реальной поверхности капель. Полученные результаты экспериментальных исследований коэффициентов теплоотдачи были сравнены с одиночной каплей. Установлено, что интенсивность конвективной теплоотдачи от парогазового потока в систему капель в факеле форсунки значительно выше, чем для одиночной капли.

Ключевые слова: контактный утилизатор; центробежная форсунка; коэффициент конвективного теплообмена; объемная доля водяного пара.

REFERENCES

- [1] Bezrodnyy M. K., Goliyad N. N., Barabash P. A., Golubev A. B., Rachinskiy A. Yu. *Vliyanie vkhodnykh parametrov vody na tonkost raspyla tsentrobezhnykh forsunok* [Influence of input parameters of water on a thinness of spray of centrifugal atomizers]. *Enerhetyka: ekonomika, tekhnolohiyi, ekolohiya — Energy: economics, technology, ecology*, 2013, no. 2, pp. 23–30.

- [2] Bezrodnyi M. K., Holiiad M. N., Rachinskiy A. Yu. *Do vyznachennia poverkhni teplomasoobminu v kontaktynykh teploutylizatorakh krapelnogo typu* [To determine heat and mass exchanges surface in contact utilizers of drop type]. *Vostochno-Yevropeyskiy zhurnal peredovykh tekhnologiy — Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2014, vol. 1, no. 8 (67), pp. 21–26.
- [3] Bezrodnyy M. K., Goliyad N. N., Barabash P. A., Rachinskiy A. Yu., Golubev A. B. *Nekotorye kharakteristiki raspyla tsentrobezhnykh forsunok kontaktnykh utilizatorov otkhodyashchikh gazov kapelnogo tipa* [Some spray characteristics of centrifugal atomizers for the exhaust gases for contact utilizer]. *Promyshlennaya Teplotekhnika — Industrial Heat Engineering*, 2013, vol. 35, no. 6, pp. 31–38.
- [4] Brin A. A., Petrushik A. I. *Teplovoy raschet ezheksionnoy gradirni i sposob povysheniya ee effektivnosti* [Thermal design of the ejection tower and a way to improve its efficiency]. *Inzhenerno-fizicheskij zhurnal — Engineering Journal of Physics*, 2011, vol. 84, no. 2, pp. 270–273.
- [5] Galustov V. S. *Pryamotochnye raspylitelnye apparaty v teploenergetike* [Direct-flow spray devices in power]. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1989. 240 p.
- [6] Dikiy N. A., Solomakha A. S., Petrenko V. G. *Povyshenie effektivnosti GPTU «Vodoley» okhlazhdeniem vozdushnogo potoka v kompressore* [Improving the efficiency of gas turbines «Vodoley» cooling air flow in the compressor]. *Naukovi visti NTUU «KPI» — Science News*, 2011, no. 5, pp. 31–34.
- [7] Dyatlov I. N. *Raspylivanie topliva v kamerakh sgoraniya gazoturbinykh dvigateley* [Fuel atomization in the combustion chambers of gas turbine engines]. *Trudy KAI im. A. N. Tupoleva — Proceedings of KAI named after A. N. Tupolev*, 1980, issue 4, pp. 4–15.
- [8] Zhovmir M. M. *Utylizatsiya nyzkotemperaturnoi teploty produktiv zghorannia palyv za dopomohoiu teplovykh nasosiv* [Utilizatsiya nyzkotemperaturnoi warmth produktiv zgoryannya palivo for relief thermal nasosiv]. *Promyshlennaya Teplotekhnika — Industrial Heat Engineering*, 2008, vol. 30, no. 2, pp. 90–98.
- [9] Lykov M. V., Leonchik B. I. *Raspylitelnye sushilki* [Spray dryers]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1966. 331 p.
- [10] Pazhi D. G., Galustov V. S. *Osnovy tekhniki raspylivaniya zhidkostey* [Basic techniques of atomization of liquids]. Moscow, Khimiya Publ., 1984. 255 p.
- [11] Tarabanov M. G., Vidin Yu. V., Boykov G. P. *Teplo- i massoperenos v kamerakh orosheniya konditsionerov s forsunkami raspyleniya* [Heat and Mass Transfer in chambers with air-conditioning irrigation nozzles spray]. Krasnoyarsk, Kr.PI Publ., 1974. 211 p.
- [12] Khavkin Yu. I. *Tsentrobezhnye forsunki* [Centrifugal atomizer]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1976. 168 p.
- [13] Fisenko S. P., Brin A. A. *Heat and mass transfer and condensation interference in a laminar flow diffusion chamber*. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2006, vol. 49, issue 5–6, pp. 1004–1014.
- [14] Ranz W. *Evaporation from Drops. Part II*. *Chemical Engineering Progress*, 1952, vol. 48, issue 4, pp. 173–180.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Серед багатьох проблем при вирішенні задач ефективного використання енергоресурсів одне із важливих місць посідає проблема використання теплоти низькотемпературних відхідних газів, як енергетичних, так і технологічних агрегатів і пристроїв. Одним із ефективних напрямків вирішення цієї проблеми є застосування утилізаційних апаратів контактного типу. При цьому найбільш широкого практичного застосування набули численні конструкції плівкових контактних апаратів з різними насадками. В літературі також показано, що переваги можуть мати і утилізаційні контактні апарати газокрапельного типу [5].

Генераторами крапель в таких системах найчастіше використовуються відцентрові форсунки, які характеризуються високою ефективністю глибокого розпилення рідини. До переваг даного типу форсунок можна віднести простоту, в порівнянні з іншими подібними пристроями, конструктивну схему, а та-

кож наявність широкого літературного матеріалу з дослідження характеристик таких розпилювачів [10, 12].

Такі контактні апарати в комплексі з тепловими насосами дозволяють не тільки підвищити коефіцієнт корисної дії паливо-спалюючих пристроїв, але і забезпечити глибоке охолодження відхідних газів з метою утилізації прихованої теплоти конденсації, яка міститься в водяних парах, з наступним використанням нагрітої води в якості нижнього джерела теплоти для теплонасосної установки системи теплопостачання різних споживачів [8].

Газокрапельні тепломасообмінні системи з випаровуванням рідини і конденсацією пари на поверхні крапель мають широкий спектр практичного застосування в різних технологічних установках, в тому числі: для випаровування охолоджуючої води (в градирнях) [4], для змішування палива і окислювача (топкові форсунки) [7], для реалізації сушильних процесів (в розпилювальних сушарках) [9], для

охолодження і осушення повітря (в кондиціонерах) [11], для зменшення нагріву повітря при стисненні (в компресорах ГТУ) [6], для нанесення покриття (в нанотехнологіях) [13]. В кожному із практичних додатків для газокрапельної двофазної системи повинні бути вибрані свої параметричні умови, які будуть забезпечувати найбільш ефективне протікання основного технологічного процесу.

МЕТА ДОСЛІДЖЕННЯ — визначення тепломасообмінних характеристик в системі «парогазова суміш–краплі рідини» в обмеженому просторі від параметрів даної двофазної системи для вибраного типу розпилювача рідини.

ВИКЛАД ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ

При розробці схеми експериментальної установки важливим кроком був вибір розташування форсунки в потоці пароповітряної суміші. Аналіз літературних джерел відомих конструкцій контактних апаратів для утилізації теплоти відхідних газів показав, що в основному застосовуються апарати плівкового типу з протиточною схемою руху газів і рідини, що зумовлено стрімким досягненням максимальної рушійної сили тепломасообмінних процесів. Основним із недоліків апаратів подібного типу є обмеження по продуктивності, пов'язане з явищем «захлинання» при швидкості газу 2–3 м/с. При використанні газокрапельної системи верхня межа для швидкості газу знаходиться ще нижче (порядка 0,5–1,2 м/с) через різке зростання крапельності. Використання прямооточних схем руху фаз в газокрапельних середовищах практично знімає обмеження по швидкості газового середовища, що дозволяє створювати компактні апарати з інтенсивним протіканням тепломасообмінних процесів [5], а підвищення ступеня утилізації теплоти відхідних газів може бути забезпечено їх ступеневим охолодженням шляхом розташування форсунок в декілька ярусів по висоті каналу.

В зв'язку з вищевикладеним, експериментальні дослідження проводились на експериментальній установці, схема якої наведена на рис. 1. Основними частинами установки є система подачі повітря, пари і води, експериментальна ділянка, система вимірювань.

Гіпотетична парогазова суміш з визначеним паровмістом моделювалася пароповітряною сумішшю, яка готувалася змішуванням потоку повітря, що створював вентилятор, і потоку водяної пари, котру отримували в спеціальному парогенераторі і підводили в робочий канал дослідної ділянки через розподільчий пристрій 1. Для забезпечення рівномірного розподілення параметрів пароповітряного потоку по перерізу каналу камери змішування 2 нижче розподільчого пристрою для введення пари були встановлені дві перфоровані перегородки 3. Повітря

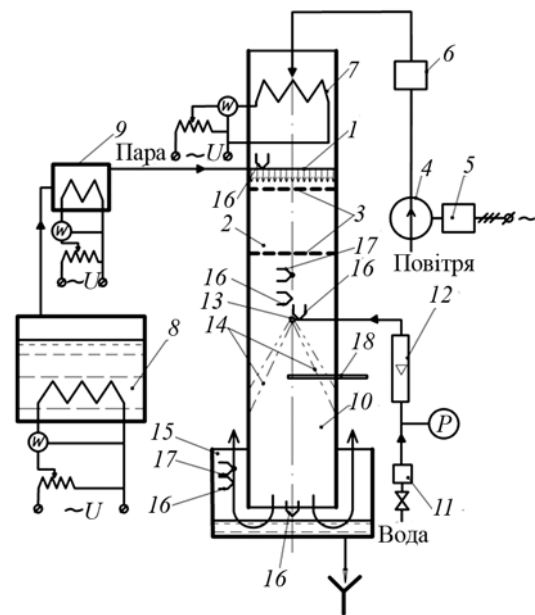


Рис. 1. Схема експериментальної установки:

1 — розподільчий пристрій, 2 — камера змішування, 3 — перегородки, 4 — вентилятор, 5 — регулятор частоти, 6 — датчик витрати повітря, 7 — нагрівач повітря, 8 — парогенератор, 9 — пароперегрівник, 10 — контактна камера, 11 — водяний фільтр, 12 — ротаметр, 13 — форсунка, 14 — факел розпилю, 15 — збірник води, 16 — термопарі, 17 — «мокри» термопарі, 18 — зонд

в робочий канал подавалося вентилятором 4, а витрата повітря регулювалася за допомогою регулятора частоти електричної напруги 5 і вимірювалася з використанням трубки Піто-Прандтля 6. Для нагріву повітря використовувався електричний нагрівач 7. Регулювання і контроль потужності, яка підводилася до електричного нагрівача, здійснювалася за допомогою регулятора напруги типу РНО-250-10 і ватметра типу Д-50162 відповідно.

Водяна пара подавалася в камеру змішування із парогенератора 8. З метою запобігання виносу крапельної вологи із парогенератора в його паровому об'ємі встановлено сепаратор, а на паровій магістралі — пароперегрівник 9. Витрата водяної пари визначалася за потужністю електричних нагрівачів котла за виключенням теплових втрат, визначених експериментально.

В якості розпилювача була вибрана стандартна відцентрова форсунка № 26 [12], яка має більш надійну і просту конструктивну схему. Проектна витрата рідини через такий розпилювач (при діаметрі сопла 0,94 мм) може змінюватись в діапазоні від 28,6 до 52,8 кг/год при зміні тиску води перед ним від 6,5 до 24,5 МПа. Для зменшення затрат енергії на розпилення було прийнято рішення про зниження тиску води перед форсункою від 0,6 МПа і нижче. Гідравлічні характеристики форсунки у вказаному діапазоні тисків попередньо були досліджені в роботах [1–3].

Вода в контактну камеру 10 підводилась із водопровідної мережі через регулюючий вентиль, водяний фільтр 11, ротаметр 12 і форсунку 13, за допомогою якої розпилювалась на краплі, утворюючи факел розпилу у вигляді конуса 14, контактуючого з охолоджуваною пароповітряною сумішшю. Нагріта вода стікала в камеру збору гарячої води 15 в нижній частині установки.

Для зменшення втрат теплоти в навколишнє середовище елементи експериментальної установки, які контактували з нагрітим середовищем, покриті тепловою ізоляцією.

Температура води у відповідних точках вимірювалась за допомогою хромель-копелевих термопар 16, попередньо протарованих за допомогою водяного термостата і лабораторних термометрів ТЛ-4.

Температурні параметри парогазової суміші на вході і виході із контактної камери визначалися «сухими» 16 і «мокрими» 17 термопарами. Температурні параметри парогазової суміші по перерізу і по висоті каналу визначалися за допомогою зонду 18. Показання термопар вимірювалось цифровим прибором типу «Овен» і виводилось за допомогою адаптера АС-2 на комп'ютер для реєстрації.

Прямі вимірювання температур, наведені в цій роботі, характеризуються достовірним інтервалом, рівним не більше $\pm 2,5\%$ з достовірною вірогідністю 0,9.

Перед початком основних вимірювань проводилось тестування термовологодатчиків. Для цього в робочу ділянку подавався потік зовнішнього повітря без нагріву і проводилось вимірювання температур потоку по «сухій» і «мокрій» термопарі на вході і на виході із контактної камери 10. Результати вимірювань порівнювались на ідентичність показань між собою, а також з показаннями «сухого» і «мокрого» ртутних термометрів, встановлених в місцях відбору повітря вентилятором.

Дослідження коефіцієнтів тепло- і масовіддачі проводились в умовах охолодження пароповітряної суміші краплями води, які генерувалися за допомогою форсунки, при фіксованих значеннях тиску води перед форсункою і витрати повітря при зміні витрати пари, що забезпечувало задане значення об'ємної долі водяних парів в парогазовій суміші на вході в робочий канал. При цьому надлишковий тиск води перед форсункою змінювався в діапазоні $P = 0,2 - 0,6$ МПа, а її температура знаходилась на рівні 15–22 °С. Такі режимні параметри форсунки відповідають стандартному режиму роботи централізованої водопровідної мережі, що дозволяє уникнути, в більшості випадків, застосування насосу в контактному утилізаторі крапельного типу. Початкова температура пароповітряної суміші задавалась на рівні 105 °С, витрата сухого повітря змінювалась від 19,5 до 45,9 м³/год, а об'ємна доля водяної пари ϵ (відношення об'ємної витрати пари до об'ємної витрати

суміші) на вході в установку змінювалось від 0,1 до 0,35, що відповідає можливому значенню цього показника не тільки для димових газів котлів, але і відхідних газів газотурбінних установок.

Схема відносного руху теплоносіїв в робочому каналі наведена на рис. 2. Вимірювання температур здійснювалось за допомогою зонду 18, який встановлювався на різних висотах h від зрізу сопла форсунки і міг переміщуватися в горизонтальній площині по радіусу r , що давало змогу отримувати розподіл температур як по висоті, так і по поперечному перерізу робочої ділянки каналу. При цьому фіксувалися значення температур за «сухою» і «мокрою» термопарами, аналіз яких дозволив визначити характерні параметри парогазової суміші і крапель води для подальшого розрахунку коефіцієнтів тепло- і масообміну.

Систематична похибка вимірювань визначалася класом точності приборів і складала: при вимірюванні температури від 0,1 до 1,67%; для манометра при визначенні надлишкового тиску води перед форсункою 0,4%; для ротаметра при вимірюванні витрати води 0,6%; для мікроманометра при вимірюванні витрати повітря за допомогою трубки Піто-Прандтля 1%; для ваттметрів 0,5%.

На рис. 3 приведена експериментальна залежність розподілу температур крапель води вздовж перерізу каналу на різних висотах: від зрізу сопла форсунки до заданого значення h . Експерименти проводились при надлишковому тиску води перед форсункою 0,6 МПа, $V = 19,5$ м³/год і об'ємній долі водяних парів ϵ ($a - \epsilon = 0,1$; $b - \epsilon = 0,2$; $c - \epsilon = 0,3$).

Аналіз даних на рис. 3 свідчить про те, що температурні криві в точках перетину поверхні конуса факелу розпилу з площиною поперечного перерізу каналу на різних висотах мають мінімум. Цей мінімум температури і відповідає температурі крапель води на поверхні конуса розпилу у відповідних точках. В подальшому (при розрахунках коефіцієнтів переносу) ці значення температур були прийняті за температуру води на виході з відповідної ділянки робочого каналу в залежності від висоти h . Температура парогазової суміші при заданій висоті h визначалась інтегруванням відповідних температурних кривих по перерізу каналу на кожній висоті. Таким чином, були отримані профілі температур парогазової суміші і води по висоті робочого каналу, представлені на рис. 4.

Видно, що охолодження парогазової суміші проходить досить інтенсивно і відбувається на короткій ділянці по висоті робочого каналу. Цьому сприяє висока відносна швидкість руху крапель і розвинена поверхня тепломасообміну, що визначається загальною поверхнею крапель в факелі їх розпилювання.

Отримані профілі температур дозволяють визначити середньологарифмічний температурний напір

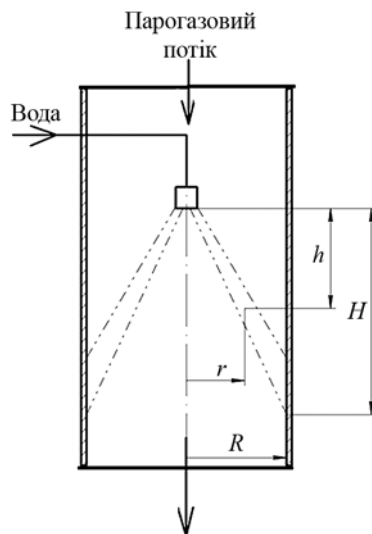


Рис. 2. Схема організації руху теплоносіїв в робочому каналі

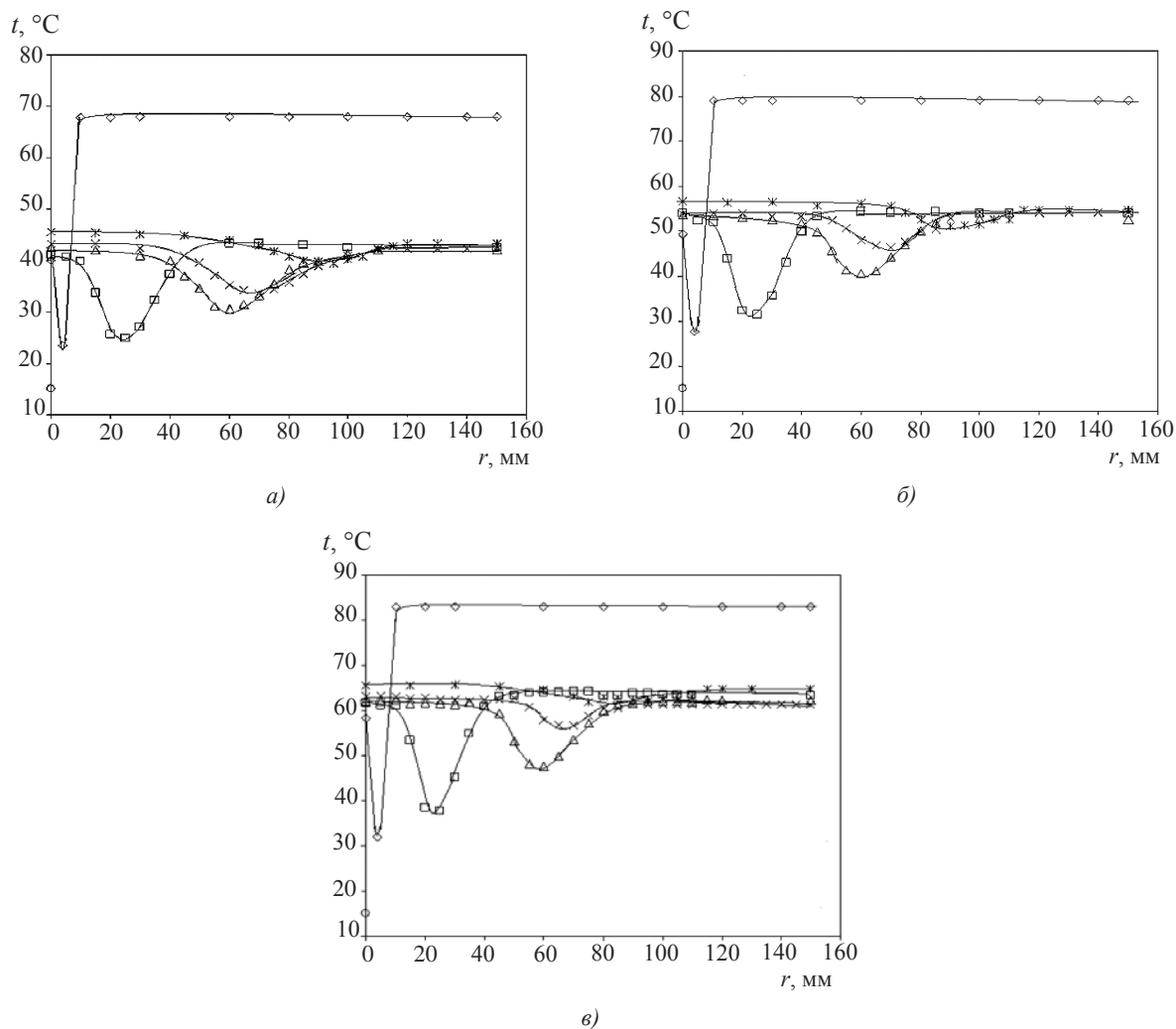


Рис. 3. Розподіл температур по перерізу каналу для $P = 0,6$ МПа, $V = 19,5$ м³/год при різних об'ємних долях пари в суміші ϵ (а — $\epsilon = 0,1$; б — $\epsilon = 0,2$; в — $\epsilon = 0,3$) на різних висотах від зрізу сопла форсунки і величинах $h = 11$ мм; 2 — 40 мм; 3 — 90 мм; 4 — 110 мм; 5 — 190 мм; б — температура води перед соплом форсунки ($h = 0$):

◆ — 1; □ — 2; ▲ — 3; × — 4; * — 5; ○ — 6

на кожній ділянці каналу: від нуля до заданої висоти. Тоді середній коефіцієнт тепловіддачі на кожній з таких ділянок визначався за співвідношенням:

$$\alpha_k = \frac{Q_B^k}{F_k \Delta t_{cp}}, \quad (1)$$

де Q_B^k , F_k , Δt_{cp} — відповідно тепловий потік, переданий конвекцією, сумарна поверхня крапель на заданій ділянці по висоті каналу і середньо логарифмічний перепад температур потоку парогазової суміші і крапель води.

Тепловий потік Q_B^k визначався як:

$$Q_B^k = Q_B - Q_{кон}, \quad (2)$$

де Q_B — загальний тепловий потік, що передавався воді:

$$Q_B = G_B c_B (t_B^{вх} - t_B^{вих}), \quad (3)$$

$Q_{кон}$ — тепловий потік, переданий при конденсації пари на поверхні крапель:

$$Q_{кон} = G_{с.п.} (d_1 - d_2) r. \quad (4)$$

Для визначення вологовмісту d_2 на виході з кожної ділянки по висоті каналу були використані показання «мокрих» термомпар, які осереднювалися по перерізу каналу. Профілі середнього вологовмісту парогазового потоку по висоті каналу представлені на рис. 5.

На основі отриманих профілів температур і вологовмісту за вищенаведеною методикою були розраховані середні коефіцієнти конвективного теплообміну на ділянках каналу від нуля до заданої висоти. Результати розрахунків у вигляді розподілу коефіцієнтів теплообміну в залежності від довжини шляху пробігу крапель (що змінюється зі зміною висоти каналу) і швидкості руху крапель на виході з відповідної ділянки наведені на рис. 6. При цьому швидкість руху крапель визначалась на основі роботи [2].

Із графіків видно, що коефіцієнти тепловіддачі мають максимальні значення в верхній частині робочого каналу (при малих значеннях висоти h , або шляху пробігу L), оскільки в цій частині каналу мають місце високі значення швидкості руху крапель. Внаслідок гальмування швидкість крапель в напрямку руху зменшується, що приводить до зниження коефіцієнтів тепловіддачі. Тим не менше (як показує співставлення), в усьому діапазоні зміни висоти робочого каналу (шляху пробігу) інтенсивність конвективного теплообміну значно вища за інтенсивність теплообміну для одиночної краплі в тому ж діапазоні швидкості її руху по відношенню до газової фази. Це може бути пов'язано зі взаємодією крапель води різного діаметру, що рухаються з різною швидкістю і додатковою турбулізацією парогазового потоку.

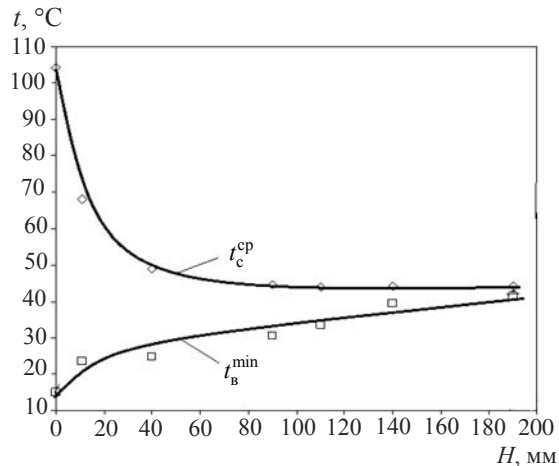


Рис. 4. Розподілення середньої температури парогазової суміші і крапель води по висоті каналу при $P = 0,6$ МПа, $V = 19,5$ м³/год і $\varepsilon = 0,1$:

◇ — t_c ; □ — t_B , min

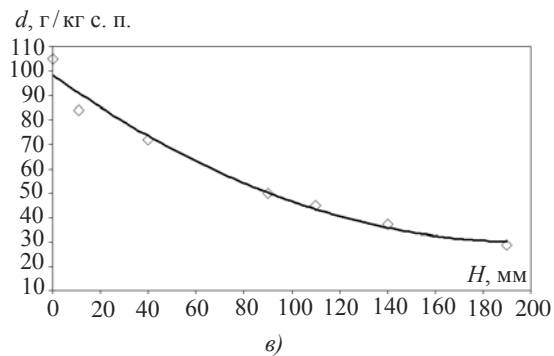
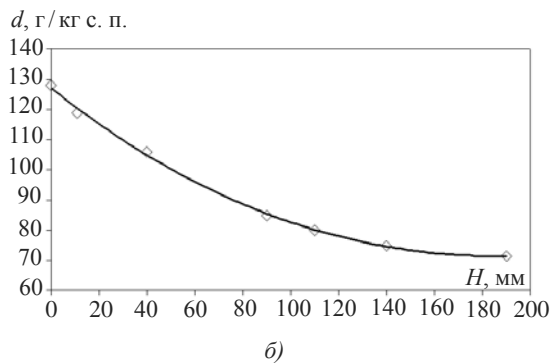
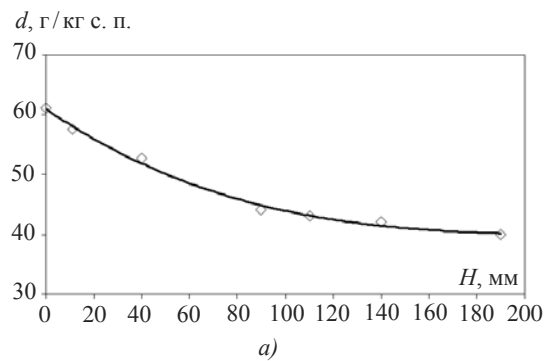


Рис. 5. Розподіл середнього вологовмісту по поперечному перерізу каналу в залежності від висоти від зрізу сопла форсунки при $P = 0,6$ МПа і $V = 19,5$ м³/год:

а — $\varepsilon = 0,1$; б — $\varepsilon = 0,2$; в — $\varepsilon = 0,3$

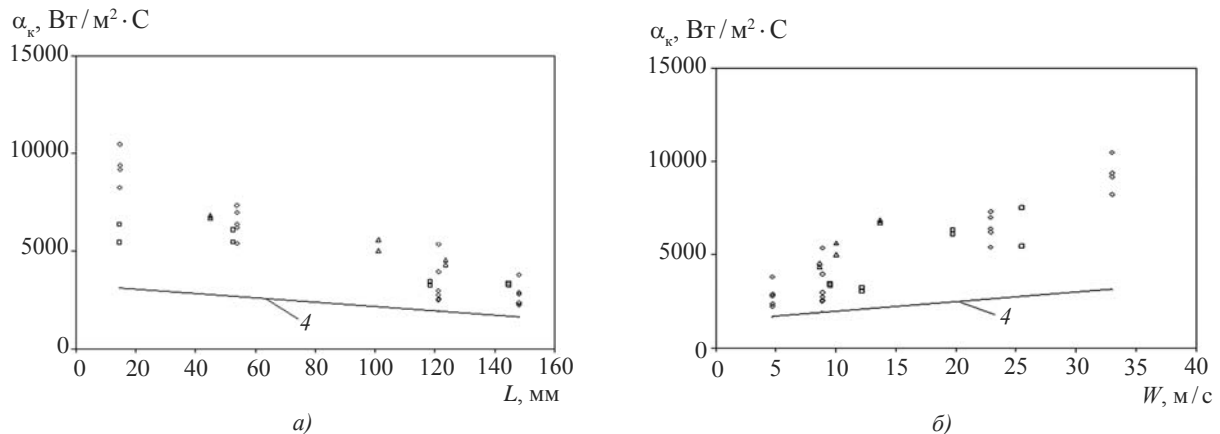


Рис. 6. Середні коефіцієнти конвективної тепловіддачі від парогазової суміші до факелу крапель в залежності від довжини шляху пробігу крапель (а) і від швидкості руху крапель на виході з відповідної ділянки (б):

1 — $P = 0,6$ МПа; 2 — $P = 0,4$ МПа; 3 — $P = 0,2$ МПа; 4 — залежність для одиночної краплі; \diamond — 1; \square — 2; \triangle — 3

Робота буде продовжена в напрямку отримання аналогічних даних з масовіддачі. Узагальнені експериментальні дані з конвективної тепловіддачі разом даними для масовіддачі будуть використані при розробці методики розрахунку контактних утилізаторів теплоти газокрапельного типу.

ВИСНОВКИ. 1. Вперше проведено експериментальне дослідження конвективного теплообміну в газокрапельній системі при віднесенні коефіцієнтів тепловіддачі до реальної поверхні взаємодії фаз.

2. Показано, що інтенсивність конвективної тепловіддачі між парогазовим потоком і факелом розпику крапель значно вище ніж інтенсивність тепловіддачі для одиночної краплі, що пояснюється взаємодією крапель різного діаметра та додатковою турбулізацією парогазового потоку.

3. Отримані дані будуть використані при розробці методики розрахунку високо-ефективних контактних утилізаторів теплоти парогазових сумішей газокрапельного типу.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] Безродный, М. К. Влияние входных параметров воды на тонкость распыла центробежных форсунок / М. К. Безродный, Н. Н. Голянд, П. А. Барабаш, А. Б. Голубев, А. Ю. Рачинский // Энергетика: економіка, технології, екологія. — 2013. — № 2. — С. 23–30.
- [2] Безродный, М. К. До визначення поверхні тепломасообміну в контактних теплоутилізаторах крапельного типу / М. К. Безродный, М. Н. Голянд, А. Ю. Рачинський // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. — 2014. — Т. 1. — № 8 (67). — С. 21–26.
- [3] Безродный, М. К. Некоторые характеристики распыла центробежных форсунок контактных утилизаторов отходящих газов капельного типа / М. К. Безродный, Н. Н. Голянд, П. А. Барабаш, А. Ю. Рачинский, А. Б. Голубев // Промышленная теплотехника. — 2013. — Т. 35. — № 6. — С. 31–38.
- [4] Бринь, А. А. Тепловой расчет эжекционной градирни и способ повышения ее эффективности / А. А. Бринь, А. И. Петручик // Инженерно-физический журнал. — 2011. — Т. 84. — № 2. — С. 270–273.
- [5] Галустов, В. С. Прямоточные распылительные аппараты в теплоэнергетике / В. С. Галустов. — М.: Энергоатомиздат, 1989. — 240 с.
- [6] Дикий, Н. А. Повышение эффективности ГПТУ «Водолей» охлаждением воздушного потока в компрессоре / Н. А. Дикий, А. С. Соломаха, В. Г. Петренко // Наукові вісті НТУУ «КПІ». — 2011. — № 5. — С. 31–34.
- [7] Дятлов, И. Н. Распыливание топлива в камерах сгорания газотурбинных двигателей / И. Н. Дятлов // Труды КАИ им. А. Н. Туполева. — 1980. — Вып. 4. — С. 4–15.
- [8] Жовмір, М. М. Утилізація низькотемпературної теплоти продуктів згорання палив за допомогою теплових насосів / М. М. Жовмір // Промышленная теплотехника. — 2008. — Т. 30. — № 2. — С. 90–98.
- [9] Лыков, М. В. Распылительные сушилки / М. В. Лыков, Б. И. Леончик. — М.: Машиностроение, 1966. — 331 с.
- [10] Пажи, Д. Г. Основы техники распыливания жидкостей / Д. Г. Пажи, В. С. Галустов. — М.: Химия, 1984. — 255 с.
- [11] Тарабанов, М. Г. Тепло- и массоперенос в камерах орошения кондиционеров с форсунками распыления: учеб. пособие / М. Г. Тарабанов, Ю. В. Видин, Г. П. Бойков. — Красноярск: Кр.ПИ, 1974. — 211 с.
- [12] Хавкин, Ю. И. Центробежные форсунки / Ю. И. Хавкин. — Л.: Машиностроение, 1976. — 168 с.

- [13] **Fisenko, S. P.** Heat and mass transfer and condensation interference in a laminar flow diffusion chamber / S. P. Fisenko, A. A. Brin // International Journal of Heat and Mass Transfer. — 2006. — Vol. 49. — Issue 5–6. — P. 1004–1014.
- [14] **Ranz, W.** Evaporation from Drops. Part II / W. Ranz, W. Marschall // Chemical Engineering Progress. — 1952. — Vol. 48. — Issue 4. — P. 173–180.

© М. К. Безродний, А. Ю. Рачинський

Надійшла до редколегії 25.09.2015

Статтю рекомендує до друку член редколегії ЗНП НУК
д-р техн. наук, проф. *М. І. Радченко*