

УДК 614.8

*С. І. Зімін, н.с. відділу (ORCID 0000-0003-0514-2238)**К. А. Афанасенко, к.т.н., доцент, заст. нач. каф. (ORCID 0000-0003-1877-1551)
Національний університет цивільного захисту України, Харків, Україна*

КОЕФІЦІЄНТ ТЕПЛОВІДАЧІ ФАКЕЛЬНОЇ УСТАНОВКИ ЗА УМОВ ВІЛЬНОЇ КОНВЕКЦІЇ

Запропоновано модель для дослідження температурних режимів факельних пристроїв біогазових комплексів на основі рівняння нестационарної теплопровідності. Незважаючи на загалом надзвичайно складне явище теплообміну, теплопередачі, тепловіддачі, при роботі факельного пристрою складаються такі умови, що дозволяють покладатись на відносно прості модельні описи, що може дозволити проводити оцінку ступеню небезпеки теплового випромінювання при його роботі. Побудовано та розглянуто розрахункову схему огорожувальної труби факельного пристрою із зазначенням розрахункових параметрів. Прийняті граничні умови першого роду на внутрішній і третього роду на зовнішній поверхні стінки кожуха труби факельного пристрою. Для побудови моделі були зроблені наступні припущення: температура на внутрішній стінці кожуха однакова і дорівнює температурі продуктів згоряння біогазу; в розрахунковій схемі не врахована теплопровідність через виробничу арматуру факельного пристрою; в процесі нагрівання геометричні параметри стінки кожуха не змінюються. Визначено, що коефіцієнт теплопередачі при використанні факельного пристрою для спалювання біогазу можна визначити з виразу по визначенню критерію подібності теплових процесів. При розрахунку у відповідності до отриманої моделі критерію подібності теплових процесів встановлено, що в залежності від температури зовнішнього середовища його значення можуть змінюватися в межах 10–24 %. При цьому геометричні параметри факельного пристрою мають суттєвіший вплив на вказані критерії – до 65 %. Отримані аналітичні залежності коефіцієнта тепловіддачі α від характерного геометричного розміру, а також від температури повітря і температури поверхні кожуха, що дозволяє визначити негативний тепловий вплив на оточуюче середовище. Показано, що його величина може змінюватися до 1000 % в залежності від лінійного розміру та температури поверхні кожуха.

Ключові слова: факельні системи, факельні труби, температура, теплове випромінювання, коефіцієнт тепловіддачі

1. Вступ

Підприємства, які відносяться до хімічного, нафто-хімічного, енергетичного комплексів, в технологічному процесі яких обертаються горючі гази, легкозаймісті та горючі рідини найчастіше (в залежності від технологічної схеми) в своєму складі мають факельні системи, які призначені для бездимного спалювання горючих та токсичних газів або парів в результаті їх періодичного, аварійного або постійного скидання [1, 2].

Аварійні ситуації на факельних системах можуть призвести до катастрофічних наслідків. Авторами було досліджено пожежну небезпеку аварійних ситуацій та її наслідки [3], а також можливість виникнення вибухів при аваріях та ступінь вибухонебезпеки факельних пристроїв [4].

Також в ході проведення модельного експерименту авторами показано [3], що при виході факельного пристрою на стаціонарний режим роботи, температура на поверхні огорожувальної труби факельного пристрою сягає високих значень, що може мати негативний вплив на сусідні об'єкти.

Враховуючи зазначене, попередження негативних наслідків НС внаслідок теплового впливу факельних пристроїв розглядається в якості однієї з актуальних проблем пожежної безпеки. Це, в свою чергу, обумовлює необхідність проведення досліджень параметрів теплопередачі при стаціонарному режимі роботи факельного пристрою для визначення його негативного впливу на сусідні об'єкти.

2. Аналіз літературних даних та постановка проблеми

В роботі проведено аналіз небезпеки роботи факельних систем та пристроїв у стаціонарному режимі роботи [3] на експериментальній установці (рис. 1), але при цьому, автори обмежились лише оцінкою температур при роботі на поверхні огорожувальної труби факельного пристрою, що не дає повної уяви про теплове випромінювання в оточуюче середовище та на сусідні об'єкти.

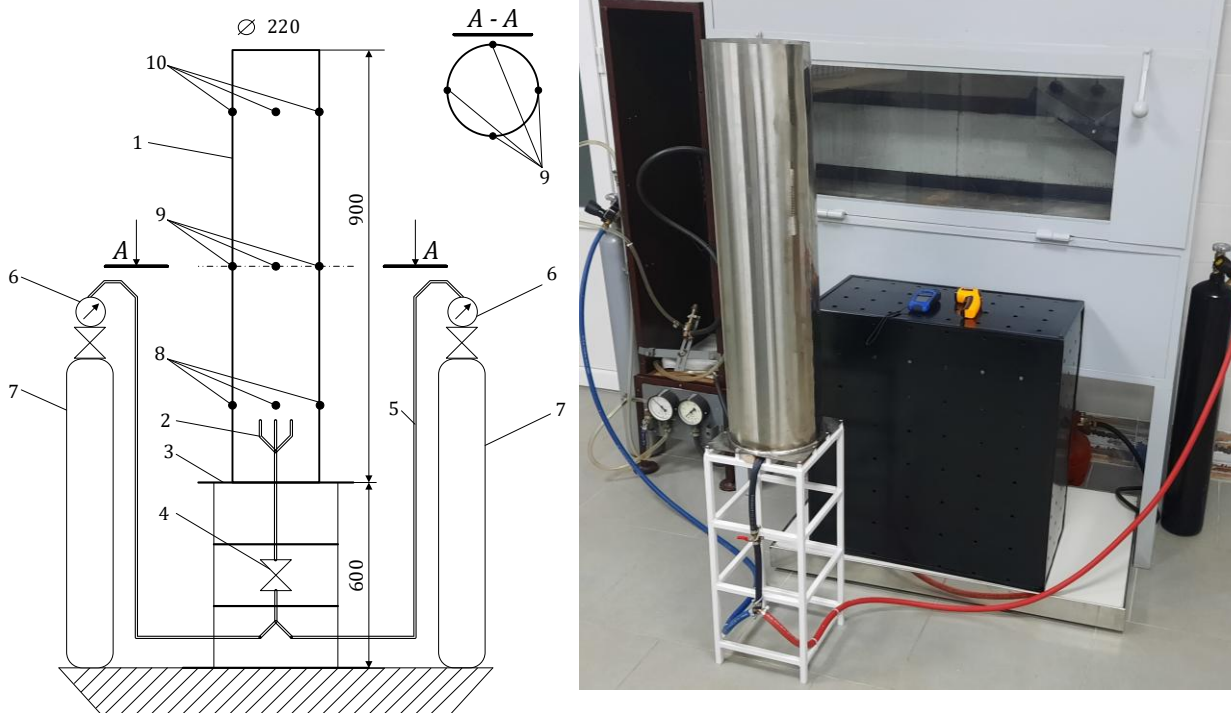


Рис. 1. Схема та зовнішній вигляд експериментальної установки: 1 – кожух факельного стовбуру; 2 – пальник; 3 – станина; 4 – кран; 5 – шлагги з'єднувальні; 6 – манометри-витратоміри; 7 – балони (вуглекислий газ та метан); 8 – точки контролю температури (нижній пояс); 9 – точки контролю температури (середній пояс); 10 – точки контролю температури (верхній пояс)

Аналіз отриманих експериментальних даних дозволяє говорити про негативний температурний вплив на сусідні об'єкти при нормальній експлуатації факельних пристроїв, оцінку якого необхідно провести.

Питання теплового випромінювання, його нормування та моделювання (розрахунок) його негативного впливу при роботі факельних установок та пристроїв розглядаються в нормативних та галузевих установчих документах України [5], Європи [6] та інших країн [7]. Але, при цьому, ВБН В.1.1-00013741-001:2008 [5] розглядає розрахунок параметрів теплового випромінювання лише для факельних пристроїв відкритого типу, що неможливо застосувати для закритих систем біогазових комплексів. Закордонні установчі документи [6, 7] моделюють параметри лише для великорозмірних пристроїв відкритого типу, які притаманні для підприємств нафтохімічної галузі і, окрім, конструктивних особливостей, у декілька десятків разів відрізняються за геометричними параметрами. Все це робить неможливим використання даних джерел для розгляду закритих факельних пристроїв та випромінювання від них.

В роботах [8, 9] розглянуті лише загальні питання теплового випромінювання, що потребує адаптації для моделювання негативного теплового впливу від

факельних пристроїв. Так, ці принципи були використанні в роботах [10, 11]. Однак, в роботі [10] розглядалися оболонкові та трубчасті теплообмінники із рідкими теплоносіями, на відміну від робочої речовини факельного пристрою. В роботі [11] проводився аналіз та розрахунок параметрів тепловіддачі двигунів пожежно-рятувального обладнання, що не може бути достовірно використане для оцінки теплового випромінювання факельного пристрою.

Таким чином, невирішеною частиною розглянутої проблеми залишається визначення параметрів теплового випромінювання при стаціонарному режимі роботи факельних пристроїв закритого типу установ з виробництва біогазу.

3. Мета та завдання дослідження

Метою роботи є визначення параметрів тепловіддачі при нормальній експлуатації факельних пристроїв закритого типу комплексів з виробництва біогазу. Це дозволить визначити їх негативний тепловий вплив на сусідні об'єкти.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні завдання:

- розробити математичну модель на основі рівняння нестационарної теплопровідності для дослідження температурних режимів установки;
- провести дослідження питомих значень коефіцієнта тепловіддачі стінки кожуха факельної труби навколишньому середовищу.

4. Матеріали та методи досліджень

Об'єктом дослідження є процес тепловіддачі стінки кожуха факельної труби факельного пристрою закритого типу в навколишнє середовище.

Предметом дослідження були розрахункові значення критеріїв подібності теплових процесів та коефіцієнту тепловіддачі при роботі факельного пристрою.

Основною гіпотезою є суттєва залежність коефіцієнту тепловіддачі та температури від зовнішніх умов середовища та геометричних параметрів факельного пристрою [11–13]. Для опису процесу тепловіддачі використовується рівняння нестационарної теплопровідності з граничними умовами першого роду на внутрішній і третього роду на зовнішній поверхні стінки кожуха.

Розрахунки проводилися засобами обчислювальної техніки з використанням програми Maple.

5. Визначення коефіцієнту тепловіддачі при роботі факельних пристроїв закритого типу

5.1. Побудова розрахункової схеми стінки кожуха факельного пристрою та визначення граничних умов

Для проведення розрахунку параметрів теплопередачі факельного пристрою розглянуто розрахункову схему стінки труби факельного пристрою (рис. 2). Тоді рівняння теплопровідності для стінки кожуха факельного пристрою можна записати в наступному вигляді:

$$\frac{\partial}{\partial \tau} T(r, \tau) = \alpha \cdot \left(\frac{\partial^2}{\partial r^2} T(r, \tau) + \frac{\frac{\partial}{\partial \tau} T(r, \tau)}{r} \right), \quad (1)$$

де α – коефіцієнт температуропровідності; $T(r, \tau)$ – значення температури на відстані r від центру огороження в момент часу τ .

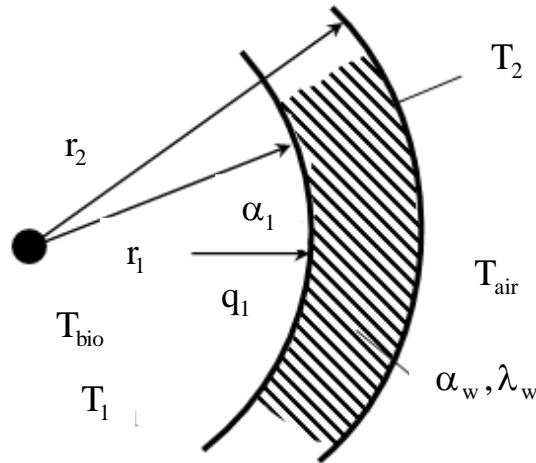


Рис. 2. Розрахункова схема стінки кожуха факельного пристрою: α_w, λ_w – коефіцієнт температуропровідності та теплопровідності матеріалу стінки огороження; $T_{\text{bio}}, T_{\text{air}}$ – температура продуктів горіння біогазу (залежить від складу біогазу) та повітря; r_1, r_2 – зовнішній та внутрішній радіуси стінки огороження; T_1, T_2 – температура внутрішньої та зовнішньої стінки огороження; α_1 – коефіцієнт тепловіддачі від продуктів горіння біогазу до внутрішньої стінки огороження; α_2 – коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої стінки до повітря; q_1 – тепловий потік від продуктів горіння біогазу до внутрішньої стінки огороження

Виходячи з розрахункової схеми кожуху факельного пристрою та рівняння теплопровідності, приймаються граничні умови першого роду на внутрішній і третього роду на зовнішній поверхні стінки кожуха.

$$T_1 = T_{\text{bio}}, \quad (2)$$

$$\lambda_w \left. \frac{\partial T(r, \tau)}{\partial r} \right|_{r=r_2} = \alpha_2 (T_2 - T_{\text{air}}), \quad (3)$$

Також слід враховувати, що T_{air} і q_2 взаємопов'язані, тобто:

$$T_{\text{air}} = f \left(\lambda_w \cdot \frac{\partial T_2}{\partial r}, S_{\text{surf}}, m_{\text{air}}, \alpha_2 \right), \quad (4)$$

де S_{surf} – площа, через яку проходить тепловий потік q_2 , m_{air} – маса повітря в радіусі r .

Під час побудови математичної моделі були зроблені наступні припущення:

- температура на внутрішній стінці кожуха однакова і дорівнює температурі продуктів згорання біогазу (граничні умови першого роду);
- в розрахунковій схемі не врахована теплопровідність через виробничу арматуру факельного пристрою;
- в процесі нагрівання геометричні параметри стінки кожуха не змінюються.

5.2. Визначення коефіцієнту тепловіддачі стінки кожуха факельного пристрою

Коефіцієнт тепловіддачі при використанні факельного пристрою для спалювання біогазу можна визначити на основі наступного виразу:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda}, \quad (5)$$

де Nu – критерій подібності теплових процесів, що характеризує співвідношення між інтенсивністю теплообміну за рахунок конвекції та інтенсивністю теплообміну за рахунок теплопровідності; α – коефіцієнт тепловіддачі; λ – коефіцієнт теплопровідності; L – характерний розмір.

Середнє значення \overline{Nu} для випадку вільної конвекції на вертикальній стінці визначали за формулою:

$$Nu = 0,68 + \frac{0,67 \cdot (Gr \cdot Pr)^{1/4}}{[1 + (0,492/Pr)^{4/9}]}, \quad (Gr \cdot Pr) \leq 10^9, \quad (6)$$

де Pr – критерій подібності теплових процесів у рідинах і газах, що враховує вплив фізичних властивостей теплоносія на теплообмін (для триатомних і багатоатомних газів $0,75 \leq Pr \leq 1$); Gr – критерій подібності теплообміну при вільному русі в полі тяжіння.

Значення Gr визначали за таким виразом:

$$Gr = \frac{g\beta(T_2 - T_{air})L^3}{\nu^2}, \quad (7)$$

де g – прискорення вільного падіння, $g=9,81$ м/с²; L – погонний розмір поверхні теплообміну, м; T_2 – температура поверхні теплообміну, К; T_{air} – температура повітря, К; ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості, м²/с; β – температурний коефіцієнт об'ємного розширення. Для повітря $\beta=3,428 \cdot e^{(-0,002 \cdot T_2)}$, 1/К.

Коефіцієнт кінематичної в'язкості визначають за формулою:

$$\nu = \frac{\eta}{\rho}, \quad (8)$$

де η – коефіцієнт динамічної в'язкості, Па·с.

Показано, що коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря залежить від температури та інваріантний до величини тиску біогазу. В результаті обробки експериментальних даних отримано залежність кінематичної в'язкості від температури.

На рис. 3 наведено розрахункові значення критерію подібності в залежності від різних умов та лінійних розмірів огорожувальної труби факельного пристрою та температури на її зовнішній поверхні.

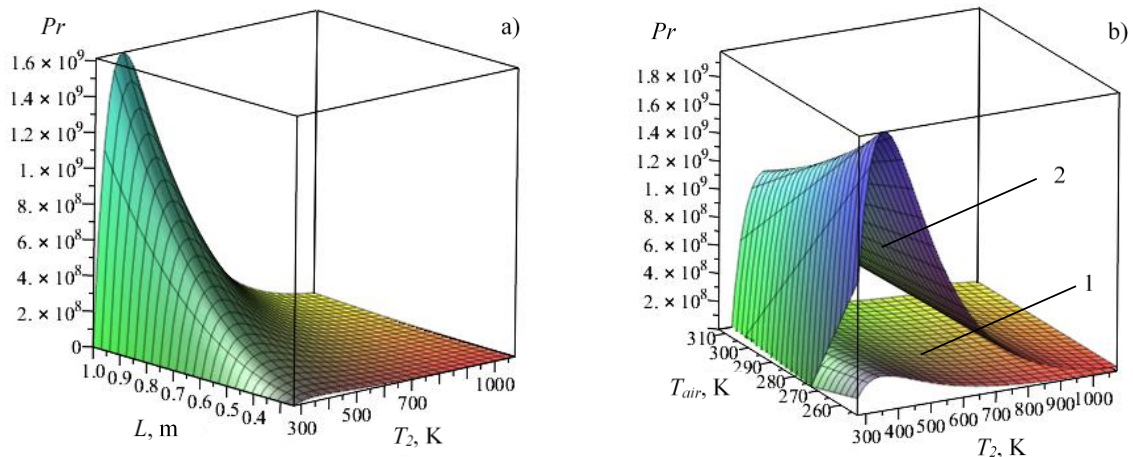


Рис. 3. Значення критерію подібності теплообміну: а – в залежності від характерного геометричного розміру і температури поверхні; б – від температури повітря і температури поверхні: 1 – $L=0,5$ м; 2 – $L=1$ м

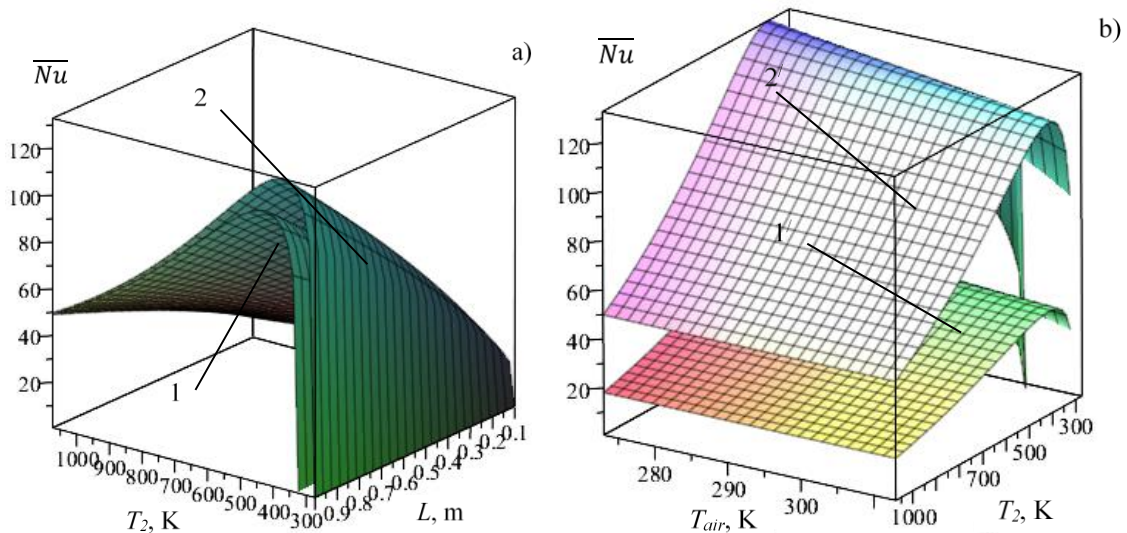


Рис. 4. Значення середнього критерію подібності теплових процесів \overline{Nu} : а – за характерним геометричним розміром і температурою поверхні: 1 – $T_{air}=273$ К; 2 – $T_{air}=313$ К; б – за температурою повітря і температурою поверхні: 1' – $L=0,5$ м; 2' – $L=1$ м

На рис. 4 і рис.5 наведено залежності середнього критерію подібності теплових процесів і коефіцієнта тепловіддачі відповідно в залежності від різних критеріїв.

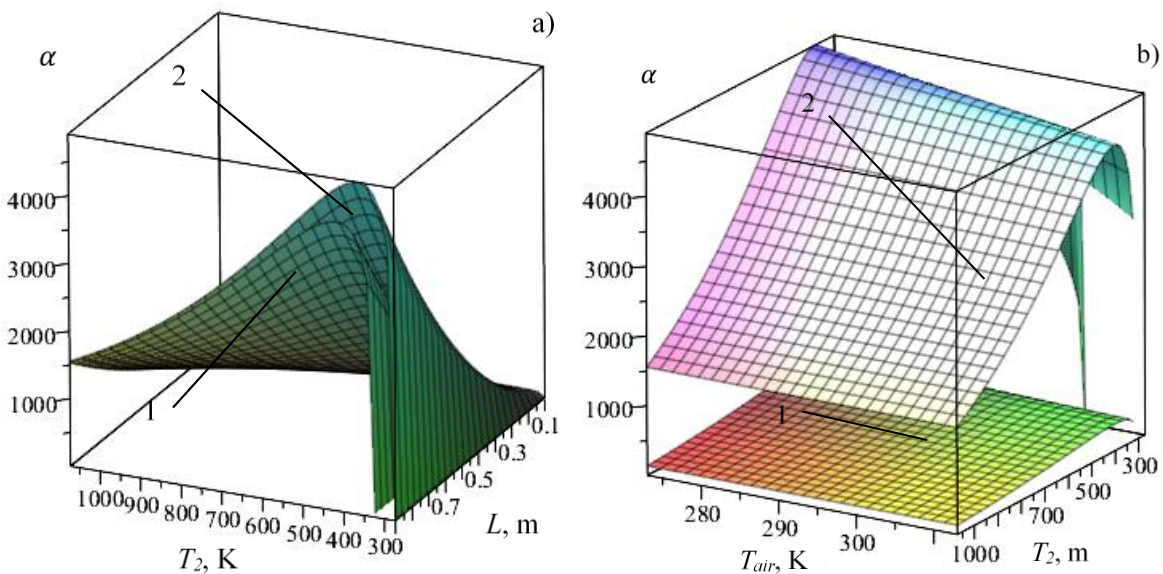


Рис. 5. Значення коефіцієнта тепловіддачі α : а – від характерного геометричного розміру і температури поверхні: 1 – $T_{air}=273$ К; 2 – $T_{air}=313$ К; б – від температури повітря і температури поверхні: 1' – $L=0,5$ м; 2' – $L=1$ м

Аналіз рис. 4 та рис.5 показує, що значення коефіцієнтів тепловіддачі при роботі факельних труб є нелінійним і потребує подальшого дослідження.

6. Обговорення результатів із визначення коефіцієнту тепловіддачі факельного пристрою

Отримано математичну модель на основі рівняння нестационарної теплопровідності, яка дозволить теоретично досліджувати температурні режими факельної установки і її негативний температурний вплив на сусідні об'єкти.

Граничні умови першого роду на внутрішній поверхні стінки кожуха обумов-

лені близькістю полум'я до стінки, а третього роду на зовнішній поверхні – процесами теплообміну в реальних умовах. Обмеженням моделі є припущення про незмінний розподіл температури спалюваного біогазу всередині факельного пристрою незалежно від геометричного розташування точки.

Отримано розрахункові значення критерію подібності в залежності від різних умов та лінійних розмірів огорожувальної труби факельного пристрою та температури на її зовнішній поверхні.

Встановлено, що величина температури повітря практично лінійно впливає на зміну величини коефіцієнта значення Nu та Pr (рис. 3, 4). При цьому, аналіз даних показує, що в залежності від температури зовнішнього середовища їх значення можуть змінюватися в межах 10–24 %, а при зміні геометричних параметрів факельного пристрою – до 65 %.

Отримані залежності коефіцієнта тепловіддачі α (рис. 5) від характерного геометричного розміру, а також від температури повітря і температури поверхні кожуха показують, що його величина може змінюватися до 1000 % в залежності від лінійного розміру та температури поверхні кожуха. Встановлено, що величина коефіцієнта тепловіддачі α практично інваріантна до значення температури повітря (рис. 5). Таким чином, отримані на рис. 3 – рис. 5 дані дозволяють лише якісно оцінити величину коефіцієнта тепловіддачі. Тому у подальшому доцільно використати отримані в роботі дані для отримання розрахункових значень температур при роботі факельних пристроїв при різних режимах роботи і їх порівняння із експериментально отриманими величинами, що потребує додаткових досліджень.

7. Висновки

1. Розроблено математичну модель для дослідження температурного режиму факельної установки закритого типу на основі рівняння нестационарної теплопровідності. Прийнято, що для внутрішньої поверхні огорожувального кожуха застосовуються граничні умови першого роду, а на зовнішній – третього роду. Для побудови моделі прийняті припущення щодо температурних параметрів горючого середовища та геометричних розмірів факельного пристрою.

2. При розрахунку у відповідності до отриманої моделі критерію подібності теплових процесів встановлено, що в залежності від температури зовнішнього середовища його значення можуть змінюватися в межах 10–24 %. При цьому геометричні параметри факельного пристрою мають суттєвіший вплив на критерій – до 65 %. Далі отримані аналітичні залежності коефіцієнта тепловіддачі α від характерного геометричного розміру, а також від температури повітря і температури поверхні кожуха. Показано, що його величина може змінюватися до 1000 % в залежності від лінійного розміру та температури поверхні кожуха.

Література

1. Smith J. D., Jackson R., Suo-Antilla A. Estimated flare emissions created during flare ignition transient. International Conference on Environmental Impacts of the Oil and Gas Industries: Kurdistan Region of Iraq as a Case Study (EIOGI). 2017. P. 1–2. doi: 10.1109/EIOGI.2017.8267637

2. Taghavifar M., Zandi M. A review of new flare gases recovery methods to increase energy efficiency and reduce pollutants. 9-th Iranian Conference on Renewable Energy & Distributed Generation (ICREDG). 2022. P. 1–6. doi: 10.1109/ICREDG54199.2022.9804550

3. Зімін С. І., Афанасенко К. А., Липовий В. О. Температурний режим факельної установки закритого типу. Проблеми надзвичайних ситуацій: Збірка наукових праць. 2022. Вип. 2(36). С. 267–279. doi: 10.52363/2524-0226-2022-36-20

4. Afanasenko K., Lypovyi V. Zimin S. Manufacturing entities flare systems fire hazard analysis. Inzynieria Bezpieczenstwa Obiektów Antropogenicznych. 2021. № 1. P. 9–14. doi: 10.37105/iboa.102

5. ВБН В.1.1-00013741-001:2008. Факельні системи. Промислова безпека. Основні вимоги. Чинний від 2008-07-03. Вид. офіц. Київ: Мінпаливенерго України, 2008. 44 с. URL: http://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page?id_doc=78441

6. Михайлюк О. П., Афанасенко К. А., Савченко О. В., Зімін С. І., Статівка Є. С. Дослідження щодо безпечного розташування факельних систем біогазової установки. Проблеми пожежної безпеки: Сборник научных трудов. 2020. Вип. 47. С. 81–85. URL: <https://nuczu.edu.ua/images/topmenu/science/zbirky-naukovykh-prats-ppb/ppb47/12.pdf>

7. Process flare systems safety, selection, sizing, and troubleshooting. Kolmetz Handbook Of Process Equipment Design. Kolmetz Karl et al. KLM Technology Group, 2020. 128 p. URL: https://www.researchgate.net/publication/338831959_PROCESS_FLARE_SYSTEMS_SAFETY_SELECTION_SIZING_AND_TROUBLESHOOTING_Kolmetz_Handbook_Of_Process_Equipment_Design

8. Serth R., Lestina Th. Process Heat Transfer. Principles, Applications and Rules of Thumb. 2nd Edition. Academic Press, 2014. 770 p. doi: 10.1016/C2011-0-07242-3

9. Roetzel W., Luo X., Chen D. Design and Operation of Heat Exchangers and their Networks. Academic Press, 2020. 577 p. doi: 10.1016/C2017-0-03210-X

10. Nitsche M., Gbadamosi R. O. Heat Exchanger Design Guide. A Practical Guide for Planning, Selecting and Designing of Shell and Tube Exchangers. Academic Press, 2016. 270 p. doi: 10.1016/C2014-0-04971-4

11. Нікіпчук С. В. Визначення коефіцієнта теплопередачі в двигуні приводу пожежно-рятувального обладнання аналітичними засобами. Пожежна та техногенна безпека. Теорія, практика, інновації: матеріали міжнародної науково-практичної конференції, Львів: 20–21 жовтня 2016. ЛДУБЖД. 2016. С. 433–435. URL: https://sci.ldubgd.edu.ua/bitstream/123456789/9064/1/Kondor_Hashchuk_Nikipchuk.pdf

12. Чепурний М. М., Резидент Н. В. Тепломасообмін в прикладах і задачах: навчальний посібник. Вінниця, 2011. 128 с. URL: <https://ir.lib.vntu.edu.ua/bitstream/handle/123456789/8043/%D0%A7%D0%B5%D0%BF%D1%83%D1%80%D0%BD%D0%B8%D0%B9%20%D0%A2%D0%B5%D0%BF%D0%BB%D0%BE%D0%BC%D0%B0%D1%81%D0%BE%D0%BE%D0%B1%D0%BC%D1%96%D0%BD.pdf?sequence=4&isAllowed=y>

13. Гільчук А. В., Халатов А. А., Доник Т. В. Теорія теплопровідності: навчальний посібник. Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. 153 с. URL: <https://ela.kpi.ua/server/api/core/bitstreams/f2c859d5-be0b-486f-80c1-7e3fc320b662/content>

S. Zimin, Researcher of the Department

*K. Afanasenko, PhD, Associate Professor, Deputy Head of the Department
National University of Civil Defence of Ukraine, Kharkiv, Ukraine*

THE HEAT TRANSFER COEFFICIENT OF THE TORCH INSTALLATION UNDER THE CONDITIONS OF FREE CONVECTION

A model is proposed for the study of temperature regimes of flare devices of biogas complexes based on the equation of non-stationary thermal conductivity. Despite the generally extremely complex phenomenon of heat exchange, heat transfer, and heat transfer, during the operation of the flare device

such conditions exist that allow relying on relatively simple model descriptions, which can allow an assessment of the degree of danger of thermal radiation during its operation. The calculation scheme of the shielding pipe of the flare device with the calculation parameters was built and considered. Boundary conditions of the first kind on the inner and of the third kind on the outer surface of the casing wall of the flare device pipe are adopted. To build the model, the following assumptions were made: the temperature on the inner wall of the casing is the same and equal to the temperature of the biogas combustion products; the calculation scheme does not take into account thermal conductivity through the production armature of the flare device; in the process of heating, the geometric parameters of the casing wall do not change. It was determined that the heat transfer coefficient when using a flare device for burning biogas can be determined from the expression for determining the criterion of similarity of thermal processes. When calculating the criterion of similarity of thermal processes according to the obtained model, it was found that depending on the temperature of the external environment, its values can vary by 10–24 %. At the same time, the geometric parameters of the flare device have a more significant influence on the specified criteria – up to 65 %. The obtained analytical dependences of the heat transfer coefficient α on the characteristic geometric size, as well as on the air temperature and the temperature of the casing surface, which allows determining the negative thermal impact on the surrounding environment. It is shown that its value can vary up to 1000 % depending on the linear size and temperature of the casing surface.

Keywords: torch systems, torch pipes, temperature, thermal radiation, heat transfer coefficient

References

1. Smith, J. D., Jackson, R., Suo-Antilla, A. (2017). Estimated flare emissions created during flare ignition transient. International Conference on Environmental Impacts of the Oil and Gas Industries: Kurdistan Region of Iraq as a Case Study (EIOGI), 1–2. doi: 10.1109/EIOGI.2017.8267637
2. Taghavifar, M., Zandi, M. (2022). A review of new flare gases recovery methods to increase energy efficiency and reduce pollutants. 9th Iranian Conference on Renewable Energy & Distributed Generation (ICREDG), 1–6. February 23–24, 2022, Mashhad, Iran. doi: 10.1109/ICREDG54199.2022.9804550
3. Zimin, S., Afanasenko, K., Lypovyi, V. (2022). The temperature regime of a closed-type flare system. Problems of Emergency Situations: Scientific Journal, 2(36), 267–279. doi: 10.52363/2524-0226-2022-36-20
4. Afanasenko, K., Lypovyi, V., Zimin, S. (2021). Manufacturing entities flare systems fire hazard analysis. Inżynieria Bezpieczeństwa Obiektów Antropogenicznych, (1), 9–14. doi: 10.37105/iboa.102
5. Flare systems. Industrial safety. Basic requirements: VBN V.1.1-00013741-001:2008. (2008). Kyiv: Ministry of Fuel and Energy of Ukraine. Available at: http://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page?id_doc=78441
6. Mykhailiuk, O. P., Afanasenko, K. A., Savchenko, O. V., Zimin, S. I., Stativka, E.S. (2020). Research on the safe location of flare systems of a biogas plant. Problems of fire safety: Collection of scientific works, (47), 81–85. Available at: <https://nuczu.edu.ua/images/topmenu/science/zbirky-naukovykh-prats-ppb/ppb47/12.pdf>
7. Kolmetz, K., Ling, Y., Riska. (2020). Process flare systems safety, selection, sizing, and troubleshooting. Kolmetz Handbook Of Process Equipment Design. KLM Technology Group. Available at: https://www.researchgate.net/publication/338831959_PROCESS_FLARE_SYSTEMS_SAFETY_SELECTION_SIZING_AND_TROUBLESHOOTING_Kolmetz_Handbook_Of_Process_Equipment_Design
8. Serth, R., Lestina, T. (2014). Process Heat Transfer. Principles, Applications and Rules of Thumb. 2nd Edition. Academic Press. doi: 10.1016/C2011-0-07242-3
9. Roetzel, W., Luo, X., Chen, D. (2020). Design and Operation of Heat Exchangers and their Networks. Academic Press. doi: 10.1016/C2017-0-03210-X

10. Nitsche, M., Gbadamosi, R. O. (2016). Heat Exchanger Design Guide. A Practical Guide for Planning, Selecting and Designing of Shell and Tube Exchangers. Academic Press. doi: 10.1016/C2014-0-04971-4

9. Nikipchuk, S. V. (2016). Determination of the heat transfer coefficient in the drive engine of fire-rescue equipment by analytical means, Fire and man-made safety. Theory, practice, innovations: Materials of the International Scientific and Practical Conference, 433–435. October, 20–21. LSU LS, Lviv. Available at: https://sci.ldubgd.edu.ua/bitstream/123456789/9064/1/Kondor_Hashchuk_Nikipchuk.pdf

10. Chepurnyi, M. M., Resident, N. V. (2011). Heat and mass transfer in examples and problems: study guide. Vinnitsa. Available at: <https://ir.lib.vntu.edu.ua/bitstream/handle/123456789/8043/%D0%A7%D0%B5%D0%BF%D1%83%D1%80%D0%BD%D0%B8%D0%B9%20%D0%A2%D0%B5%D0%BF%D0%BB%D0%BE%D0%BC%D0%B0%D1%81%D0%BE%D0%BE%D0%B1%D0%BC%D1%96%D0%BD.pdf?sequence=4&isAllowed=y>

11. Hilchuk, A. V., Khalatov, A. A., Donyk, T. V. (2020). Theory of heat conduction: a study guide. Kyiv: KPI named after Igor Sikorsky. Available at: <https://ela.kpi.ua/server/api/core/bitstreams/f2c859d5-be0b-486f-80c1-7e3fc320b662/content>

Надійшла до редколегії: 06.03.2024

Прийнята до друку: 17.04.2024