

УДК 519.6

О. Є. Басманов, д.т.н., професор, головн. н.с. (ORCID 0000-0002-6434-6575)

М. В. Максименко, ад'юнкт ад'юнктури (ORCID 0000-0002-1888-4815)

В. В. Олійник, к.т.н., доцент, заст. нач. каф. (ORCID 0000-0002-5193-1775)

Національний університет цивільного захисту України, Харків, Україна

МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОВОГО ВПЛИВУ ПОЖЕЖІ В РЕЗЕРВУАРІ З НАФТОПРОДУКТОМ НА СУСІДНІЙ РЕЗЕРВУАР

Розглянуто прогнозування наслідків надзвичайних ситуацій, обумовлених пожежею вертикального сталевих резервуарів з нафтопродуктом в резервуарній групі. Внаслідок теплового впливу пожежі на сусідні резервуари виникає загроза її каскадного розповсюдження. Обґрунтовано припущення, на які спирається модель нагріву стінки резервуара під тепловим впливом пожежі в сусідньому резервуарі. Така модель являє собою диференціальне рівняння, що описує процес передачі тепла всередині стінки резервуара, з крайовими умовами на зовнішній і внутрішній поверхнях стінки. Ці крайові умови описують теплообмін поверхонь стінок з факелом, навколишнім середовищем і пароповітряною сумішшю в газовому просторі резервуара. Модель враховує як променевий, так і конвекційний теплообмін. Отримано оцінку значення коефіцієнта взаємного опромінення з факелом для довільної точки на стінці резервуара. Показано, що після переходу до безрозмірних координат значення коефіцієнта опромінення для всіх резервуарів місткістю до 20 тис. м³ включно залежить лише від типу рідини – горючої або легкозаймистої. Із використанням методів теорії подібності отримано оцінку коефіцієнта конвекційного теплообміну в умовах вільної конвекції з навколишнім повітрям для зовнішньої поверхні стінки резервуара і з пароповітряною сумішшю в газовому просторі резервуара для внутрішньої поверхні стінки. Чисельне розв'язання рівняння теплового балансу для стінки резервуара дозволяє знайти розподіл температур по стінці в довільний момент часу. Це дозволяє визначити область на стінці резервуара, яка потребує охолодження і визначити граничний час його початку. Показано, що вже протягом 5 хвилин після початку пожежі температура частини стінки сусіднього резервуара, оберненої в бік пожежі, сягає небезпечних значень.

Ключові слова: надзвичайна ситуація, пожежа в резервуарі, тепловий вплив пожежі, променевий теплообмін, конвекційний теплообмін

1. Вступ

Резервуарні парки є основним місцем зберігання нафти і нафтопродуктів в процесі їх зберігання і транспортування. Найбільш поширеним типом резервуара є вертикальний сталевий резервуар (РВС) із стаціонарною покрівлею (з понтоном, або без понтона).

Одними із найнебезпечніших надзвичайних ситуацій, що виникають в резервуарних парках, є ситуації, пов'язані з пожежами нафтопродуктів. Причиною пожежі може бути як технологічний збій, наприклад, переповнення резервуара під час його заповнення, так і самоспалахування відкладень сульфідів [1]. Типовим сценарієм розвитку надзвичайної ситуації є зрив покрівлі і вільне горіння над поверхнею рідини. Такі пожежі складають близько 40% від загальної кількості пожеж, що виникають в резервуарних парках. Тепловий вплив пожежі здатний призвести до нагріву конструкцій сусідніх резервуарів до небезпечних температур [2]. Особливу небезпеку складає нагрів сухої стінки резервуара – частини стінки, що знаходиться вище рівня нафтопродукту і, внаслідок цього, не охолоджується ним. Нагрів сухої стінки до температури самоспалахування парів нафтопродукту може призвести до вибуху пароповітряної суміші в газовому просторі резервуара (якщо концентрація парів лежить в межах від нижньої до верхньої концентраційної межі розповсюдження полум'я), або до виникнення

факельного горіння на виході з дихальних отворів резервуара (якщо концентрація парів в газовому просторі перевищує верхню концентраційну межу розповсюдження полум'я).

Таким чином, скупчення горючих і легкозаймистих рідин на порівняно невеликій площі створює загрозу каскадного розвитку надзвичайної ситуації в резервуарному парку.

2. Аналіз літературних даних та постановка проблеми

В [3] наведено результати теоретичного і експериментального дослідження структури факела над резервуаром з нафтою, що горить. Зокрема, визначена висоту полум'я і умови, при яких факели над двома резервуарами можуть з'єднуватися в один. Але тепловий вплив пожежі на інші об'єкти резервуарного парку в роботі не розглядається. В [4] побудовано імовірнісну модель розвитку надзвичайної ситуації в резервуарному парку, яка базується на методі Монте-Карло для визначення ймовірності виникнення горіння в окремому резервуарі. Але при цьому поза увагою залишаються фізичні моделі теплопередачі при пожежі.

В [5] побудовано модель, що описує динаміку зміни температури стінки резервуара внаслідок пожежі в резервуарному парку, але при цьому розглядається лише променева складова теплопередачі, а конвекційна складова залишена поза увагою. В [6] досліджується теплове випромінювання від рідини, що горить і розтікається, але й там конвекційна складова залишена поза увагою. В [7] експериментально досліджено швидкість вигорання і тепловий потік від горючих рідин. Але тепловий вплив пожежі на навколишні об'єкти в роботі не розглядається. В [8] за допомогою симулятора динаміки пожежі (FDS) розглядається тепловий потік від рідини, що горить в резервуарі, визначено безпечні відстані і тепловий вплив на пожежні підрозділи, задіяні в ліквідації пожежі.

В [9] досліджується розподіл температури по стінці вертикального сталевого резервуара внаслідок теплового впливу пожежі в іншому резервуарі. В якості крайових умов обрано крайові умови третього роду, що описують променевий теплообмін з факелом пожежі і розігрітими стінками резервуара, що горить. Але конвекційна складова теплообміну в роботі не розглянута. В [10] детально проаналізовано структуру полум'я над резервуаром з нафтопродуктом: виділено нижній і верхній шарі полум'я, які мають різну температуру і ступінь чорноти. Розглянуто тепловий вплив на сусідній резервуар з нафтопродуктом, але не враховано різні температури на зовнішній і внутрішній поверхнях стінки резервуара.

В [11] розглядається розлив і пожежа горючої рідини в обвалуванні резервуара, а також можливість каскадного розповсюдження пожежі на резервуар. Випадок горіння нафтопродукту лише в резервуарі залишається нерозглянутим. В [12] побудовано модель теплового впливу пожежі розливу горючої рідини в обвалуванні на резервуар з нафтопродуктом, але випадок горіння рідини в резервуарі не розглядається. Системи охолодження резервуарів в резервуарному парку проаналізовано в [13], але визначення областей, які потребують охолодження, як і граничний час початку охолодження в роботі не розглянуто.

Таким чином, аналіз моделей теплового впливу пожежі нафтопродукту в резервуарі на сусідні резервуари засвідчив, що розглядається променева складова теплообміну, а конвекційна залишається поза увагою. Це, в свою чергу, може призводити до похибки в оцінці наслідків теплового впливу пожежі на резервуар.

3. Мета та завдання дослідження

Метою роботи є прогнозування наслідків надзвичайної ситуації, обумовленої пожежею горючої рідини в вертикальному сталевому резервуарі, шляхом побудови математичної моделі теплового впливу пожежі на сусідні резервуари.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні завдання:

- побудувати модель теплового впливу пожежі в резервуарі з нафтопродуктом на сусідній резервуар і обґрунтувати припущення, на які вона спирається;
- оцінити значення коефіцієнта взаємного опромінення факела і точки на стінці резервуара;
- оцінити значення коефіцієнта конвекційного теплообміну між стінкою резервуара і повітряним середовищем зовні і всередині резервуара;
- розв’язати рівняння теплового балансу для стінки резервуара.

4. Побудова моделі нагріву стінки резервуара під тепловим впливом пожежі в сусідньому резервуарі

4.1. Основні припущення, на які спирається модель теплового впливу пожежі в резервуарі на сусідній резервуар

При побудові моделі теплового впливу пожежі в резервуарі на сусідній резервуар будемо виходити з наступних припущень.

1. Передача тепла від факела до стінки сусіднього резервуара відбувається виключно випромінюванням.
2. Зовнішня поверхня стінки резервуара приймає участь в теплообміні випромінюванням і конвекцією із навколишнім середовищем
3. Внутрішня поверхня стінки резервуара приймає участь в теплообміні випромінюванням і конвекцією з середовищем всередині резервуара.
4. Градієнт температури вздовж поверхні стінки резервуара значно менший, ніж градієнт температури по глибині стінки, внаслідок чого прогрів стінки описується одномірним рівнянням теплопровідності вздовж осі, направленої по нормалі до поверхні стінки резервуара.

Обґрунтуємо зроблені припущення.

Передача тепла при горінні відбувається шляхом випромінювання, конвекції і теплопровідності. При горінні резервуара конвекційний потік, утворений продуктами горіння і розігрітим повітрям, спрямований вгору і не впливає на сусідні резервуари (рис. 1). Теплопровідність повітря занадто мала (тепловий потік на чотири порядки менше порівняно з тепловим потоком через випромінювання), щоб мати істотний вплив на сусідні об’єкти. Саме на це і спирається припущення 1.

Припущення 2 і 3 ґрунтуються на тому, що, нагріваючись, стінка резервуара випромінює тепло у навколишнє середовище і в середину газового простору резервуара. Також має місце конвекційний теплообмін з навколишнім повітрям і пароповітряною сумішшю в газовому просторі резервуара.

Сталевий резервуар має товщину стінки до 10 мм. У випадку пожежі в сусідньому резервуарі внутрішня і зовнішня поверхня знаходяться в різних умовах, оскільки зовнішня поверхня піддається тепловому впливу випромінюванням від факелу пожежі, а внутрішня – ні.

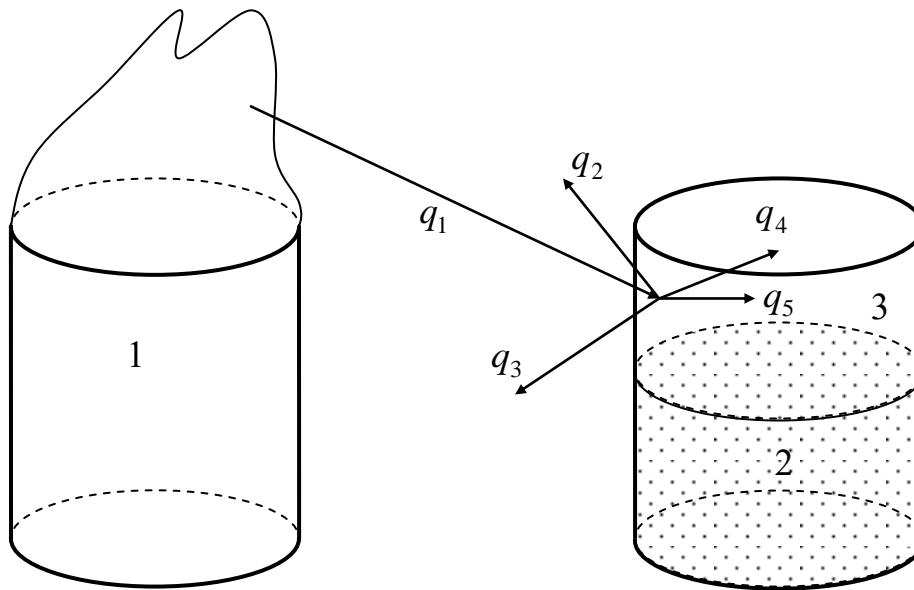


Рис. 1. Нагрів сталевго резервуара під впливом пожежі в сусідньому резервуарі: 1 – резервуар, що горить; 2 – нафтопродукт; 3 – пароповітряна суміш в газовому просторі резервуара

Наявність теплового потоку на зовнішню поверхню й обумовлює градієнт температур між зовнішньою і внутрішньою поверхнями стінки. В той же час тепловий потік від пожежі до точок зовнішньої поверхні стінки резервуара, розташованих на відстані 10 мм, є практично однаковим. Отже градієнтом температур вздовж стінки резервуара є значно меншим порівняно з градієнтом температур по її глибині (припущення 4).

Нехай δ – товщина стінки резервуара. Розглянемо довільну точку на зовнішній поверхні стінки резервуара і відповідну до неї точку на внутрішній поверхні. На точку на зовнішній поверхні припадає тепловий потік щільністю

$$q_{\text{out}} = q_1 - q_2 - q_3,$$

де q_1 – щільність теплового потоку випромінюванням від пожежі; q_2 – щільність теплового потоку випромінювання від нагрітої стінки до навколишнього середовища; q_3 – щільність теплового потоку внаслідок конвекційного теплообміну з повітрям (рис. 1, 2). Внаслідок нагріву внутрішня поверхня стінки віддає тепло в газовий простір резервуара з щільністю

$$q_{\text{in}} = q_4 + q_5,$$

де q_4 – щільність теплового потоку випромінюванням від точки на внутрішній поверхні стінки; q_5 – щільність теплового потоку внаслідок конвекційного теплообміну стінки з пароповітряною сумішшю в газовому просторі резервуара.

Різниця температур між точками на зовнішній і внутрішній поверхнях стінки резервуара обумовлює тепловий потік крізь стінку.

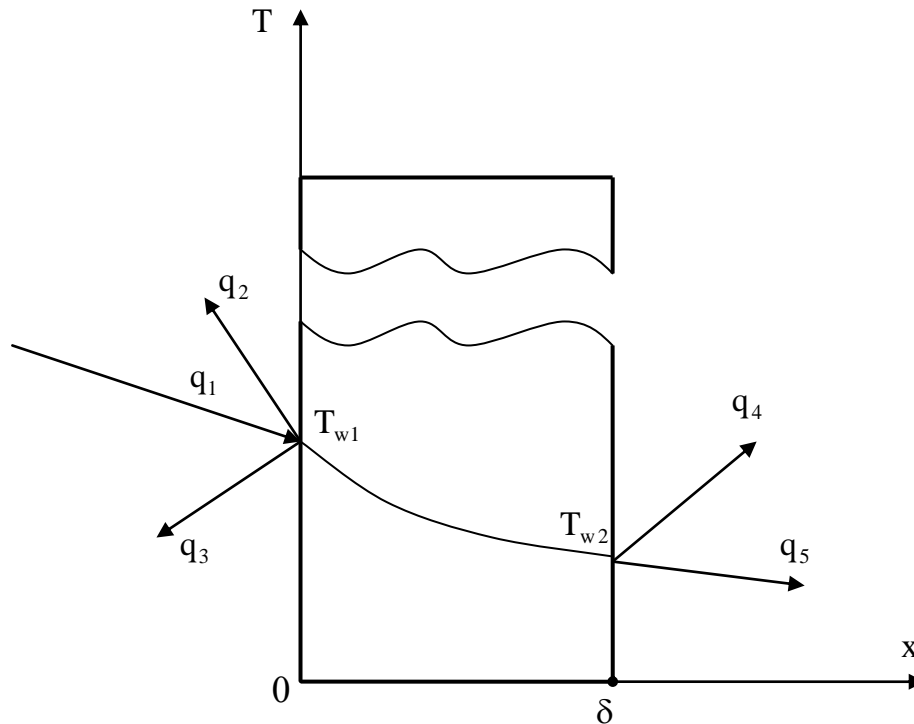


Рис. 2. Нагрів сухої стінки резервуара під тепловим впливом пожежі

Розповсюдження тепла вглибину стінки описується одномірним рівнянням теплопровідності

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \frac{\partial^2 T}{\partial x^2}, \quad 0 < x < \delta, \quad t > 0, \quad (1)$$

де $T(x, t)$ – температура у точці x в момент часу t ; a – коефіцієнт температуропровідності; λ , c , ρ – коефіцієнт теплопровідності, питома теплоємність і густина сталі відповідно; $x = 0$ – відповідає точці на зовнішній поверхні стінки; $x = \delta$ – точці на внутрішній поверхні стінки.

В початковий момент часу (до початку пожежі) температура всередині стінки дорівнює температурі навколишнього середовища T_0 :

$$T(x, 0) = T_0, \quad 0 \leq x \leq \delta, \quad (2)$$

Наявність теплового потоку на зовнішню стінку обумовлює крайову умову другого роду:

$$\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=0} = -\frac{1}{\lambda} (q_1 - q_2 - q_3). \quad (3)$$

На внутрішній стінці крайова умова буде мати вигляд

$$\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=\delta} = -\frac{1}{\lambda} (q_4 + q_5). \quad (4)$$

Визначимо складові теплових потоків, що припадають на зовнішню і внутрішню поверхні стінки резервуара. Щільність теплового потоку від факела пожежі визначається законом Стефана-Больцмана:

$$q_1 = c_0 \varepsilon_f \varepsilon_w \left[\left(\frac{T_f}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{out}}{100} \right)^4 \right] \Phi, \quad (5)$$

де $c_0 = 5,67 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}^4}$ – стала; ε_f , ε_w – ступіні чорноти випромінюючої поверхні факела і стінки резервуара відповідно; T_f – температура поверхні факела; T_{out} – температура зовнішньої поверхні стінки резервуара; Φ – коефіцієнт взаємного опромінення між факелом і точкою на поверхні резервуара.

Нагрівуючись стінка віддає тепло в навколишнє середовище випромінюванням. Щільність цього теплового потоку, відповідно до закону Стефана-Больцмана, складає

$$q_2 = c_0 \varepsilon_w \left[\left(\frac{T_{out}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_0}{100} \right)^4 \right] (1 - \Phi). \quad (6)$$

Також стінка приймає участь в конвекційному теплообміні з навколишнім повітрям. Щільність утвореного цим теплового потоку складає

$$q_3 = \alpha_{out} (T_{out} - T_0), \quad (7)$$

де α_{out} – коефіцієнт конвекційного теплообміну з навколишнім повітрям. Підставляючи (5), (6), (7) в (3), отримуємо вираз для крайової умови на зовнішній поверхні стінки резервуара

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=0} = & - \frac{c_0 \varepsilon_f \varepsilon_w}{\lambda} \left[\left(\frac{T_f}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{out}}{100} \right)^4 \right] \Phi + \frac{c_0 \varepsilon_w}{\lambda} \left[\left(\frac{T_{out}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_0}{100} \right)^4 \right] (1 - \Phi) + \\ & + \frac{\alpha_{out}}{\lambda} (T_{out} - T_0). \end{aligned} \quad (8)$$

Розглянемо теплові потоки від внутрішньої поверхні стінки резервуара. Щільність теплового потоку випромінюванням складає

$$q_4 = c_0 \varepsilon_w \left[\left(\frac{T_{in}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_0}{100} \right)^4 \right], \quad (9)$$

де T_{in} – температура внутрішньої поверхні стінки резервуара. Щільність теплового потоку внаслідок конвекційного теплообміну з пароповітряною сумішшю в газовому просторі резервуара:

$$q_5 = \alpha_{in}(T_{in} - T_0), \quad (10)$$

де α_{in} – коефіцієнт конвекційного теплообміну з пароповітряною сумішшю. Підставляючи (9) і (10) в (4), отримуємо крайову умову на внутрішній поверхні стінки резервуара

$$\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=\delta} = -\frac{c_0 \varepsilon_w}{\lambda} \left[\left(\frac{T_{in}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_0}{100} \right)^4 \right] - \frac{\alpha_{in}}{\lambda} (T_{in} - T_0). \quad (11)$$

Таким чином, диференціальне рівняння параболічного типу (1) разом з крайовими умовами (8) і (11), а також початковою умовою (2) описують динаміку зміни температури в стінці вертикально сталевому резервуару.

4.2. Оцінка величини коефіцієнта взаємного опромінення з факелом

Вирази (5) і (6) для теплових потоків q_1 і q_2 містять коефіцієнт взаємного опромінення φ між факелом та точкою на поверхні резервуара. Його величина дається формулою

$$\varphi = \frac{1}{\pi} \iint_S \frac{\cos \psi_1 \cos \psi_2}{r^2} dS, \quad (12)$$

де ψ_1 – кут між нормальним вектором до поверхні факела \vec{n}_1 і радіус-вектором \vec{r} , що з'єднує точку на поверхні факела і точку на стінці резервуара; ψ_2 – кут між нормальним вектором до поверхні резервуара \vec{n}_2 і радіус-вектором \vec{r} (рис. 3). При цьому інтеграл обчислюється лише по тій частині поверхні факела, яка видна із даної точки на стінці резервуара (тобто $\cos \psi_1 > 0$, $\cos \psi_2 > 0$).

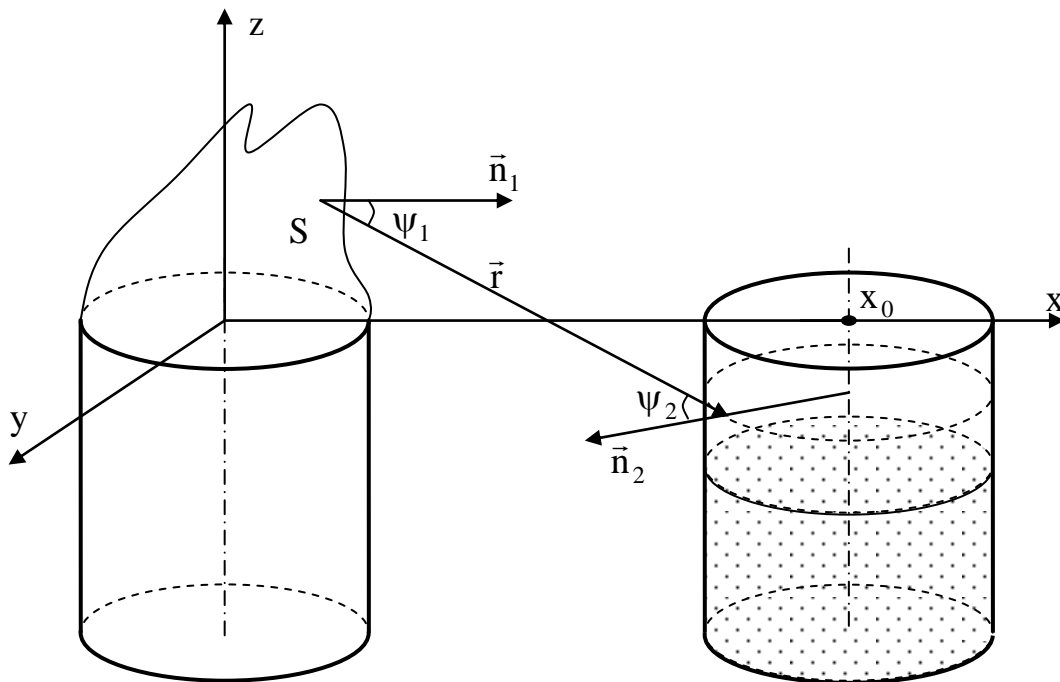


Рис. 3. Обчислення площі взаємного опромінення між факелом і точкою на стінці резервуара

Оберемо систему координат так, щоб вісь Z співпадала з віссю резервуара, що горить, а початок координат знаходився на висоті резервуара, що горить. Вісь X спрямуємо таким чином, щоб вона перетинала вертикальну вісь резервуара, що не горить (рис. 3). Таким чином, вісь резервуара, що не горить, буде перетинати вісь X у точці x_0 .

Рівняння поверхні факела запишемо в параметричній формі:

$$\begin{cases} x_1 = x_1(u, v); \\ y_1 = y_1(u, v); \\ z_1 = z_1(u, v); \\ u_1 \leq u \leq u_2, v_1 \leq v \leq v_2; \end{cases} \quad (13)$$

Враховуючи, що вісь резервуара, який не горить, перетинає вісь X у точці x_0 , координати точки на стінці резервуара можуть бути подані у вигляді

$$\begin{cases} x_2 = x_0 + R \cos \alpha; \\ y_2 = R \sin \alpha; \\ z_2 = z, \end{cases} \quad (14)$$

де R – радіус резервуара, що нагрівається під тепловим впливом пожежі; α – полярний кут, який відповідає точці (x_2, y_2, z_2) на стінці резервуара.

Підстановка виразів (13)-(14) у (12) дає

$$\varphi = \frac{1}{\pi} \int_{u_1}^{u_2} \int_{v_1}^{v_2} \frac{A(x_0 + R \cos \alpha - x_1) + B(R \sin \alpha - y_1) + C(z - z_1)}{\left[(x_1 - x_0 - R \cos \alpha)^2 + (y_1 - R \sin \alpha)^2 + (z_1 - z)^2 \right]^{\frac{3}{2}}} \times \\ \left[(x_1 - x_0) \cos \alpha + y_1 \sin \alpha - R \right] du dv. \quad (15)$$

Таким чином, коефіцієнт взаємного опромінення суттєво залежить від форми факела над резервуаром.

Візуальні спостереження за горінням нафтопродуктів у резервуарах дозволяють вважати, що факел має форму конуса. При цьому висота конуса L пов'язана із радіусом його основи R_f співвідношенням

$$L = cR_f, \quad (16)$$

де c – стала, яка залежить від типу нафтопродукту. Для горючих рідин приймається $c = 2,4$, а для легкозаймистих – $c = 2,8$.

Це дозволяє описати поверхню факела у вигляді

$$\begin{cases} x_1 = u \cos v; \\ y_1 = u \sin v; \\ z_1 = c(R_f - u); \\ 0 \leq u \leq R_f, 0 \leq v \leq 2\pi, \end{cases} \quad (17)$$

де враховано співвідношення (16). Тоді вираз (15) набуде вигляду

$$\varphi = \frac{1}{\pi} \int_0^{R_f} du \int_0^{2\pi} dv \times$$

$$\times \frac{u [c \cos v (x_0 + R \cos \alpha) + cR \sin v \sin \alpha + z - cR_f]}{\left[(u \cos v - x_0 - R \cos \alpha)^2 + (u \sin v - R \sin \alpha)^2 + (c(R_f - u) - z)^2 \right]^{3/2}} \times$$

$$\times [(u \cos v - x_0) \cos \alpha + u \sin v \sin \alpha - R]. \quad (18)$$

У випадку пожежі в резервуарній групі, до якої входять однакові резервуари, $R_f = R$. Це дозволяє спростити вираз (18):

$$\varphi = \frac{1}{\pi} \int_0^1 du \int_0^{2\pi} dv \times$$

$$\times \frac{u [c \cos v (x_0/R + \cos \alpha) + c \sin v \sin \alpha + z/R - c]}{\left[(u \cos v - x_0/R - \cos \alpha)^2 + (u \sin v - \sin \alpha)^2 + (c(1 - u) - z/R)^2 \right]^{3/2}} \times$$

$$\times [(u \cos v - x_0/R) \cos \alpha + u \sin v \sin \alpha - 1]. \quad (19)$$

В якості прикладу на рис. 4 наведено розподіл коефіцієнта опромінення по стінці резервуара у випадку пожежі горючої рідини в одному з резервуарів у резервуарній групі РВС-10000 (діаметр $D=28,5$ м, висота $H=18$ м) [14]. Відстань між резервуарами прийнято $0,75D$.

У випадку легкозаймистої рідини (рис. 5) коефіцієнт опромінення буде більшим внаслідок більшої довжини факела.

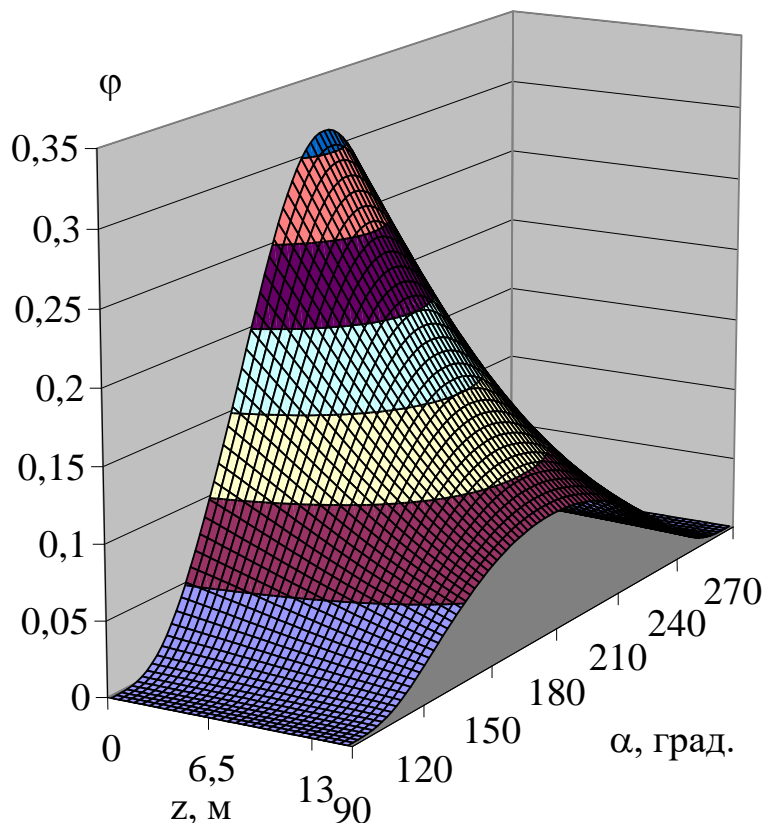


Рис. 4. Розподіл коефіцієнта опромінення стінки резервуара при пожежі горючої рідини в одному з резервуарів резервуарної групи РВС-10000

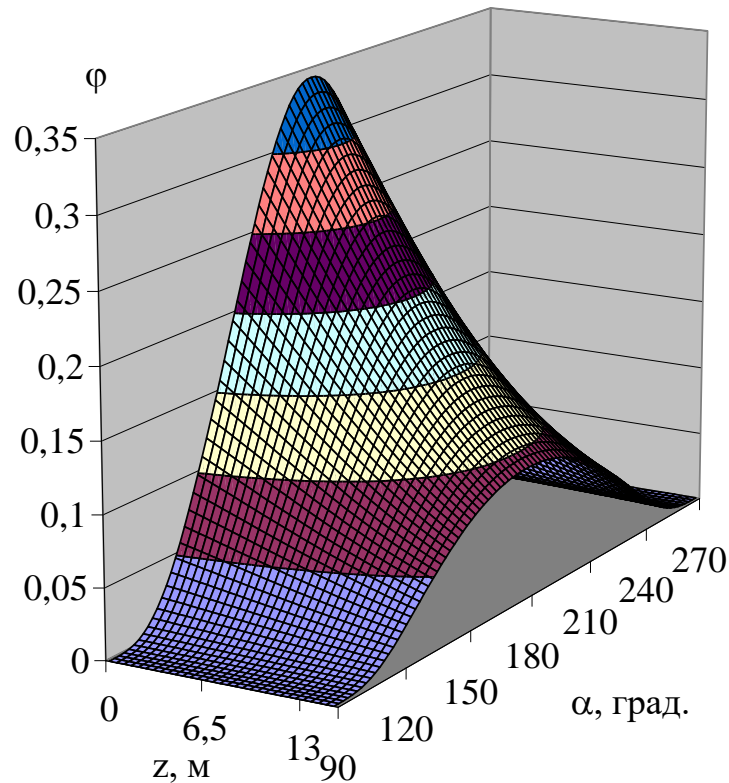


Рис. 5. Розподіл коефіцієнта опромінення стінки резервуара при пожежі легкозаймистої рідини в одному з резервуарів резервуарної групи РВС-10000

Аналіз залежностей на рис. 4, 5 свідчить, що максимальне значення теплового потоку припадає на верхню частину резервуара, обернену в бік пожежі.

Відповідно до нормативних вимог, резервуари у групах розміщують на відстані $0,75D$ один від одного, але не більше 30 м. Це означає, що для всіх резервуарів з діаметром $D \leq 30/0,75 = 40$ (м), можуть бути використані графічні залежності на рис. 4, 5 за умови перерахунку:

$$z = z_{10} \frac{D}{D_{10}},$$

де z_{10} – координата z на рис. 4, 5; D_{10} – діаметр резервуара РВС-10000; D – діаметр резервуара, для якого обчислюється коефіцієнт опромінення факелом.

Такий підхід є можливим внаслідок того, що залежність (19) містить безрозмірні параметри x_0/R , z/R у підінтегральній функції.

Відзначимо, що умові $D \leq 40$ м відповідають всі резервуари не більше РВС-20000.

4.3. Оцінка величини коефіцієнта конвекційного теплообміну

Вирази (7), (10) для щільності теплових потоків q_3 , q_5 містять коефіцієнт конвекційного теплообміну α . Його значення суттєво залежить від режиму конвекції – вільної або вимушеної. За умов відсутності вітру конвекція носить вільний характер і вираз для коефіцієнта теплообміну має вигляд

$$\alpha = 0,135\lambda_f \left(\frac{2gPr}{v^2} \right)^{1/3} \left(\frac{T_w - T_0}{T_w + T_0} \right)^{1/3},$$

де λ_f , ν , Pr – коефіцієнт теплопровідності, кінематична в'язкість і число Прандтля повітряного середовища; g – прискорення вільного падіння; T_w – температура поверхні стінки резервуара. При цьому значення параметрів λ_f , ν , Pr беруться у відповідності до визначаючої температури T_m :

$$T_m = \frac{T_w + T_0}{2}.$$

В [15] показано, що залежність

$$f(T_m) = 0,135\lambda_f \left(\frac{2gPr}{\nu^2} \right)^{1/3}$$

може бути апроксимована виразом

$$\tilde{f}(T_m) = -0,0082T_m + 15,904$$

із похибкою, що не перевищує 4,5% у діапазоні температур $T_m = (273 \div 773)$ К. Таким чином, за умови відсутності вітру коефіцієнт конвекційного теплообміну буде мати вигляд

$$\alpha_{in} = \alpha_{out} = \left(15,904 - 0,0082 \frac{T_w + T_0}{2} \right) \left(\frac{T_w - T_0}{T_w + T_0} \right)^{1/3}. \quad (20)$$

В якості приклада на рис. 6 наведено залежність коефіцієнта конвекційного теплообміну від температури стінки резервуара за умови вільної конвекції і температури повітряного середовища $T_0 = 20$ °С.

Аналіз графічної залежності на рис. 6 показує, що спочатку коефіцієнт конвекційного теплообміну стрімко зростає з ростом температури стінки, досягаючи $6 \text{ Вт/м}^2 \text{ К}$. Потім зростання сповільнюється, і величина коефіцієнта конвекційного теплообміну не перевищує $6 \text{ Вт/м}^2 \text{ К}$ при температурі стінки до 500 °С.

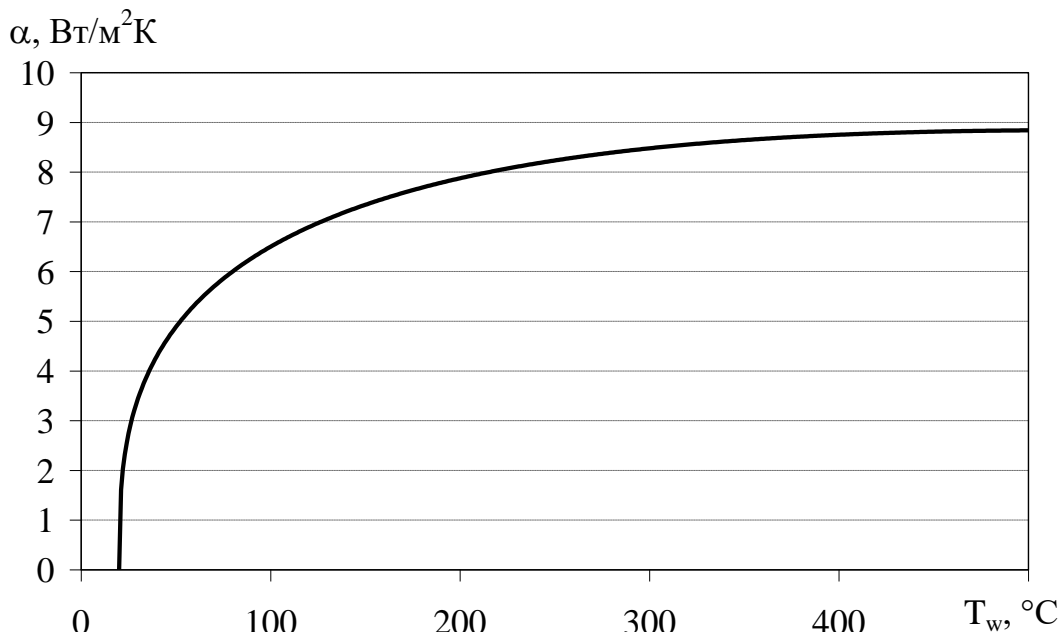


Рис. 6. Значення коефіцієнту конвекційного теплообміну в залежності від температури стінки резервуара у випадку вільної конвекції

4.4. Розв'язання рівняння теплопровідності в стінці резервуара

Знайдені вище оцінки коефіцієнтів взаємного опромінення і конвекційного теплообміну дозволяють розв'язати диференціальне рівняння теплопровідності (1) з крайовими умовами (8) і (11), початковою умовою (2) шляхом переходу від частинних похідних до їх апроксимацій за допомогою скінчених різниць. Для цього розіб'ємо відрізок $[0, \delta]$ на n рівних відрізків довжиною Δx точками x_0, x_2, \dots, x_n , де $x_0=0, x_n=\delta$.

На рис. 7 наведено динаміку зміни температури зовнішньої поверхні стінки резервуара РВС-10000, оберненої в бік пожежі в аналогічному резервуарі з нафтою, для різних відстаней від верхнього краю резервуара. При цьому були прийняті наступні значення параметрів: $T_f = 1100 \text{ }^\circ\text{C}$; $\varepsilon_f = 0,85$; $\varepsilon_f = 0,8$; $\delta = 8 \text{ мм}$.

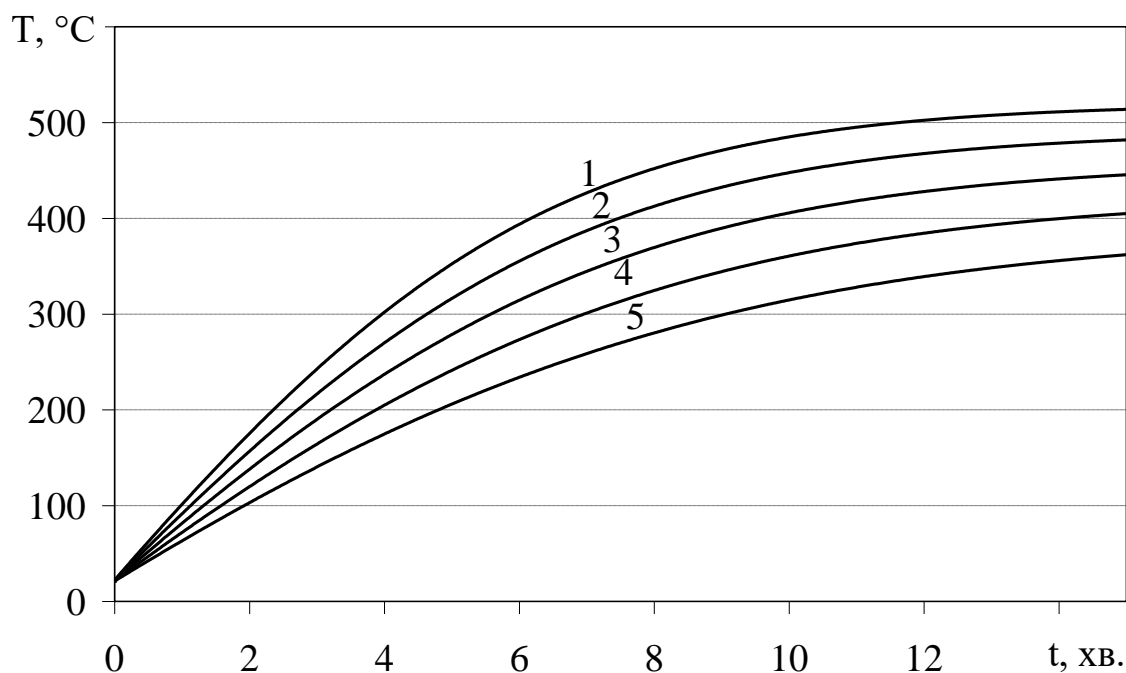


Рис. 7. Динаміка зміни температури зовнішньої поверхні стінки резервуара РВС-10000, оберненої в бік пожежі в такому ж резервуарі, в залежності від відстані z від верхнього краю резервуара: 1 – $z = 0$; 2 – $z = 2 \text{ м}$; 3 – $z = 4 \text{ м}$; 4 – $z = 6 \text{ м}$; 5 – $z = 8 \text{ м}$

Аналіз графічних залежностей на рис. 7 показує, що стінка, обернена в бік пожежі вже через 5 хв. досягає температури само спалахування парів нафтопродукту, що може призвести до факельного горіння парів на виході з дихальної арматури або до вибуху пароповітряної суміші у газовому просторі резервуара.

Аналіз розподілу температур всередині стінки резервуара (рис. 8) свідчить, що різниця температур між зовнішньою і внутрішньою поверхнею стінки не перевищує $4 \text{ }^\circ\text{C}$.

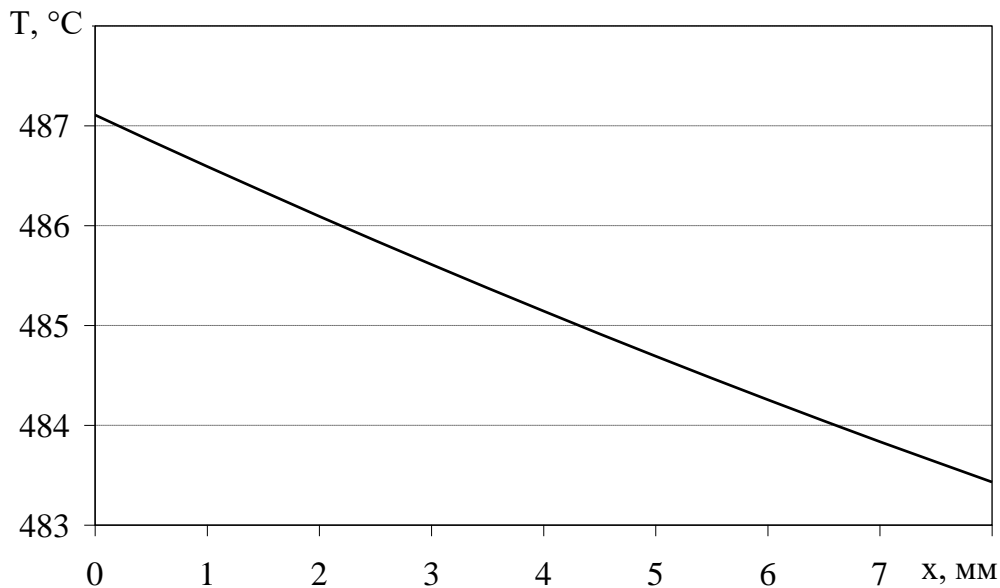


Рис. 8. Розподіл температур всередині стінки резервуара на його верхньому краї з боку, оберненого в бік пожежі, через 10 хв. після її початку

5. Обговорення результатів побудови моделі теплового впливу пожежі на сусідній резервуар

Модель нагріву стінки вертикального сталевого резервуара з нафтопродуктом під тепловим впливом пожежі в сусіднім резервуарі враховує

- променевий теплообмін стінки резервуара, що нагрівається, з факелом пожежі і з навколишнім середовищем;
- конвекційний теплообмін зовнішньої поверхні стінки резервуара з навколишнім повітрям, а внутрішньої поверхні стінки – з пароповітряною сумішшю в газовому просторі резервуара.

Модель являє собою диференціальне рівняння, що описує процес передачі тепла всередині стінки резервуара, з крайовими умовами на зовнішній і внутрішній поверхнях стінки і початковою умовою, що описує розподіл температур до початку пожежі. Ці крайові умови описують теплообмін поверхонь стінок з факелом, навколишнім середовищем і пароповітряною сумішшю в газовому просторі резервуара.

Для визначення теплообміну шляхом випромінювання з факелом і навколишнім середовищем проведено оцінку значення коефіцієнта взаємного опромінення між довільною точкою на стінці резервуара і факелом пожежі. Це значення залежить від типу нафтопродукту, що горить, розмірів резервуарів і відстаней між ними. Із врахуванням вимог, що висуваються до розміщення резервуарів в групах (відстань $0,75D$ між стінками сусідніх резервуарів, але не більше 30 м), показано, що для всіх резервуарів до РВС-20000 включно перехід до безрозмірних координат на стінці резервуара, що нагрівається, зводить залежність коефіцієнта взаємного опромінення до залежності лише від типу рідини – горючої або легкозаймистої. В першому випадку максимальне значення коефіцієнта взаємного опромінення сягає 0,313 (рис. 4), а в другому – 0,344 (рис. 5). Аналіз залежностей на рис. 4, 5 свідчить, що в обох випадках максимальне значення коефіцієнта взаємного опромінення досягається на верхньому краї стінки, оберненої в бік пожежі. Значення коефіцієнта монотонно спадає з віддаленням від цієї точки як за висотою резервуара, так і за кутом.

Для врахування коефіцієнту конвекційного теплообміну стінки з навколишнім повітрям і пароповітряною сумішшю всередині резервуара побудовано оцінку значення коефіцієнта конвекційного теплообміну. Це значення отримане із використанням методів теорії подібності за умови вільної конвекції. Значення коефіцієнта конвекційного теплообміну монотонно зростає зі збільшенням температури стінки і знаходиться в межах до $9 \text{ Вт/м}^2\text{К}$ (рис. 6). Відзначимо, що спочатку коефіцієнт конвекційного теплообміну швидко зростає, досягаючи значення $9 \text{ Вт/м}^2\text{К}$ при температурі стінки $100 \text{ }^\circ\text{C}$, далі швидкість зростання істотно уповільнюється.

Побудовані оцінки коефіцієнта взаємного опромінення з факелом і коефіцієнтів конвекційного теплообміну для зовнішньої і внутрішньої поверхонь стінки дозволили розв'язати диференціальне рівняння теплопровідності в стінці резервуара. Для визначення розподілу температур по стінці резервуара використано чисельні методи розв'язання диференціальних рівнянь. Для цього було проведено перехід від рівняння в частинних похідних до рівняння зі скінченими різницями. Використання критерію Куранта для вибору кроку по вісі часу і вісі координат дозволило забезпечити збіжність рішення рівняння в скінчених різницях.

Із отриманого розв'язку випливає, що

- стінка резервуара, обернена в бік пожежі, нагрівається до небезпечних температур, що може призвести до виникнення факельного горіння на дихальній арматурі резервуара або до вибуху пароповітряної суміші в його газовому просторі;

- для захисту резервуара, що нагрівається під впливом пожежі в сусідньому резервуарі, необхідно розпочати охолодження не пізніше 5 хвилин після виникнення пожежі (рис. 7);

- розподіл температур всередині стінки резервуара носить майже лінійний характер (рис. 8), спадаючи із віддаленням від зовнішньої поверхні стінки із швидкістю $0,45 \text{ }^\circ\text{C/мм}$ (рис. 8).

Обмеженням побудованої моделі є те, що вона припускає відсутність вітру. Наявність вітрового впливу призводить до зміни геометричної форми факела, а саме його нахилу за напрямком вітру. Це призводить до того, що форма факела наближено буде являти собою похилий конус. Крім того, конвекційний обмін на зовнішній поверхні стінки резервуара буде відбуватися в режимі вимушеної конвекції, що дещо підвищить його інтенсивність.

Таким чином, подальші перспективи дослідження пов'язані із врахуванням вітрового навантаження, а також визначенням такої інтенсивності подачі води, що забезпечує охолодження стінки резервуара до безпечних температур.

6. Висновки

1. Обґрунтовано припущення і побудовано модель нагріву стінки резервуара з нафтопродуктом під тепловим впливом пожежі в сусідньому резервуарі. Модель враховує променевий теплообмін зовнішньої поверхні стінки резервуара з факелом та навколишнім середовищем, внутрішньої поверхні стінки з внутрішнім простором; конвекційний теплообмін з навколишнім повітрям і пароповітряною сумішшю в газовому просторі резервуара. Модель може бути використана для прогнозування наслідків надзвичайної ситуації, обумовленої пожежею горючої рідини в вертикальному сталевому резервуарі, за умови вітрового штиля.

2. Проведено оцінку коефіцієнта взаємного опромінення з факелом для довільної точки на стінці резервуара. Показано, що для вертикальних сталевих резервуарів, місткістю до 20000 м³ включно, в безрозмірних координатах коефіцієнт опромінення залежить лише від типу рідини, що горить. Для горючих рідин максимальне значення коефіцієнта опромінення сягає 0,313, а для легкозаймистих рідин – 0,344. При цьому максимальне значення досягається на верхньому краї стінки резервуара, оберненої в бік пожежі, монотонно спадаючи при віддаленні від неї, як по висоті, так і по куту.

3. З використанням методів теорії подібності проведено оцінку коефіцієнта конвекційного теплообміну на зовнішній і внутрішній поверхнях стінки резервуара за умови вільної конвекції. Його значення монотонно зростає із підвищенням температури стінки, досягаючи 9 Вт/м²К при температурі стінки 500 °С.

4. Розв'язання рівняння теплового балансу для стінки резервуара, проведене чисельним методом, дозволяє визначити розподіл температур по стінці резервуара. Це дозволяє визначити область, яка потребує охолодження і граничний час його початку. Показано, що на стінці резервуара, оберненої в бік пожежі, небезпечні температури досягаються вже через 5 хвилин після виникнення пожежі. При цьому розподіл температур всередині стінки резервуара носить майже лінійний характер, температура зменшується із віддаленням від зовнішньої поверхні стінки із швидкістю 0,45 °С/мм.

Література

1. Yang R., Wang Z., Jiang J., Shen S., Sun P., Lu Y. Cause analysis and prevention measures of fire and explosion caused by sulfur corrosion // *Engineering Failure Analysis*. 2020. Vol. 108. P. 104342. doi: 10.1016/j.engfailanal.2019.104342

2. Wu Z., Hou L., Wu S., Wu X., Liu F. The time-to-failure assessment of large crude oil storage tank exposed to pool fire // *Fire Safety Journal*. 2020. Vol. 117 (103192). doi: 10.1016/j.firesaf.2020.103192

3. Zhang Z., Zong R., Tao C., Ren J., Lu S. Experimental study on flame height of two oil tank fires under different lip heights and distances // *Process Safety and Environmental Protection*. 2020. Vol. 139. P. 182–190. doi: 10.1016/j.psep.2020.04.019

4. Zhang M., Dou Z., Liu L., Jiang J., Mebarki A., Ni L. Study of optimal layout based on integrated probabilistic framework (IPF): Case of a crude oil tank farm // *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*. 2017. Vol. 48. P. 305–311. doi: 10.1016/j.jlp.2017.04.025

5. Lackman T., Hallberg M. A dynamic heat transfer model to predict the thermal response of a tank exposed to a pool fire // *Chemical engineering transactions*. 2016. Vol. 48. P. 157–162. doi: 10.3303/CET1648027

6. Jinlong Zh., Hong H., Grunde J., Maohua Zh., Yuntao L. Spread and burning behavior of continuous spill fires // *Fire Safety Journal*. 2017. Vol. 91. P. 347–354. doi: 10.1016/j.firesaf.2017.03.046

7. Mukunda H. S., Shivakumar A., Bhaskar Dixit C. S. Modelling of unsteady pool fires – fuel depth and pan wall effects // *Combustion Theory and Modelling*. 2021. doi: 10.1080/13647830.2021.1980229

8. Elhelw M., El-Shobaky A., Attia A., El-Maghlany W. M. Advanced dynamic modeling study of fire and smoke of crude oil storage tanks // *Process Safety and Environmental Protection*. 2021. Vol. 146. P. 670–685. doi: 10.1016/j.psep.2020.12.002

9. Semerak M., Pozdeev S., Yakovchuk R., Nekora O., Sviatkevich O. Mathematical modeling of thermal fire effect on tanks with oil products // MATEC Web of Conferences. 2018. Vol. 247 (00040). doi: 10.1051/mateccconf/201824700040

10. Espinosa S. N., Jaca R. C., Godoy L. A. Thermal effects of fire on a nearby fuel storage tank // Journal of Loss Prevention in the Process Industries. 2019. Vol. 62 (103990). doi:10.1016/j.jlp.2019.103990

11. Ahmadi O., Mortazavi S. B., Pasdarsahri H., Mohabadi H. A. Consequence analysis of large-scale pool fire in oil storage terminal based on computational fluid dynamic (CFD) // Process Safety and Environmental Protection. 2019. Vol. 123. P. 379–389. doi: 10.1016/j.psep.2019.01.006

12. Abramov Y. A., Basmanov O. E., Mikhayluk A. A., Salamov J. Model of thermal effect of fire within a dike on the oil tank // Naukovyi Visnyk NHU. 2018. № 2. P. 95–100. doi: 10.29202/nvngu/2018-2/12

13. Саламов Д. О., Абрамов Ю. О., Басманов О. Є. Аналіз систем охолодження резервуарів в резервуарному парку з нафтопродуктами // Проблеми пожежної безпеки. 2018. № 43. С. 156–161. URL: <http://repositsc.nuczu.edu.ua/handle/123456789/6940>

14. Довідник керівника гасіння пожежі. Київська книжково-журнальна фабрика. 2017. 320 с.

15. Саламов Д. О., Абрамов Ю. О., Басманов О. Є. Оцінка коефіцієнта конвекційного теплообміну між стінкою резервуара і пароповітряною сумішшю в газовому просторі резервуара // Проблеми пожежної безпеки. 2020. № 47. С. 99–104. URL: <http://repositsc.nuczu.edu.ua/handle/123456789/11117>

O. Basmanov, DSc, Professor, Chief Researcher

M. Maksymenko, Adjunct

*V. Oliinik, PhD, Associate Professor, Deputy Head of Department
National University of Civil Defence of Ukraine, Kharkiv, Ukraine*

MODELING THE THERMAL EFFECT OF A FIRE IN AN OIL TANK TO THE NEXT TANK

The forecasting of the consequences of emergencies caused by the fire of a vertical steel tank with oil product in the tank group is considered. Due to the thermal impact of the fire on the next tanks, there is a threat of cascading fire. Assumptions based on the model of heating the tank shell under the thermal influence of a fire in the adjacent tank are substantiated. This model is a differential equation that describes the process of heat transfer inside the tank shell, with boundary conditions on the outer and inner surfaces of the shell. These boundary conditions describe the heat exchange of the shell surfaces with the torch, the environment and the vapor-air mixture in the gas space of the tank. The model takes into account heat exchange by radiation and convection. An estimation of the value of the mutual irradiation coefficient with a torch for an arbitrary point on the tank shell is obtained. It is shown that after transition to dimensionless coordinates the value of the irradiation coefficient for all tanks with a capacity of up to 20000 m³ depends only on the type of liquid – flammable or highly flammable. An estimation of the convective heat transfer coefficient under free convection conditions with ambient air for the outer surface of the tank shell and with a vapor-air mixture in the gas space of the tank for the inner shell surface is obtained. The estimation is obtained by using the methods of similarity theory. Numerical solution of the heat balance equation for the tank shell allows finding the temperature distribution on the shell at an arbitrary time. This allows determining the area on the tank shell that needs cooling and determining the time limit of its onset. It is shown that within 5 minutes after the start of the fire, the temperature of the part of the adjacent tank shell that facing the fire reaches dangerous values.

Keywords: emergency, tank fire, fire heat impact, radiant heat transfer, convective heat transfer

References

1. Yang, R., Wang, Z., Jiang, J., Shen, S., Sun, P., Lu, Y. (2020). Cause analysis and prevention measures of fire and explosion caused by sulfur corrosion. Engineering Failure Analysis, 108, 104342. doi: 10.1016/j.engfailanal.2019.104342

2. Wu, Z., Hou, L., Wu, S., Wu, X., Liu, F. (2020). The time-to-failure assessment of large crude oil storage tank exposed to pool fire. *Fire Safety Journal*. 2020. 117 (103192). doi: 10.1016/j.firesaf.2020.103192
3. Zhang, Z., Zong, R., Tao, C., Ren, J., Lu, S. (2020). Experimental study on flame height of two oil tank fires under different lip heights and distances. *Process Safety and Environmental Protection*, 139, 182-190. doi: 10.1016/j.psep.2020.04.019.
4. Zhang, M., Dou, Z., Liu, L., Jiang, J., Mebarki, A., Ni, L. (2017). Study of optimal layout based on integrated probabilistic framework (IPF): Case of a crude oil tank farm. *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, 48, 305–311. doi: 10.1016/j.jlp.2017.04.025.
5. Lackman, T., Hallberg, M. (2016). A dynamic heat transfer model to predict the thermal response of a tank exposed to a pool fire. *Chemical engineering transactions*, 48, 157–162. doi: 10.3303/CET1648027
6. Jinlong, Zh., Hong, H., Grunde, J., Maohua, Zh., Yuntao, L. (2017). Spread and burning behavior of continuous spill fires. *Fire Safety Journal*, 91, 347–354. doi: 10.1016/j.firesaf.2017.03.046
7. Mukunda, H. S., Shivakumar, A., Bhaskar Dixit, C. S. (2021). Modelling of unsteady pool fires – fuel depth and pan wall effects. *Combustion Theory and Modelling*. doi: 10.1080/13647830.2021.1980229
8. Elhelw, M., El-Shobaky, A., Attia, A., El-Maghlany, W. M. (2021). Advanced dynamic modeling study of fire and smoke of crude oil storage tanks. *Process Safety and Environmental Protection*, 146, 670–685. doi: 10.1016/j.psep.2020.12.002
9. Semerak, M., Pozdeev, S., Yakovchuk, R., Nekora, O., Sviatkevich, O. (2018). Mathematical modeling of thermal fire effect on tanks with oil products. *MATEC Web of Conferences*, 247 (00040). doi: 10.1051/mateconf/201824700040
10. Espinosa, S. N., Jaca, R. C., Godoy, L. A. Thermal effects of fire on a nearby fuel storage tank // *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*. 2019. 62 (103990). doi:10.1016/j.jlp.2019.103990
11. Ahmadi, O., Mortazavi, S. B., Pasdarsahri, H., Mohabadi, H. A. (2019). Consequence analysis of large-scale pool fire in oil storage terminal based on computational fluid dynamic (CFD). *Process Safety and Environmental Protection*, 123, 379–389. doi: 10.1016/j.psep.2019.01.006
12. Abramov, Y. A., Basmanov, O. E., Mikhayluk, A. A., Salamov, J. (2018). Model of thermal effect of fire within a dike on the oil tank. *Naukovyi Visnyk NHU*, 2, 95–100. doi: 10.29202/nvngu/2018-2/12
13. Salamov, J., Abramov, Y., Basmanov, O. (2018). Analysis of tank cooling systems in fuel tank storage. 43, 156–161. Retrieved from <http://repositsc.nuczu.edu.ua/handle/123456789/6940>
14. *Fire Fighting Leader Handbook*. (2017). Kyiv book and magazine factory, 2017, 320.
15. Salamov, J., Abramov, Y., Basmanov, O. (2020). Estimating the convective heat transfer coefficient of the tank shell and the vapor-air mixture in the gas space of the tank. *Problems of fire safety*, 47, 99–104. Retrieved from <http://repositsc.nuczu.edu.ua/handle/123456789/11117>

Надійшла до редколегії: 16.09.2021

Прийнята до друку: 16.11.2021