

В.Р. Гаєвський¹, В.Л. Филипчук¹, О.А. Сироватський²

¹Національний університет водного господарства та природокористування, Україна

²Харківський національний університет міського господарства імені О.М. Бекетова, Україна

ВПЛИВ ЗАБРУДНЕНЬ ТЕПЛООБМІННИХ ПОВЕРХОНЬ КОНДЕНСАТОРІВ ПАРОВИХ ТУРБІН НА ВИКИДИ ОКСИДУ ВУГЛЕЦЮ

У роботі введено поняття частки шкідливих викидів, пов'язаної із виникненням і ростом шару забруднення теплообмінної поверхні конденсаторів парових турбін теплоелектростанцій і отримано для цієї величини аналітичний вираз. Встановлено, що забруднення карбонатом кальцію, товщиною 1 мм призводять до збільшення викидів оксиду вуглецю на 6,18 тис. тон за рік.

Ключові слова: забруднення навколишнього середовища, теплові електричні станції, оксид вуглецю, теплообмінні поверхні.

Постановка проблеми

Відомо, що однією із найбільш енергоємних галузей промисловості є теплоенергетика [1]. Ця галузь потребує великої кількості спалювання викопного палива, що в свою чергу приводить до великої кількості викидів шкідливих речовин, таких як: тверді частинки (зола), NO_2 , SO_2 , CO , CO_2 та викиди тепла [2-3]. Величина цих викидів залежить від ефективності роботи оборотних систем охолодження (ОСО). При неефективній роботі ОСО поверхня теплообміну у конденсаторах парових турбін забруднюється, що приводить до зниження потужності турбіни в свою чергу підвищує кількість спалювання палива а значить до додаткового забруднення повітряного басейну. Таким чином, ефективна робота ОСО є важливою не тільки енергетичною а й екологічною науковою задачею.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Для розрахунку і прогнозування шкідливих викидів при спалюванні палива на ТЕС застосовується ряд методик, які дозволяють отримати залежності кількості викидів від різних факторів впливу. Одним із важливих етапів у вирішенні цього завдання є встановлення залежності кількості шкідливих викидів від товщини шару забруднень на теплообмінній поверхні конденсаторів парових турбін при максимальному врахуванні їх технологічних параметрів і режимів роботи, а також якості теплоносія. Завдання може бути вирішено поєднанням теоретичних основ процесів згоряння палива, теплообміну та фізико-хімічних процесів утворення і осадження малорозчинних сполук, стабілізації водного теплоносія щодо процесів осадження та корозії.

Такий підхід є складним, але найбільш інформативним і перспективним з точки зору подальшого розвитку розробки ефективних технологій спалювання палива і охорони навколишнього середовища.

Розрахунки шкідливих викидів базуються, як правило на законі збереження маси і теплоти і враховують особливості технології спалювання палива. Якість теплоносія є одним із найважливіших параметрів, але є найменш технологічно контрольованим в порівнянні, наприклад, з витратою пари чи витратою охолоджувальної води і потребує постійного контролю і корекції. Тому, для прогнозування кількості шкідливих викидів необхідно удосконалити методики розрахунків, що дозволить створити детальнішу модель залежності кількості шкідливих викидів від товщини шару забруднення теплообмінної поверхні конденсаторів парових турбін і якості теплоносія. Також, важливим є врахування особливостей хімічних процесів утворення малорозчинних сполук, в першу чергу таких як карбонат кальцію та сульфат кальцію. Особливо значущим є розробка нових методів реагентної та безреагентної обробки теплоносія з ціллю стабілізації процесів відкладень і корозії теплообмінних поверхонь та дослідження методів визначення стабільності теплоносія.

Дослідження впливу забруднень теплообмінних поверхонь на процес теплопередачі виконується декількома шляхами. Одним із них є дослідження впливу забруднень на значення коефіцієнта теплопередачі без врахування у розрахунках товщини шару забруднень. При такому підході в процесі утворення відкладень основним контролюючим параметром є спад температури через теплообмінну поверхню (температурний напір) з подальшим розрахунком коефіцієнта

теплопередачі [4, 5]. Такий підхід дає можливість зробити всі необхідні розрахунки. Однак він не враховує величину товщини відкладень і його можна застосовувати в умовах, близьких до експериментальних. Інший підхід базується на розрахунку коефіцієнта теплопередачі на основі використання певних моделей [6 - 9]. Окремим підходом є визначення відношення коефіцієнтів теплопередачі K/K_0 (K_0 - незабруднена поверхня, K - забруднена поверхня) [10, 11]. Такий підхід базується на вимірюванні температури вхідної і вихідної охолоджувальної води, а також температури відпрацьованої пари. Він не враховує параметрів технологічних режимів, якості теплоносія, а отже є малоінформативним і не дає можливості прогностичного аналізу впливу різних технологічних факторів і якості теплоносія на зміну температури відпрацьованої насиченої пари, як головного чинника, для визначення втрати потужності турбіни і розрахунку збільшення шкідливих викидів. Отже, необхідно розробити підхід, який би давав можливість найбільш повно і якісно визначити зміну коефіцієнта теплопередачі і на цій підставі робити прогностичні оцінки щодо впливу різних факторів на якість процесу теплообміну і на кількість шкідливих викидів у навколишнє середовище від спалювання палива. Такий підхід, на думку авторів, повинен базуватись на взаємопов'язаному, багатоетапному розрахунку впливу різних факторів. Він повинен сформуватись у окрему цільну методику у формі послідовних розрахунків з можливістю урахування впливу технологічних параметрів роботи ТЕС і якості охолоджувальної води на викиди шкідливих речовин від спалювання палива.

Формулювання мети статті

Метою даної роботи є розробка методики розрахунку викидів оксиду вуглецю від спалювання палива в залежності від технологічних параметрів роботи конденсаторів парових турбін, зміни товщини шару відкладень на їх теплообмінній поверхні, якості теплоносія і виду палива з використанням коефіцієнта теплопередачі теплообмінної системи.

Виклад основного матеріалу

Для розрахунку використаємо схему теплообмінного процесу в теплообміннику конденсатора парової турбіни (рис. 1). Забруднення зі сторони відпрацьованої пари рахуємо відсутніми. Із рис. 1 видно, що теплообмін відбувається через шар плівки конденсату, стінку теплообмінника та шар забруднення зі сторони охолоджувальної води. Розрахунок будемо виконувати для теплоелектростанції, потужністю 2500 МВт, що

виробляють 5 турбін, потужністю по 500 МВт кожна. Річна витрата палива (АШ (АСШ)) становить $6 \cdot 10^9$ кг. Розрахунок будемо виконувати у такій послідовності:

- 1) визначення маси викидів CO за необхідний проміжок часу (за рік);
- 2) визначення температури відпрацьованої насиченої пари в залежності від товщини шару забруднення на теплообмінній поверхні конденсатора парової турбіни;
- 3) визначення втрати потужності турбіни від товщини шару забруднення;
- 4) визначення кількості викидів оксиду вуглецю в залежності від товщини шару забруднення.

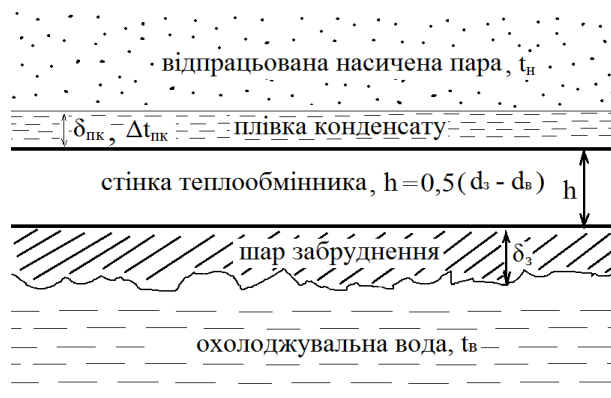


Рис. 1. Схема теплообмінного процесу в теплообміннику конденсатора парової турбіни без врахування забруднень зі сторони відпрацьованої пари: h – товщина стінки теплообмінної трубки; $d_з$ – зовнішній діаметр стінки; $d_в$ – внутрішній діаметр стінки; t_n – температура відпрацьованої пари; $\Delta t_{пк}$ – температурний напір плівки конденсату; $t_в$ – температура охолоджувальної води; $\delta_{пк}$ – товщина плівки конденсату; $\delta_з$ – товщина шару забруднення

1. Масу викидів CO визначимо за співвідношенням [12]:

$$M_{CO} = 10^{-3} \times q_3 \times Q_n^p \times R \times B \times \left(1 - \frac{q_4}{100}\right), \quad (1)$$

де M_{CO} – потік маси викидів CO, т/рік; q_3 – втрата теплоти від хімічної неповноти згоряння, %; q_4 – втрата теплоти від механічної неповноти згоряння, %; Q_n^p – нижча теплота згоряння на робочу масу, МДж/кг; $R=1$ для твердого палива; B – витрата палива, т/рік. Втрата теплоти від хімічної неповноти згоряння визначається (без врахування вмісту у вугільних димових газах H_2 і CH_4) за формулою:

$$q_3 = \frac{V_{зр}}{Q_n^p} \cdot 126.5 \cdot CO \cdot \left(1 - \frac{q_4}{100}\right), \quad (2)$$

де питомий об'єм димових газів від згоряння палива $V_{зг}$ (м³/кг), що розраховуємо за формулою:

$$V_{зг} = \frac{C^p + 0.375 \cdot S_{ор+к}^p}{0.54 \cdot (RO_2 + CO)}, RO_2 = \frac{21}{(1+\beta) \cdot \alpha} \quad (3)$$

β визначимо за формулою:

$$\beta = 2.37 \cdot \frac{H^p - 0.126 \cdot O^p}{C^p + 0.375 \cdot S_{ор+к}^p} \quad (4)$$

Величина CO обраховується за співвідношенням:

$$CO = \frac{(21 - \beta \cdot RO_2) - (RO_2 + O_2)}{0.65 + \beta} \quad (5)$$

Оскільки для наших умов коефіцієнт надлишку повітря $\alpha = 1,15$ і тоді $O_2 = 2.2\%$, то q_4 визначаємо за спеціальними номограмами [13]. Кількість викидів CO розраховуємо за (5), враховуючи характеристики палива марки АШ (АСШ) на робочу масу (X^p): вміст вуглецю $C^p = 63,8\%$; вміст загальної сірки $S_{ор+к}^p = 1,7\%$; вміст водню $H^p = 1,8\%$; вміст кисню $O^p = 1,3\%$ [14], а також розраховані за (2) – (4) $q_3 = 2,75\%$; $\beta = 0,06$ та $RO_2 = 16,5\%$ а також $V_{зг} = 6,63 \text{ м}^3/\text{кг}$ і тоді за (5) $CO = 0,73\%$. З врахуванням, що $B = 6 \cdot 10^9$ кг/рік, порашовані за (1) валові викиди M_{CO} будуть складати 373 тис.тон/рік.

2. Температура пари в конденсаторі (t_n) визначається за основним рівнянням роботи конденсатора [15]:

$$t_n = t_{вх} + \Delta t_b + \delta t, \quad (6)$$

де $t_{вх}$ – температура охолоджувальної води на вході у конденсатор; $\Delta t_b = t_{вих} - t_{вх}$ – нагрів охолоджувальної води у конденсаторі; $t_{вих}$ – температура охолоджувальної води на виході з конденсатора; δt – недогрів до температури насичення (температурний напір між відпрацьованою парою і охолоджувальною водою, див. рис.1).

Для ТЕС середньорічна температуру охолоджувальної води беруть з ряду 10°C, 12°C, 15°C або 20°C. Для оціночних розрахунків нагрів охолоджувальної води рахують рівним [15]:

$$\Delta t_b = 580 \cdot \frac{D_n}{G_b} = \frac{580}{m}, \quad (7)$$

де D_n – витрата пари; G_b – витрата охолоджувальної. Недогрів охолоджуючої води (δt) визначається за виразом [16]:

$$\delta t = \frac{\Delta t}{\exp\left(\frac{KF}{G_b c_p}\right) - 1}, \quad (8)$$

де K – коефіцієнт теплопередачі; F – площа поверхні теплообміну; c_p – теплоємність води при постійному тиску.

(див. рис. 1) Рівняння для коефіцієнта теплопередачі буде:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{пс}} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_{св}} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}}, \quad (9)$$

де $\alpha_{пс}$, – коефіцієнт тепловіддачі пара – стінка Вт/(м²·К); $\alpha_{св}$ – коефіцієнт тепловіддачі стінка – вода, Вт/(м²·К); δ_c , – товщина стінки трубки теплообмінника, м; δ_3 – товщина внутрішнього шару забруднення, м; λ_c , – коефіцієнт теплопровідності стінки трубки, Вт/(м·К); λ_3 – коефіцієнт теплопровідності шару забруднення, Вт/(м·К) (див. рис. 1).

Оскільки [17]

$$\alpha_{пс} = 27,015 \cdot \left(\frac{\lambda_{пк} \rho_{пк}^{0.2}}{\eta_{пк}^{0.14} \rho_{пк}^{0.08}}\right) \cdot \left(\frac{F^{0.14} D_n^{0.02}}{S^{0.16} d_3^{0.8}}\right) \quad (10)$$

та

$$\alpha_{св} = 4,86 \cdot 10^{-2} \cdot \left(\frac{Pr^{0.4} \cdot \lambda_b}{v_b^{0.8} \cdot \rho_b^{0.8}}\right) \cdot \left(\frac{G_b}{n \cdot d_b^{2.25}}\right)^{0.8}, \quad (11)$$

рівняння (6) з врахуванням (9 - 11) запишемо:

$$t_n = t_{вх} + 580 \cdot \frac{D_n}{G_b} \times \left\{ 1 + \left[\exp \left(\left(\frac{1}{\frac{1}{\alpha_{пс}} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_{св}} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}} \right) \cdot \frac{F}{G_b \cdot c_p} \right) - 1 \right]^{-1} \right\} \quad (12)$$

де v_b – кінематична в'язкість води, м²/с; $\eta_{пк}$ – динамічна в'язкість води, Па·с; ρ_b – густина води, кг/м³; $\rho_{пк}$ – густина плівки конденсату, кг/м³; $\rho_{пн}$ –

густина водяної пари, кг/м^3 ; d_b – внутрішній діаметр трубки теплообмінника, м; d_3 – зовнішній діаметр трубки теплообмінника, м; n – кількість трубок у конденсаторі, шт.; S – площа горловини конденсатора, м^2 .

3. Втрату потужності турбіни визначимо за (12 - 14) (див. рис. 2). Розрахунки зробимо для турбіни К-500-240-2 та конденсатора К-11520-2 виробництва ХТЗ з урахуванням табличних величин $\lambda_c, \lambda_b, \nu_b, \eta_{\text{ПК}}, \rho_b, \rho_{\text{ПК}}, Pr, c_p$ та технологічних величин $\delta_3, G_b, F, d_b, d_3, n, D_{\text{П}}, S$ [18, 19]. У (12) коефіцієнт теплопровідності шару забруднення беремо для CaCO_3 і він рівний $\lambda_3 = 1,9 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ [20] а також $\Delta t = 15^\circ\text{C}$. Зниження потужності турбіни К-500-240-2 (ΔN) визначаємо з врахуванням поправки, що рівна, згідно [18] 3,88 МВт на 1кПа. Для розрахунку тиску використовуємо апроксимаційну залежність (13), що встановлена нами з точністю $\pm 0,04\%$ у діапазоні температур 10 – 90°C.

$$p(t) = 2,678 \cdot 10^{-9} \cdot t^5 + 3,016 \cdot 10^{-7} \cdot t^4 + 2,400 \cdot 10^{-5} \cdot t^3 + 1,551 \cdot 10^{-3} \cdot t^2 + 4,226 \cdot 10^{-2} \cdot t + 0,6223 \quad (13)$$

Використовуючи (13), враховучи поправки до потужності на відхилення тиску відпрацьованої насиченої пари для турбіни К-500-240-2 і конденсатора К-11520-2, вираз для (ΔN) буде таким:

$$\Delta N(\delta_3) = 3,88 \cdot p(t), \quad (14)$$

де $t_{\text{н}}(\delta_3)$ визначається за (12) а ΔN виражається у МВт.

Для визначення кількості викидів при спалюванні палива введемо поняття частки викидів, що пов'язана з забрудненням теплообмінної поверхні (k), яку будемо визначати за співвідношення:

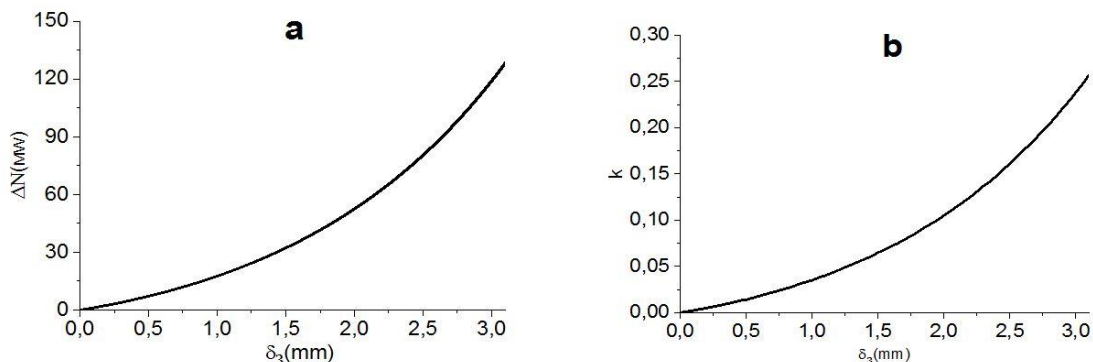


Рис. 2. Залежності втрати потужності ΔN (а) та частки (в долях одиниці) k шкідливих викидів (б) від товщини шару забруднення теплообмінної поверхні (δ_3).

$$k(\delta_3) = \frac{\Delta M(\delta_3)}{M_0} = \frac{\Delta N(\delta_3)}{N}, \quad (15)$$

де $\Delta M(\delta_3)$ – маса викидів, пов'язана з відкладенням шару забруднення δ_3 ; M_0 – маса викидів при незабрудненій теплообмінній поверхні ($\delta_3 = 0$), визначена у п.1; N – номінальна потужність турбіни.

На основі (13 - 15) порахуємо частку викидів, пов'язану з товщиною шару забруднення теплообмінної поверхні $\Delta M(\delta_3)$. Для цього використаємо номінальні значення $p_{\text{н}} = 4,42 \text{ кПа}$ і $t_{\text{н}} = 30,8^\circ\text{C}$. Далі, підставляємо у (12) значення табличних величин, [21]: $\lambda_c = 130 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$, $\lambda_b = 0,616 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$, $\lambda_{\text{ПК}} = 0,600 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$, $\rho_{\text{ПК}} = 995,40 \text{ кг/м}^3$, $\eta_{\text{ПК}} = 0,789 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$, $\rho_{\text{п}} = 0,031 \text{ кг/м}^3$, $Pr_b = 6,889$, $\nu_b = 0,793 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, $\rho_b = 998,13 \text{ кг/м}^3$; та технологічних величин [18, 19]: $F = 2,304 \cdot 10^4 \text{ м}^2$, $D_{\text{П}} = 959,5 \text{ т/год}$, $S = 119,1 \text{ м}^2$, $d_3 = 28 \text{ мм}$, $G_b = 51480 \text{ м}^3/\text{годину}$, $n = 29500$, $d_b = 26 \text{ мм}$. Результати обчислень показані на рис.2. З рис.2 видно, для товщини шару забруднення

в 1 мм втрата потужності близька до 20 МВт, а частка надлишкових викидів становить близько 2,5 %.

4. Для врахування динаміки росту шару забруднень, товщиною δ_k , використаємо теорему про середнє [22] :

$$\Delta M(\delta_k) = \frac{1}{\delta_k} \int_0^{\delta_k} M_0 k(\delta_3) d\delta_3 = \frac{M_0}{\delta_k} \int_0^{\delta_k} k(\delta_3) d\delta_3 = M_0 \cdot k_{\text{ср}} \quad (16)$$

де

$$k_{\text{ср}}(\delta_k) = \frac{1}{\delta_k} \int_0^{\delta_k} k(\delta_3) d\delta_3. \quad (17)$$

Середнє значення частки викидів $k_{\text{ср}}(\delta_k)$, що визначається за (17), добре апроксимується виразом:

$$k(\delta_3) = A \cdot [\exp(B \cdot \delta_3) - 1], \quad (18)$$

де $A = 4,18 \cdot 10^{-2}$; $B = 647 \text{ м}^{-1}$, δ_3 – товщина шару забруднення, м.

Значення частки викидів, визначені за (15) та апроксимовані за (18) показані на рис. 3а. Відносна похибка апроксимації, як видно з рис 3б не перевищує $\pm 2\%$. Таким чином, згідно (17) і (18) середнє значення частки викидів, пов'язаних із виникненням і ростом шару забруднення визначається за співвідношенням:

$$k_{\text{ср}}(\delta_3) = \frac{C}{\delta_3} [\exp(B \cdot \delta_3) - 1] - A, \quad (19)$$

де $C = A/B = 6,461 \cdot 10^{-5}$ м. Необхідно відмітити, що залежність (19) не залежить від виду палива але залежить від виду забруднення (у даній роботі, це CaCO_3) і буде характерна для певної технологічної пари турбіна – конденсатор і для певної охолоджувальної води з якої виділяється забруднююча речовина.

Таким чином, маса шкідливих викидів, пов'язаних з утворенням і ростом шару забруднення на теплообмінній поверхні буде визначатись за співвідношенням:

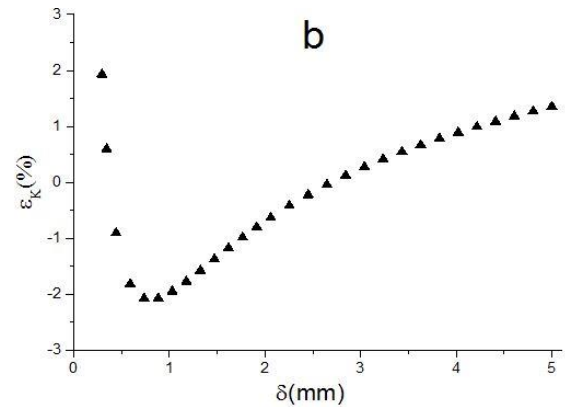
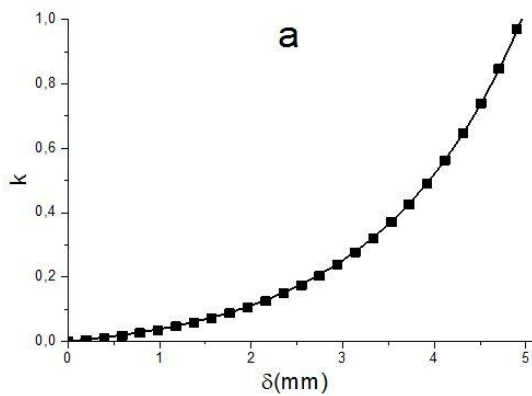


Рис. 3. Залежність частки шкідливих викидів (k), пов'язаних з шаром забруднення (а) та відносною похибки апроксимації (б) від товщини шару забруднення теплообмінної поверхні (δ_3). Для а: лінія – апроксимація за (18), ■ – розрахунок за (15).

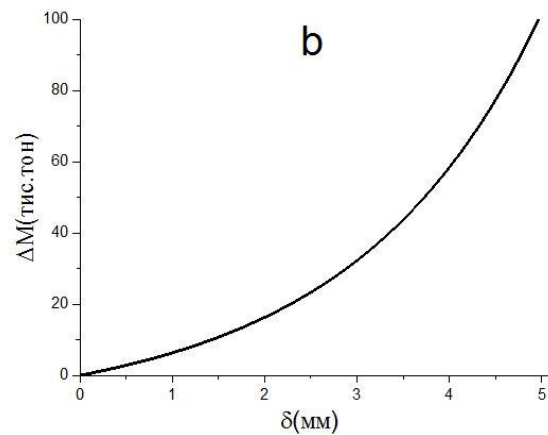
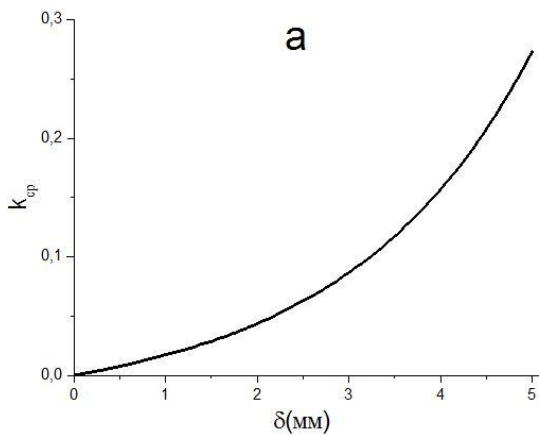


Рис. 4. Залежності середнього значення частки викидів (у долях одиниці) $k_{\text{ср}}$, (а) та маси викидів СО за рік (б) від товщини шару забруднення теплообмінної поверхні (δ_3).

$$\Delta M(\delta_3) = M_0 \left(\frac{C}{\delta_3} [\exp(B \cdot \delta_3) - 1] - A \right). \quad (20)$$

На рис. 4 показані залежності частки викидів, пов'язаних з виникненням і ростом шару

забруднення (рис. 4а) та маси викидів СО (рис.4 б), порахованої за (20) в залежності від товщини шару забруднення. З рис. 4б видно, що при товщині шару забруднення карбонатом кальцію в 1 мм, кількість викидів СО буде становити 6,18 тис. тон за рік.

Висновки і перспективи подальших досліджень

Розроблена методика розрахунку викидів оксиду вуглецю від спалювання палива з використанням коефіцієнта теплопередачі, яка враховує технологічні параметри роботи конденсаторів парових турбін, якість теплоносія і вид палива, а також зміну товщини шару відкладень на їх теплообмінній поверхні. Зокрема, введено поняття частки шкідливих викидів, пов'язаної із виникненням і ростом шару забруднень, яку описано аналітичним виразом, що дає можливість врахувати динаміку накопичення шару забруднення на теплообмінній поверхні конденсатора. Виконано прогностичні розрахунки валових викидів оксиду вуглецю в залежності від товщини шару забруднення теплообмінної поверхні карбонатом кальцію з врахуванням динаміки процесу утворення шару відкладень. Це дозволяє оцінювати техногенний вплив на стан повітряного басейну шкідливих газових викидів теплоелектростанції і розробляти заходи з поліпшення стану довкілля.

Література

1. Малярєнко В.А. Енергетика, довкілля, енергозбереження [Текст] / В.А. Малярєнко, Л.В. Лисак. - Х.: Рубікон, 2004. - 185 с.
2. Варламов, Г.Б. Теплоенергетичні установки та екологічні аспекти виробництва енергії [Текст] / Г.Б. Варламов, Г.М. Любчик, В.А. Малярєнко. - К.: Політехніка, 2003. - 232 с.
3. Любчик Г.М. Методологія екологічного аналізу енергетичних об'єктів, систем і територій [Текст] / Г.М. Любчик, Г.Б. Варламов, Р.М. Говдяк та ін. // Енергетика та електрифікація. - 2005. - № 3. - С. 50-55.
4. Mwaba M.G. Validated Numerical Analysis of CaSO₄ Fouling [Text] / M.G. Mwaba, C.C.M. Rindt, A.A. Van Steenhoven, M.A.G. Vorstman // Heat Transfer Engineering. - 2006. - №27(7). - P. 50-62.
5. Mwaba M.G. Experimental Investigation of CaSO₄ Crystallization on a Flat Plate [Text] / M.G. Mwaba, C.C.M. Rindt, A.A. Van Steenhoven, M.A.G. Vorstman // Heat Transfer Engineering. - 2006. - №27(3). - P.42-54.
6. Hewitt, G.H. Process Heat Transfer [Text] / G.H. Hewitt, G.L. Shires and T.R. Bott. // Open Access Library Journal. - 1994. - Vol.3 No 6. - P. 168-183.
7. Dong, S. Flow past a trapezoidal tab [Text] / S. Dong, H. U. I. Meng. // Journal of Fluid Mechanics. - 2004. - Vol. 510. - P. 219-242.
8. Lemenand, T. Vorticity and convective heat transfer downstream of a vortex generator. [Text] / T. Lemenand, C. Habchi, D. Della Valle, & H. Peerhossaini // International Journal of Thermal Sciences. - 2018. - Vol. 125. - P. 342-349. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2017.11.021>
9. Simarpreet S. Performance Investigation of Plate Type Heat Exchanger (A Case Study) [Text] / S. Simarpreet, J. Sanjeev // International Journal of Engineering Research and Applications. - 2014. - Vol. 4, Issue 4 (Version 5). - P.127-131.
10. Кочмарський В.З. Аналіз стабілізації інгібіторами оборотної води систем технічного водопостачання [Текст] / В.З. Кочмарський, О.В. Кочмарський, К.Д. Міценко // Енергетика та електрифікація. - 2015. - №4 (380). - С. 8 – 12.

11. Кочмарський В.З. Відкладення у водогрійних котлах та їх наслідки [Текст] / В.З. Кочмарський, О.П. Костюк, О.Ю. Тимейчук // Вісник НУВГП, серія «Технічні науки». - 2021. - вип.3(95). - С. 57 – 66.
12. Внуков А. К. Защита атмосферы от выбросов энергообъектов: Справочник [Текст]. - М.: Энергоатомиздат, 1992. - 176 с.
13. Мейжляр М.В. Краткий справочник по паровым котлам [Текст]. Л.: Госэнергоиздат, 1961. - 104 с.
14. Роддатис К. Ф. Справочник по котельным установкам малой производительности [Текст] / К.Ф. Роддатис, А.Н. Полтарецкий; под ред. К.Ф. Роддатиса. - М.: Энергоатомиздат, 1989. — 488 с.
15. Бродов Ю.М. Конденсационные установки паровых турбин: учеб. пособие для вузов [Текст] / Ю.М. Бродов, Р.З. Савельев. - М.: Энергоатомиздат, 1994. - 288 с.
16. Костюк А.Г. Паровые и газовые турбины для электростанций : учебник для вузов [Текст] / А.Г. Костюк, В.В. Фролов, А.Е. Булкин и др.; под ред. А.Г. Костюка. - М.: Изд. дом МЭИ, 2016. - 557 с.
17. Гаєвський В.Р. Вплив забруднень теплообмінних поверхонь конденсаторів парових турбін на величину викидів діоксиду азоту [Текст] / В.Р. Гаєвський, В.Л. Филипчук, О.Ю. Дейнека // Український журнал будівництва та архітектури. - 2022. - №5 (011). - С. 27 - 35.
18. Типовая энергетическая характеристика конденсатора К-11520-240-2. Технические характеристики 34-70-021-86 [Текст]. - М.: Союзтехэнерго, 1986. - 15 с.
19. Теплообменники энергетических установок. Учебное электронное издание [Текст] / К.Э. Аронсон, С.Н. Блинков, В.И. Брезгин и др. - Екатеринбург: УрФУ, 2015. - 965 с.
20. Hasson D. Scale Deposition in Laminar Falling-Film System [Text] / D. Hasson, I. Perl // Desalination. - 1981. - Vol. 37, P. 279 - 292.
21. Ривкин С. Л. Теплофизические свойства воды и водяного пара [Текст] / С. Л. Ривкин, А. А. Александров - М.: Энергия, 1980. - 424 с.
22. Reif F. Fundamentals of Statistical and Thermal Physics [Text]. - Long Grove, Illinois: Carnegie Melon University, 2010. - 651 p.

References

1. Malyarenko V., Lysak L. (2004) Energy, environment, energy saving. Kh.: Rubikon, 185 p.
2. Varlamov, G., Lyubchik G., Malyarenko V. (2003) Thermal power plants and environmental aspects of energy production. K.: Polytechnic, 232 p.
3. Lyubchik H., Varlamov, G., Hovdyak R. and oth. (2005) Methodology of ecological analysis of energy objects, systems and territories. *Energy and electrification*. No3. P. 50-55.
4. Mwaba M.G., Rindt C.C.M., Van Steenhoven A.A., Vorstman M.A.G. (2006) Validated Numerical Analysis of CaSO₄ Fouling. *Heat Transfer Engineering*. №27(7). P. 50-62.
5. Mwaba M.G., Rindt C.C.M., Van Steenhoven A.A., Vorstman M.A.G. (2006) Experimental Investigation of CaSO₄ Crystallization on a Flat Plate. *Heat Transfer Engineering*. №27(3). P.42-54.
6. Hewitt, G., Shires G., Bott T. (1994) Process Heat Transfer. *Open Access Library Journal*. Vol.3. No 6. P. 168-183.
7. Dong, S., Meng, H.U.I. (2004) Flow past a trapezoidal tab. *Journal of Fluid Mechanics*. Vol. 510. P. 219-242.
8. Lemenand, T., Habchi, C., Della Valle, D. & Peerhossaini, H. (2018) Vorticity and convective heat transfer downstream of a vortex generator. *International Journal of Thermal Sciences*. Vol. 125. P. 342-349. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2017.11.021>
9. Simarpreet S., Sanjeev J. (2014) Performance Investigation of Plate Type Heat Exchanger (A Case Study). *International Journal*

- of Engineering Research and Applications. Vol. 4, Issue 4 (Version 5), P.127-131.
10. Kochmarskii V., Kochmarskii O., Mishchenko K. (2015) Analysis of stabilization of technical water supply systems by circulating water inhibitors. *Energy and electrification. No 4 (380)*. P. 8 - 12.
 11. Kochmarskii V., Kostyuk O., Timeychuk O. (2021) Deposits in water heating boilers and their consequences. *Bulletin of the NUVHP, "Technical Sciences" series. No 3(95)*. P. 57-66.
 12. Vnukov A. (1992) Protection of the atmosphere from emissions of energy objects: Reference book. M.: Energoatomizdat, 176 p.
 13. Meiklyar M. (1961) Brief reference book on steam boilers. L.: Gosenergoizdat, 104 p.
 14. Roddatis K., Poltaretskyi A. (1989) Handbook of small-capacity boiler plants; ed. K. F. Roddatis. M.: Energoatomizdat, 488 p.
 15. Brodov Yu., Saveliev R. (1994) Condensing installations of steam turbines: tutorial. allowance for universities. Moscow: Energoatomizdat, 288 p.
 16. Kostyuk A., Frolov V., Bulkin A., Rotten A. (2016) Steam and gas turbines for electric stations: textbook for universities; under the editorship A.G. Kostyuk. Moscow: MEI Publishing House, 557 p.
 17. Gaevsky V., Filipchuk V., Deineka O. (2022) The influence of pollution of the heat exchange surfaces of steam turbine condensers on the amount of nitrogen dioxin emissions. *Ukrainian Journal of Construction and Architecture. No5 (011)*. P. 27 - 35.
 18. Typical energy characteristic of capacitor K-11520-240-2. Technical characteristics 34-70-021-86. (1986) M.: Soyuztchenergo, 15 p.
 19. Aronson K., Blynkov S., Brezgin V. and oth. (2015) Heat exchangers of power plants. Educational electronic edition. Yekaterinburg: UrFU, 965 p.
 20. Hasson D., Perl I. (1981) Scale Deposition in Laminar Falling-Film System. *Desalination. Vol. 37*, P. 279 - 292.
 21. Ryvkin S., Aleksandrov A. (1980) Thermophysical properties of water and water vapor. M.: Energy, 424 p.
 22. Reif F. (2010) Fundamentals of Statistical and Thermal Physics. Long Grove, Illinois: Carnegie Melon University, 651 p.
- Рецензент:** д-р техн. наук, професор кафедри інженерної екології міст В.О. Юрченко, Харківський національний університет міського господарства імені О.М. Бекетова, Україна.
- Автор:** ГАЄВСЬКИЙ Валерій Ростиславович
кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри хімії та фізики
Національний університет водного господарства та природокористування
E-mail – v.r.haievskiy@nuwm.edu.ua
ID ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4180-7436>
- Автор:** ФИЛИПЧУК Віктор Леонідович
доктор технічних наук, професор, професор кафедри охорони праці та безпеки життєдіяльності
Національний університет водного господарства та природокористування
E-mail – v.l.fylypchuk@nuwm.edu.ua
ID ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5763-5398>
- Автор:** СИРОВАТСЬКИЙ Олександр Анатолійович
кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри водопостачання, водовідведення і очищення вод
Харківський національний університет міського господарства імені О.М. Бекетова
E-mail – oleksandr.syrovatyski@kname.edu.ua
ID ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1002-8579>

INFLUENCE OF FOULING OF HEAT-EXCHANGE SURFACES OF CONDENSERS OF STEAM TURBINES ON THE CARBON OXIDE EMISSIONS

V. Gayevskii¹, V. Fylypchuk¹, A. Syrovatskyi²

¹National University of Water and Environmental Engineering, Ukraine

²O.M. Beketov National University of Urban Economy in Kharkiv, Ukraine

According to the strategy of environmental development of Ukraine until 2030, in order to increase the Environmental Performance Index (EPI), it is planned to reduce the energy intensity of GDP. One of the most polluting industries is the thermal power industry, and therefore reducing the emission of harmful gases, in particular nitrogen dioxide, is an important environmental problem. The share of electricity production by thermal power plants and thermal power plants in the electric power complex is significant, which leads to environmental risks due to large emissions and discharges of harmful substances by these enterprises into the environment. The magnitude of such emissions depends on the efficiency of the circulating cooling systems, which affects the rational use of fuel and water resources and, accordingly, the state of the environment. Increasing the temperature of the exhaust steam by reducing heat transfer through the contaminated heat exchange surface increases the pressure in the condenser of steam turbines and reduces the power of the turbine, which increases fuel consumption and increases the amount of emissions of harmful substances. One of these emissions is nitrogen dioxide, which is a harmful toxic compound and is classified as a greenhouse gas. The Purpose of the work is to calculate oxide carbon emissions depending on the thickness of the deposited layer on the heat exchange surface of the condensers of steam turbines of TPP. The concept of a particle of harmful emissions associated with the emergence and growth of a layer of pollution of the heat exchange surface of the condensers of steam turbines of TPP, expressed in fractions of a unit, is introduced, and an analytical expression is obtained for this value. Based on the theories of fuel combustion, heat transfer, as well as the concept of a part of harmful emissions associated with the emergence and growth of a pollution layer, the dependence of the amount of harmful emissions associated with fuel combustion at TPPs on the thickness of the pollution layer of the heat exchange surface of steam turbine condensers is obtained.

Keywords: environmental pollution, thermal power plants, carbon monoxide, heat exchange surfaces.