

УДК 504.05: 504.3.054

DOI: 10.30838/J.BPSACEA.2312.251022.27.888

ВПЛИВ ЗАБРУДНЕНЬ ТЕПЛОБМІННИХ ПОВЕРХОНЬ КОНДЕНСАТОРІВ ПАРОВИХ ТУРБІН ТЕС НА ВЕЛИЧИНУ ВИКИДІВ ДІОКСИДУ АЗОТУ

ГАСЄВСЬКИЙ В. Р.^{1*}, канд. техн. наук, доц.,
ФИЛИПЧУК В. Л.², докт. техн. наук, проф.,
ДЕЙНЕКА О. Ю.³, канд. техн. наук, доц.

^{1*} Кафедра хімії та фізики, Національний університет водного господарства та природокористування, вул. Соборна, 11, 33028, Рівне, Україна, тел. +38 (0362) 63-32-09; e-mail: v.r.haievskiy@nuwm.edu.ua, ORCID ID: 0000-0003-4180-7436

² Кафедра охорони праці та безпеки життєдіяльності, Національний університет водного господарства та природокористування, вул. Соборна, 11, 33028, Рівне, Україна, тел. +38 (0362) 63-32-09; e-mail: v.l.fylypchuk@nuwm.edu.ua, ORCID ID: 0000-0001-5763-5398

³ Кафедра вищої математики, Національний університет водного господарства та природокористування, вул. Соборна, 11, 33028, Рівне, Україна, тел. +38 (0362) 63-32-09, e-mail: o.yu.dejneka@nuwm.edu.ua, ORCID ID: 0000-0002-9749-5251

Анотація. *Постановка проблеми.* Одна з галузей промисловості які найбільше забруднюють атмосферу – це теплова енергетика, і тому зменшення емісії шкідливих газів, зокрема, діоксиду азоту постає важливою екологічною проблемою. Не зважаючи на зменшення обсягів виробництва ТЕС і ТЕЦ електроенергії порівняно з 2020 роком (на 12,5 %), наразі їх частка залишається суттєвою у всьому електроенергетичному комплексі, що спричинює екологічні ризики через великі викиди і скиди цими підприємствами шкідливих речовин у навколишнє середовище. Величина таких викидів залежить від ефективності роботи оборотних систем охолодження, яка впливає на раціональне використання палива та водних ресурсів і відповідно на стан навколишнього середовища. Підвищення температури відпрацьованої пари за рахунок зменшення теплопередачі через забруднену поверхню теплообміну збільшує тиск у конденсаторі парових турбін і знижує потужність турбіни, що, у свою чергу, підвищує споживання палива і збільшує кількість викидів шкідливих речовин. Один із таких викидів – діоксид азоту, що є шкідливою токсичною сполукою і належить до парникових газів. *Мета роботи* – розрахунок викидів діоксиду азоту залежно від товщини шару відкладень на теплообмінній поверхні конденсаторів парових турбін ТЕС. *Висновки.* Введено поняття частки шкідливих викидів, пов'язаної з виникненням і ростом шару забруднення теплообмінної поверхні конденсаторів парових турбін ТЕС, що виражається у частках одиниці, і отримано для цієї величини аналітичний вираз. На основі теорій спалювання палива, теплообміну а також поняття частки шкідливих викидів, пов'язаної з виникненням і ростом шару забруднення, отримано залежність кількості шкідливих викидів від спалювання палива на ТЕС, від товщини шару забруднення теплообмінної поверхні конденсаторів парових турбін.

Ключові слова: забруднення навколишнього середовища; теплові електричні станції; викиди шкідливих речовин; діоксид азоту; конденсатори парових турбін; забруднення теплообмінних поверхонь

INFLUENCE OF HEAT-EXCHANGE SURFACES FOULING FOR TPP STEAM TURBINES CONDENSERS ON THE AMOUNT OF NITROGEN DIOXIDE EMISSIONS

GAYEVSKII V.R.^{1*}, Cand. Sc. (Tech.), Assoc. Prof.,
FYLYPCHUK V.L.², Dr. Sc. (Tech.), Prof.,
DEJNEKA O.Yu.³, Cand. Sc. (Tech.), Assoc. Prof.

^{1*} Department of Chemistry and Physics, National University of Water and Environmental Engineering, 11, Soborna Str., Rivne, 33028, Ukraine, tel. +38 (0362) 63-32-09, e-mail: v.r.haievskiy@nuwm.edu.ua, ORCID ID: 0000-0003-4180-7436

² Department of Labor Protection and Life Safety, National University of Water and Environmental Engineering, 11, Soborna Str., Rivne, 33028, Ukraine, tel. +38 (0362) 63-32-09, e-mail: v.l.fylypchuk@nuwm.edu.ua, ORCID ID: 0000-0001-5763-5398

³ Department of Higher Mathematics, National University of Water and Environmental Engineering, 11, Soborna Str., Rivne, 33028, Ukraine, tel. +38 (0362) 63-32-09, e-mail: o.yu.dejneka@nuwm.edu.ua, ORCID ID: 0000-0002-9749-5251

Abstract. Problem statement. 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 issue. Despite the decrease in the production of TPPs and CHPs of electricity compared to 2020 (by 12,5 %), at present their share remains significant in the entire electric power complex, which leads to environmental risks due to large emissions and discharges of harmful substances by these enterprises into 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 fouled 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 harmful substances emissions. 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 nitrogen dioxide emissions depending on the thickness of the deposited layer on the heat exchange surface of the TPP steam turbine condensers. **Conclusions.** The concept of harmful emissions' share associated with the emergence and growth of a pollution layer on the heat exchange surface of the TPPs' steam turbines condensers, 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 harmful emissions' share 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 on the heat exchange surface of steam turbine condensers is obtained.

Keywords: *environmental pollution; thermal power stations; emissions of harmful substances; nitrogen dioxide; steam turbine condensers; contamination of heat exchange surfaces*

Постановка проблеми. Одна з галузей промисловості які найбільше забруднюють атмосферу – це теплова енергетика, і тому зменшення емісії шкідливих газів, зокрема, діоксиду азоту постає важливою екологічною проблемою. Відповідно, режим експлуатації теплових електричних станцій (ТЕС) повинен відповідати екологічним нормативам [1].

В Україні за 2021 рік, згідно [2], частка ТЕС та теплоелектроцентралей (ТЕЦ) становила 29,3 % і вироблено ними 45,830 млн. МВт годин електроенергії. Не зважаючи на зменшення обсягів виробництва ТЕС і ТЕЦ електроенергії порівняно з 2020 роком (на 12,5 %), на даний час їх частка залишається суттєвою у всьому електроенергетичному комплексі, що викликає суттєві екологічні ризики через великі викиди і скиди цими підприємствами шкідливих речовин у навколишнє середовище. Величина цих викидів залежить від ефективності роботи оборотних систем охолодження (ОСО), яка впливає на раціональне використання палива та водних ресурсів і, відповідно, на стан навколишнього середовища.

Підвищення температури відпрацьованої пари за рахунок зменшення теплопередачі через забруднену поверхню теплообміну збільшує тиск у конденсаторі парових турбін і знижує потужність

турбіни, що, у свою чергу, підвищує споживання палива. При спалюванні палива в атмосферу надходить величезна кількість шкідливих речовин, що розповсюджуються на десятки і сотні кілометрів. Щодо згоряння палива, то більшість викидів шкідливих речовин ТЕС належить до паросилової частини. Це тверді частинки (зола), діоксид азоту (NO_2), діоксид сірки (SO_2), оксид та діоксид вуглецю (CO , CO_2) та викиди тепла.

Діоксид азоту – шкідлива токсична сполука, належить до 3-го класу небезпеки [3], тому потребує видалення з різних газових середовищ. NO_2 утворюється при спалюванні вугілля, що містить атомарний азот. За різних умов азот може утворювати з киснем ряд сполук (N_2O , NO , N_2O_3 , NO_2 , N_2O_4 і N_2O_5), властивості яких різні. В кінцевому результаті всі речовини перетворюються на NO_2 .

Концентрація викидів NO_2 залежить від технології спалювання палива і може істотно відрізнятись для різних котлоагрегатів. Діоксид азоту належить до парникових газів, спричинює утворення парникового ефекту і руйнування озонового шару. Крім того, оксиди азоту негативно впливають на ріст зелених насаджень і лісів, а також ініціюють випадання кислотних дощів.

Мета роботи – розрахунок викидів діоксиду азоту залежно від товщини шару відкладень на теплообмінній поверхні конденсаторів парових турбін ТЕС.

Результати досліджень. Розрахунок залежності викидів діоксиду азоту від товщини шару забруднення теплообмінної поверхні конденсатора парової турбіни ТЕС виконано згідно з наведеною схемою (рис. 1), з якої видно, що теплообмін відбувається через шар плівки конденсату, стінку теплообмінника та шар забруднення, товщина якого збільшується з часом, і тому досліджувана система розглядається як динамічна. Розрахунок

викидів NO₂ будемо виконувати у такій послідовності:

- 1) визначаємо масу викидів NO₂ за певний проміжок часу;
- 2) визначаємо температуру відпрацьованої насиченої пари залежно від товщини шару забруднення на теплообмінній поверхні конденсатора парової турбіни;
- 3) визначаємо зниження потужності турбіни від товщини шару забруднення;
- 4) визначаємо кількість викидів NO₂ залежно від товщини шару забруднення на теплообмінній поверхні конденсатора парової турбіни.

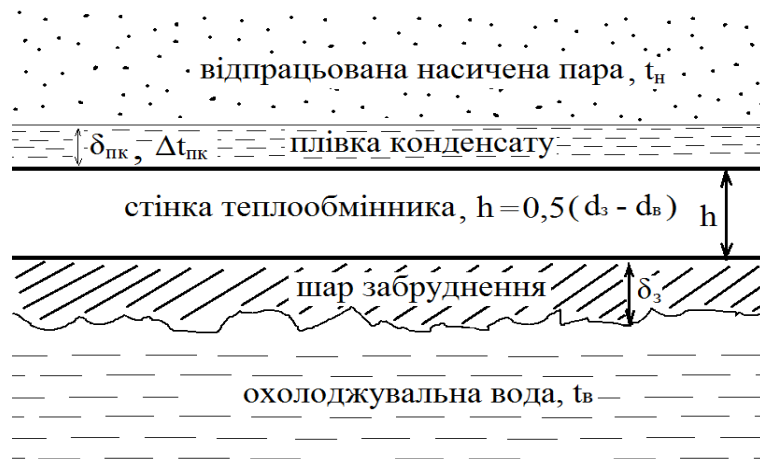


Рис. 1. Схема теплообмінного процесу в теплообміннику конденсатора парової турбіни без урахування забруднень з боку відпрацьованої пари: h – товщина стінки теплообмінної трубки; d_3 – зовнішній діаметр стінки; $d_в$ – внутрішній діаметр стінки; t_H – температура відпрацьованої пари; $\Delta t_{пк}$ – температурний напір плівки конденсату; $t_в$ – температура охолоджувальної води; $\delta_{пк}$ – товщина плівки конденсату; $\delta_з$ – товщина шару забруднення

1. Маса викидів NO₂, згідно з [4], визначається за формулою:

$$m_{NO_2} = m_{NO_2}^{пал} + m_{NO_2}^{пов}, \quad (1)$$

де $m_{NO_2}^{пал}$ – викиди від згорання палива, $m_{NO_2}^{пов}$ – викиди від азоту, що міститься в повітрі.

Валові річні викиди M_{NO_2} будуть визначатись за формулою:

$$M_{NO_2} = m_{NO_2} \cdot V \cdot Q, \quad (2)$$

де V – витрати палива, кг/рік; Q – теплота згорання палива, МДж/кг.

Для твердого палива $m_{NO_2}^{пал}$ визначається за формулами [4]:

$$m_{NO_2}^{пал} = 0.7 \cdot N_{пал} \cdot \beta_{\alpha_r} \cdot \beta_{\alpha_{ин}} \cdot \beta_{r_r} \cdot \beta_{\Theta} \cdot \beta_{cm}. \quad (3)$$

Величини у співвідношенні (3) визначаються за формулами:

$$N_{пал} = 10 \cdot \frac{C_N}{Q}, \quad (4)$$

де C_N – вміст азоту в паливі в % на робочу масу; Q – теплота згорання палива, МДж/кг. Коефіцієнт надлишку повітря $\beta_{ат}$ визначається за формулою:

$$\beta_{\alpha_r} = (0.53\alpha_r + 0.12)^2, \quad (5)$$

де α_r – коефіцієнт надлишку повітря в пальнику, значення якого перебувають у діапазоні 0,9...1,3.

Коефіцієнт впливу частки первинного повітря в пальнику $\beta_{алп}$ визначається за формулою:

$$\beta_{\alpha_{\text{пт}}} = 1.73\alpha_{\text{пт}} + 0.48, \quad (6)$$

де $\alpha_{\text{пт}}$ – частка первинного повітря по відношенню до теоретично необхідного, значення якого перебувають у діапазоні 0,15...0,55.

Коефіцієнт впливу рециркуляції димових газів у первинне повітря $\beta_{\text{ГТ}}$ визначається за формулою:

$$\beta_{\text{ГТ}} = 1 - 1.6 \cdot 10^{-2} \sqrt{r_2}, \quad (7)$$

де r_2 – ступінь рециркуляції димових газів через пальники (%), значення якого перебувають у діапазоні 0...30 %.

Коефіцієнт впливу максимальної температури на ділянці утворення паливних оксидів азоту β_{Θ} визначається:

$$\beta_{\Theta} = 0.11(T_{\text{АГ}} - 1100)^{1/3}, \quad (8)$$

де $T_{\text{АГ}}$ – температура за зоною активності горіння, що перебуває у діапазоні 1 250...2 050 (К).

Коефіцієнт впливу сумішеутворення в корені факела для прямоструменевих горілок $\beta_{\text{СМ}}$ визначається:

$$\beta_{\text{СМ}} = 0.98W_{\text{СМ}} - 0.47, \quad (9)$$

де $W_{\text{СМ}}$ – коефіцієнт, значення якого перебувають у діапазоні 1,4...4,0 [5].

Повітряні оксиди азоту $m_{\text{NO}_2^{\text{ТВ}}}$ визначаються за рівнянням Зельдовича:

$$m_{\text{NO}_2^{\text{пов}}} = 1.54 \cdot 10^{16} \sqrt{\frac{\alpha_{\text{АГ}} - 1}{\alpha_{\text{АГ}}}} \cdot \frac{\exp\left(-\frac{60000}{T_{\text{АГ}}}\right)}{T_{\text{АГ}}}, \quad (10)$$

де $\alpha_{\text{АГ}}$ – коефіцієнт, який визначається за формулою:

$$\alpha_{\text{АГ}} = \alpha_{\text{Г}} + 0.5 \cdot \Delta\alpha_{\text{Т}}, \quad (11)$$

де $\Delta\alpha_{\text{Т}}$ – присоси в топку, що можна визначити за формулою:

$$\Delta\alpha_{\text{Т}} = 0.1 \cdot \alpha_{\text{Г}}. \quad (12)$$

Визначимо питомі викиди NO_2 викидів від згоряння палива ($m_{\text{NO}_2^{\text{пал}}}$) для середнього необхідного надлишку повітря для горіння ($\alpha_{\text{Г}} = 1,15$ і $\beta_{\text{от}} = 0,532$) а також для Донецького вугілля марки АСШ ($Q = 20,89$ МДЖ/кг, $C_{\text{N}} = 0,6$ % [6]) і для

середніх значень інших коефіцієнтів: $\beta_{\text{опт}} = 1,085$ (для $\alpha_{\text{пт}} = 0,35$); $\beta_{\text{ГТ}} = 0,938$ (для $r_2 = 15$ %); $\beta_{\Theta} = 0,901$ (для середнього значення $T_{\text{АГ}}$, що можна рахувати 1 900 К); для прямоструменевих горілок $\beta_{\text{СМ}} = 2,176$ (для $W_{\text{СМ}} = 2,7$). Тоді, згідно з (9), $m_{\text{NO}_2^{\text{пал}}} = 0,242$ кг/ГДж.

Визначимо для цих же умов ($\alpha_{\text{Г}} = 1,15$ та $T_{\text{АГ}} = 1 900$ К) питомі викиди повітряних оксидів азоту ($m_{\text{NO}_2^{\text{пов}}}$). Оскільки з (17) $\alpha_{\text{АГ}} = 1,208$ та (18) $\Delta\alpha_{\text{Т}} = 0,115$, то, згідно з (16), $m_{\text{NO}_2^{\text{пов}}} = 0,065$ кг/ГДж. Видно, що для даних умов $m_{\text{NO}_2^{\text{пов}}}$ становить близько 27 %.

Таким чином, у результаті наших розрахунків можна стверджувати, що повні питомі викиди NO_2 , які будемо вважати рівними контамінаційному еквіваленту енергії (КЕЕ), становлять 0,307 кг/ГДж. Валові річні викиди, згідно з (8) будуть становити $M_{\text{NO}_2} = (0,307 \text{ кг/ГДж}) \cdot (6 \cdot 10^9 \text{ кг/рік}) \cdot (20,89 \cdot 10^{-3} \text{ ГДж/кг}) = 38,48$ тис. т./рік.

2. Температура насичення відпрацьованої насиченої пари в конденсаторі ($t_{\text{н}}$) визначається за рівнянням [7]:

$$t_{\text{н}} = t_{\text{вх}} + \Delta t_{\text{в}} + \delta t, \quad (13)$$

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

Рівняння (13) є основним рівнянням роботи конденсатора, що визначає ефективність роботи як конденсатора, так і всієї конденсаційної установки парової турбіни. Температура охолоджувальної води на вході в конденсатор залежить від географічного місцеположення ТЕС, пори року та системи водопостачання. Середньорічну розрахункову температуру охолоджувальної води зазвичай приймають для ТЕС із ряду 10, 12, 15 або 20 °С. Оскільки теплота фазового переходу пара – конденсат змінюється несуттєво і в

першому наближенні може бути прийнята 2 430 кДж/кг і теплоємність конденсату за постійного тиску $c_p = 4,185$ кДж/(кг·К), для оціночних розрахунків нагрів води у конденсаторі (див. (13)) можна розраховувати за співвідношенням:

$$\Delta t_b = 580 \cdot \frac{D_n}{G_b} = \frac{580}{m}, \quad (14)$$

де D_n – витрата пари, що надходить у конденсатор; G_b – витрата охолоджувальної води через конденсатор. Недогрів охолоджувальної води в конденсаторі (δt) до температури насичення (t_n) визначається за рівнянням [8]:

$$\delta t = \frac{\Delta t}{\exp\left(\frac{KF}{G_b c_p}\right) - 1}, \quad (15)$$

де K – загальний коефіцієнт теплопередачі в конденсаторі; F – площа поверхні теплообміну конденсатора; c_p – теплоємність води за постійного тиску.

Для наших умов (див. рис. 1) коефіцієнт теплопередачі матиме вигляд:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{nc}} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_{св}} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}}, \quad (16)$$

де α_{nc} , $\alpha_{св}$ – коефіцієнти тепловіддачі пара – стінка та стінка – вода відповідно, Вт/(м²·К); δ_c , δ_3 – товщина стінки трубки теплообмінника та внутрішнього шару забруднення відповідно, м; λ_c , λ_3 – коефіцієнти теплопровідності стінки трубки та внутрішнього шару забруднення відповідно, Вт/(м·К).

Враховуючи, що [9]:

$$\alpha_{nc} = 27,015 \cdot \left(\frac{\lambda_{пк} \rho_{пк}^{0,2}}{\eta_{пк}^{0,14} \rho_{пк}^{0,08}} \right) \cdot \left(\frac{F^{0,14} D_n^{0,02}}{S^{0,16} d_3^{0,8}} \right) \quad (17)$$

та

$$\alpha_{св} = 2,791 \cdot 10^{-2} \cdot \left(\frac{Pr^{0,4} \cdot \lambda_b}{\nu_b^{0,8} \cdot \rho_b^{0,8}} \right) \cdot \left(\frac{G_b}{n \cdot d_b^{2,25}} \right)^{0,8}, \quad (18)$$

основне рівняння роботи конденсатора (13) запишемо у вигляді:

$$t_n = t_{вх} + 580 \cdot \frac{D_n}{G_b} \cdot \left\{ 1 + \left[\exp \left(\left(\frac{1}{\frac{1}{\alpha_{nc}} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_{св}} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}} \right) \cdot \frac{F}{G_b \cdot c_p} \right) - 1 \right]^{-1} \right\} \quad (19)$$

де ν_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; $\rho_{п}$ – густина відпрацьованої водяної пари, кг/м³; d_b – внутрішній діаметр трубки теплообмінника, м; d_3 – зовнішній діаметр трубки теплообмінника, м; n – кількість трубок у конденсаторі на один хід, S – площа горловини конденсатора, м².

3. Зниження потужності визначимо, використавши рівняння (19) і залежність втрати потужності турбіни від збільшення тиску відпрацьованої насиченої пари в конденсаторі парової турбіни. Розрахунки виконуємо для турбіни К-500-240-2 та конденсатора К-11520-2 виробництва ХТЗ з урахуванням їх технологічних параметрів табличних фізичних величинах λ_c , λ_3 , ν_b , $\eta_{пк}$, ρ_b , $\rho_{п}$, Pr , c_p та постійних технологічних величинах δ_3 , G_b , F , d_b , d_3 , n , D_n , S [10; 11].

У (19) більшість величин та їх значення наведено вище, а коефіцієнт теплопровідності шару забруднення беремо для CaCO₃, і він рівний $\lambda_3 = 1,9$ Вт/(м·К) [12], а також $\Delta t = 15$ °С. Втрату потужності турбіни К-500-240-2 (ΔN) визначасмо з урахуванням поправки до потужності на відхилення тиску відпрацьованої насиченої пари (3,88 МВт на 1 кПа [11]), використовуючи апроксимаційну залежність тиску відпрацьованої насиченої пари (кПа) у конденсаторі турбіни від її температури (°С) з відносною похибкою апроксимації для діапазону робочих температур відпрацьованої пари 10...60 °С, що не перевищує ± 1 %:

$$p(t) = 1,75 + 0,5 \sqrt{12,25 + 4 \exp(8,82 \cdot 10^{-2} t + 0,86)}. \quad (20)$$

На основі (20), враховуючи поправки до потужності на відхилення тиску відпрацьованої насиченої пари для турбіни К-500-240-2 і конденсатора К-11520-2,

вираз для втрати потужності (ΔN) через температуру насиченої відпрацьованої пари (t_n) буде таким:

$$\Delta N(\delta_3) = 3,88 \cdot \left[1,75 + 0,5 \sqrt{12,25 + 4 \exp(8,82 \cdot 10^{-2} t_n(\delta_3) + 0,86)} \right], \quad (21)$$

де t_n визначається за (19).

Уведемо поняття частки шкідливих викидів, пов'язаних із забрудненням теплообмінної поверхні, яка є важливою характеристикою для оцінення впливу забруднення теплообмінної поверхні на викиди шкідливих речовин. Таку частку шкідливих викидів K , по відношенню до кількості викидів при незабрудненій поверхні визначаємо із співвідношення:

$$K(\delta_3) = \frac{\Delta M(\delta_3)}{M_0} = \frac{\Delta N(\delta_3)}{N}, \quad (22)$$

де $\Delta M(\delta_3)$ – маса шкідливих викидів, пов'язана з відкладенням шару забруднення δ_3 ; M_0 – маса шкідливих викидів при незабрудненій теплообмінній

поверхні ($\delta_3 = 0$), визначена у п.1; N – номінальна потужність турбіни ТЕС.

Для номінальних значень $p_n = 4,42$ кПа і $t_n = 30,8$ °С, підставляючи у (19) значення табличних величин, [13]: $\lambda_c = 130$ Вт/(м·К), $\lambda_b = 0,616$ Вт/(м·К), $\lambda_{пк} = 0,600$ Вт/(м·К), $\rho_{пк} = 995,40$ кг/м³, $\eta_{пк} = 0,789 \cdot 10^{-3}$ Па·с, $\rho_{п} = 0,031$ кг/м³, $Pr_b = 6,889$, $\nu_b = 0,793 \cdot 10^{-6}$ м²/с, $\rho_b = 998,13$ кг/м³; та технологічних величин [10; 11]: $F = 2,304 \cdot 10^4$ м², $D_{п} = 959,5$ т/год, $S = 119,1$ м², $d_3 = 28$ мм, $G_b = 51480$ м³/год, $N = 29\ 500$, $d_b = 26$ мм, а також використовуючи (20–22), отримуємо залежності втрати потужності $\Delta N(\delta_3)$ та відносного збільшення шкідливих викидів від товщини шару забруднення теплообмінної поверхні $\varepsilon(\delta_3)$ (рис. 2). Як видно, для товщини шару забруднення в 1 мм втрата потужності близька до 20 МВт, а надлишкові викиди перевищують 3 %.

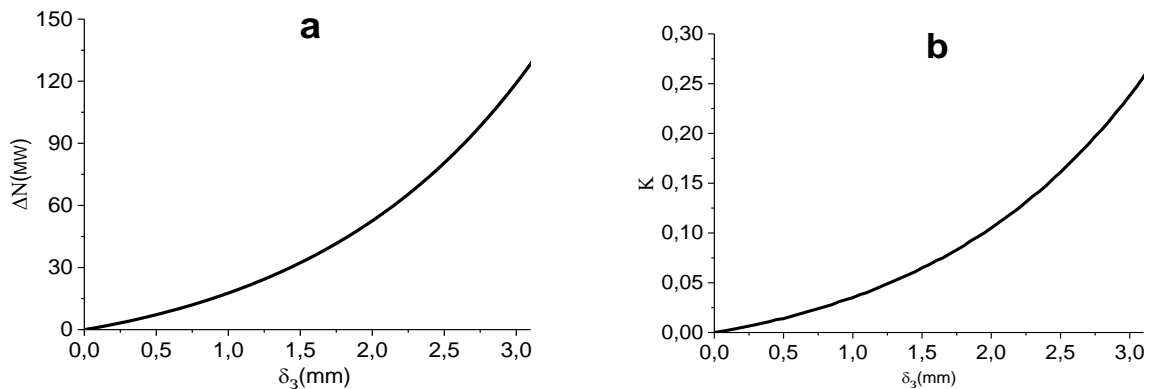


Рис. 2. Залежності втрати потужності ΔN (а) та частки (в частках одиниці) K шкідливих викидів (б) від товщини шару забруднення теплообмінної поверхні (δ_3)

4. Оскільки досліджується динамічна система, що враховує неперервний ріст шару забруднень, товщина якого за певний проміжок часу досягає величини δ_k , **визначення маси викидів**, з використанням теореми про середнє [14], можна записати:

$$\Delta M(\delta_k) = \frac{1}{\delta_k} \int_0^{\delta_k} M_0 K(\delta_3) d\delta_3, \quad (23)$$

$$\frac{M_0}{\delta_k} \int_0^{\delta_k} K(\delta_3) d\delta_3 = M_0 \cdot K_{cp}$$

$$\text{де } K_{cp}(\delta_k) = \frac{1}{\delta_k} \int_0^{\delta_k} K(\delta_3) d\delta_3, \quad (24)$$

де $K_{cp}(\delta_k)$ – середнє значення частки викидів, вираженої у частках одиниці. Залежність частки викидів, виражену в частках одиниці, від товщини шару забруднення, показану на рисунку 4, b опишемо апроксимаційною формулою, що за результатами наших досліджень буде мати вигляд:

$$K(\delta_3) = A \cdot [\exp(B \cdot \delta_3) - 1], \quad (25)$$

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

конденсатора парової турбіни, м. Залежність $K(\delta_3)$, визначена за (22) та залежність за апроксимаційною формулою (24) показані на рисунку 3, а.

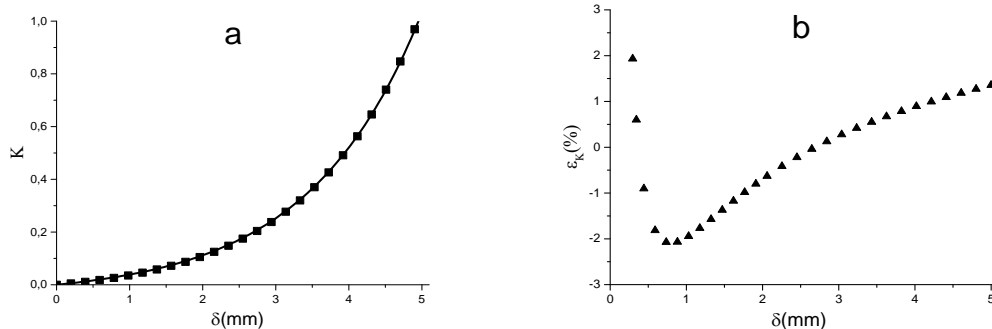


Рис. 3. Залежність частки викидів, пов’язаних із шаром забруднення K , де – апроксимація (а) ■ – розрахунок за (22) (а) та відносної похибки апроксимації (b) від товщини шару забруднення теплообмінної поверхні (δ_3)

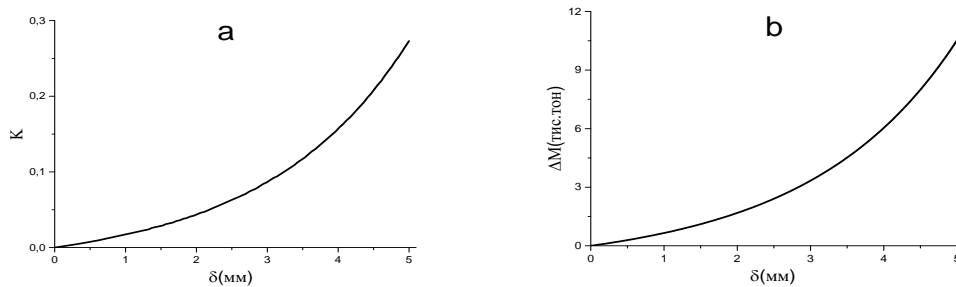


Рис. 4. Залежності середнього значення частки викидів у частках одиниці K , (а) та маси викидів NO_2 за рік (b) від товщини шару забруднення теплообмінної поверхні (δ_3)

На рисунку 3, b показано відносну похибку апроксимації (25), яка не перевищує $\pm 2\%$. З урахуванням (24) і (25) середнє значення частки викидів, пов’язаних із ростом шару забруднення, визначається:

$$K_{\text{ср}}(\delta_3) = \frac{C}{\delta_3} [\exp(B \cdot \delta_3) - 1] - A, \quad (26)$$

де $C = A/B = 6,461 \cdot 10^{-5}$ м. Частка викидів, пов’язаних із ростом шару забруднення показані на рисунку 4, а. Необхідно зазначити, що залежність (25) є універсальною для технологічного комплексу турбіна – конденсатор і не залежить від виду палива, тобто її можна використовувати для довільного виду палива, обраховуючи масу викидів M_0 за відповідними методиками, як це було зроблено у п. 1.

Таким чином, згідно з (22), маса шкідливих викидів, пов’язаних з утворенням і ростом шару забруднення на теплообмінній поверхні конденсатора парової турбіни ТЕС, буде визначатись за формулою:

$$\Delta M(\delta_3) = M_0 \left(\frac{C}{\delta_3} [\exp(B \cdot \delta_3) - 1] - A \right). \quad (27)$$

Залежність $\Delta M(\delta_3)$ показана на рисунку 4, b з якого видно, що при товщині шару відкладень усього 1 мм кількість викидів, яка утворюється за рахунок виникнення такого шару, становитиме 0,7 тис. тон на рік.

Висновки.

Уведено поняття частки шкідливих викидів, пов’язаних із виникненням і ростом шару забруднення теплообмінної поверхні конденсаторів парових турбін

ТЕС, що виражається у частках одиниці і отримано для цієї величини аналітичний вираз.

На основі теорій спалювання палива, теплообміну, а також поняття частки шкідливих викидів, пов'язаних з

виникненням і ростом шару забруднення, отримано залежність кількості шкідливих викидів, пов'язаних із спалюванням палива на ТЕС, від товщини шару забруднення теплообмінної поверхні конденсаторів парових турбін.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Закон «Про Основні засади (Стратегію) екологічної політики України на період до 2030 року». URL: http://w1.c1.rada.gov.ua/pls/zweb2/webproc4_1?pf3511=63948
2. Міністерство енергетики України. URL: <http://mpe.kmu.gov.ua>
3. ГОСТ 12.1.005-88. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны. Межгосударственный стандарт. Москва: Стандартинформ, 2008. URL: http://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page?id_doc=6264
4. СО 153-34.02.304-2003. Методические указания по расчету выбросов оксидов азота с дымовыми газами котлов тепловых электростанций. Москва : ОАО «ВТИ», 2005. 22 с. URL: <https://files.stroyinf.ru/Index2/1/4294814/4294814036.htm>
5. Проектирование топок с твердым шлакоудалением : руководящие указания. Ленинград : НПО ЦКТИ, 1981. Вып. 42. URL: <https://www.dissercat.com/content/>
6. Роддатис К. Ф., Полтарецкий А. Н. Справочник по котельным установкам малой производительности. Под ред. К. Ф. Роддатиса. Москва : Энергоатомиздат, 1989. 488 с.
7. Бродов Ю. М., Савельев Р. З. Конденсационные установки паровых турбин : учеб. пособ. для вузов. Москва : Энергоатомиздат, 1994. 288 с.
8. Костюк А. Г., Фролов В. В., Булкин А. Е., Трухний А. Д. Паровые и газовые турбины для электростанций : учеб. для вузов. Под ред. А. Г. Костюка. Москва : Издательский дом МЭИ, 2016. 557 с.
9. Гаєвський В. Р., Филипчук В. Л. Вплив забруднення теплообмінних поверхонь конденсаторів парових турбін на виникнення надзвичайних ситуацій. Проблеми надзвичайних ситуацій: матер. Міжнар. наук.-практ. конф. 19 травня, 2022. Харків : Національний університет цивільного захисту України, 2022. С. 14–15. URL: <http://pesconf.nuczu.edu.ua/>
10. Аронсон К. Э., Блинков С. Н., Брезгин В. И., Бродов Ю. М., Купцов В. К., Ларионов И. Д., Ниренштейн М. А., Плотников П. Н., Рябчиков А. Ю., Хаєт С. И. Теплообменники энергетических установок : учеб. электрон. изд. Екатеринбург : УрФУ, 2015. URL: <https://openedu.urfu.ru/files/book/Глава%202.html>
11. Типовая энергетическая характеристика конденсатора К-11520-240-2. Технические характеристики 34-70-021-86. Москва : Союзтехэнерго, 1986. 15 с. URL: http://online.budstandart.com/ru/catalog/doc-page?id_doc=70436
12. Hasson D., Perl I. Scale Deposition in Laminar Falling-Film System. *Desalination*. 1981. Vol. 37. Pp. 279–292. URL: [https://doi.org/10.1016/S0011-9164\(00\)88652-X](https://doi.org/10.1016/S0011-9164(00)88652-X)
13. Ривкин С. Л., Александров А. А. Теплофизические свойства воды и водяного пара. Москва : Энергия, 1980. 424 с. URL: <https://www.twirpx.com/file/40742/>
14. Вища математика : інтегральні числення функцій однієї змінної. Диференціальні рівняння : навч. посіб. для студ. техн. спец. Укладачі : Г. М. Кулик, О. І. Кушлик-Дивульська, Н. В. Степаненко, Н. П. Ярема. Київ : НТУУ «КПІ», 2016. 278 с. URL: https://mph.kpi.ua/assets/img/books/VPI/Posibnyk_VM_Int_DR.pdf

REFERENCES

1. *Zakon "Pro Osnovni zasady (Stratehiu) ekolohichnoi polityky Ukrainy na period do 2030 roku"* [Law "On Basic Principles (Strategy) of Environmental Policy of Ukraine for the Period Until 2030"]. URL: http://w1.c1.rada.gov.ua/pls/zweb2/webproc4_1?pf3511=63948 (in Ukrainian).
2. *Ministerstvo enerhetyky Ukrainy* [Ministry of Energy of Ukraine]. URL: <http://mpe.kmu.gov.ua> (in Ukrainian).
3. *HOST 12.1.005-88. Obshchye sanytarno-hyhyenycheskiye trebovaniya k vozdukhу rabochei zony. Mezhhosudarstvennyy standart* [General sanitary and hygienic requirements for the air of the working area. Interstate standard]. Moscow : Standartinform Publ., 2008. URL: http://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page?id_doc=6264 (in Ukrainian).
4. *СО 153-34.02.304-2003. Metodicheskiye ukazaniya po raschetу выбросов оксидов азота с дымовыту hazamу kotlov teplovыkh elektrostantsyi* [Guidelines for the calculation of nitrogen oxide emissions from flue gases of boilers of thermal power plants]. Moscow : Public Corporation "UTI", 2005, 22 p. (in Russian).

5. *Proektyrovanye topok s tverдыm shlakoudalenyem : rukovodiashchye ukazaniya* [Design of furnaces with solid slag removal : guidelines]. Leningrad : NPO, TsKTI Publ., 1981, iss. 42. (in Russian).
6. Roddatys K.F. and Poltaretskyi A.N. *Spravochnyk po kotelnyim ustanovkam maloi proyzvodytel'nosti* [Handbook of low-capacity boiler plants]. Ed. by K.F. Roddatysa. Moscow : Enerhoatomizdat Publ., 1989, 488 p. (in Russian).
7. Brodov Yu.M. and Saveliev R.Z. *Kondensatsyonnye ustanovky parovykh turbyn : uchebn. posobye dlia vuzov* [Condensing installations of steam turbines : textbook allowance for universities]. Moscow : Energoatomizdat Publ., 1994, 288 p. (in Russian).
8. Kostiuk A.H., Frolov V.V., Bulkyn A.Ye. and Trukhnyi A.D. *Parovye y hazovye turbyny dlia elektrostantsyi : uchebnyk dlia vuzov* [Steam and gas turbines for power plants : a textbook for universities]. Ed. by A.H. Kostiuk. Moscow : Publishing House MEI, 2016, 557 p. (in Russian).
9. Gayevskii V.R. and Fylypchuk V.L. *Vplyv zabrudnennia teploobminnykh poverkhon kondensatoriv parovykh turbin na vynyknennia nadzvychnykh sytuatsii* [The influence of contamination of the heat exchange surfaces of steam turbine condensers on the occurrence of emergency situations.] *Problemy nadzvychnykh sytuatsii : materialy Mizhnarodnoy naukovy-praktychnoy konferentsii* [Problems of emergency situations: materials of International scientific and practical conference]. Kharkiv, 19 May, 2022. Kharkiv : National University of Civil Defense of Ukraine, 2022, pp. 14–15. (in Ukrainian).
10. Aronson K.E., Blynkov S.N., Brezghyn V.Yu., Brodov Yu.M., Kuptsov V.K., Laryonov Yu.D., Nyrenshtein M.A., Plotnikov P.N., Riabchikov A.Yu. and Khaet S.I. *Teploobmennyye enerhetycheskye ustanovok* [Heat exchangers of power plants : educational electronic edition]. Yekaterinburh : UrPhU Publ., 2015. URL: <https://openedu.urfu.ru/files/book/Глава%202.html> (in Russian).
11. *Typovaia enerhetycheskaia kharakterystyka kondensatora K-11520-240-2. Tekhnicheskyye kharakterystyky 34-70-021-86* [Typical energy characteristic of the capacitor K-11520-240-2. Specifications 34-70-021-86]. Moscow : Soyuztekhenergo Publ., 1986, 15 p. (in Russian).
12. Hasson D. and Perl I. Scale Deposition in Laminar Falling-Film System. *Desalination*. 1981. Vol. 37. Pp. 279–292. URL: [https://doi.org/10.1016/S0011-9164\(00\)88652-X](https://doi.org/10.1016/S0011-9164(00)88652-X)
13. Ryvkyn S.L. and Aleksandrov A.A. *Teplofizycheskiye svoystva vody y vodianoho para* [Thermophysical properties of water and steam]. Moscow : Energy Publ., 1980, 424 p. URL: <https://www.twirpx.com/file/40742/> (in Russian).
14. *Vyshcha matematika : Integralne chyslennia funktsii odnoiei zminnoi. Dyferentsialni rivniannia : navchalnyi posibnyk dlia studentiv tekhnichnykh spetsial'nostei* [Vishcha Mathematics: Integral Numerical Functions of One Change. Differential Rivnyannia : primary help book for students of technical specialties]. Compilers : G.M. Kulyk, O.I. Kushlyk-Dyvulska, N.V. Stepanenko and N.P. Yarema. Kyiv : NTUU “KPI” Publ., 2016, 278 p. URL: https://mph.kpi.ua/assets/img/books/VPI/Posibnyk_VM_Int_DR.pdf (in Ukrainian).

Надійшла до редакції: 02.08.2022.