

АСПЕКТИ ЕКОЛОГІЇ ТА АВТОМАТИЗАЦІЇ ПРИ ПРОГНОЗУВАННІ ВИКИДІВ ДІОКСИДУ СІРКИ, ПОВ'ЯЗАНИХ ІЗ ЗАБРУДНЕННЯМ ТЕПЛООБМІННИХ ПОВЕРХОНЬ КОНДЕНСАТОРІВ ПАРОВИХ ТУРБІН

Бондар О.І.¹, Гаєвський В.Р.², Курилюк О.М.³, Цюй Бо^{4,5}, Менжерес Я.Ю.⁶

¹ Державна екологічна академія післядипломної освіти та управління
вул. Митрополита Василя Липківського, 35, 03035, м. Київ

² Національний університет водного господарства та природокористування України
вул. Соборна, 11, 33028, м. Рівне

³ Українська технологічна академія
пров. Куренівський, 19/5, 04073, м. Київ

⁴Українсько-Китайський міжнародний інноваційно-промисловий екопарк»,
⁵Дослідне підприємство «ВОДЕНЬ» Ltd.

вул. Гагаріна, 39, 33003, м. Рівне

⁶Науково-виробниче підприємство «МЕНКОР» Ltd.
вул. Пожарського, 4, 02094, м. Київ

dei2005@ukr.net, v.r.haievskiy@nuwm.edu.ua, alewa86@gmail.com,
quboodessa6888@gmail.com, evrobudm@gmail.com

Вугільна теплова енергетика – одна із найбільш енергоємних і екологічно брудних галузей, одним із каналів забруднення якої є значна кількість викидів шкідливих речовин, тому зменшення емісії діоксиду сірки – надважливе екологічним завданням. На сьогодні частка обсягів виробництва електроенергії тепловими електростанціями та теплоелектроцентралями залишається вагомою у всьому електроенергетичному комплексі, що призводить до значних викидів і скидів такими підприємствами шкідливих речовин у навколишнє середовище, а отже, до істотних екологічних ризиків. Величина шкідливих викидів, таких як тверді частинки (зола), діоксид сірки, діоксид азоту, оксид та діоксид вуглецю та викиди тепла залежить від ефективності роботи оборотних систем охолодження, важливим елементом якої є конденсатори парових турбін. Варто зазначити, що системи охолодження оборотного водопостачання вугільних теплових електростанцій безпосередньо впливають на ефективність використання вугілля та води, а отже, й на екологічний стан навколишнього природного середовища. Основним результатом неефективної роботи охолоджувальних систем водопостачання є підвищення температури відпрацьованої насиченої пари у конденсаторах парових турбін. Таке підвищення температури відбувається переважно від забруднення теплообмінних поверхонь конденсаторів. Забруднюючою речовиною виступають в основному малорозчинні солі та біоплівка, що мають значно нижчу теплопровідність, ніж матеріал теплообмінників, тому таке забруднення значно зменшує передачу тепла від відпрацьованої пари до охолоджувальної води, створюючи перегрів пари, що знижує потужність турбін ТЕС в цілому. Зменшення потужності призводить до збільшення обсягів використання палива, а, відповідно, й до зростання кількості викидів шкідливих речовин. Мета дослідження – означення основних аспектів екології та автоматизації під час прогнозування кількості шкідливих викидів діоксиду сірки в залежності від товщини шару відкладення карбонату кальцію на теплообмінній поверхні конденсаторів парових турбін теплоелектростанцій. У праці лексично вжиті такі поняття як екологічні аспекти та частки шкідливих викидів, пов'язані із товщиною шару забруднення теплообмінних поверхонь конденсаторів парових турбін теплових електростанцій. Використовуючи поняття частки шкідливих викидів, теорію спалювання вугілля та теплообміну, сформувався вираз для визначення величини викидів, пов'язаних із спалюванням палива в залежності від товщини шару забруднення теплообмінної поверхні конденсаторів парових турбін. Зазначено, що забруднення теплообмінної поверхні конденсатора парових турбін карбонатом кальцію, товщиною 1 мм, призводить до збільшення викидів діоксиду сірки на 3,5%, що становить, без врахування сіркоочищення, 3,3 тис. тон на рік. *Ключові слова:* забруднення навколишнього середовища, екологічні аспекти, автоматизація, викиди шкідливих речовин, діоксид сірки, теплові електростанції, конденсатори парових турбін, забруднення теплообмінних поверхонь.

Aspects of ecology and automation in the forecasting of sulfur dioxide emissions associated with contamination of the heat exchange surfaces of steam turbine condensers. Bondar A., Gaevsky V., Kuryliuk O., Qu Bo, Menzheres Ya.

Coal thermal energy is one of the most energy-intensive and ecologically dirty industries, one of the channels of pollution of which is a large number of emissions of harmful substances, and therefore the reduction of sulfur dioxide emissions is an important environmental task. At present, the share of electricity production by thermal power plants and thermal power plants remains significant in the entire electric power complex, which leads to large emissions and discharges of harmful substances by these enterprises into the environment and, therefore, to significant environmental risks. The amount of harmful emissions such as solid particles (ash), sulfur dioxide, nitrogen dioxide, oxide and carbon dioxide and heat emissions depends on the efficiency of the circulating cooling systems, an important element of which is the steam turbine condensers. It should be noted that the cooling systems of circulating water supply of coal-fired thermal power plants directly affect the effective use of coal and water, which means that they significantly

affect the ecological state of the environment. The main result of inefficient operation of water supply cooling systems is an increase in the temperature of spent saturated steam in the condensers of steam turbines. Such an increase in temperature occurs mainly due to contamination of the heat exchange surfaces of the condensers. The pollutant is mainly poorly soluble salts and biofilm, which have a much lower thermal conductivity than the material of the heat exchangers, and therefore such pollution significantly reduces the transfer of heat from the spent steam to the cooling water, creating steam overheating and reducing the power of the turbines and therefore of the entire TPP. A decrease in power leads to the need to increase fuel burning and to an increase in the number of emissions of harmful substances. The purpose of the work is to predict the amount of harmful emissions of sulfur dioxide depending on the thickness of the layer of calcium carbonate deposits on the heat exchange surface of the condensers of steam turbines of thermal power plants. In the work, the concept of the share of harmful emissions related to the thickness of the contamination layer of the heat exchange surfaces of the condensers of steam turbines of thermal power plants was introduced and an analytical expression was obtained for this share. Using the concept of the share of harmful emissions, the theory of coal combustion and the theory of heat exchange, an expression was obtained for determining the amount of emissions associated with fuel combustion depending on the thickness of the contamination layer on the heat exchange surface of steam turbine condensers. The work shows that contamination of the heat exchange surface of the condenser of steam turbines with calcium carbonate, 1 mm thick, leads to an increase in sulfur dioxide emissions by 3.5%, which is, without taking into account desulfurization, 3.3 thousand tons per year. *Key words:* environmental pollution, emissions of harmful substances, environmental aspects, automation, sulfur dioxide, thermal power plants, steam turbine condensers, contamination of heat exchange surfaces.

Вступ. Зменшення енергоємності вироблення електроенергії ТЕС призводить до обмеження викидів шкідливих речовин, зокрема діоксиду сірки, тому розв'язання такої проблеми – це важливе екологічне завдання [1]. За 2021 рік в Україні, згідно [2] частка теплових електростанцій (ТЕС) та теплоелектроцентралей (ТЕЦ) становила 29,3% і вироблена ними кількість електроенергії становила 45,830 млн. МВт годин. Не зважаючи на зменшення обсягів виробництва електроенергії ТЕС і ТЕЦ [3], нині їхня частка залишається значною, що призводить до екологічних ризиків, пов'язаних з великою кількістю шкідливих речовин, що потрапляють у навколишнє природне середовище у вигляді викидних та скидних потоків. Величина таких забруднень залежить від стану (чистоти) трубок конденсаторів парових турбін. Під час утворення відкладення підвищується температура відпрацьованої пари, зростає тиск, що, в свою чергу, знижує потужність турбін та підвищує споживання палива. При спалюванні додаткового палива, відбувається емісія в атмосферу значної кількості шкідливих речовин, що часто перевищує відповідні регламентні норми [3]. Такими шкідливими речовинами є: тверді частинки (зола), діоксид сірки (SO_2), діоксид азоту (NO_2), оксид та діоксид вуглецю (CO , SO_2) та викиди тепла. З огляду на це, визначення і прогнозування кількості шкідливих викидів, пов'язаних з надлишковим спалюванням палива, що негативно впливає як на стан повітряного басейну, так і на навколишнє середовище в цілому, є важливою екологічною задачею.

Аналіз досліджень. Кількість шкідливих викидів під час використання палива на ТЕС залежить від багатьох факторів, зокрема, значною мірою від товщини шару забруднення на теплообмінній поверхні конденсаторів парових турбін. Якість розрахунку і автоматизація прогнозування екологічних аспектів шкідливих викидів залежить від максимального врахування технологічних параметрів, режимів роботи та якості теплоносія. Таке завдання може бути вирішено завдяки поєднанню теоретичних основ процесів згоряння палива, теплообміну та фізико-хімічних процесів утворення та осадження малорозчинних

сполук і стабілізації водного теплоносія щодо процесів осадження та корозії. Такий підхід досить складний, проте найінформативніший і перспективний з точки зору подальшого розвитку розроблення ефективних технологій спалювання палива, технологічних параметрів і режимів роботи охолоджувальних систем, а також охорони навколишнього природного середовища та автоматизації розрахунків шкідливих викидів.

Розрахунки шкідливих викидів базуються на законах збереження маси і теплоти і враховують особливості технології спалювання палива. Поряд з тим, що якість теплоносія є одним із найважливіших параметрів у роботі охолоджувальних систем, він є найменш технологічно контрольованим у порівнянні, наприклад, з витратами пари чи охолоджувальної води і тому потребує безперервного контролю та корекції різними хімічними і фізичними методами. Отже, враховуючи вищевикладене, для прогнозування кількості шкідливих викидів необхідно удосконалювати методики розрахунків, що дозволить створювати більш детальні моделі залежності кількості викидів шкідливих речовин від товщини шару забруднення теплообмінних поверхонь конденсаторів парових турбін, технологічних параметрів і режимів, а також від фізико-хімічних властивостей теплоносія. З точки зору якості теплоносія є важливим врахування процесів утворення малорозчинних сполук, перш за все, таких як карбонат кальцію та дигідрат сульфату кальцію. З метою попередження утворення і відкладення малорозчинних солей та виникнення корозії на поверхнях теплообміну необхідно розробляти нові стабілізаційні методи і методики реагентної та безреагентної обробки теплоносія, розвивати методи визначення стабільності теплоносія до вищевказаних процесів.

Дослідження впливу забруднень теплообмінних поверхонь на процес теплопередачі виконується декількома шляхами. Один із них – визначення впливу забруднень на значення коефіцієнта теплопередачі без урахування товщини шару забруднень. За такого підходу в процесі утворення відкладень основним контролюючим параметром є спад темпе-

ратури через теплообмінну поверхню (температурний напір) з подальшим розрахунком коефіцієнта теплопередачі [4, 5]. Такий підхід не враховує величину товщини шару відкладень і його можна застосовувати в умовах, близьких до експериментальних. Інший підхід базується на розрахунку коефіцієнта теплопередачі за певними моделями [6–8], у яких використовуються критерії Прандтля, Рейнольдса та ін. Використання моделей у критеріальній формі є недостатньо інформативним тому що вони, в свою чергу, залежать від інших важливих фізичних та технологічних параметрів, хоча вони є зручними для здійснення загальних розрахунків. У деяких дослідженнях зазначається відносна зміна, тобто відношення коефіцієнтів теплопередачі K/K_0 (K_0 – незабруднена поверхня, K – забруднена поверхня) [9–11]. Такий спосіб не враховує фізичних параметрів, технологічних режимів та якості теплоносія. Він є малоінформативним і дає змогу тільки якісно оцінити відносний вплив забрудненої поверхні на зміну коефіцієнта теплопередачі. До того ж такий підхід не є прогностичним щодо впливу різних фізичних величин, технологічних факторів і якості теплоносія на зміну коефіцієнта теплопередачі і отже на зміну кількості шкідливих викидів від спалювання палива на ТЕС. Отже, необхідно розробляти підхід, який дозволяв би найбільш повно та якісно визначити зміну коефіцієнта теплопередачі і на цій підставі робити прогностичні оцінки щодо комплексного впливу різних факторів на якість процесу теплообміну й на кількість шкідливих викидів у навколишнє середовище від спалювання палива. Такий підхід, на думку авторів, має базуватися на взаємопов'язаному, багатаетапному розрахунку, сформуватися у окрему цільну методику послідовних розрахунків з мож-

ливістю аналізу та прогнозування впливу технологічних параметрів роботи ТЕС, фізичних величин і якості охолоджувальної води на викиди шкідливих речовин від спалювання палива.

Метою даної роботи є розрахунок основних екологічних аспектів та можливості автоматизації розрахунків викидів діоксиду сірки при спалюванні палива на ТЕС в залежності від технологічних параметрів роботи конденсаторів парових турбін, товщини шару відкладення на теплообмінній поверхні, якості теплоносія і виду палива за допомогою розрахунку коефіцієнта теплопередачі теплообмінників.

Результати досліджень. Для розрахунку залежності кількості викидів діоксиду сірки від товщини шару забруднення використаємо схему процесу теплообміну в теплообміннику конденсатора парової турбіни. Згідно схеми, ми нехтуємо забрудненням з боку відпрацьованої пари (рис. 1). На схемі видно, що процес теплообміну відбувається через шар плівки конденсату, стінку теплообмінника та нашарування забруднення охолоджувальної води. Розрахунок виконаємо для ТЕС, потужністю 2500 МВт, що комплектується п'ятьма турбінами по 500 МВт кожна. Загальні витрати палива марки АШ (АСШ) становить у середньому $6,0 \cdot 10^9$ кг за рік. Розрахунок викидів SO_2 виконуються у такій послідовності:

Маса викидів SO_2 визначається за формулою [12]:

$$M_{\text{тв}} = 2 \cdot 10^{-2} \cdot V \cdot S^p \cdot (1 - \eta') \cdot (1 - \eta''), \quad (1)$$

де S^p – кількість сірки у паливі на робочу масу, %; η' – доля SO_2 , що зв'язується леткою золою у котлі, що рівна 10^{-3} (0,1%) [12]; η'' – доля SO_2 , що вловлюється вологим золовловлювачем і що залежить

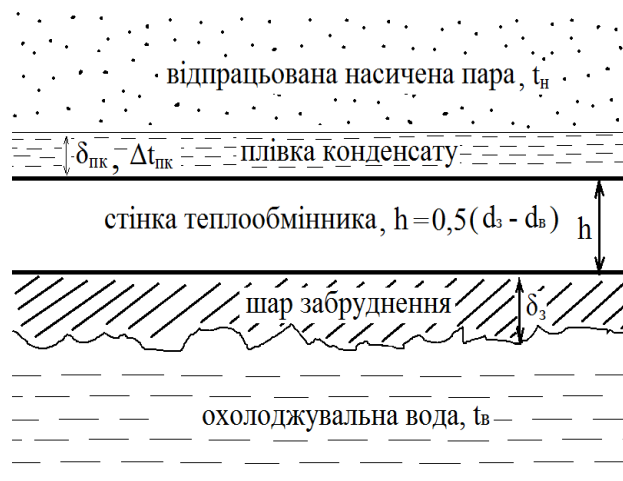


Рис. 1. Схема процесу теплообміну через поверхню теплообмінних трубок конденсатора парової турбіни: h – товщина стінки теплообмінної трубки; $d_з$ – зовнішній діаметр стінки; $d_в$ – внутрішній діаметр стінки; t_n – температура відпрацьованої пари; $\Delta t_{\text{нк}}$ – температурний напір плівки конденсату; $t_в$ – температура охолоджувальної води; $\delta_{\text{нк}}$ – товщина плівки конденсату; $\delta_з$ – товщина шару забруднення

від сірності палива (приведеної) S^p/Q^p (де Q^p – теплота згоряння палива, віднесена до робочої маси, МДж/кг), що рівна $S^p/Q^p = 0,08$ і при середній лужності зрошувальної води (5 ммоль/дм^3) рівна $\eta'' = 2 \cdot 10^{-2}$ (2%). Отже, за відсутності сіркоочищення, при $V = 6,0 \cdot 10^9 \text{ кг/рік}$, кількість викидів становитиме 200 тис.тон/рік SO_2 ($6,342 \cdot 10^3 \text{ г/с}$), що становить 3.3% від маси палива.

Температура насичення відпрацьованої пари в конденсаторі (t_n) визначається за рівнянням:

$$t_n = t_{\text{вх}} + \Delta t_b + \delta t, \quad (2)$$

де $t_{\text{вх}}$ – температура вхідної охолоджувальної води; $\Delta t_b = t_{\text{вих}} - t_{\text{вх}}$ – нагрів води у конденсаторі; $t_{\text{вих}}$ – температура вихідної води; δt – температурний напір (див. рис. 1). Рівняння (4, 6) визначає ефективність роботи як конденсатора так і всієї конденсаційної установки і є основним рівнянням роботи конденсатора. Температура охолоджувальної води залежить як від місцерозташування ТЕС, так і від пори року, а також істотно залежить від системи водопостачання. Середньорічну температуру охолоджувальної води, як правило, беруть з ряду – 10 °С, 12 °С, 15 °С або 20 °С. Враховуючи, що теплота фазового переходу пара – конденсат змінюється мало, то в першому наближенні вона може бути прийнята 2430 кДж/кг і теплоємність конденсату за постійного тиску $c_p = 4,185 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$. Тоді, для оціночних розрахунків, нагрів охолоджувальної води розрахуємо за формулою:

$$\Delta t_b = 580 \cdot \frac{D_n}{G_b} = \frac{580}{m}, \quad (3)$$

де D_n – витрата пари, що надходить в конденсатор; G_b – витрата охолоджувальної води через конденсатор. Температурний напір (δt) визначається за рівнянням :

$$\delta t = \frac{\Delta t}{\exp\left(\frac{KF}{G_b c_p}\right) - 1}, \quad (4)$$

де K – коефіцієнт теплопередачі; F – площа поверхні через яку відбувається теплообмін; c_p – теплоємність води при постійному тиску. Для наших умов (див. рис. 1) коефіцієнт теплопередачі буде мати вигляд:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{пс}}} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_{\text{св}}} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}}, \quad (5)$$

де $\alpha_{\text{пс}}$, – коефіцієнти тепловіддачі пара – стінка; $\alpha_{\text{св}}$ – коефіцієнти тепловіддачі стінка – вода, $\text{Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$; δ_c , – товщина стінки теплообмінної трубки; δ_3 – товщина внутрішнього шару забруднення, м; λ_c, λ_3 – коефіцієнти теплопровідності стінки трубки та шару забруднення зі сторони охолоджувальної води відповідно, $\text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$. Враховуючи (7), основне рівняння роботи конденсатора зазначимо у вигляді:

$$t_n = t_{\text{вх}} + 580 \cdot \frac{D_n}{G_b} \cdot \left\{ 1 + \left[\exp\left(\left(\frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{пс}}} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_{\text{св}}} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}} \right) \cdot \frac{F}{G_b \cdot c_p} \right) - 1 \right] \right\}^{-1}, \quad (6)$$

де

$$\alpha_{\text{пс}} = 27,015 \cdot \left(\frac{\lambda_{\text{пк}} \rho_{\text{пк}}^{0,2}}{\eta_{\text{пк}}^{0,14} \rho_{\text{п}}^{0,08}} \right) \cdot \left(\frac{F^{0,14} D_n^{0,02}}{S^{0,16} d_3^{0,8}} \right) i \quad (7)$$

$$\alpha_{\text{св}} = 4,86 \cdot 10^{-2} \cdot \left(\frac{Pr^{0,4} \cdot \lambda_b}{\nu_b^{0,8} \cdot \rho_b^{0,8}} \right) \cdot \left(\frac{G_b}{n \cdot d_b^{2,25}} \right)^{0,8}. \quad (8)$$

ν_b – кінематична в'язкість води, $\text{м}^2/\text{с}$; $\eta_{\text{пк}}$ – динамічна в'язкість води, $\text{Па}\cdot\text{с}$; ρ_b – густина води, кг/м^3 ; $\rho_{\text{пк}}$ – густина плівки конденсату, кг/м^3 ; $\rho_{\text{п}}$ – густина відпрацьованої водяної пари, кг/м^3 ; d_b – внутрішній діаметр трубки теплообмінника, м; d_3 – зовнішній діаметр теплообмінної трубки, м; n – кількість теплообмінних трубок у конденсаторі, шт.; S – площа горловини конденсатора, м^2 .

Зменшення потужності визначимо, використавши (6). Розрахунки здійснюються для турбіни марки К-500-240-2 та конденсатора марки К-11520-2 виробництва ХТЗ з урахуванням табличних фізичних величин $\lambda_c, \lambda_3, \nu_b, \eta_{\text{пк}}, \rho_b, \rho_{\text{п}}, Pr, c_p$ та постійних технологічних величин $\delta_c, G_b, F, d_b, d_3, n, D_n, S$ [16–17]. Коефіцієнт теплопровідності забруднюючої речовини беремо для CaCO_3 і він рівний $\lambda_3 = 1,9 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ [18]. Температуру охолоджувальної води беремо рівною $\Delta t = 15 \text{ }^\circ\text{С}$. Для визначення втрати потужності турбіни К-500-240-2 (ΔN) враховуємо поправку до потужності, пов'язану з відхиленням тиску відпрацьованої пари в конденсаторі (3,88 МВт на 1 кПа). Тиск пари в конденсаторі (кПа) розрахуємо, використовуючи окреслену апроксимаційну залежність температурну ($^\circ\text{С}$) залежність (9). Визначена апроксимаційна залежність для діапазону робочих температур відпрацьованої пари 10–60 °С за розрахунками не перевищує $\pm 1\%$ (див. рис. 2).

$$p(t) = 1,75 + 0,5 \sqrt{12,25 + 4 \exp(8,82 \cdot 10^{-2} t + 0,86)}. \quad (9)$$

На основі (9), використовуючи поправки до потужності, визначаємо втрати потужності (ΔN) за формулою:

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

де $t_n(\delta_3)$ визначається за (6) а ΔN виражається у МВт

Візьмемо величину, з назвою частка шкідливих викидів, пов'язану з забрудненням теплообмінної поверхні. Вона характеризує вплив забруднення теплообмінної поверхні на величину викидів шкідливих речовин (k), що рівна:

$$k(\delta_3) = \frac{\Delta M(\delta_3)}{M_0} = \frac{\Delta N(\delta_3)}{N}, \quad (11)$$

де $\Delta M(\delta_3)$ – кількість викидів, що пов'язана з відкладенням певної товщини шару забруднення δ_3 ; M_0 – маса викидів, що утворюється, коли теплообмінна

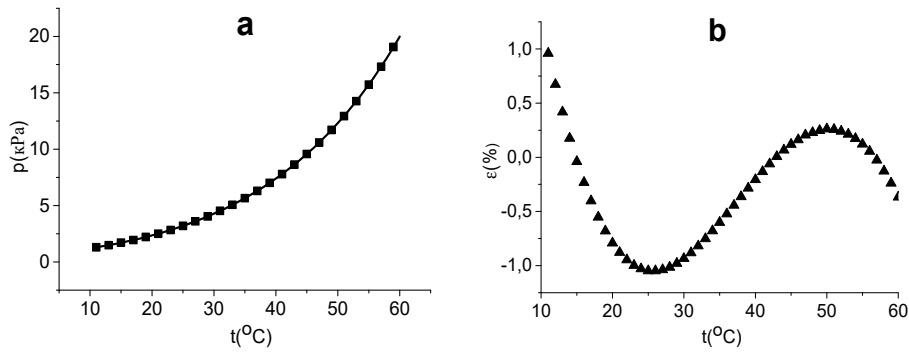


Рис. 2. Температурна залежність тиску (p) насиченої пари (а) та відносна похибка (ϵ) апроксимації (б) від температури. Лінія – апроксимаційна залежність (9), ■ – табельовані табличні дані [22]

поверхня є незабрудненою ($\delta_3 = 0$), і визначається за (1); N – номінальна потужність парової турбіни.

Розрахунок робимо для номінальних значень $p_n = 4,42$ кПа і $t_n = 30,8$ °С [18], підставляючи у (6) значення табличних величин, [21]: $\lambda_c = 130$ 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, $\rho_n = 0,031$ кг/м³, $P_{r_b} = 6,889$, $\nu_b = 0,793 \cdot 10^{-6}$ м²/с, $\rho_b = 998,13$ кг/м³; та технологічних величин [16–17]: $F = 2,304 \cdot 10^4$ м², $D_n = 959,5$ т/год, $S = 119,1$ м², $d_3 = 28$ мм, $G_b = 51480$ м³/годину, $n = 29500$, $d_n = 26$ мм а також використовуючи (9)–(11), отримаємо залежності втрати потужності $\Delta N(\delta_3)$ та частки шкідливих викидів $k(\delta_3) = \Delta N(\delta_3)/N$ від товщини шару забруднення теплообмінної поверхні, що відображені на рис. 3. Для товщини шару забруднення в 1 мм, як видно на рис. 3, втрата потужності становить близько 20 МВт, а частка надлишкових викидів близька до величини 3,5%.

Оскільки досліджується динамічна система, що враховує неперервний ріст шару забруднень, товщина якого за певний проміжок часу досягає величини δ_k , то визначення маси викидів, з використанням теореми про середнє [22] можна записати:

$$\Delta M(\delta_k) = \frac{1}{\delta_k} \int_0^{\delta_k} M_0 k(\delta_3) d\delta_3 = \frac{M_0}{\delta_k} \int_0^{\delta_k} k(\delta_3) d\delta_3 = M_0 \cdot k_{cp}, \quad (12)$$

де

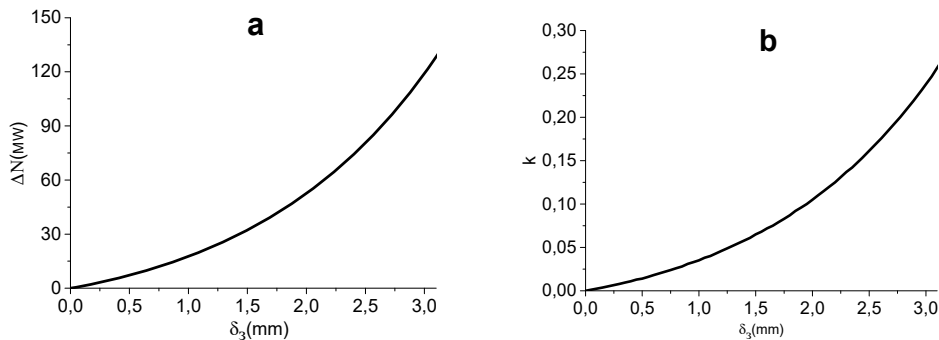


Рис. 3. Залежності втрати потужності ΔN (а) та частки (в долях одиниці) k шкідливих викидів (б) від товщини шару забруднення теплообмінної поверхні (δ_3)

$$k_{cp}(\delta_k) = \frac{1}{\delta_k} \int_0^{\delta_k} k(\delta_3) d\delta_3. \quad (13)$$

Величина $k_{cp}(\delta_k)$ – це середнє значення частки викидів, виражене у долях одиниці. Залежність частки викидів, виражену у долях одиниці від товщини шару забруднення, показано на рис. 4б. Встановлено, що залежність $k(\delta_k)$ добре описується апроксимаційною формулою, що має вигляд:

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

де $A = 4,18 \cdot 10^{-2}$; $B = 647$ м⁻¹, δ_3 – товщина шару забруднення поверхні трубки конденсатора парової турбіни, м. залежність $k(\delta_3)$ визначена за (13) та залежність за апроксимаційною формулою відображені на рис. 4а.

Рис. 4б – відображено відносну похибку апроксимації, що не перевищує $\pm 2\%$. Середнє значення частки викидів, пов'язаних зі збільшенням шару забруднення, визначається:

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

де $C = A/B = 6,461 \cdot 10^{-5}$ м. Частка викидів, пов'язаних з ростом шару забруднення, відображена на рис. 5а. Варто зазначити, що (15) залежить від виду забруднення теплообмінної поверхні (у даній роботі, це CaCO_3) а також від шорсткості поверхні, що формує

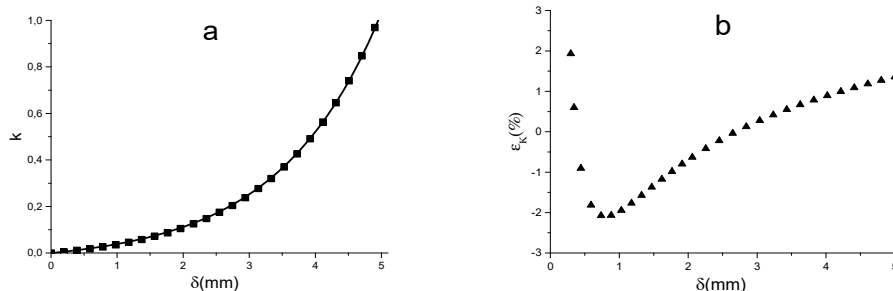


Рис. 4. Залежність частки шкідливих викидів (k), пов'язаних з шаром забруднення (а) та залежність похибки апроксимації (б) від товщини шару забруднення (δ). Для а: лінія – апроксимація за (18), ■ – розрахунок за (15)

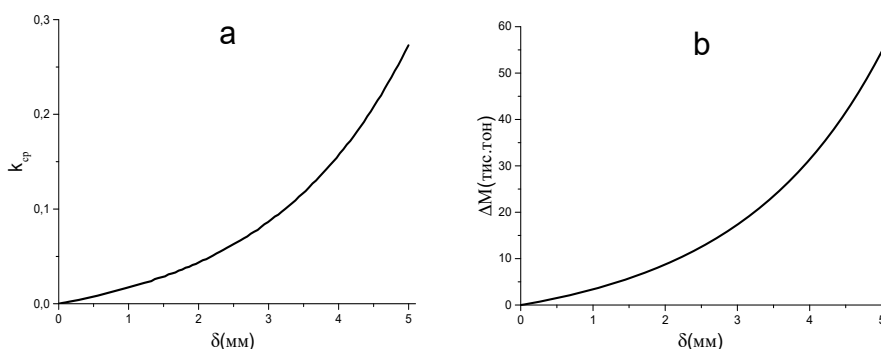


Рис. 5. Середнє значення частки викидів (у долях одиниці) k_{cp} , (а) та річна маса викидів CO (б) в залежності від товщини шару забруднення теплообмінної поверхні (δ)

площу поверхні теплообміну, такі параметри будуть характерні для певної охолоджувальної води і мають корегуватися конкретними показниками експериментальних досліджень для даної охолоджувальної води. Отже, згідно (11) величина викидів, пов'язаних з утворенням і ростом шару забруднення на теплообмінній поверхні визначатиметься за формулою:

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

Залежність $\Delta M(\delta_3)$ відображена на рис. 5б, де видно, що зі збільшенням товщини шару відкладення кількість викидів зростає не лінійно і з наростанням. Розрахунок засвідчує, що за товщини шару забруднення в 1 мм, кількість викидів SO_2 становить 3,3 тис. тон за рік.

Висновки. Розрахована кількість викидів діоксиду сірки від спалювання палива на ТЕС

з використанням коефіцієнта теплопередачі, що враховує технологічні параметри роботи конденсаторів парових турбін, товщину шару відкладення на їхній теплообмінній поверхні, якість теплоносія та вид палива. Для розрахунку використано поняття частки шкідливих викидів, пов'язаної із виникненням і збільшенням шару забруднення, що дозволяє розрахувати динаміку накопичення шару забруднення на теплообмінній поверхні конденсатора парової турбіни. Виконано прогностичні розрахунки валових викидів діоксиду сірки залежно від товщини шару забруднення теплообмінної поверхні карбонатом кальцію. Зазначено, що забруднення теплообмінної поверхні конденсатора парових турбін карбонатом кальцію, товщиною 1 мм, призводить до збільшення викидів діоксиду сірки на 3,5%, що становить, без урахування сіркоочищення, 3,3 тис. тон на рік.

Література

1. Закон «Про Основні засади (Стратегію) екологічної політики України на період до 2030 року» / Відомості Верховної Ради (ВВР), 2019, № 16, ст. 70. Міністерство енергетики України. URL: <http://mpe.kmu.gov.ua>
2. Наказ МОЗ 14.01.2020, № 52 «Про затвердження гігієнічних регламентів допустимого вмісту хімічних і біологічних речовин в атмосферному повітрі населених місць» Зареєстровано в Міністерстві юстиції України 10 лютого 2020 р. за № 156/34439.
3. Mwaba M.G., Rindt C.C.M., Van Steenhoven A.A., Vorstman M.A.G. Validated Numerical Analysis of $CaSO_4$ Fouling. *Heat Transfer Engineering*, 27(7):50–62, 2006. 5. Mwaba M.G., Rindt C.C.M., Van Steenhoven A.A., Vorstman M.A.G. Experimental Investigation of $CaSO_4$ Crystallization on a Flat Plate. *Heat Transfer Engineering*, 27(3):42–54, 2006.

4. Hewitt, G.H., Shires, G.L. and Bott, T.R. (1994) Process Heat Transfer. CRC Press Inc, Florida.
5. Dong, S., & Meng, H. U. I. (2004). Flow past a trapezoidal tab. *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 510, pp. 219–242.
6. Lemenand, T., Habchi, C., Della Valle, D., & Peerhossaini, H. (2018). Vorticity and SO₂ convective heat transfer downstream of a vortex generator. *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 125, pp. 342–349.
7. Simarpreet Singh, Sanjeev Jakhar. Performance Investigation of Plate Type Heat Exchanger (A Case Study). *International Journal of Engineering Research and Applications*, Vol. 4, Issue 4 (Version 5), April 2014, pp. 127–131.
8. Кочмарський В.З., Кочмарський О.В., Міщенко К.Д. Аналіз стабілізації інгібіторами оборотної води систем технічного водопостачання. *Енергетика та електрифікація*. № 4 (380), 2015, с. 8–12.
9. Кочмарський В.З., Костюк О.П., Тимейчук О.Ю. Відкладення у водогрійних котлах та їх наслідки. *Вісник НУВГП, серія «Технічні науки»*, вип. 3(95). 2021. с. 57–66.
10. Методика определения валовых выбросов загрязняющих веществ в атмосферу от котельных установок ТЭС. РД 34.02.305–98.
11. Мейкляр М.В. Краткий справочник по паровым котлам, М. – Л., Госэнергоиздат, 1961. 104 с.
12. Роддатис К. Ф., Полтарецкий А. Н. Справочник по котельным установкам малой производительности/Под ред. К. Ф. Роддатиса. М.: Энергоатомиздат, 1989. 488 с.
13. Гаєвський В.Р., Филипчук В.Л., Дейнека О.Ю. Вплив забруднень теплообмінних поверхонь конденсаторів парових турбін на величину викидів діоксиду азоту. *Український журнал будівництва та архітектури. Науково – практичний журнал*. Дніпро. 2022. № 5 (011). С. 27–35.
14. Типовая энергетическая характеристика конденсатора К-11520-240-2. Технические характеристики 34-70-021-86. Москва: Союзтехэнерго.1986. 15 с.
15. К.Э. Аронсон, С.Н. Блинков, В.И. Брезгин, Ю.М. Бродов, В.К. Купцов, И.Д. Ларионов, М.А. Ниренштейн, П.Н. Плотников, А.Ю. Рябчиков, С.И. Хагт. Теплообменники энергетических установок. Учебное электронное издание. Екатеринбург: УрФУ, 2015.
16. Hasson D., Perl I. Scale Deposition in Laminar Falling-Film System. *Desalination*. 1981. Vol. 37, pp. 279–292.
17. Бондар О.І., Филипчук В.Л. Гаєвський В.Р., Курилюк М.С., Цюй Бо. Прогнозування впливу забруднення теплообмінних поверхонь конденсаторів парових турбін на викиди шкідливих речовин ТЕС. *Науково-практичний журнал “Екологічні науки”*. Випуск 3 (42), 2022. С. 7–13. DOI <https://doi.org/10.32846/2306-9716/2022.eco.3-42.1>
18. Ривкин С. Л., Александров А. А. Теплофизические свойства воды и водяного пара. Москва: Энергия, 1980. 424 с.
19. Reif F. Fundamentals of Statistical and Thermal Physics. Levant book. 1st edition, January 1, 2010. 651 p.