

ПРОГНОЗУВАННЯ ВПЛИВУ ЗАБРУДНЕННЯ ТЕПЛООБМІННИХ ПОВЕРХОНЬ КОНДЕНСАТОРІВ ПАРОВИХ ТУРБІН НА ВИКИДИ ШКІДЛИВИХ РЕЧОВИН ТЕС

Бондар О.І.¹, Филипчук В.Л.², Гаєвський В.Р.², Курилюк М.С.³, Цюй Бо⁴

¹Державна екологічна академія післядипломної освіти та управління
вул. Митрополита Василя Липківського, 35, корпус 2, 03035, м. Київ

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

³Українська технологічна академія асоційована при ЮНЕСКО
пров. Куренівський, 19/5, офіс 200, 04073, м. Київ

⁴«Українсько-Китайський міжнародний інноваційно-промисловий парк»
і Дослідне підприємство «ВОДЕНЬ» Ltd
вул. Гагаріна, 39, 33003, м. Рівне

dei2005@ukr.net; v.l.fylypchuk@nuwm.edu.ua; v.r.haievskiy@nuwm.edu.ua;
atol.rosa@gmail.com; huaqiao_ogecca@163.com

Досліджено висновок, що забруднення трубок конденсаторів турбін з водяного боку є найчастішою причиною погіршення в них вакууму. Так, зміна вакууму на 1% призводить до збільшення витрат пари турбоустановки та палива в середньому на 1%, що зменшує економічність і екологічність роботи електростанцій. Погіршення екологічного стану під час роботи ТЕС спричиняє збільшення викидів оксиду та діоксиду вуглецю (CO , CO_2), оксидів азоту (NO_x), діоксиду сірки (SO_2), твердих частинок (золи) та викидів тепла, що підсилює парниковий ефект в атмосфері.

Тому питання зменшення газових викидів під час роботи ТЕС завдяки інтенсифікації теплообміну шляхом зменшення відкладень з циркуляційної води – це важливе завдання у сфері екологічної безпеки. Істотне значення для його вирішення має використання моделей теплообміну в конденсаторах парових турбін, що дозволяє оцінювати ефективність роботи як конденсаторів, так і всієї ТЕС, а також прогнозувати кількість викидів шкідливих речовин від надлишкового спалювання палива.

У праці використано основне рівняння роботи конденсатора, що визначає температуру насичення відпрацьованої пари, згідно з яким температура насичення відпрацьованої пари залежить від температури охолоджувальної води на вході і виході конденсатора та недогріву до температури насичення, що залежить від фізичних та технологічних величин, які в цілому відображають загальну теплопередачу від пари до охолоджувальної води, а також від товщини шару забруднення теплообмінної поверхні. Недогрів розраховувався за моделями тепловіддачі пари: зовнішня стінка і внутрішня стінка – охолоджувальна вода. Дані моделі були скореговані для зручності розрахунків з використанням апроксимаційної залежності тиску насиченої відпрацьованої пари від її температури насичення. За скорегованою моделлю були визначені залежності втрати потужності турбіни і частка викидів, пов'язаних з товщиною шару забруднення. Розрахунки засвідчили, що для розглянутих технологічних умов роботи турбіни К-500-240-2 та конденсатора К-11520-2 при утворенні шару забруднення в 1 мм втрата потужності турбіни може досягати 15 МВ, а кількість надлишкових викидів становитиме близько 3%, що, окрім збільшення загального забруднення повітряного басейну під час роботи ТЕС, буде також підсилювати парниковий ефект. *Ключові слова:* викиди шкідливих речовин, теплоелектростанції, конденсатори парових турбін, забруднення теплообмінних поверхонь, теплопередача.

Prediction of the influence of pollution of heat-exchange surfaces of steam turbine condensers on harmful substance emissions of TPP. Bondar A., Fylypchuk V., Gaevsky V., Kuryliuk M., Qu Bo

Fouling of turbine condenser tubes on the water side is the most common cause of vacuum deterioration in them. Deterioration of vacuum by 1% leads to an increase in the consumption of turbine steam and fuel by an average of 1%, which reduces the efficiency and environmental friendliness of power plants. The deterioration of the environmental friendliness of the operation of thermal power plants consists in an increase in emissions of carbon monoxide and dioxide (CO , CO_2), nitrogen oxides (NO_x), sulfur dioxide (SO_2), particulate matter (ash) and heat, which enhances the greenhouse effect in the atmosphere.

Therefore, the issue of reducing gas emissions in the operation of thermal power plants by intensifying heat transfer by reducing deposits from circulating water is an important task in the field of environmental safety. Of essential importance for solving this problem is the use of heat transfer models in the condensers of steam turbines, which makes it possible to evaluate the efficiency of both condensers and the entire TPP, and also makes it possible to predict the amount of emissions of harmful substances from excessive combustion of fuel.

The paper uses the basic equation for the operation of the condenser, which determines the saturation temperature of the exhaust steam. According to the equation, the saturation temperature of the exhaust steam depends on the temperature of the cooling water at the inlet and outlet of the condenser and subcooling to the saturation temperature. Subcooling to saturation temperature depends

on physical and technological quantities, which together characterize the total heat transfer from steam to cooling water, and also depends on the thickness of the heat exchange surface contamination layer. Subcooling was calculated according to the steam heat transfer models – the outer wall and the inner wall – cooling water. These models were corrected for the convenience of calculations using the approximate dependence of the saturated exhaust steam pressure on its saturation temperature. According to the corrected model, the dependences of the turbine power loss and the share of emissions associated with the thickness of the pollution layer were determined. It follows from the calculations that for the considered technological operating conditions of the K-500-240-2 turbine and K-11520-2 condenser, with the formation of a pollution layer of 1 mm, the turbine power loss can reach 15 MW, and the amount of excess emissions will be about 3%. in addition to an increase in the overall pollution of the air basin during the operation of a thermal power plant, it will also increase the greenhouse effect. *Key words:* emissions of harmful substances, thermal power plants, steam turbine condensers, pollution of heat exchange surfaces, heat transfer.

Вступ. Забруднення трубок конденсаторів турбін з водяної сторони – найчастіша причина погіршення в них вакууму [1, 2]. Одним з найпоширеніших забруднень є малорозчинні солі CaCO_3 [3] та $\text{CaSO}_4 \cdot \text{H}_2\text{O}$ [4, 5], що відкладаються на поверхні теплообмінних елементів у вигляді щільного осаду. Зміна вакууму на 1% призводить до збільшення витрат пари турбоустановки та палива в середньому на 1%, що зменшує економічність і екологічність роботи електростанцій [6, 7]. Погіршення екологічності роботи ТЕС виникає із збільшенням викидів оксиду та діоксиду вуглецю (CO , CO_2), оксидів азоту (NO_x), діоксиду сірки (SO_2), твердих частинок (золи) та викидів тепла, що підсилює парниковий ефект в атмосфері.

Тому питання зниження газових викидів в роботі ТЕС за рахунок інтенсифікації теплообміну в теплоенергетичних апаратах шляхом зменшення відкладень з циркуляційної води є важливим завданням у сфері екологічної безпеки. Істотне значення для вирішення даної задачі має використання моделей теплообміну конденсатора парових турбін у взаємозв'язку з результатами експериментальних даних, що дозволяє дослідити експлуатаційні параметри теплообмінних поверхонь турбін, а також здійснювати прогнозування шкідливих викидів паротурбінних

і конденсаційних установок і в цілому оцінювати роботу всієї ТЕС.

Метою даної роботи є дослідження існуючих теоретичних моделей теплообміну у взаємозв'язку з технологічними параметрами конденсаційних та турбінних установок для прогнозування кількості шкідливих викидів ТЕС, пов'язаних з утворенням шару забруднення на теплообмінних поверхнях конденсаторів парових турбін.

Аналіз теоретичних моделей теплообміну в конденсаторах парових турбін. На рис. 1 показана схема теплообмінного процесу в теплообміннику конденсатора парової турбіни.

Як видно, що зі сторони пари на поверхні стінки теплообмінника утворюється двофазна система «відпрацьована насичена пара – плівка конденсату», а зі сторони охолоджувальної води утворюється шар забруднення.

Всі моделі теплообміну базуються на рівнянні теплового балансу, який для конденсатора парових турбін буде наступним [8, 9]:

$$G_g c_p \Delta t = D_n (h_n - h_k), \quad (1)$$

де G_g – витрата охолоджувальної води через конденсатор; c_p – теплоємність води при постійному тиску;

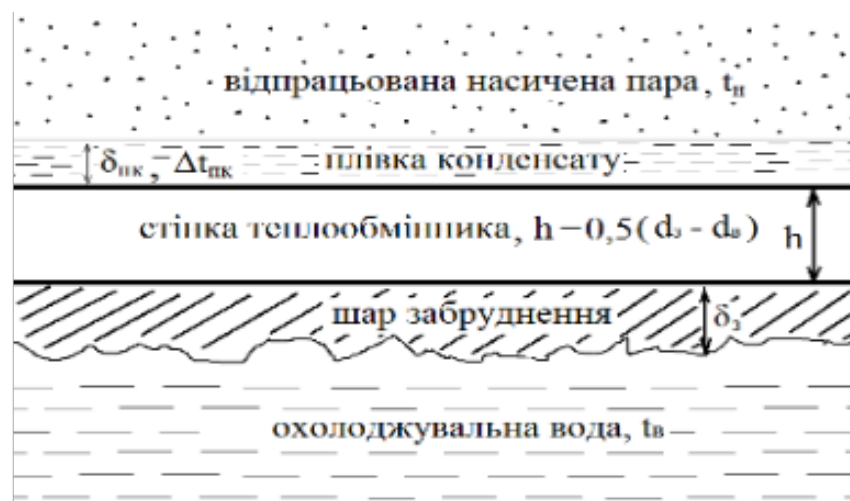


Рис. 1. Схема теплообмінного процесу в теплообміннику конденсатора парової турбіни без врахування забруднень зі сторони відпрацьованої пари: h – товщина стінки теплообмінної трубки; $d_з$ – зовнішній діаметр стінки; $d_в$ – внутрішній діаметр стінки; t_n – температура відпрацьованої пари; $\Delta t_{нк}$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

D_n – витрата пари, що надходить в конденсатор; h_n, h_k – ентальпія відпрацьованої насиченої пари і конденсату відповідно. Відношення витрати охолоджувальної води до витрати пари є кратність охолодження m (кг/кг), яка дорівнює

$$m = \frac{G_s}{D_n}. \quad (2)$$

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

$$t_n = t_{вх} + \Delta t_s + \delta t, \quad (3)$$

де $t_{вх}$ – температура охолоджувальної води на вході у конденсатор; $\Delta t_s = t_{вих} - t_{вх}$ – 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).

Рівняння (3) 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 з ряду 10 °С, 12 °С, 15 °С або 20 °С. Величина ($h_n - h_k$) в (1) є теплою фазового переходу (g). Для конденсаторів парових турбін вона змінюється несуттєво і в першому наближенні може бути прийнята 2430 кДж/кг. З урахуванням того що при реальних значеннях середньої температури води у конденсаторі її теплоємність при постійному тиску $c_p = 4,185$ кДж/(кг·К), то для оціночних розрахунків нагрів води у конденсаторі можна розраховувати за співвідношенням

$$\Delta t_n = 580 \cdot \frac{D_n}{G_s} = \frac{580}{m}. \quad (4)$$

Недогрів охолоджуючої води в конденсаторі (δt) до температури насичення (t_n) визначається термічним опором між насиченою парою, що конденсується та охолоджувальною водою (див. рис. 1). Записавши рівняння теплопередачі (1) у вигляді [8, 9]:

$$G_s c_p \Delta t = KF \Delta t_{cp}^{log}, \quad (5)$$

де Δt_{cp}^{log} – середньологарифмічний нагрів охолоджувальної води, що визначається

$$\Delta t_{cp}^{log} = \frac{\Delta t}{\ln \left(\frac{\Delta t + \delta t}{\delta t} \right)}, \quad (6)$$

отримуємо рівняння температурного напору (δt) [10]:

$$\delta t = \frac{\Delta t}{\exp \left(\frac{KF}{G_s c_p} \right) - 1} = \frac{\Delta t}{\exp \left(\frac{KF}{D_n m c_p} \right) - 1} = \frac{\Delta t}{\exp \left(\frac{K}{d_k m c_p} \right) - 1}, \quad (7)$$

$$d_k = \frac{D_n}{F}, \quad (8)$$

де K – загальний коефіцієнт теплопередачі в конденсаторі; F – площа поверхні теплообміну конденсатора; d_k – питоме парове навантаження конденсатора.

Недогрів охолоджувальної води в конденсаторі δt до температури насичення залежить від питомого парового навантаження конденсатора, чистоти поверхні теплообміну конденсатора, температури та швидкості руху охолоджувальної води, матеріалу трубок та ряду інших факторів. Недогрів, що характеризує ефективність роботи конденсатора, також визначає оптимальність підбору обладнання та його взаємодії у схемі конденсаційної установки загалом. Будь – які заходи, щодо збільшення коефіцієнта теплопередачі, призводять до зниження недогріву і таким чином – до підвищення ефективності роботи як конденсатора так і всієї електростанції.

У рівнянні (5) коефіцієнт теплопередачі K (Вт/(м²·К)), обернений до температурного опору R (м²·К/Вт), дорівнює

$$K = \frac{1}{R}. \quad (9)$$

Температурний опір послідовної системи «пара – зовнішній шар забруднення – теплообмінна трубка – внутрішній шар забруднення – теплоносій (оборотна охолоджувальна вода)» буде рівний:

$$R = R_{nc} + R_{з3} + R_c + R_{в3} + R_{св}, \quad (10)$$

де R_{nc} – температурний опір, що відповідає тепловіддачі від пари до зовнішнього шару забруднення; $R_{з3}$ – температурний опір зовнішнього шару забруднення; R_c – температурний опір стінки трубки теплообмінника; $R_{в3}$ – температурний опір внутрішнього шару забруднення; $R_{св}$ – температурний опір, що відповідає тепловіддачі від внутрішнього шару забруднення до охолоджувальної води. Температурні опори визначаються за співвідношеннями:

$$R_{nc} = \frac{1}{\alpha_{nc}}, \quad R_c = \frac{\delta_c}{\lambda_c}, \quad R_{св} = \frac{1}{\alpha_{св}}, \quad R_{з3} = \frac{\delta_{з3}}{\lambda_{з3}}, \quad R_{в3} = \frac{\delta_{в3}}{\lambda_{в3}}. \quad (11)$$

де $\alpha_{nc}, \alpha_{св}$ – коефіцієнти тепловіддачі пара – стінка та стінка – вода відповідно, Вт/(м²·К); $\delta_c, \delta_{з3}, \delta_{в3}$ – товщина стінки трубки теплообмінника, зовнішнього шару забруднення та внутрішнього шару забруднення відповідно; $\lambda_c, \lambda_{з3}, \lambda_{в3}$ – коефіцієнти теплопровідності стінки трубки, зовнішнього та внутрішнього шарів забруднень відповідно, Вт/(м·К). Тоді, з врахуванням відсутності зовнішнього забруднення і позначивши $\delta_{в3} = \delta_3$ та $\lambda_{в3} = \lambda_3$ вираз для коефіцієнта теплопередачі теплообмінника запишемо у вигляді

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{nc}} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_{св}} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}}. \quad (12)$$

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки трубки до охолоджувальної води розраховують за рівнянням [11]:

$$\alpha_{св} = 2,3 \cdot 10^{-2} \text{Re}_B^{0,8} \text{Pr}_B^{0,4} \frac{\lambda_B}{d_{вн}}, \quad (13)$$

де Pr_b – число Прандтля по водяній стороні теплообмінника (див. рис. 1), Re_b – число Рейнольдса по водяній стороні теплообмінника, яке визначається за формулою:

$$Re = \frac{W_b d_{вн}}{\nu_s}, \quad (14)$$

де W_b – середня швидкість течії охолоджувальної води в трубках конденсатора, м/с; $d_{вн}$ – внутрішній діаметр трубок, м; ν_s – коефіцієнт кінематичної в'язкості води, м²/с; λ_b – коефіцієнт теплопровідності води, Вт/(м·К). У рівняннях (13) та (14) теплофізичні коефіцієнти приймаються за середнім значенням температур вхідної і вихідної охолоджувальної води. Формула (13) використовується у діапазоні числа Рейнольдса $Re = (1 - 500) \cdot 10^4$ і числа Прандтля $Pr = 0,6 - 2500$.

Визначення коефіцієнта тепловіддачі з парового боку теплообмінника є складною задачею оскільки він залежить від багатьох факторів. Найважливішими з них [15, 16] є натікання конденсату на нижче розташовані теплообмінні трубки (явище заливання), швидкість і напрямок потоку пари у трубному пучку, компонування трубного пучка, наявність у водяній парі повітря та ін. У [15, 16] розглянуті фізико-математичні моделі конденсаторів, де автори вказують, що найбільш істотною перешкодою на шляху створення таких моделей є складність процесів у паровому просторі конденсатора, пов'язаних з двофазністю системи «пара – плівка конденсату».

Для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі під час конденсації чистої пари, що повільно рухається на одній горизонтальній трубці використовують теоретичну залежність Нуссельта для середнього значення по зовнішній круглій поверхні труби [17]:

$$\alpha_{Nu} = 0,725 \cdot \left(\frac{\lambda_{пк} \rho_{пк}^2 r g}{\eta_{пк} \Delta t_{пк} d_3} \right)^{1/4}, \quad (15)$$

де $\lambda_{пк}$, Вт/(м·К) – коефіцієнт теплопровідності плівки конденсату; $\rho_{пк}$, кг/м³ – густина плівки конденсату; $\eta_{пк}$, Па·с – коефіцієнт динамічної в'язкості плівки конденсату; r – теплота пароутворення (конденсації), Дж/кг; g – прискорення вільного падіння, м/с²; $\Delta t_{пк} = t_n - t_c$ – температурний напір плівки конденсату (пара – стінка), К; t_c – температура стінки теплообмінника з парової сторони, К; d_3 – зовнішній діаметр трубки, м.

Дійсні умови конденсації пари в конденсаторах по ряду причин істотно відрізняються від прийнятих Нуссельтом, тому формула (15) не може бути безпосередньо використана для розрахунку конденсатора [15–18]. На практиці, при тепловому розрахунку конденсатора часто застосовуються методики, у яких залежність Нуссельта використовується як базова величина, на яку вводяться поправки, що враховують вплив різних факторів. Згідно експериментальних даних в області тиску пари $p = 4,5 \div 105$ кПа, температурних напорах пара – стінка

$\Delta t_{пк} = 2,5 \div 15,0^\circ\text{C}$ та числах Рейнольдса пари перед першим рядом трубок пучка $Re = 350 \div 6000$ отримана узагальнена залежність [16–19], що враховує вплив парового потоку і механічну взаємодію парової і рідкої фаз для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі пара – стінка у межах теорії теплопередачі двофазними теплоносіями (пара – плівка):

$$\alpha_{пк} = 28,3 \cdot \alpha_{Nu} \cdot \Pi^{0,08} \cdot Nu^{-0,58}, \quad (16)$$

де

$$\Pi = \frac{\rho_n W_n^2}{\rho_{пк} g d_3}, \quad (17)$$

$$Nu = \frac{q_\tau}{q_r} = \frac{\alpha_{Nu} d_3}{\lambda_{пк}}, \quad (18)$$

де Nu – число Нуссельта, що показує відношення конвективного потоку тепла (q_τ) до потоку тепла за рахунок теплопровідності (q_r); W_n – швидкість потоку пари в трубному пучку, м/с; ρ_n , $\rho_{пк}$ – щільність пари та плівки конденсату відповідно, кг/м³; $g = 9,81$ м/с² – прискорення вільного падіння; d_3 – зовнішній діаметр трубки, м.

При розрахунку за формулою (15) значення $\lambda_{пк}$, $\rho_{пк}$, та $\eta_{пк}$, вибираються за середньою температурою плівки, що дорівнює

$$t_{пл} = 0,5 \cdot (t_n + t_{ст}), \quad (19)$$

де t_n – температура насиченої відпрацьованої пари, $t_{ст}$ – температура стінки з боку пари; r – визначається за температурою насиченої відпрацьованої пари.

Необхідно відмітити, що формула (15) непридатна для розрахунків, оскільки температура стінки зі сторони пари ($t_{ст}$) і температурний напір плівки конденсату ($\Delta t_{пк}$) не є безпосередньо відомими величинами, які можна використати у (15). У зв'язку з цим виразимо $\Delta t_{пк}$ через відомі теплофізичні і технологічні величини і таким чином отримаємо вираз для α_{Nu} , який безпосередньо можна застосувати для обчислень. Враховуючи, що $\alpha_{пк} = \lambda_{пк} / \delta_{пк}$, рівняння для товщини плівки конденсату ($\delta_{пк}$) буде таким:

$$\delta_{пк} = \left(\frac{4 \lambda_{пк} \eta_{пк} \Delta t_{пк} d_3}{\rho_{пк}^2 r g} \right)^{1/4}. \quad (20)$$

Із (15) і (20) отримаємо вираз для α_{Nu} , виражений тільки через теплофізичні і технологічні величини. Із рівняння Ньютона – Ріхмана для потоку тепла через плівку конденсату

$$q = \frac{\lambda_{пк}}{\delta_{пк}} \Delta t_{пк}, \quad (21)$$

де $q = Q/(F \cdot \tau)$ – густина потоку тепла через теплообмінник, τ – час, рівняння для густини потоку тепла через плівку конденсату запишемо:

$$q = \frac{D_a}{F} (h_n - h_s) = \frac{D_a}{F} \cdot r, \quad (22)$$

де F – площа теплообміну.

Враховуючи (15) визначимо температурний напір плівки конденсату у вигляді

$$\Delta t_{\text{пк}} = \left[\frac{4\eta_{\text{пк}} d_3 D_{\text{п}}^4 F^3}{\rho_{\text{пк}}^2 g \lambda_{\text{пк}}^3 F^4} \right]^{1/3}. \quad (23)$$

Підставляючи (23) в (15) отримаємо вираз, який використаємо для обрахунку α_{Nu} :

$$\alpha_{\text{Nu}} = 1,383 \cdot \left(\frac{\lambda_{\text{пк}}^3 \rho_{\text{пк}}^2 F}{\eta_{\text{пк}} d_3 D_{\text{п}}} \right)^{1/3}. \quad (24)$$

У отриманій нами формулі (24), на відміну від (15), всі величини відомі і можуть бути безпосередньо використані в ній. Таким чином, формула (24) може використовуватись для розрахунків коефіцієнта тепловіддачі α_{Nu} . У (24) з точністю до 0,3% (по відношенню до отриманого значення α_{Nu}) величини $\lambda_{\text{пк}}$, $\rho_{\text{пк}}$, та $\eta_{\text{пк}}$ можна брати при температурі відпрацьованої насиченої пари $t_{\text{п}} = 30,8^\circ\text{C}$. Далі, підставляючи (24) в (16), враховуючи (17) і (18), а також, що швидкість пари визначається за формулою:

$$W_{\text{п}} = \frac{D_{\text{п}}}{\rho_{\text{п}} \cdot S}, \quad (25)$$

де S – площа горловини конденсатора, запишемо вираз для коефіцієнта тепловіддачі пара – стінка:

$$\alpha_{\text{пс}} = 27,015 \cdot \left(\frac{\lambda_{\text{пк}} \rho_{\text{пк}}^{0,2}}{\eta_{\text{пк}}^{0,14} \rho_{\text{пк}}^{0,08}} \right) \cdot \left(\frac{F^{0,14} D_{\text{п}}^{0,02}}{S^{0,16} d_3^{0,8}} \right). \quad (26)$$

Далі встановимо вираз для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі стінка-охладжуюча вода $\alpha_{\text{св}}$. Із (13), враховуючи (14) і вираз для залежності швидкості потоку охолоджуючої води від технологічних параметрів

$$W_{\text{в}} = \frac{4G_{\text{в}}}{\rho_{\text{в}} \pi d_{\text{в}}^2 n}, \quad (27)$$

де n – кількість трубок, формулу (13) запишемо у вигляді:

$$\alpha_{\text{св}} = 4,86 \cdot 10^{-2} \cdot \left(\frac{Pr^{0,4} \cdot \lambda_{\text{в}}}{\nu_{\text{в}}^{0,8} \cdot \rho_{\text{в}}^{0,8}} \right) \cdot \left(\frac{G_{\text{в}}}{n \cdot d_{\text{в}}^{2,25}} \right)^{0,8}. \quad (28)$$

На основі (28), а також встановленого нами виразу (24) і далі (26) запишемо залежність температури насиченої відпрацьованої пари ($t_{\text{п}}$) від товщини шару забруднень теплообмінної поверхні (δ_3), у вигляді:

$$t_{\text{п}} = t_{\text{м}} + 580 \cdot \frac{D_{\text{п}}}{G_{\text{п}}} \cdot \left[1 + \exp \left(\frac{1}{27,015 \cdot \left(\frac{\lambda_{\text{пк}} \rho_{\text{пк}}^{0,2}}{\eta_{\text{пк}}^{0,14} \rho_{\text{пк}}^{0,08}} \right) \cdot \left(\frac{F^{0,14} D_{\text{п}}^{0,02}}{S^{0,16} d_3^{0,8}} \right) + \frac{\delta_3}{\lambda_{\text{пк}}}} \right) + \frac{1}{4,86 \cdot 10^{-2} \cdot \left(\frac{Pr^{0,4} \cdot \lambda_{\text{в}}}{\nu_{\text{в}}^{0,8} \cdot \rho_{\text{в}}^{0,8}} \right) \cdot \left(\frac{G_{\text{в}}}{n \cdot d_{\text{в}}^{2,25}} \right)^{0,8} + \frac{\delta_3}{\lambda_{\text{св}}}} \cdot \frac{F}{G_{\text{св}} \cdot c_p} - 1 \right] \quad (29)$$

Отримана модель дозволяє на основі фізичних і технологічних параметрів визначити характери-

стики роботи конденсаційних установок парових турбін.

Розрахунок наведеної моделі теплообміну і аналіз результатів досліджень. Розрахунки виконано для турбіни К-500-240-2 та конденсатора К-11520-2 виробництва ХТЗ з урахуванням їх технологічних параметрів [12, 13]. Розрахунок залежності $t_{\text{п}}(\delta_3)$ базується на формулі (29); табличних величинах $\lambda_{\text{св}}$, λ_3 , $\nu_{\text{в}}$, $\eta_{\text{пк}}$, $\rho_{\text{в}}$, $\rho_{\text{п}}$, Pr , c_p ; постійних технологічних величинах δ_3 , $G_{\text{в}}$, F , $d_{\text{в}}$, d_3 , n , $D_{\text{п}}$, S .

У (29) більшість величин та їх значення наведено вище. Питому теплоємність при постійному тиску беремо рівною $c_p = 4,185$ кДж/(кг·К), коефіцієнт теплопровідності шару забруднення для CaCO_3 $\lambda_3 = 1,9$ Вт/(м·К) [20, 21] та $\Delta t = 15$ °С. Оскільки втрату потужності (ΔN) будемо визначати з врахуванням поправки до потужності на відхилення тиску відпрацьованої насиченої пари (3,88 МВт на 1кПа [13]) то, використовуючи табличні теплофізичні дані [14], отримаємо апроксимаційну залежність тиску відпрацьованої насиченої пари (кПа) у конденсаторі турбіни від її температури (°С)

$$p(t) = 1,75 + 0,5 \sqrt{12,25 + 4 \exp(8,82 \cdot 10^{-2} t + 0,86)}, \quad (30)$$

та відносну похибку апроксимації, що графічно мають вигляд, наведений на (рис. 2).

З рис. 2 видно, що зі збільшенням температури тиск насиченої відпрацьованої пари зростає пришвидшено (а) і відносна похибка апроксимації для температурного діапазону робочих температур відпрацьованої пари 10 – 60 °С не перевищує $\pm 1\%$ (б).

Залежність $t_{\text{п}} = f(\delta_3)$, що виражається формулою (29), та тиск насиченої пари, обрахований за (31), показані на рис. 3.

З рис. 3 видно, що при забрудненні шаром CaCO_3 всього на 2 мм температура насичення відпрацьованої пари буде перевищувати 50°C а тиск насиченої пари буде перевищувати 16 кПа, що може спричинити не тільки значне збільшення шкідливих викидів але навіть аварійну ситуацію на ТЕС, тому чистота теплообмінних поверхонь є одним із найважливіших факторів штатної роботи ТЕС.

На основі (30), враховує 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 ($t_{\text{п}}$) буде таким:

$$\Delta N(\delta_3) = 3,88 \cdot \left[1,75 + 0,5 \sqrt{12,25 + 4 \exp(8,82 \cdot 10^{-2} t_{\text{п}}(\delta_3) + 0,86)} \right], \quad (31)$$

де $t_{\text{п}}$ визначається за (29).

Оцінку частки шкідливих викидів, пов'язаних із забрудненням теплообмінної поверхні ($\varepsilon_{\text{в}}$) по відношенню до кількості викидів при незабрудненій поверхні визначаємо за співвідношенням:

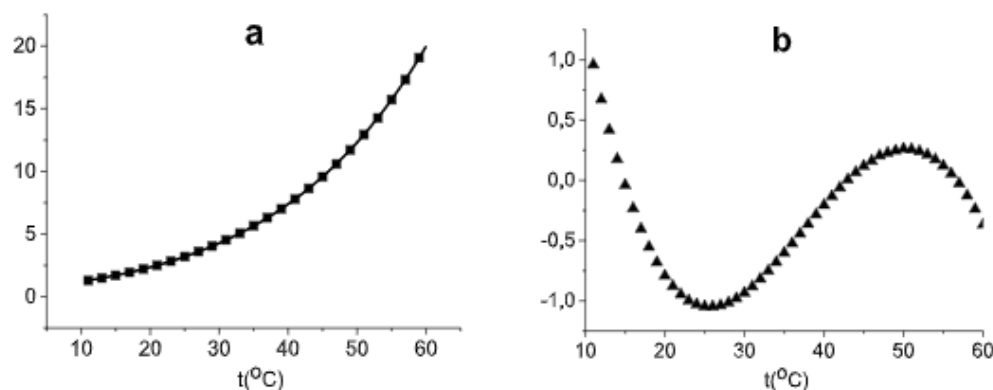


Рис. 2. Апроксимаційна температурна залежність тиску (p) насиченої пари (а) та відносна похибка (ϵ) апроксимації (b). – апроксимаційна крива за залежністю (30), ■ – табульовані табличні дані [14]

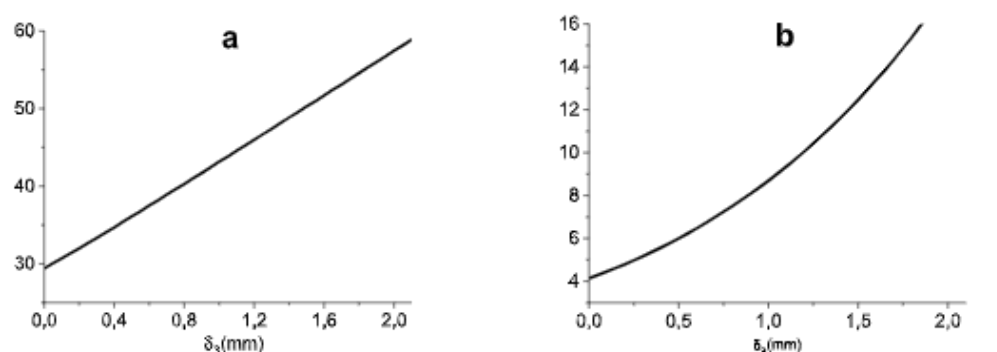


Рис. 3. Залежність температури насиченої пари t_n за (30) (а) та тиску насиченої пари p за (31) (b) від товщини шару забруднення теплообмінної поверхні δ_3 .

$$\epsilon_B(\delta_3) = \frac{\Delta M(\delta_3)}{M_0} \cdot 100\% = \frac{\Delta N(\delta_3)}{N} \cdot 100\%, \quad (32)$$

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 ($\delta_3 = 0$); N – номінальна потужність турбіни ТЕС.

Для номінальних значень $p_n = 4,42$ кПа і $t_n = 30,8$ $^{\circ}\text{C}$, підставляючи у (29) значення табличних величин, [14]: $\lambda_c = 130$ 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, $Pr_b = 6,889$, $\nu_b = 0,793 \cdot 10^{-6}$ м²/с, $\rho_b = 998,13$ кг/м³; та технологічних величин [12, 13]: $F = 2,304 \cdot 10^4$ м², $D_n = 959,5$ т/год, $S = 119,1$ м², $d_3 = 28$ мм, $G_b = 51480$ м³/год, $N = 29500$, $d_b = 26$ мм а також використовуючи (30) – (32), отримаємо залежності втрати потужності $\Delta N(\delta_3)$ та відносного збільшення шкідливих викидів від товщини шару забруднення теплообмінної поверхні $\epsilon(\delta_3)$ (рис. 4). Як видно, для товщини шару забруднення в 1 мм втрата потужності близька до 20 МВт, а надлишкові викиди перевищують 3%.

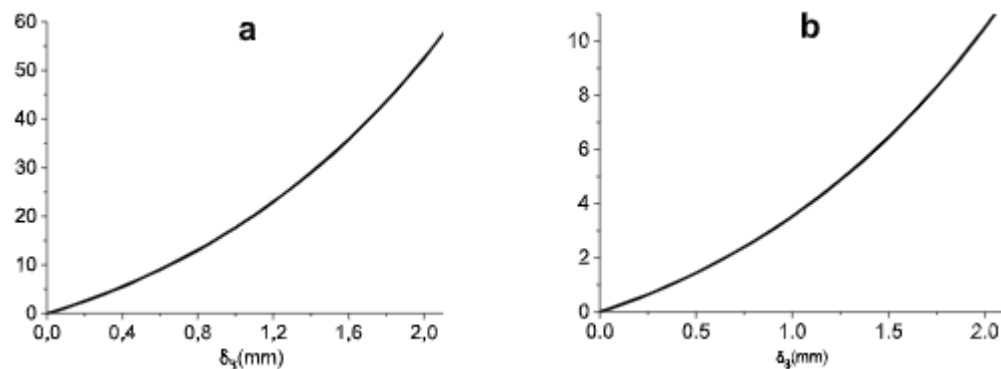


Рис. 4. Залежності втрати потужності (ΔN) (а) та дсаі (ϵ_B) шкідливих викидів (b) від товщини шару забруднення теплообмінної поверхні (δ_3)

Таким чином, використовуючи наведену модель теплообміну і експериментальні дослідження роботи конденсаторних і турбінних установок можна визначати та прогнозувати викиди шкідливих речовин, пов'язаних з забрудненням теплообмінних поверхонь і оцінювати величину товщини шару забруднень з точки зору впливу роботи ТЕС на навколишнє середовище.

Висновки. Проаналізовано і скориговано модель теплообмінного процесу для визначення викидів шкідливих речовин при спалюванні палива в залеж-

ності від товщини шару забруднення теплообмінних поверхонь конденсаторів парових турбін ТЕС.

Розрахунок моделі засвідчив, що для розглянутих технологічних умов роботи турбіни К-500-240-2 і конденсатора К-11520-2 при утворенні шару забруднення в 1 мм втрата потужності може досягати 15 МВ, а кількість надлишкових викидів становитиме близько 3%, що, окрім збільшення загального забруднення повітряного басейну при роботі ТЕС, також буде підсилювати парниковий ефект.

Література

1. Тепловые и атомные электрические станции: Справочник (Теплоэнергетика и теплотехника; Кн. 3) / Под общ. ред. В.А. Григорьева, В.М. Зорина. Москва : Энергоатомиздат, 1989. 608 с.
2. Капелович Б.Э., Логинов И.Г. Эксплуатация и ремонт паротурбинных установок. Москва: Энергоатомиздат, 1988. 176 с.
3. Kochmarskii, V.Z., Gayevskii, V.R., Tyshko, N.L. Calcium carbonate crystallization from hydrocarbonate solutions. *Ukrainian Journal of Physics*. 2017. № 5. Т. 62. С. 382–390.
4. Gayevskii V.R., Kochmarskii, V.Z., Gayevska, S.G. Nucleation and crystal growth of calcium sulfate dihydrate from aqueous solutions: Speciation of solution components, kinetics of growth, and interfacial tension. *Journal of Crystal Growth*. 2020. Vol. 548. 125844
5. Gayevskii, V., Kochmarskii, V., & Gayevska, S. The Surface Energy and Structure of Nuclei at Calcium Sulfate Dihydrate Crystallization from Aqueous Solutions. *Ukrainian Journal of Physics*. 66(8). 2021. P.P. 709–714.
6. Гаєвський В.Р., Кочмарський В.З., Филипчук В.Л. Вплив відхилень у роботі оборотних систем охолодження ТЕС на величину викидів діоксиду та оксиду вуглецю. *Вісник НУВГП. Технічні науки*. 2020. Вип. 4(92). С. 172–180.
7. Гаєвський В.Р. Оцінка ефективності очищення димових газів ТЕС від діоксиду вуглецю. *Галузеві проблеми екологічної безпеки*: Збірка матер. міжнар. наук.-прак. конф. за участю молодих науковців (Харків, 27 жовтня 2021.). Харків, 2021. С. 57–59.
8. Берман Л.Д. К инженерному тепловому расчету конденсаторов паровых турбин. *Теплоэнергетика*. 1975. № 10. С. 34–39.
9. Шкловер Г.Г., Мильман О.О. Исследование и расчет конденсационных устройств паровых турбин. Москва : Энергоатомиздат, 1985. 240 с.
10. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача. Москва : Энергоиздат, 1981. 416 с.
11. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. Москва : Энергия, 1977. 344 с.
12. 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. Хаев. Теплообменники энергетических установок. Учебное электронное издание. Екатеринбург : УрФУ, 2015.
13. Типовая энергетическая характеристика конденсатора К-11520-240-2. Технические характеристики 34-70-021-86. Москва : Союзтехэнерго. 1986. 15 с.
14. Ривкин С.Л., Александров А.А. Теплофизические свойства воды и водяного пара. Москва : Энергия, 1980. 424 с.
15. Алексеев Ю.П., Селезнев В.Л., Чураев О.С. Математическая модель конденсатора. *Энергомашиностроение*. 1986. № 11. С. 11–14.
16. Бродович К., Чаплички А. Расчеты и исследования конденсаторов паровых турбин. *Теплоэнергетика*. 1989. № 2. С. 74–76.
17. Nusselt W. De oberflächenkondensation des waserdampfes. Frankfurt: Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure, 1916. Vol. 60, 541–546, 569–575.
18. Исаченко В. П. Теплообмен при конденсации. Москва : Энергия, 1977. 240 с.
19. Берман Л. Д. Оценка влияния скорости пара на теплоотдачу при конденсации водяного пара на поперечно обтекаемых горизонтальных трубах. *Теплоэнергетика*. 1988. № 8. С. 41–44.
20. Hasson D., Perl I. Scale Deposition in Laminar Falling-Film System. *Desalination*. 1981. Vol. 37, P. 279–292.
21. Sheikholeslami, R. and Watkinson, A. P. Scaling of Plain and Externally Finned Heat Exchanger Tubes. *Journal of Heat Transfer*. 1986. Vol. 108. P. 147–152.