

УДК 504.05: 53.083: 628.1

DOI 10.36910/6775-2313-5352-2022-20-03

<sup>1</sup>Гаєвський В.Р., <sup>1</sup>Филипчук В.Л. <sup>2</sup>Гаєвська С.Г.<sup>1</sup>Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне, Україна;<sup>2</sup>Рівненський науково-дослідний експертно-криміналістичний центр, м. Рівне, Україна

## ВПЛИВ КОЕФІЦІЄНТА ТЕПЛОПРОВІДНОСТІ ОХОЛОДЖУВАЛЬНОЇ ВОДИ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ РОБОТИ КОНДЕНСАТОРІВ ПАРОВИХ ТУРБІН

*Під час вироблення електроенергії на електростанціях, ефективність теплопередачі залежить від якості теплоносія. На даний час контролюються фізико-хімічні параметри охолоджувальної води, що стосуються визначення схильності її до процесів відкладення малорозчинних солей або до корозії, але не контролюється такий важливий теплофізичний параметр, як коефіцієнт теплопровідності охолоджувальної оборотної води. Тому, необхідно знати теоретичний вплив коефіцієнта теплопровідності на процес теплообміну в конденсаторі парової турбіни і розробляти прилади та методики для його визначення та контролю.*

*У роботі зроблена теоретична оцінка впливу коефіцієнта теплопровідності на процес теплопередачі у конденсаторі парової турбіни і показано, що зменшення коефіцієнта теплопровідності у межах 8 – 11% дає підвищення температури відпрацьованої пари і відповідно зменшує ефективність роботи конденсатора на 1%. Також запропоновано розробку установки для визначення коефіцієнта теплопровідності води і по результатам експериментальних досліджень показано, що за допомогою такої установки можна визначати коефіцієнт теплопровідності рідин з систематичною похибкою, що становить -3,2% і випадковою похибкою  $\pm 1\%$ .*

**Ключові слова:** електростанції, теплопередача, охолоджувальна вода, коефіцієнт теплопровідності

**Вступ і постановка задачі.** Під час вироблення електроенергії на електростанціях, ефективність теплопередачі залежить від якості теплоносія і чистоти теплообмінних поверхонь, що впливає як на якість роботи конденсаторів парових турбін, так і на забруднення навколишнього середовища [1 - 3]. На даний час контролюється багато фізико-хімічних параметрів охолоджувальної води, що стосуються визначення схильності її до процесів відкладення малорозчинних солей або до корозії, але не контролюється такий важливий теплофізичний параметр, як коефіцієнт теплопровідності оборотної води. Цей коефіцієнт для розрахунків наведений у довідниках для чистої води [4]. Оскільки склад оборотних вод може бути дуже різноманітний, то для таких вод розрахувати коефіцієнт теплопровідності теоретично практично неможливо. У цих випадках необхідно використовувати і розробляти нові прилади та методики для його визначення і контролю. Звичайно, перш за все необхідно знати теоретичний вплив коефіцієнта теплопровідності на загальний процес теплообміну, який відбувається через теплообмінну поверхню між відпрацьованою парою і оборотною водою. Вивчення цього процесу є важливим чинником організації ефективної роботи конденсаторів парових турбін і всієї ТЕС, що сприяє зменшенню кількості шкідливих викидів, пов'язаних із спалюванням палива. Тобто, дослідження впливу коефіцієнта теплопровідності теплоносіїв на ефективність роботи конденсаторів парових турбін і розробка приладів його визначення є важливою науково-технічною задачею.

**Метою роботи** є дослідження впливу коефіцієнта теплопровідності охолоджувальної води на ефективність роботи конденсатора парової турбіни.

### **Методика проведення досліджень.**

Установка для дослідження теплопровідності була створена на основі моделі безконвективного теплопереносу із постійного джерела теплоти у безмежно довгому циліндрі. Блок-схема установки для дослідження теплопровідності у воді показана на рис. 1. Кількість теплоти передається від теплообмінника до рідини, що знаходиться у теплоізольованій силіконовій трубці діаметром 4 мм, і розподіляється в ній згідно закону теплопередачі Фур'є без конвекції. Датчики температури фіксують розподіл температури по трубці у автоматизованому (за допомогою ЕВМ) або ручному (за допомогою вольтметра) режимах. Теплоносієм у дослідженнях була дегазована дистильована вода, електропровідність якої не перевищувала  $1 \mu\text{S}/\text{cm}$ . Воду заливали у трубку, що знаходилась в теплоізоляційній оболонці

при температурі 17°C. Після контакту теплоносія з теплообмінником одночасно робили опитування всіх датчиків температури у автоматичному або ручному режимах. Датчики температури були розміщені на чотирьох відстанях ( $x$ ) від теплообмінної поверхні: 4,5 мм, 9,0 мм, 14,5 мм, 25,5 мм. Велика довжина циліндричного теплоносія забезпечувала постійність температури протилежного кінця циліндра  $T_c$ . Таким чином відбувався режим теплопередачі в умовно безмежний циліндричний теплоносій. Постійність температури нагрівача  $T_0$  забезпечувала режим теплопередачі із сталого (безмежного) джерела теплоти. Умовно безмежна довжина теплоносія забезпечувалась незмінністю  $T_c$  протягом усього експерименту. Таким чином, умови експерименту відповідали фізико-математичній моделі теплопровідності у безмежно довгому циліндричному теплоносії з постійного джерела теплоти. Кінетику зміни температури розглядали окремо для кожного датчика та для кожної із чотирьох вказаних вище відстаней від теплообмінної поверхні визначали коефіцієнт теплопровідності. Результуючий коефіцієнт теплопровідності розраховували як середнє із чотирьох значень.

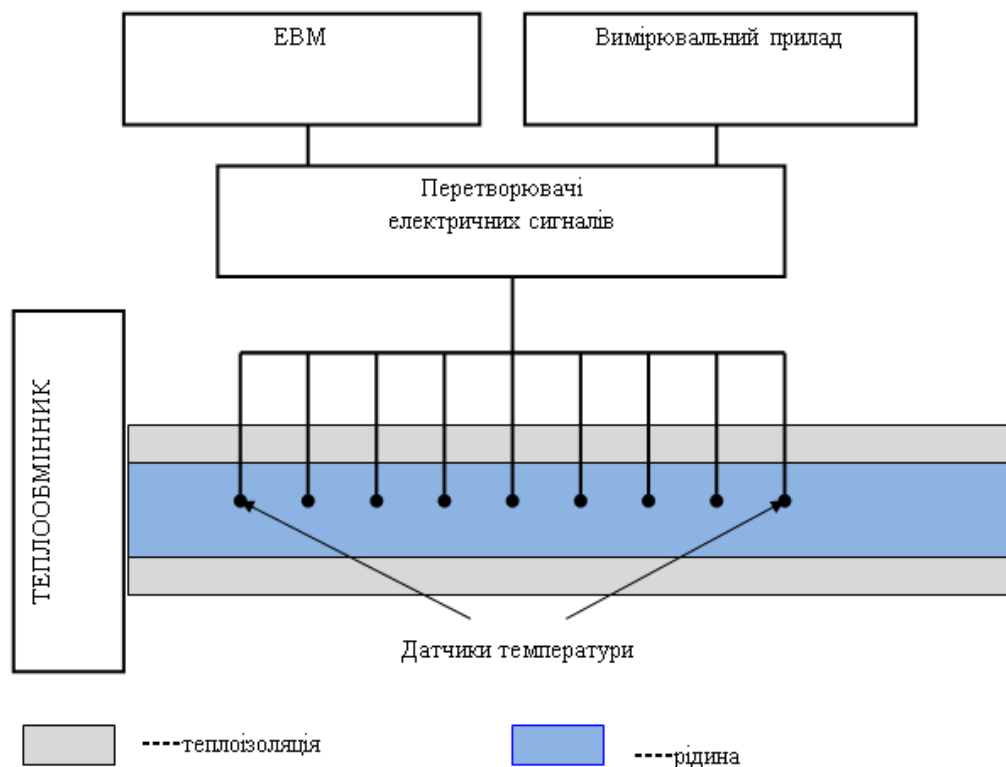


Рис. 1. Блок-схема установки для дослідження теплопередачі у рідинах.

### Результати досліджень.

Коефіцієнт теплопровідності охолоджувальної води що обумовлює ефективність роботи конденсатора парової турбіни, залежить від температури відпрацьованої насиченої пари, яка визначається основним рівнянням роботи конденсатора парової турбіни [5]:

$$t_n = t_{вх} + \Delta t_v + \delta t, \quad (1)$$

де  $t_{вх}$  – температура охолоджувальної води на вході у конденсатор, що власне і визначає ефективність роботи конденсатора;  $\Delta t_v = t_{вих} - t_{вх}$  – нагрів охолоджувальної води у конденсаторі;  $t_{вих}$  – температура охолоджувальної води на виході з конденсатора;  $\delta t$  – недогрів до температури насичення (температурний напір між відпрацьованою парою і охолоджувальною водою).

Недогрів охолоджувальної води в конденсаторі ( $\delta t$ ) до температури насичення ( $t_n$ ) визначається термічним опором між насиченою парою, що конденсується, та охолоджувальною водою розраховується за формулою [6]:

$$\delta t = \frac{\Delta t}{\exp\left(\frac{KF}{G_6 c_p}\right) - 1}, \quad (2)$$

де  $K$  - загальний коефіцієнт теплопередачі в конденсаторі;  $F$  - площа поверхні теплообміну конденсатора;  $G_6$  - витрата охолоджувальної води через конденсатор;  $c_p$  - теплоємність води при постійному тиску.

У рівнянні (2) коефіцієнт теплопередачі  $K$  (Вт/(м<sup>2</sup>·К)), визначається за формулою:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{nc}} + \frac{\delta_{зз}}{\lambda_{зз}} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{\delta_{вз}}{\lambda_{вз}} + \frac{1}{\alpha_{св}}}. \quad (3)$$

де  $\alpha_{nc}$ ,  $\alpha_{св}$  – коефіцієнти тепловіддачі пара – стінка та стінка - вода відповідно, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\delta_{зз}$ ,  $\delta_{вз}$ ,  $\delta_c$ , – товщина зовнішнього, внутрішнього шару забруднень та стінки теплообмінника відповідно, м;  $\lambda_{зз}$ ,  $\lambda_{вз}$ ,  $\lambda_c$  – коефіцієнти теплопровідності зовнішнього, внутрішнього шару забруднень та стінки теплообмінника відповідно, Вт/(м·К).

Тоді, з врахуванням, що коефіцієнт тепловіддачі від стінки теплообмінника до охолоджувальної води розраховують за рівнянням [7]

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

де  $\text{Pr}_B$  - число Прандтля по водяній стороні теплообмінника (див. рис. 1),  $\text{Re}_B$  — число Рейнольдса по водяній стороні теплообмінника, яке визначається за формулою:

$$\text{Re} = \frac{W_B d_{BH}}{\nu_B}, \quad (5)$$

де  $W_B$  - середня швидкість течії охолоджувальної води в трубках конденсатора, м/с;  $d_{BH}$  – внутрішній діаметр трубок, м;  $\nu_B$  - коефіцієнт кінематичної в'язкості води, м<sup>2</sup>/с;  $\lambda_B$  - коефіцієнт теплопровідності води, Вт/(м·К).

У рівняннях (2) - (5) значення теплофізичних величин приймаються за середнім значенням температур вхідної і вихідної охолоджувальної води. Із (2) – (5), для умови чистої поверхні теплообміну ( $\delta_s = 0$ ), а також з врахуванням, що  $\Delta t = 580 \cdot (D_n/G_B)$  [8],  $D_n$  - витрата пари, що надходить у конденсатор, температура насичення відпрацьованої пари  $t_n$  буде визначатись за формулою:

$$t_n = t_{вх} + 580 \cdot \frac{D_n}{G_B} \cdot \left\{ 1 + \exp \left[ \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{nc}} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{4,86 \cdot 10^{-2} \cdot \left( \frac{\text{Pr}_B^{0,4} \cdot \lambda_B}{\nu_B^{0,8} \cdot \rho_B^{0,8}} \right) \cdot \left( \frac{G_B}{n \cdot d_B^{2,25}} \right)^{0,8}} \right]} \cdot \frac{F}{G_B \cdot c_p} - 1 \right] \right\}^{-1}. \quad (6)$$

Отримана формула (6) дозволяє визначити залежність  $t_n$  від коефіцієнта теплопередачі теплоносія ( $\lambda_B$ ). Підставляючи у (6) для номінальних режимів роботи турбіни К-500-240-2 і конденсатора К-11520-2 значення теплофізичних величин, [4]:  $\lambda_c = 130$  Вт/(м·К),  $\text{Pr}_B = 6,889$ ,  $\nu_B = 0,793 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с,  $\rho_B = 998,13$  кг/м<sup>3</sup>,  $c_p = 4,185$  кДж/(кг·К); та технологічних величин [9, 10]:  $F = 2,304 \cdot 10^4$  м<sup>2</sup>,  $D_n = 959,5$  т/год,  $G_B = 51480$  м<sup>3</sup>/год,  $n = 29500$ ,  $\delta_c = 1,0$  мм, а також  $\alpha_{nc} = 8816$  (м<sup>2</sup>·К)/Вт,  $t_{вх} = 15,0^\circ\text{C}$  визначаємо залежність температури насиченої пари ( $t_n$ ) від значення коефіцієнта теплопровідності охолоджувальної води ( $\lambda_B$ ) та залежність відносної зміни температури насиченої пари  $\varepsilon_{t_n}$  від відносної зміни коефіцієнта теплопровідності охолоджувальної води  $\varepsilon_{\lambda_B}$ , що показані на рис. 1а і 1б відповідно. Із рис. 2 видно, що при зміні рідкого середовища в оборотних системах від чистих водних систем ( $\lambda = 0.6$  Вт/(м·К)) до забруднених замазучених стоків, що підживлюють охолоджувальні води ( $\lambda = 0.2$  Вт/(м·К)), температура насиченої пари може змінюватись на 50 % (рис.2 а). Із рис. 2 б також видно, що при зменшення  $\lambda_B$  на 8 – 11%  $t_n$  збільшиться на 1%, що також необхідно враховувати при контролі якості охолоджувальної води, особливо при її довгостроковому використанні.

Для визначення коефіцієнта теплопровідності, з врахуванням отриманих вище даних, використаємо основне рівняння теплопровідності однорідного стержня при відсутності внутрішніх теплових джерел і витоків, у вигляді [7]

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a^2 \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial x^2}, \quad (7)$$

де  $a = \sqrt{\frac{\lambda_{\text{в}}}{c_p \cdot \rho_{\text{в}}}}$  - коефіцієнт температуропровідності.

Тоді, з врахуванням граничних і початкових умов розв'язок (7) буде такий [11]:

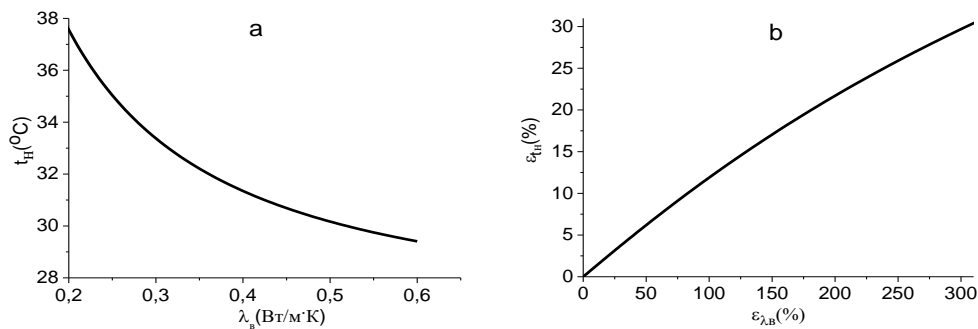


Рис. 2. Залежність температури насиченої пари ( $t_n$ ) від значення коефіцієнта теплопровідності охолоджувальної води  $\lambda_{\text{в}}$  (а) та залежність відносної зміни температури насиченої пари  $\varepsilon_{\text{тн}}$  від відносної зміни коефіцієнта теплопровідності охолоджувальної води  $\varepsilon_{\lambda_{\text{в}}}$  (б).

$$T(x, t) = T_0 \cdot \left( 1 - \operatorname{erf} \left( \frac{x}{2 \sqrt{\frac{\lambda_{\text{в}}}{c_p \cdot \rho_{\text{в}}} \cdot t}} \right) \right) + T_e \cdot \operatorname{erf} \left( \frac{x}{2 \sqrt{\frac{\lambda_{\text{в}}}{c_p \cdot \rho_{\text{в}}} \cdot t}} \right), \quad (8)$$

де  $\operatorname{erf}(z)$  – інтеграл ймовірностей (функцією Лапласа) яка виражається рівнянням

$$\operatorname{erf}(z) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \cdot \int_0^z e^{-t^2} dt. \quad (9)$$

За формулою (8), для кожної із чотирьох координат датчиків ( $x$ ) знаходили значення коефіцієнта теплопровідності, при якому було найменше відхилення модельної кривої залежності температури від часу (рис.3 – суцільна лінія) від експериментальних значень. Експериментальні значення залежності температури від часу для кожного з датчиків показані на рис. 3 у вигляді точок.

Середнє значення коефіцієнта теплопровідності, пораховане за кінетичними кривими (рис. 3) становить 0,575 Вт/(м·К), що менше на 3,2% від табличного значення, рівного 0,594 Вт/(м·К) при 17°C [4]. Таку похибку можна рахувати систематичною. Окремі відхилення між експериментальними і розрахунковими значеннями (див. рис 4) мають випадковий характер і лежать у межах  $\pm 1\%$ . Таке невелике значення випадкової похибки дозволяє використовувати представлений спосіб для визначення коефіцієнта теплопровідності води.

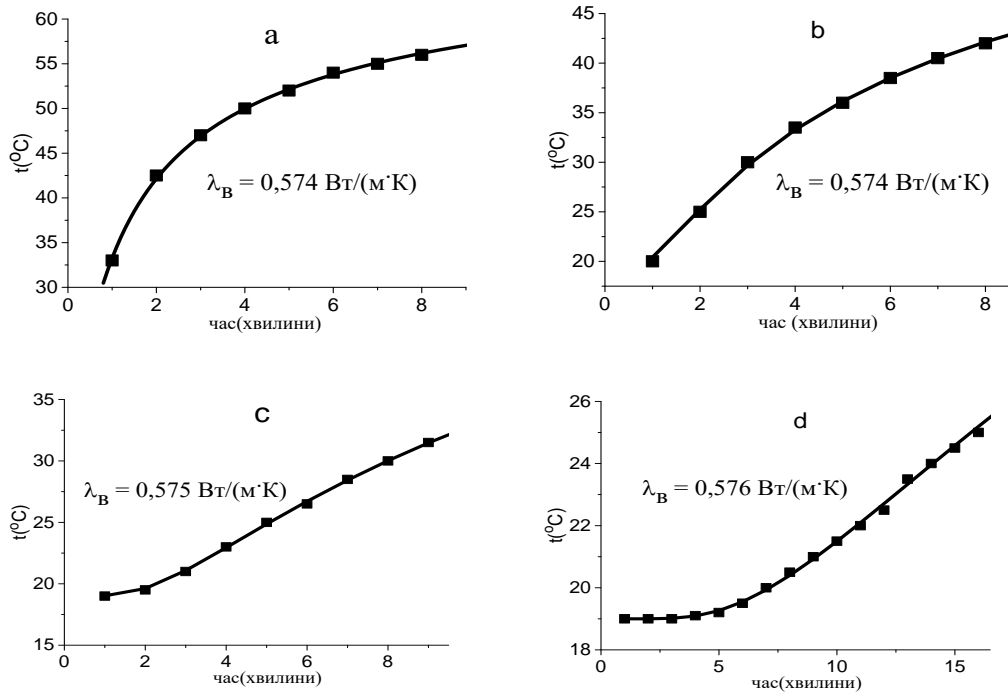


Рис. 3. Кінетика зміни температури води ( $t$ ) при різних відстанях ( $x$ ) датчика вимірювання температури від теплообмінної поверхні: **a** – 4,5 мм; **b** – 9,0 мм; **c** – 14,5 мм; **d** – 25,5 мм та значення коефіцієнтів теплопровідності ( $\lambda_{\text{в}}$ ). Суцільна лінія – теоретичні значення, ■ – експериментальні значення

Тобто, контроль коефіцієнта теплопровідності охолоджувальної води є важливим елементом при розробці перспективних технологій роботи конденсаторних установок і

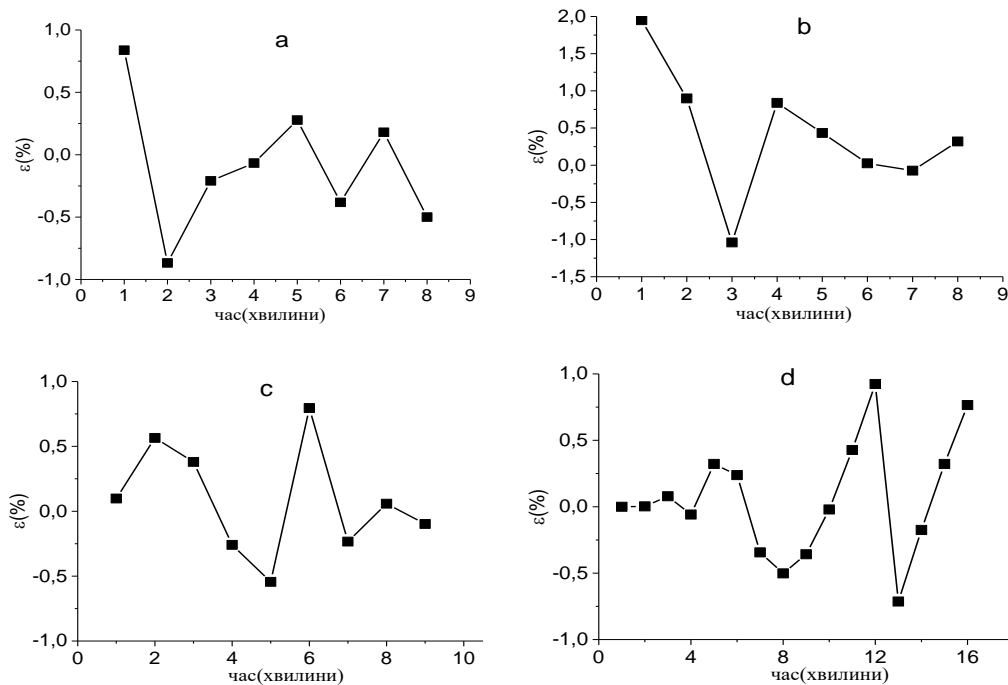


Рис. 4. Відносні похибки ( $\varepsilon$ ) при різних відстанях теплообмінної поверхні від датчиків температури ( $x$ ). **a** – 4,5 см; **b** – 9,0 см; **c** – 14,5 см; **d** – 25,5 см.

обумовлює необхідність створення нових приладів для контролю теплофізичних властивостей теплоносіїв оборотних систем охолодження.

### Висновки

Проаналізовано основне рівняння роботи конденсатора парових турбін і встановлено, що зменшення коефіцієнта теплопровідності у межах 8 – 11% дає підвищення температури відпрацьованої пари і відповідно зменшення ефективності роботи конденсатора на 1%, що може бути суттєвим при довготривалому використанні неякісного теплоносія.

Запропоновано установку для досліджень процесу теплопередачі за допомогою якої можна вимірювати коефіцієнт теплопровідності рідини з систематичною похибкою, що становить -3,2% і випадковою похибкою  $\pm 1\%$ .

### Інформаційні джерела

1. Промышленные теплообменные процессы и установки. /А.М. Бакластов, В.А. Горбенко, О.Л. Данилов и др.; под ред. А.М. Бакластова. Москва: Энергоатомиздат, 1986. 327 с.
2. 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.
3. Бондар О.І., Гаєвський В.Р., Кочмарський В.З., Филипчук В.Л. Вплив ефективності роботи оборотних систем охолодження ТЕС на величину викидів діоксиду азоту. *Науково-практичний журнал "Екологічні науки"*. Випуск 6 (39). 2021. С. 7 - 11.
4. Ривкин С. Л., Александров А. А. Теплофизические свойства воды и водяного пара. Москва: Энергия, 1980. 424 с.
5. Шкловер Г. Г., Мильман О. О. Исследование и расчет конденсационных устройств паровых турбин. Москва: Энергоатомиздат, 1985. 240 с.
6. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача. Москва: Энергоиздат, 1981. 416 с.
7. Frank P. Incropera. Fundamentals of heat and mass transfer. / Frank P. Incropera, David P. Dewitt, Theodore L. Bergman, Adrienne S. Lavine — 6th ed. Hardcover, 2006. 1024 P.
8. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. Москва: Энергия, 1977. 344 с.
9. 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., Хаэт С.И. Теплообменники энергетических установок. Учебное электронное издание. Екатеринбург: УрФУ, 2015.
10. Типовая энергетическая характеристика конденсатора К-11520-240-2. Технические характеристики 34-70-021-86. Москва: Союзтехэнерго, 1986. 15 с.
11. Араманович И.Г., Левин В.И. Уравнения математической физики. Москва: Наука, 1969. 288 с.

<sup>1</sup>Gayevskii V.R., <sup>1</sup>Fylypchuk V.L., <sup>2</sup>Gayevska S.G.

<sup>1</sup>National University of Water and Environmental Engineering, Rivne, Ukraine

<sup>2</sup>Rivne Scientific Research Forensic Center of the Ministry of Internal Affairs of Ukraine, Rivne, Ukraine

### THE INFLUENCE OF THE THERMAL CONDUCTIVITY OF COOLING WATER ON THE OPERATION EFFICIENCY OF STEAM TURBINE CONDENSERS

*When generating electricity in power plants, the efficiency of heat transfer depends on the quality of the coolant. At present, the physical and chemical parameters of the cooling water are controlled to determine its tendency to the processes of deposition of sparingly soluble salts or corrosion, but such an important thermophysical parameter as the thermal conductivity of recycled water is not controlled. Therefore, it is necessary to know the theoretical influence of the thermal conductivity coefficient on the heat exchange process in the steam turbine condenser and develop instruments and methods for its determination and control.*

*The paper makes a theoretical assessment of the effect of the thermal conductivity coefficient on the heat transfer process in the condenser of a steam turbine and shows that a decrease in the thermal conductivity coefficient within 8–11% gives an increase in the temperature of the exhaust steam and, accordingly, reduces the efficiency of the condenser by 1%. It is also proposed to develop an installation for determining the thermal conductivity of water and, based on the results of experimental studies, it is shown that using such an installation it is possible to determine the thermal conductivity of liquids with a systematic error of -3.2% and a random error of  $\pm 1\%$ .*

**Keywords:** power plants, heat transfer, cooling water, thermal conductivity coefficient