

О. П. УСАТИЙ, А. П. КЛЬОБ

ПОДАЛЬШЕ УДОСКОНАЛЕННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ТЕРМО ТА ГАЗОДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ В ТУРБІНІ БЕЗ РОБОЧИХ ЛОПАТОК ЧАСТИНИ СТУПЕНІВ

Поточний стан енергосистеми України характеризується суттєвим напруженням і нестачею генеруючих потужностей. Відновлення та впровадження нових генеруючих потужностей потребує великих об'ємів відповідних ресурсів та часу. Найбільш малозатратним та відносно швидким варіантом покращення стану енергосистеми може бути тимчасове використання пошкодженого енергетичного обладнання після відповідних профілактичних та ремонтних заходів. Враховуючи аварійний стан парових турбін багатьох електростанцій, потрібно мати інструмент для оцінки їх ефективності і потужності, а також можливості та доцільності подальшого їх використання після пошкодження. В роботі розглядається удосконалена математична модель термо та газодинамічних процесів в турбіні без робочих лопаток частини ступенів. Наведені результати тестових розрахунків проточних частин циліндрів різних парових турбін за відсутності робочих лопаток, як окремих ступенів, так і групи ступенів. Виявлені характерні закономірності впливу на ефективність проточної частини місця розташування ступеня без робочих лопаток в циліндрі турбіни. Найбільше зниження ефективності і потужності циліндру виникає в випадку відсутності робочих лопаток в ступенях, які розташовані ближче до голови циліндрів. Найменші втрати ККД і потужності досягаються при відсутності робочих лопаток останнього ступеня. В соплових решітках ступенів, які розташовані безпосередньо за ступенями без робочих лопаток, суттєво зростають рівні втрат енергії. Використання розробленої математичної моделі дозволяє знаходити рішення щодо підвищення ефективності турбін з відсутніми робочими лопатками частини ступенів за рахунок зміни геометрії відповідних соплових решіток.

Ключові слова: математична модель, парова турбіна, пошкоджені робочі лопатки, проточна частина, ККД.

O. USATYI, A. KLOB

FURTHER IMPROVEMENT OF THE MATHEMATICAL MODEL OF THERMO AND GAS-DYNAMIC PROCESSES IN A TURBINE WITHOUT WORKING BLADES OF SOME STAGES

The current state of the Ukrainian power system is characterized by significant stress and a shortage of generating capacities. Restoration and implementation of new generating capacities require a huge amount of appropriate resources and a lot of time. The optimal low-cost and relatively fast option for improving the state of the power system may be the temporary use of damaged power equipment after taking appropriate preventive and repair measures. The emergency state of steam turbines of many power plants requires a special tool for assessing their efficiency and power, as well as the possibility and feasibility of their further use after damage. This paper gives consideration to an improved mathematical model of thermo and gas-dynamic processes in a turbine without working blades of some stages. The test calculation data obtained for the flow parts of the cylinders of various steam turbines in the absence of working blades were presented both for individual stages and the groups of stages. Characteristic patterns of the effect of the location of the stage without working blades in the turbine cylinder on the efficiency of the flow part have been established. The greatest decrease in the efficiency and power of the cylinder occurs in the case of the absence of working blades in the stages located closer to the cylinder head. The lowest efficiency and power losses are observed in the absence of working blades of the last stage. In the nozzle cascades of the stages located directly behind the stages without working blades, the levels of energy losses are increased significantly. The use of the developed mathematical model allows us to find solutions to increase the efficiency of turbines with missing working blades in some stages by changing the geometry of the appropriate nozzle cascades.

Key words: mathematical model, steam turbine, damaged working blades, flow part, and the efficiency factor.

Вступ

На сьогодні проблемі, пов'язаній з пошуком можливості тимчасового використання пошкоджених проточних частин енергетичних парових турбін, присвячено досить мало наукових досліджень [1], [2]. В цих роботах наведені результати дослідження, які пов'язані з оцінкою роботоздатності циліндру високого тиску (ЦВТ) потужної парової турбіни АЕС в якому були відсутні робочі лопатки останнього ступеня ЦВТ. Для виконання цих досліджень відповідним чином була удосконалена математична модель термо та газодинамічних процесів в проточній частині багатоступеневих турбін [3], [4], що дозволило оцінювати роботоздатність ЦВТ без робочих лопаток останнього ступеня. В той же час використання цієї математичної моделі для моделювання термо та газодинамічних процесів в проточних частинах турбін без робочих лопаток в інших ступенях, або групі ступенів не можливе.

пенів не можливе.

Слід також зазначити, що практично відсутні дослідження випадків, коли пошкодження турбін були отримані за рахунок цілеспрямованих обстрілів потужною зброєю. Разом з тим, досить багато наукових досліджень націлені на вивчення причин руйнації робочих лопаток в процесі їх експлуатації, які також дуже важливі, а їх результати потрібно враховувати при створенні та удосконаленні математичних моделей термо та газодинамічних процесів в турбінах без робочих лопаток частини ступенів.

Наприклад, в роботі [5] досліджуються питання впливу низькоциклової втоми на роботоздатність робочих лопаток парових турбін, а також циклічної втоми, яка може призвести до втрати роботоздатності таких лопаток після відповідної кількості циклів. Це означає, що пошкодження лопатки може виникати і при стабільному режимі роботи. Результати досліджень показали, що від-

центрове навантаження викликало пошкодження лопаток і, ймовірно, трансформувалося в утворення тріщин через малоциклову втому. В такому випадку парове навантаження навіть низького рівня може бути небезпечним для конструкції робочої лопатки, що піддається нелінійним і резонансним умовам, які в основному виникають під час перехідних режимів. Такі випадки також можуть призвести до аварійної руйнації робочих лопаток.

В дослідженні [6] розроблено мережеву модель Байєса для обробки взаємодій між загальними механізмами пошкодження та режимами відмов у обертових робочих лопатках парової турбіни АЕС. Ця модель дозволяє планувати технічне обслуговування та огляд, щоб краще передбачити, які частини турбіни потребуватимуть ремонту. Цей підхід можна застосовувати для різних конструкцій і типів турбін.

В роботі [7] наведені результати досліджень робочих лопаток останнього ступеня парових турбін К-1000-60/3000, які працюють у вологому паровому середовищі, що викликає ерозійне пошкодження лопаток і скорочення їх залишкового ресурсу. Актуальність даної роботи пов'язана з необхідністю продовження безпечної експлуатації таких турбінних лопаток. Розглянуто ряд варіантів кінчено-елементних моделей окремих лопаток і лопаток останнього ступеня дисково-лопаткових систем зазначених вище турбін. Наведено результати чисельного дослідження впливу відсутності частини пера робочих лопаток в зонах ерозійних пошкоджень після відновлювального ремонту на вібраційні характеристики окремих лопаток і лопаток у системі диск-лопатки. Розглянуті різні варіанти руйнування частин лопаток в зонах передньої та задньої кромки лопатки. Показано, що при зменшенні хорд лопаток після відновлювального ремонту можуть виникнути частотні області підвищеної вібрації в нижніх частинах лопаток.

Дослідження [8] присвячені встановленню причин дочасного експлуатаційного пошкодження лопатки ротора парової турбіни. Проаналізовано структурно-механічний стан металу лопатки парової турбіни та встановлено найімовірніші причини її руйнування. Показано, що за механічними властивостями при випробуваннях розтягом і на удар сталь 15X11МФ задовольняє вимоги регламентованих документів. Невідповідність цим вимогам виявили лише за відносним видовженням сталі, що вважали ознакою її низького запасу пластичності. Показано, що відносне видовження δ металу лопатки змінювалось від 7,4 % до 11,5 %, і було нижчим за регламентований рівень. Виявлено пори в поверхнево-зміцненому шарі лопатки, які спричинили низьку адгезію шару з основним металом лопатки, а також стали осередками зародження тріщин. Висока концентрація напружень (пори і мікротріщини в поверхнево-зміцненому шарі ло-

патки) та контакт металу лопатки з робочим середовищем сприяли корозійно-втомному докритичному росту тріщини у поперечному перерізі її пера аж до наскрізного руйнування.

В [9] проведені дослідження відмови лопаток парових турбін низького тиску. Майже 50 % відмов пов'язані з втомою, корозійним розтріскуванням під напругою та корозійною втомою. Втомне руйнування відбувається в результаті вібрації, що виникає внаслідок коливань напруги згину через асиметричний потік пари. Після появи тріщини вважається, що компонент вийшов з ладу, оскільки тріщина зростає швидко. Це втомне руйнування може посилюватися корозією. Метою цієї роботи є аналіз причин несправності, тобто, чи є вона наслідком: дефектів матеріалу, з якого виготовлена лопатка, паяних з'єднань; неправильний процес пайки; неправильна робота турбоустановки щодо відхилень від встановленого критерію частоти та/або хімічного складу води.

Дослідження ушкоджень робочих лопаток останнього ступеня парової турбіни в середовищі високошвидкісної вологої пари було виконано в [10]. В цій роботі з'ясовано механізм руйнування лопатки ротора останнього ступеня циліндру низького тиску парової турбіни під час взаємодії робочих лопаток з високошвидкісною вологою пари. Результати показали, що сукупний вплив водної ерозії, корозії під напругою та корозійної втоми призвели до руйнування дротяної секції (яка була виготовлена з мартенситної нержавіючої сталі за допомогою методу високочастотного індукційного гартування) на стороні входу пари. Крім того, спільна дія тиску гідродару вторинних крапель води та тиску кавітаційного струменя викликала водну ерозію та утворення ям. Крім того, комбінована дія концентрації напруги на кінцях виїмок, концентрації напруги в структурі з боку вхідного отвору та виникнення тріщин, спричиненого змінним напруженням, на ділянці дроту з боку вхідного отвору. Нарешті, поширення тріщин було прискорене спільною дією корозії під напругою та корозійної втоми. Це дослідження містить теоретичні вказівки щодо запобігання росту ямок і продовження терміну служби лопаток від втоми.

В роботі [11] для прогнозування терміну служби надкритичної парової турбіни потужністю 350 МВт в режимі он-лайн пропонується використання нейронної мережі для управління даними. Аналіз кінцевих елементів використовується для визначення небезпечних зон усього ротора, а потім створюється великий вибірковий набір даних, що складається з температур і напруг, для подальшого навчання нейронної мережі. На відміну від традиційних термоеластопластичних методів або методів кінцевих елементів, запропонований підхід може ефективно розраховувати температури та напруги в небезпечних зонах шляхом введення

виміряних параметрів. Правило Нойбера та рівняння Менсона-Коффіна використовуються для оцінки довговічності ротора від втоми. Показано, що запропонований метод на основі нейронної мережі може оцінити робочий стан парової турбіни під час різних холодних пусків і забезпечити дійсну методологію онлайнного моніторингу працездатності ротора парової турбіни, не займаючись досить складним термомеханічним аналізом.

Як бачимо, маємо досить багато наукових досліджень щодо виявлення можливих причин, які можуть призвести до пошкодження та руйнації робочих лопаток парових турбін.

Разом з цим практично відсутні роботи щодо оцінки можливості тимчасового використання пошкоджених проточних частин турбін без робочих лопаток частини ступенів. Це підтверджує актуальність, необхідність і своєчасність проведення таких наукових досліджень. Один із напрямів такого дослідження викладено в цій статті.

Мета роботи

Метою роботи є удосконалення математичної моделі термо та газодинамічних процесів в багаторівневих турбінах [3] та розширення її можливостей до здатності визначати ефективність, потужність та інші характеристики парових турбін за якими можна оцінити можливість та доцільність подальшого їх використання після аварійного руйнування робочих лопаток частини її ступенів.

Виклад основного матеріалу

Для кращого розуміння суті удосконалення математичної моделі [3], наведемо основні її залежності, які забезпечують формування нев'язки для масової витрати робочого тіла, що проходить через робочу решітку.

Масова витрата пари, що проходить через робочу решітку, розраховується з використанням наступної послідовності визначення відповідних параметрів:

По перше при розрахунку параметрів пари за сопловою решіткою, визначається і її ентальпія

$$H = h_1 + \frac{C_1^2}{2} - u_1 C_{1u}, \quad (1)$$

де h_1 – значення ентальпії за сопловою решіткою;

C_1 – абсолютна швидкість пари за сопловою решіткою;

C_{1u} – колова компонента швидкості C_1 ;

u_1 – колова швидкість за сопловою решіткою;

потім розраховується відносна швидкість виходу пари із робочої решітки

$$W_2 = w_2 \exp(Z), \quad (2)$$

і значення теоретичної швидкості виходу пари із робочої решітки

$$W_{2t} = \frac{W_2}{\psi}, \quad (3)$$

де w_2 – значення початкового наближення швидкості W_2 ;

\exp – функція експоненти;

Z – параметр управління, значення якого генерується алгоритмом сполучених градієнтів Флетчера-Рівза із умови мінімізації суми квадратів нев'язок при розв'язанні системи рівнянь течії робочого тіла через проточну частину турбіни;

ψ – коефіцієнт швидкості робочої решітки; далі визначаємо значення дійсної і теоретичної ентальпії за робочою решіткою

$$h_{2t} = H + \frac{u_2^2 - W_{2t}^2}{2}, \quad (4)$$

$$h_2 = H + \frac{u_2^2 - W_2^2}{2}, \quad (5)$$

та використовуючи рівняння стану розраховуємо значення статичного тиску за робочою решіткою та значення густини пари за робочим колесом

$$p_2 = f_p(h_{2t}, S_1), \quad (6)$$

$$\rho_2 = f_\rho(h_2, p_2), \quad (7)$$

де u_2 – колова швидкість за робочою решіткою;

S_1 – ентропія пари за сопловою решіткою;

наступним кроком розраховуємо значення нев'язки масової витрати пари для робочої решітки

$$\Delta_{g2} = \frac{G_2 - \rho_2 C_{2z} F_2}{G_{in}}, \quad (8)$$

де G_2 – значення масової витрати пари через робочу решітку на попередній ітерації;

C_{2z} – осьова складова абсолютної швидкості виходу пари з робочої решітки;

F_2 – значення торцевої (кільцевої) площі робочої решітки;

G_{in} – задане значення масової витрати пари на вході в турбіну.

Аналогічні розрахунки проводяться і для соплових решіток, де формуються відповідні нев'язки масової витрати пари.

В результаті для багатоступінчатої ПЧ формується система рівнянь виду:

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta_{g1(j)}(G, C_{1(j)}) = 0; \\ \Delta_{g2(j)}(G, C_{1(j)}, W_{2(j)}) = 0; (j = 1); \\ \Delta_{g1(j)}(G, C_{1(j)}, W_{2(j-1)}) = 0; \\ \Delta_{g2(j)}(G, C_{1(j)}, W_{2(j)}) = 0; (j = 2); \\ \dots\dots\dots \\ \Delta_{g1(n)}(G, C_{1(n)}, W_{2(n-1)}) = 0; \\ \Delta_{g2(n)}(G, C_{1(n)}, W_{2(n)}) = 0; (j = n); \\ (j = 1, \dots, n); \\ \Delta_h \left(\begin{array}{l} G, C_{1(n)}, C_{1(n-1)}, \dots, C_{1(1)}, \\ W_{2(n)}, W_{2(n-1)}, \dots, W_{2(1)} \end{array} \right) = 0, \end{array} \right. \quad (9)$$

де j – номер ступеня;
 n – кількість ступенів.

Розв’язання системи (9) відбувається з використанням чисельного методу сполучених градієнтів Флетчера-Рівза.

При використанні розглянутої моделі для випадків відсутності робочих лопаток в частини ступенів турбіни формування неув’язок в перетині за робочим колесом алгоритм був змінений наступним чином.

Враховуючи той факт, що за відсутності робочих лопаток фактично відсутня і швидкість W_2 і для формування нев’язки масової витрати пари в цьому перетині необхідно використовувати абсолютну швидкість C_2 тому рівняння (2) приймає наступний вигляд

$$C_2 = C_1 \exp(Z), \quad (10)$$

де C_1 – початкове наближення значення абсолютної швидкості на виході із соплової решітки ступеня.

Використання швидкості C_1 обумовлено тим, що вектор швидкості C_2 (за відсутності робочих лопаток) за напрямом і абсолютною величиною близький до вектору швидкості C_1 . Потім, використовуючи кінематичні залежності для трикутників швидкості розраховуються колова і осьова складові швидкості C_2 (C_{2u} і C_{2z}).

Крім цього, потрібно враховувати і той факт, що значення повної ентальпії пари на виході із ступеня без робочих лопаток співпадає зі значенням повної ентальпії на вході в ступень, тобто $\bar{h}_2 = \bar{h}_0$. Відповідно значення статичного тиску в перетині за робочим колесом буде дорівнювати значенню статичного тиску за сопловою решіткою ($p_2 = p_1$). Аналогічно значення теоретичної ентальпії за робочим колесом буде співпадати зі значенням дійсної ентальпії пари за сопловою

решіткою ($h_{2t} = h_1$). Тоді значення статичної ентальпії, ентропії та густини за робочим колесом (за відсутності робочих лопаток) будуть визначатися наступним чином:

$$h_2 = \bar{h}_2 - \frac{C_2^2}{2}, \quad (11)$$

$$S_2 = f_s(h_2, p_2), \quad (12)$$

$$\rho_2 = f_p(h_2, p_2), \quad (13)$$

З урахуванням викладеного вище, залежність для визначення нев’язки для масової витрати пари в перетині за робочим колесом без робочих лопаток матиме наступний вигляд:

$$\Delta_{g2} = \frac{G_2 - \rho_2 C_{2z} (F_2 + \Delta F_2)}{G_{in}}, \quad (14)$$

де ΔF_2 – збільшення вихідної площі в перетині за робочим колесом за рахунок відсутності бандажу та прикореневиx полук відсутніх робочих лопаток.

Решта залежностей в тому числі і для формування нев’язок в перетині за сопловою решіткою та метод розв’язання системи рівнянь залишаються без зміни.

Розрахункові дослідження, які проведені з використанням алгоритму на основі розглянутої удосконаленої математичної моделі здатної моделювати процеси в проточній частині багатоступеневої турбіни без робочих лопаток частини ступенів надали змогу кількісно і якісно оцінювати та порівнювати ефекти від роботи турбіни без робочих лопаток любого окремого ступеня, або групи ступенів.

Розглянемо вплив відсутності робочих лопаток окремих ступенів на інтегральні показники якості циліндру високого тиску (ЦВТ) турбіни К-310-23,5 та на основні характеристики його ступенів.

ЦВТ має вісім ступенів тиску. Розглянуті варіанти роботи циліндру з почерговою відсутністю робочих лопаток від другого до восьмого ступенів. В табл. 1 наведені дані щодо ККД, потужності, масової витрати пари на вході в проточну частину ЦВТ (при постійних параметрах пари на вході і виході із ЦВТ), а в табл. 2–6 основні характеристики ступенів ЦВТ.

В першій колонці табл. 1 номери із знаком «-» відповідають номеру ступеня у якого відсутні робочі лопатки. У варіанта ЦВТ позначеного як «-3» відсутні робочі лопатки у третього ступеня і відкоригований вхідний геометричний кут соплової решітки четвертого ступеня ($\alpha_{04} = 160^\circ$).

На рис. 1–4 наведені h - S діаграми процесу розширення пари в ЦВТ та трикутники швидкостей чотирьох варіантів проточної частини.

Таблиця 1 – Інтегральні показники ЦВТ турбіни К-310-23,5

Варіанти ЦВТ	$N_{ц}$, кВт	η_{oi} , %	G_{in} , кг/с
Вихідний	100210,11	83,14	294,329
-2	95288,77	68,64	301,511
-3	94245,45	68,25	299,849
-4	94615,91	67,85	300,342
-5	93052,17	69,04	297,047
-6	94205,75	68,86	297,82
-7	94290,07	70,62	296,483
-8	89718,88	74,12	294,908
-3'	102590,62	69,94	311,034

Таблиця 2 – Внутрішній відносний ККД ступенів η_{oi} , %

Варіанти ЦВТ	Номер ступеня							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Вихідний	75,655	81,942	82,719	83,258	81,931	93,347	79,880	87,792
-2	76,501	-0,889	55,571	83,146	81,931	91,792	79,888	87,807
-3	76,301	82,459	-0,754	56,299	81,801	91,760	79,886	87,809
-4	76,358	82,505	83,142	-0,558	56,071	91,567	79,879	87,808
-5	75,974	82,201	82,920	83,463	-0,633	59,073	79,801	87,818
-6	76,063	82,271	82,971	83,505	82,041	-0,509	55,164	87,681
-7	75,909	82,149	82,882	83,415	82,024	93,185	-0,477	60,588
-8	75,723	82,001	82,767	83,306	81,961	93,329	79,916	-0,499
-3'	77,699	83,571	-0,516	75,670	81,336	92,113	79,889	87,787

Таблиця 3 – Потужність ступенів N_c , кВт

Варіанти ЦВТ	Номер ступеня							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Вихідний	12099,71	12576,30	12993,87	13744,98	12221,67	13077,58	11406,53	12089,48
-2	13260,53	-141,96	13934,24	14766,36	13169,17	14248,04	12552,68	13499,71
-3	12981,10	13748,98	-122,24	14671,40	13072,06	14128,25	12429,52	13336,38
-4	13062,66	13860,19	14725,45	-101,72	13069,98	14158,46	12460,92	13379,96
-5	12526,46	13135,99	13731,84	14828,72	-92,49	13826,23	12133,99	12961,42
-6	12650,40	13300,92	13953,92	15164,68	13958,97	-76,41	12190,33	13062,94
-7	12436,64	13017,20	13573,26	14588,14	13234,84	14601,53	-68,27	12906,74
-8	12189,60	12693,19	13146,11	13962,80	12478,79	13452,03	11857,93	-61,57
-3'	14984,63	16678,12	-112,87	14961,11	13669,67	14853,62	13187,92	14368,43

Таблиця 4 – Наявний перепад ентальпій ступенів H_0 , кДж/кг

Варіанти ЦВТ	Номер ступеня							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Вихідний	54,3382	55,2858	56,1603	58,7310	52,7748	50,5105	50,2080	51,5841
-2	57,4895	55,8224	83,1639	61,3428	55,3124	54,4664	53,7573	56,0550
-3	56,7387	58,6814	56,5317	86,9107	55,2211	54,3319	53,5337	55,6907
-4	56,9589	59,0013	61,6366	62,9841	77,6115	54,3618	53,5842	55,7799
-5	55,5056	56,9082	58,4930	62,4136	50,9916	80,1019	52,7928	54,6605
-6	55,8441	57,3869	59,1973	63,5639	59,1165	53,1569	73,9512	54,9387
-7	55,2602	56,5637	57,9902	61,5987	56,4599	55,8659	49,7035	76,3913
-8	54,5855	55,6228	56,6387	59,4681	53,7079	51,8142	52,0045	46,0708
-3'	62,0046	66,9895	72,3597	63,5675	55,6402	54,8364	54,7217	57,8136

Таблиця 5 – Степені реактивності ступенів ρ

Варіанти ЦВТ	Номер ступеня							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Вихідний	0,0768	0,0802	0,0910	0,0961	0,1296	0,0681	0,1649	0,1600
-2	0,0672	0,0000	0,0574	0,0881	0,1212	0,0738	0,1535	0,1455
-3	0,0694	0,0697	0,0000	0,0608	0,1215	0,0745	0,1542	0,1466
-4	0,0687	0,0687	0,0743	0,0000	0,0844	0,0744	0,1541	0,1464
-5	0,0731	0,0750	0,0836	0,0852	0,0000	0,0906	0,1567	0,1499
-6	0,0721	0,0736	0,0814	0,0819	0,1094	0,0000	0,1095	0,1491
-7	0,0739	0,0761	0,0852	0,0875	0,1176	0,0536	0,0000	0,1051
-8	0,0760	0,0791	0,0894	0,0938	0,1266	0,0644	0,1594	0,0000
-3'	0,0548	0,0480	0,0000	0,0817	0,1201	0,0690	0,1506	0,1402

Таблиця 6 – Квадрати коефіцієнтів швидкості φ^2 соплових решіток ступенів

Варіанти ЦВТ	Номер ступеня							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Вихідний	0,94395	0,94752	0,95042	0,95046	0,95187	0,95592	0,95850	0,96021
-2	0,94395	0,94696	0,65229	0,94925	0,95003	0,95535	0,95695	0,95975
-3	0,94395	0,94722	0,94921	0,65238	0,94997	0,95538	0,95705	0,95981
-4	0,94395	0,94715	0,94904	0,94708	0,65271	0,95531	0,95703	0,95980
-5	0,94395	0,94748	0,95001	0,94932	0,94911	0,65298	0,95734	0,96000
-6	0,94395	0,94743	0,94983	0,94888	0,94813	0,95338	0,65338	0,95992
-7	0,94395	0,94751	0,95012	0,94961	0,94979	0,95486	0,95538	0,65344
-8	0,94395	0,94753	0,95036	0,95027	0,95138	0,95578	0,95794	0,96014
-3'	0,94395	0,94413	0,9424	0,92591	0,94949	0,95523	0,9566	0,9594

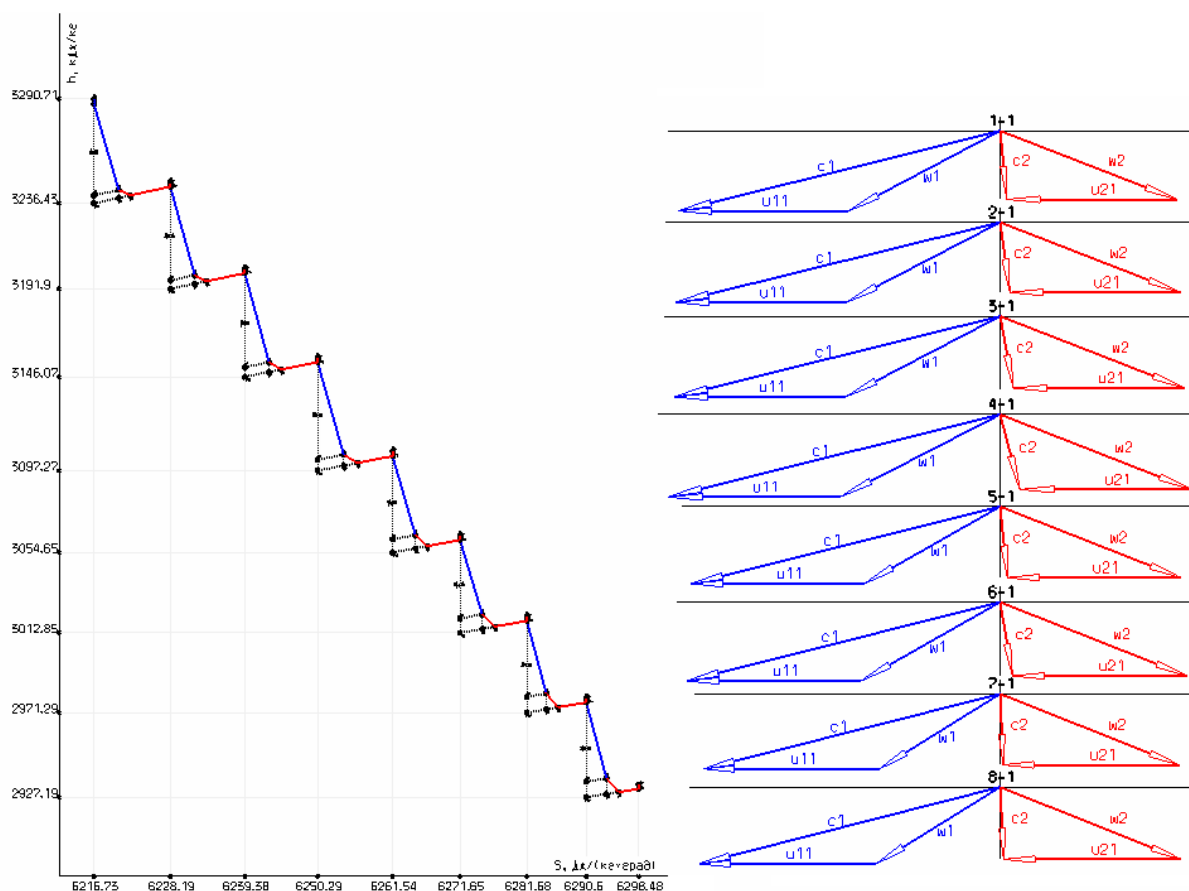


Рис. 1 – h - S діаграма та трикутники швидкостей вихідного варіанту ЦВТ турбіни К-310-23,5

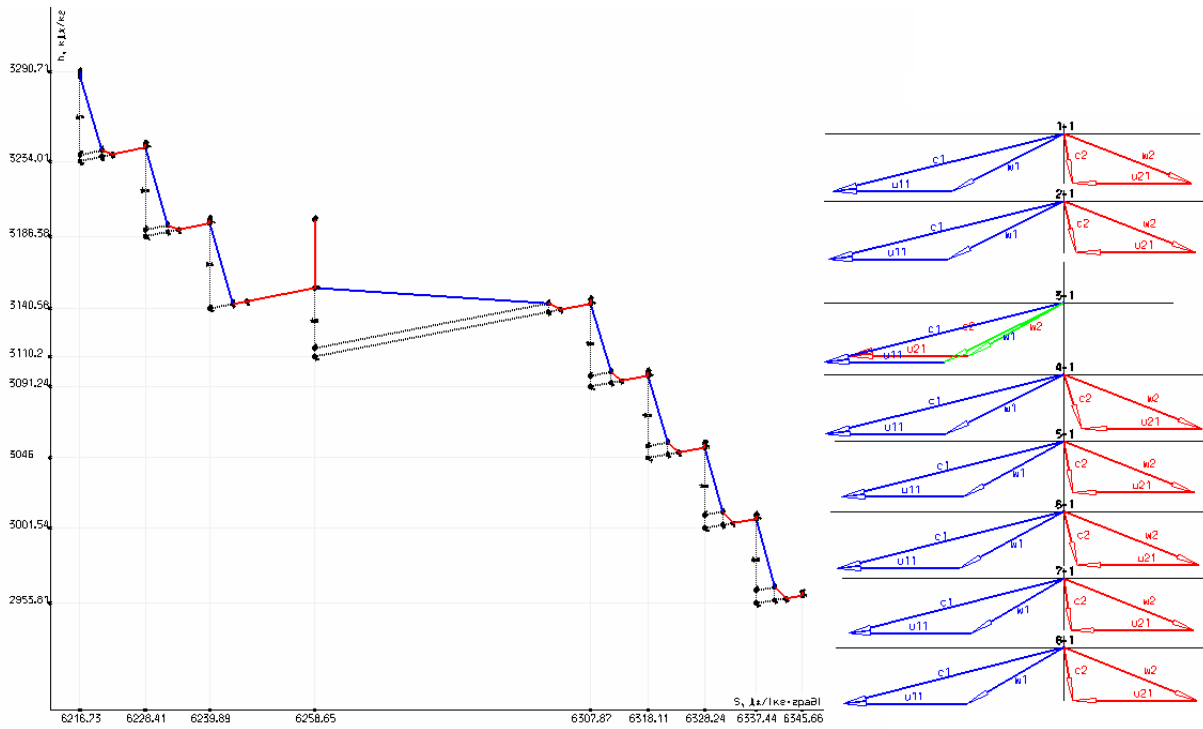


Рис. 2 – h - S діаграма та трикутники швидкостей варіанту ЦВТ турбіни К-310-23,5 без робочих лопаток третього ступеня

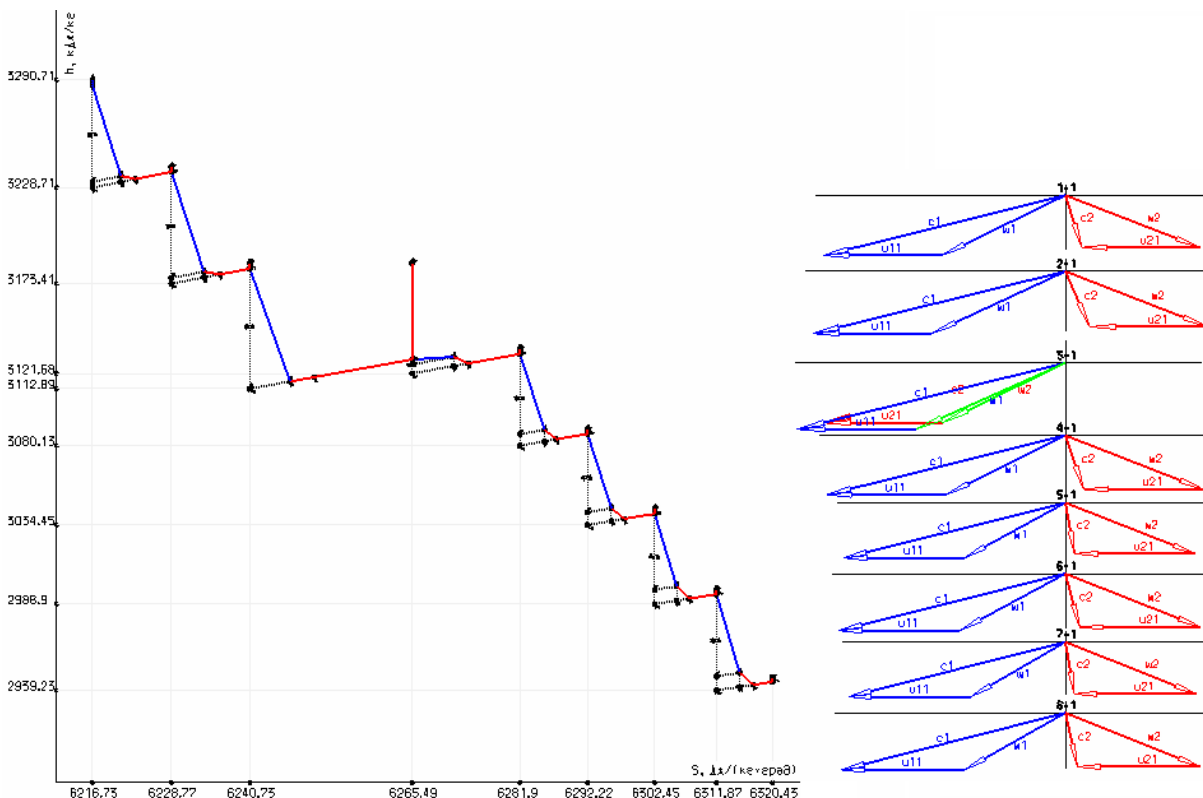


Рис. 3 – h - S діаграма та трикутники швидкостей варіанту ЦВТ турбіни К-310-23,5 без робочих лопаток третього ступеню і скоригованим геометричним кутом соплової решітки четвертого ступеня ($\alpha_{04} = 160^\circ$)

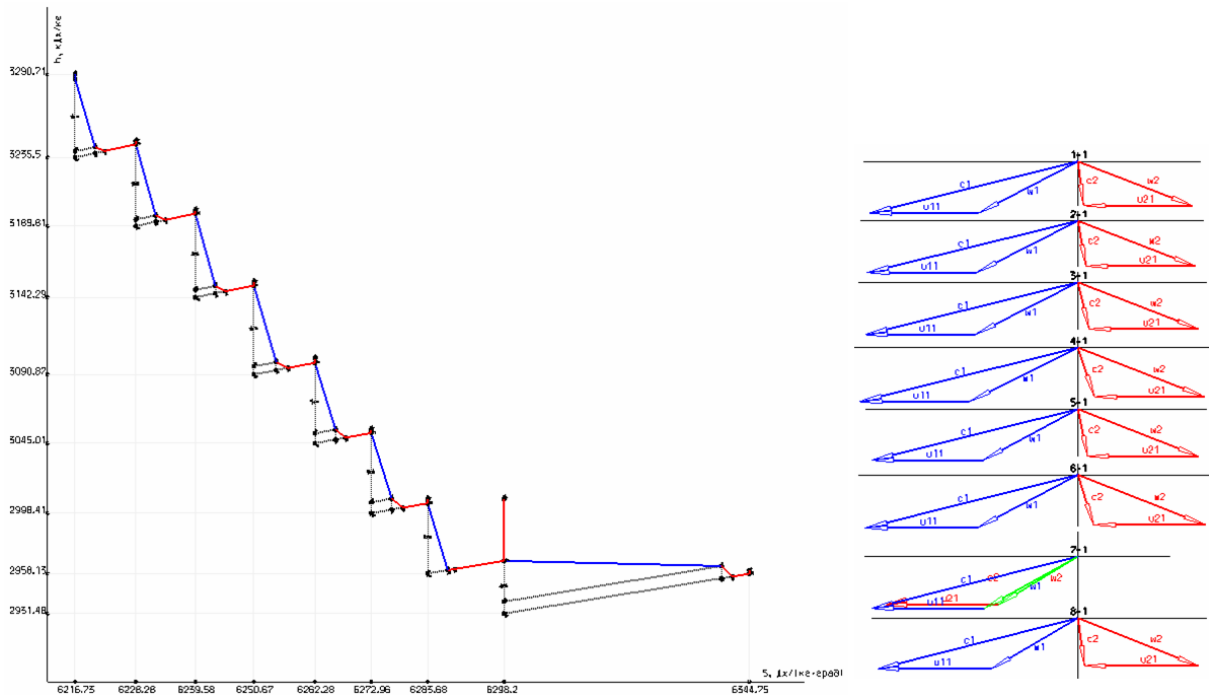


Рис. 4 – h - S діаграма та трикутники швидкостей варіанту ЦВТ турбіни К-310-23,5 без робочих лопаток сьомого ступеня

Обговорення результатів

Аналіз отриманих результатів показує, що відсутність робочих лопаток окремих ступенів (на прикладі ЦВТ турбіни К-310-23,5) суттєвим чином впливає, як на інтегральні показники якості ЦВТ (табл. 1), так і на значущі характеристики ступенів. Особливо це стосується ступенів, які знаходяться за ступенями без робочих лопаток (табл. 2–6). Максимальне зниження (близько 5 %) внутрішнього відносного ККД спостерігається у варіанта ЦВТ в якого відсутні робочі лопатки на четвертому ступені. В той же час найменший рівень потужності (89718,88 кВт) зафіксовано у варіанті ЦВТ в якому відсутні робочі лопатки останнього восьмого ступеня. Таке несинхронне зниження ККД і потужності спричинене в першу чергу тим, що дослідження проводилися в постановці «з заданими параметрами пари на вході і виході з ЦВТ», а також суттєвим впливом на пропускну здатність розглянутих варіантів проточних ЦВТ порядкового номеру ступеня у якого були відсутні робочі лопатки. Як видно із табл. 1 масова витрата пари (G_m), яка протікає через проточну частину ЦВТ різна для кожного із розглянутих варіантів. Причому, слід зауважити, що значення цього параметра для усіх варіантів проточної частини без робочих лопаток відповідних ступенів більше ніж у вихідного варіанту ЦВТ. Це стало однією із вагомих причин несинхронної поведінки зміни рівня

внутрішнього ККД і потужності відповідних варіантів проточної частини ЦВТ.

Аналіз основних характеристик ступенів ЦВТ показує, найбільшого впливу від відсутності робочих лопаток ступеня зазнають соплові решітки ступенів, які є наступними по ходу течії пари. Ефективність цих соплових решіток суттєво зменшується, зростають втрати, що призводить до вельми сильного зростання ентропії в процесі течії пари через канали соплової решітки (табл. 6, рис. 2, 4). Розглядаючи вплив відсутності робочих лопаток окремих ступенів на їх ККД та потужність та ККД і потужність решти ступенів (табл. 2, 3) бачимо, що ККД і потужність ступенів у яких відсутні робочі лопатки мають від'ємні значення в діапазонах для ККД $-0,889\%$ до $-0,477\%$ і для потужностей від $-141,96$ кВт до $-61,57$ кВт. Від'ємні значення ККД і потужностей більшою мірою обумовлені наявністю втрат від тертя пари і нерухомих поверхонь проточної частини та диску робочого колеса.

Також із табл. 2 видно суттєве зменшення внутрішнього відносного ККД ступенів, які розташовані слідом за ступенем без робочих лопаток. Такі низькі значення ККД обумовлені значними втратами в їх соплових решітках.

Аналізуючи розподіл наявних перепадів ентальпій ступенів (табл. 4) бачимо очевидну закономірність щодо суттєвого збільшення наявних перепадів ентальпій ступенів, що розташовані за робочими дисками робочих коліс у яких відсутні

лопатки (рис. 2, 4). Тобто маємо суттєве збільшення навантаження на ці ступені, що потребує додаткових досліджень щодо міцності елементів таких ступенів.

Як видно із даних табл. 5 степінь реактивності ступенів без робочих лопаток дорівнює нулю. Крім цього, маємо факт очевидного зменшення ступенів реактивності ступенів, що розташовані за ступенями без робочих лопаток. Це також говорить про збільшення навантаження на соплові апарати цих ступенів і необхідність додаткових міцністних досліджень.

Враховуючи той факт, що ремонт і заміна соплового апарату ступеня більш швидка і менш вартісна ніж заміна диску і лопаток робочого колеса то для підвищення потужності і ефективності проточної частини з ступенем без робочих лопаток можна модифікувати соплові решітки ступенів, що розташовані за робочими колесами без лопаток. При цьому бажано соплові решітки таких ступенів формувати із профілів з більшими вхідними геометричними кутами (α_{0r}), як наприклад, було змодельовано в варіанті ЦВТ «-3'». Результати дослідження цього варіанту добре видно в табл. 2–6 і на рис. 3. Цей варіант ЦВТ є більш ефективним за рахунок суттєвого зменшення втрат в сопловій решітці, яка розташована за робочим колесом без лопаток, що добре видно порівнюючи $h-S$ діаграми (рис. 2, 3 та 4). Крім цього, використання соплових решіток ступенів, які розташовані за ступенями без робочих лопаток із профілів з більшими вхідними геометричними кутами (α_{0r}) призводить до суттєвого зменшення наявного перепаду ентальпій таких ступенів. З табл. 4 та рис. 2, 3 і 4 видно, що в варіанті «-3» наявний перепад ентальпій ступеня №4 становить 86,9 кДж/кг, у варіанта «-7» наявний перепад ентальпій ступеня №8 становить 76,4 кДж/кг, в той час для варіанту «-3'» наявний перепад ентальпій ступеня №4 дорівнює 63,6 кДж/кг. Враховуючи отримані результати щодо зміни навантажень на ступені турбіни в разі використання варіанту ПЧ без робочих лопаток слід уважно провести міцносний аналіз усіх соплових і робочих решіток та інших деталей і вузлів ПЧ.

Висновки

В ході розрахунку термо- та газодинамічних параметрів проточної частини ЦВТ турбіни K-310-23,5 з використанням алгоритмів на базі удосконаленої математичної моделі та порівняння і оцінки впливу відсутності робочих лопаток окремих ступенів було встановлено наступне:

1 Удосконалена математична модель термо та газодинамічних процесів в багатоступеневих турбінах та розширені її можливості до здатності визначати ефективність, потужність та інші характе-

ристики парових турбін за якими можна оцінити можливість та доцільність подальшого їх використання після аварійного руйнування робочих лопаток частини її ступенів.

2 Проведені розрахункові дослідження щодо оцінки впливу на ефективність, потужність, пропускну здатність проточної частини без робочих лопаток частини ступенів.

3 Підтверджена надійність розробленого алгоритму на основі удосконаленої математичної моделі.

4 Виявлені основні причини і рівень впливу на інтегральні показники якості ЦВТ та основні характеристики його ступенів.

5 Показана можливість підвищення ККД та потужності за рахунок модернізації соплового апарату ступеня, що розташований за робочим колесом без лопаток.

6 Для зменшення навантаження на ступені, які викликані відсутністю робочих лопаток потрібно провести додаткове дослідження з використанням удосконаленої математичної моделі в постановці «з заданою масовою витратою пари в голову проточної частини та визначенням тиску на вході в ЦВТ»

7 Провести оптимізаційні дослідження щодо визначення оптимальних геометричних параметрів соплових решіток для проточних частин, в деяких ступенях яких відсутні робочі лопатки.

8 Провести додаткові дослідження з оцінки впливу на інтегральні показники якості та інші характеристики парових турбін за якими можна оцінити можливість та доцільність подальшого їх використання після аварійного одночасного руйнування робочих лопаток групи її ступенів.

Список літератури

1. Chernousenko O. Prolongation of safe operation of the K-1000-60/3000 turbine power unit after damage to the HPC rotor / O. Chernousenko, V. Peshko, O. Usatyi // Journal of Mechanical Engineering – Problemy Mashynobuduvannya. – 2024. – Т. 27, № 1. – PP. 15–25. – ISSN 2709-2984. – DOI: <https://doi.org/10.15407/pmach2024.01.015>.
2. Chernousenko O. Changes in the thermal and stress-strain state of the HPC rotor of a powerful NPP turbine after the blades damage / O. Chernousenko, V. Peshko, O. Usatyi // Journal of Mechanical Engineering – Problemy Mashynobuduvannya. – 2023. – Т. 26, № 3. – PP. 15–27. – ISSN 2709-2984. – DOI: <https://doi.org/10.15407/pmach2023.03.015>.
3. Усатий О. П. Математична модель термо та газодинамічних процесів в турбіні без частини соплових та/або робочих решіток / О. П. Усатий, А. П. Кльоб // Міжнародна мультидисциплінарна наукова інтернет-конференція «Світ наукових досліджень. Випуск 18». м. Тернопіль (Україна) – м. Переворськ (Польща), 20–21 квітня 2023 р. – URL: <http://www.economy-confer.com.ua/full-article/4467/> (дата звернення 05.04.2024). – ISSN 2786-6823 (print).
4. Усатий О. П. Пошук можливих конструктивних рішень для продовження експлуатації ЦВТ потужної турбіни АЕС після пошкодження лопаток ротора / О. П. Усатий, О. Ю. Черноусенко, В. А. Пешко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – 2023. – № 1–2(13–14). – С. 5–10. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-

- 774X (print). – ISSN 2707-7543 (on-line). – DOI: <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2023.01.01>.
- Cano S. Detection of damage in steam turbine blades caused by low cycle and strain cycling fatigue / S. Cano, J.A. Rodríguez, J.M. Rodríguez, J.C. García, F.Z. Sierra, S.R. Casolco, M. Herrera // *Engineering Failure Analysis*. – 2019. – Vol. 97. – PP. 579–588. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2019.01.015>.
 - Quintanar-Gago D. A. Assessment of steam turbine blade failure and damage mechanisms using a Bayesian network / D. A. Quintanar-Gago, P. F. Nelson, Á. Díaz-Sánchez, M. S. Boldrick // *Reliability Engineering & System Safety*. – 2021. – Vol. 207, No. 107329. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.res.2020.107329>.
 - Shulzhenko M. H. Vibrational stresses of damaged steam turbine blades after renovation repair / M. H. Shulzhenko, A. S. Olkhovskiy // *Journal of Mechanical Engineering – Problemy Mashynobuduvannia*. – 2021. – Vol. 24, No. 1. – PP. 42–52. – DOI: <https://doi.org/10.15407/pmach2021.01.042>.
 - Solovei P. Establishing the causes of premature damage of steam turbine rotor blades of TPP / P. Solovei, O. Student, L. Svirska, I. Kurnat, S. Krechkovska, T. Gural // *Scientific Journal of TNTU (Tern.)*. – 2023. – Vol. 110, No 2. – PP. 46–56. – ISSN 2522-4433. – DOI: https://doi.org/10.33108/visnyk_tntu2023.02.046.
 - Mukhopadhyay N.K. An investigation of the failure of low pressure steam turbine blades / N.K. Mukhopadhyay, S. Ghosh Chowdhury, G. Das, I. Chatteraj, S.K. Das, D.K. Bhattacharya // *Failure Analysis Case Studies II*. – 2001. – PP. 211–223. – DOI: <https://doi.org/10.1016/B978-0-08-043959-4.50021-3>.
 - Gao J. Failure study of steam turbine Last-Stage rotor blades under a High-Speed wet steam environment / J. Gao, Z. Xu Z. Tang, Y. Lei, W. Sun, B. Guo, Z. Zhao // *Engineering Failure Analysis*. – 2023. – Vol. 154, No. 107643. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2023.107643>.
 - Zhao X. Fatigue life prediction of a supercritical steam turbine rotor based on neural networks / X. Zhao, D. Ru, P. Wang, L. Gan, H. Wu, Z. Zhong // *Engineering Failure Analysis*. – 2021. – Vol. 127, No. 105435. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2021.105435>.
 - Usatyi O., Klob A. (2023), “Matematychna model' termo ta gazodynamichnyh procesiv v turbini bez chastyny soplovyh ta/abo robochyh reshitok [Mathematical model of thermo and gas dynamic processes in a turbine without part of the nozzle and/or working grids]”, *International Multidisciplinary Scientific Internet Conference “World of scientific research. Issue 18. Ternopil (Ukraine) – Perevorsk (Poland), April 20–21, 2023*, ISSN 2786-6823 (print), Access mode: <http://www.economy-confer.com.ua/full-article/4467/> (accessed 05 April 2024).
 - Usatyi O., Chernousenko O., Peshko V. (2023), “Searching for Possible Design Solutions to Extend the Service Life of the HPC of a Powerful NPP Turbine after Damage to the Rotor Blades”, *Bulletin of NTU “KhPI”. Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 1–2(13–14), pp. 5–10, ISSN 2078-774X (print), ISSN 2707-7543 (on-line), <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2023.01.01>.
 - Cano S., Rodríguez J.A., Rodríguez J.M., García J.C., Sierra F.Z., Casolco S.R., Herrera M. (2019), “Detection of damage in steam turbine blades caused by low cycle and strain cycling fatigue”, *Engineering Failure Analysis*, vol. 97, pp. 579–588, <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2019.01.015>.
 - Quintanar-Gago D. A., Nelson P. F., Díaz-Sánchez Á., Boldrick M. S. (2021), “Assessment of steam turbine blade failure and damage mechanisms using a Bayesian network”, *Reliability Engineering & System Safety*, vol. 207, no. 107329, <https://doi.org/10.1016/j.res.2020.107329>.
 - Shulzhenko M. H., Olkhovskiy A. S. (2021), “Vibrational stresses of damaged steam turbine blades after renovation repair”, *Journal of Mechanical Engineering – Problemy Mashynobuduvannia*, vol. 24, no. 1, pp. 42–52, <https://doi.org/10.15407/pmach2021.01.042>.
 - Solovei P., Student O., Svirska L., Kurnat I., Krechkovska S., Gural T. (2023), “Establishing the causes of premature damage of steam turbine rotor blades of TPP”, *Scientific Journal of TNTU (Tern.)*, Vol. 110, No 2, pp. 46–56, ISSN 2522-4433, https://doi.org/10.33108/visnyk_tntu2023.02.046.
 - Mukhopadhyay N.K., Ghosh Chowdhury S., Das G., Chatteraj I., Das S.K., Bhattacharya D.K. (2001), “An investigation of the failure of low pressure steam turbine blades”, *Failure Analysis Case Studies II*, pp. 211–223, <https://doi.org/10.1016/B978-0-08-043959-4.50021-3>.
 - Gao J., Xu Z., Tang Z., Lei Y., Sun W., Guo B., Zhao Z. (2023), “Failure study of steam turbine Last-Stage rotor blades under a High-Speed wet steam environment”, *Engineering Failure Analysis*, vol. 154, no. 107643m <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2023.107643>.
 - Zhao X., Ru D., Wang P., Gan L., Wu H., Zhong Z. (2021), “Fatigue life prediction of a supercritical steam turbine rotor based on neural networks”, *Engineering Failure Analysis*, vol. 127, no. 105435, <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2021.105435>.

References (transliterated)

- Chernousenko O., Peshko V., Usatyi O. (2024), “Prolongation of safe operation of the K-1000-60/3000 turbine power unit after damage to the HPC rotor”, *Journal of Mechanical Engineering – Problemy Mashynobuduvannia*, vol. 27, no. 1, pp. 15–25, ISSN 2709-2984, <https://doi.org/10.15407/pmach2024.01.015>.
- Chernousenko O., Peshko V., Usatyi O. (2023), “Changes in the thermal and stress-strain state of the HPC rotor of a powerful NPP turbine after the blades damage”, *Journal of Mechanical Engineering – Problemy Mashynobuduvannia*, vol. 26, no. 3, pp. 15–27, ISSN 2709-2984, <https://doi.org/10.15407/pmach2023.03.015>.

Надійшла (received) 28.05.2024

Відомості про авторів / About the Authors

Усатий Олександр Павлович (Usaty Oleksandr) – доктор технічних наук, старший науковий співробітник; завідувач кафедри турбінобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; e-mail: alpaus@ukr.net; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8568-5007>.

Кльоб Антон Петрович (Klob Anton) – аспірант, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»; ORCID: <https://orcid.org/0009-0006-5256-3034>.