

**Пешко В.А.**

Національний технічний університет України  
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

**Коновалюк О.Л.**

Національний технічний університет України  
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

## ЗАКОНОМІРНОСТІ ФОРМУВАННЯ ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ РОТОРА ТУРБІНИ ПІД ЧАС ПУСКОВОГО РЕЖИМУ РОБОТИ

*Під час пуску парових турбін інтенсивно накопичується пошкодження в основному металі за механізмом малоциклової втоми. Ключовою причиною цього явища є високі інтенсивності напружень в зонах концентрації, які суттєво зростають через нерівномірність температурного поля ротора. Пошук рішень щодо нормалізації теплового стану ротора є актуальною задачею для забезпечення довговічності експлуатації турбіни. В роботі досліджено ротор середнього тиску турбіни К-200-130. Розроблено тривимірний аналог ротора, який враховує всі особливості геометрії його високотемпературної частини. Представлено та проведено порівняльний аналіз двох типових графіків пуску турбіни К-200-130 з холодного стану, що використовуються на українських ТЕС. Наведено математичну модель розрахунку теплового стану ротора за рахунок вирішення крайової задачі теплопровідності у нестационарній постановці. Отримано розподіл температур в основному металі ротора турбіни К-200-130 в кожен момент часу пуску з холодного стану для двох різних технологій пуску. Встановлено, що провідну роль у формуванні температурного поля турбіни має тривалість окремих пускових етапів, параметри пари та витрата. Розраховано динаміку зміни градієнтів температур в характерних областях ротора при пуску з холодного стану для двох енергоблоків. Максимум градієнта температур зустрічається в області між кінцевими ущільненнями і першим диском та припадає на момент поштовху ротору до частоти холостого ходу, коли витрата пари зростає найбільш стрімко за короткий проміжок часу. Відмічено позитивний вплив більш тривалого етапу попереднього прогріву проточної частини на загальну рівномірність температурного поля ротора на подальших етапах пуску. Відмічено, що з завершенням пускового режиму роботи градієнт температур зменшується через стабілізацію теплового поля. Доречною є раціоналізація пускового графіку на початкових етапах роботи для забезпечення рівномірності теплового стану ротора.*

**Ключові слова:** парова турбіна, ротор, пуск, температура, градієнт температур, нерівномірність, тепловий стан.

**Постановка проблеми.** Дефіцит маневрових потужностей в Об'єднаній енергетичній системі України призводить до частого залучення енергоблоків 200-300 МВт теплових електростанцій (ТЕС) до покриття пікових навантажень та регулювання електрогенерації [1, с. 43]. Такий режим роботи передбачає більш часте проведення операцій пуску та зупинки енергетичного обладнання. Відомо, що під час пуску основне устаткування електростанцій зазнає додаткового змінного навантаження, яке призводить до прискореного накопичення малоциклової втоми в високотемпературних елементах [2, с. 12].

Доцільним є дослідження факторів, що призводять до передчасного виходу з ладу обладнання ТЕС та запровадження заходів, які зможуть обмежити даний негативний вплив. Саме тому,

дослідження особливостей формування теплового стану ротора парової турбіни є актуальною задачею, оскільки дозволить розробити заходи для забезпечення рівномірності теплового поля та зменшення температурних напружень під час експлуатації на змінних режимах роботи [3, с. 506].

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Паркова допустима кількість пусків парової турбіни ТЕС протягом її життєвого циклу визначається нормативними документами України та складає 400-1000 пусків з різних теплових станів [4, с. 8]. При цьому фактичні дані експлуатації турбін в енергосистемі демонструють кількаразове перевищення даного показника (2000-3000 циклів пуску), що веде до неминучого накопичення розсіяного втомного пошкодження за механізмами малоциклової втоми [5, с. 1144]. Подальший роз-

виток втомних пошкоджень до макро-тріщин в елементах роторів парових турбін значно інтенсифікується при високих температурах металу [5, с. 1155], що пов'язано зі зміною фізико-механічних властивостей сталі [6, с. 2].

Основними факторами, що визначають допустиму кількість пусків турбіни є амплітуда інтенсивності деформації в основному металі ротора протягом циклу, робоча температура та коефіцієнт асиметрії циклу навантаження [7, с. 3]. При цьому відмічається, що на формування інтенсивності деформації при пуску провідну роль мають не лише механічні напруження, а і навантаження термічної природи, зокрема градієнт температур [8, с. 15].

Нерівномірність температурного поля ротора турбіни є одним із ключових факторів появи термічних напружень. Основними причинами утворення нерівномірного теплового стану ротора є відмінність параметрів пари в осьовому та радіальному напрямку проточної частини, різні умови теплообміну на поверхнях та складна геометрична форма самого ротора [9, с. 6]. Для оцінки даної нерівномірності необхідно вирішувати задачу нестационарної теплопровідності, яка потребує задання граничних умов теплообміну I-IV роду [10, с. 26].

Одним із поширених підходів дослідження умов нестационарної теплопровідності є використання методів розрахункової гідродинаміки CFD (computational fluid dynamics). До прикладу, в роботі [11, с. 6] досліджувалась течія пари в циліндрі середнього тиску реально-існуючої турбіни, що складається з трьох ступенів, які зазнали пластичної деформації після тривалої експлуатації. Авторами досліджено вплив цієї зміни на термодинамічні параметри пари. Для вирішення даної задачі в роботі застосовано власний CFD код, що розроблений в університеті Тохоку. Моделювання проточної частини здійснено за допомогою 3D-сканування елементів проточної частини. Проведені дослідження дозволили встановити що зміна геометрії лопаткового апарату призвела до змін у кінематиці потоку та обсягів втрат пари після ступенів, які в свою чергу призводять до підвищення статичної температури пари у вихлопі та зниження економічності турбіни [11, с. 11].

Іншим поширеним підходом є використання аналітичних методів визначення граничних умов теплообміну. Для цього використовуються критеріальні рівняння, що отримуються експериментальним шляхом на базі теорії подібності. В роботі [12, с. 473] представлено рівняння для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі на поверхнях ротора турбіни. При цьому відмічено, що для

різних поверхонь (ущільнення, поверхня дисків, канавки лопаток) повинні застосовуватись різні рівняння подібності.

Для забезпечення достовірності обох підходів критичним є врахування характеру перехідного процесу під час пуску, який можна оцінити за допомогою пускових графіків [13, с. 4]. Здійснюючи розрахунки у нестационарній постановці з'являється змога встановити динаміку зміни експлуатаційних параметрів турбіни та оцінити їхній вплив на термонапружений стан роторів. Проведені авторами розрахунки показали значний ступінь співпадіння розрахункових даних по температурі металу та реально вимірених даних під час пуску (відхилення не більше 4 %) [13, с. 5].

Одним із результатів розвитку підходів дослідження теплового стану може бути впровадження системи онлайн-моніторингу термічних напружень [14, с. 772]. Для цього розробляється математична модель, що встановлює залежність між стандартними параметрами роботи турбіни, за якими вже організовано контроль та температурою металу і термічними напруженнями. Автором запропоновано використання функції Гріна та інтегралу Дюамеля для описання динаміки зміни цих параметрів на прикладі ротора турбіни. Застосовано метод скінченних елементів щоб отримати конкретні значення температури металу та інтенсивності напружень в характерних областях для розрахунку поправочних коефіцієнтів функції Гріна [14, с. 768]. Також, в роботі відмічено, що найвищий рівень напружень в досліджуваному роторі спостерігається в момент часу коли градієнти температур досягають свого максимуму [14, с. 771].

**Постановка завдання.** Метою статті є встановлення закономірностей формування нестационарного поля температур ротора середнього тиску (РСТ) турбіни К-200-130 при пуску з холодного стану металу. Для досягнення поставленої мети вирішуються наступні задачі:

- розроблення геометричного аналогу ротора середнього тиску турбіни К-200-130;
- розрахунок нестационарних граничних умов теплообміну для ротора середнього тиску під час пускового режиму роботи енергоблоку 200 МВт;
- дослідження теплового стану ротора під час пуску турбіни з холодного стану за різними технологіями (графіками пуску);
- порівняльний аналіз динаміки зміни градієнтів температур під час пуску за різними графіками.

**Виклад основного матеріалу.** В даній роботі розглядається тепловий стан ротор середнього

тиску турбіни К-200-130 при пуску з холодного стану. Турбіни такого типу встановлені на 37 енергоблоках українських ТЕС. Для дослідження обрано саме ротор середнього тиску, оскільки дана турбіна має проміжний перегрів пари і температура середовища, що контактує з регулюючим ступенем РСТ, є найвищою. Окрім цього, його масо-габаритні характеристики є теж більш значними в порівнянні з ротором високого тиску. Вказані вище обставини призводять до появи найвищих інтенсивностей напружень в роторі середнього тиску.

На рис. 1 представлено розроблену геометричну модель ротора середнього тиску турбіни К-200-130. Виконано побудову високотемпературної частини ротора – від шийки валу в області опорно-упорного підшипника до діафрагмових ущільнень 4-го ступеня. Просторовий аналог ротора включає лише ковану частину, без врахування лопаткового апарату, однак сама геометрія валу відтворена з високою точністю у відповідності до паспортного креслення турбіни.

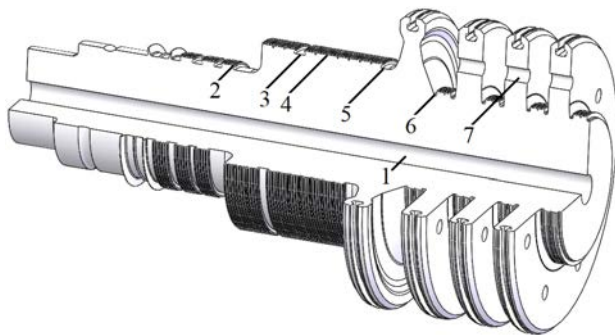
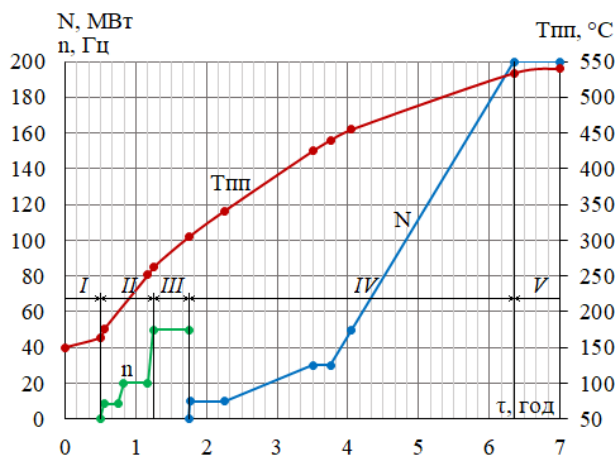


Рис. 1. Геометричний аналог ротора середнього тиску турбіни К-200-130 (цифрами вказано характерні області дослідження температурних градієнтів)



Технологія пуску турбіни К-200-130 з холодного стану (ХС) реалізується при температурі металу корпусу в області регулюючого ступеня ЦВТ менше 150 °С. При цьому пуск здійснюється на ковзаючих параметрах пари з поступовим збільшенням початкового тиску та температури. На рис. 2 представлено графіки пуску з ХС, які реалізуються на двох електростанціях України. Процес пуску енергоблоку є складним режимом експлуатації, який складається з багатьох етапів, однак для турбіни можна виділити 5 основних етапів (рис. 2): *I* – попередній прогрів проточної частини, *II* – поштовх турбіни до холостого ходу, *III* – синхронізація генератора з енергосистемою, *IV* – набір номінального навантаження 200 МВт, *V* – стабілізація температурного поля.

Слід виділити основні відмінності представлених графіків пуску (рис. 2). Етап попереднього нагріву проточної частини (*I*) є на 40 хв довшим для блоку № 2. Це дозволяє забезпечити більш рівномірний прогрів проточної частини другого блоку та виконувати подальші етапи пуску парою з більш високою температурою  $T_{шт}$ . Поштовх та розгін турбіни до холостого ходу (*II*) блоку 1 виконується повільніше, з більшою витратою пари, проте меншою ентальпією. Аналогічно, навантаження енергоблоку № 1 від 0 до 150 МВт триває 235 хв (для блоку № 2 – 190 хв), що також пов'язано з меншою температурою металу турбіни на момент синхронізації.

Така швидкість проходження етапів *II*, *III* і *IV* на блоці 2 вимагає якісного виконання графіку навантаження та потребує досвідченого оперативного персоналу, що зможе швидко діагностувати технічний стан та аналізувати експлуатаційні показники енергоблоку, не лишаючи простору для помилкових дій. З виходом енергоблоків на електричну потуж-

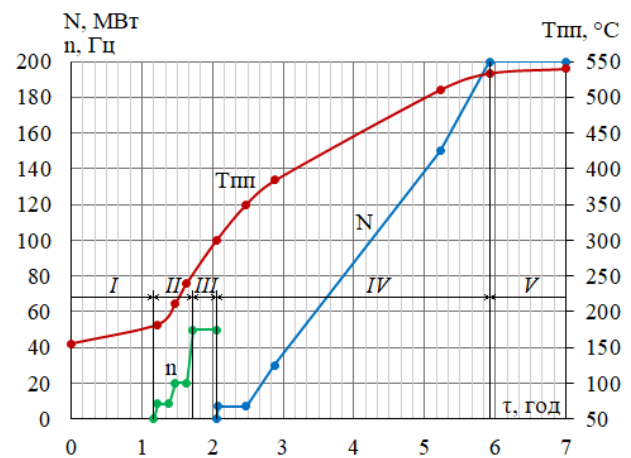


Рис. 2. Графіки пуску турбіни К-200-130, що реалізуються на ТЕС України при початковій температурі металу 100 °С: а – блок 1, б – блок 2

ність 200 МВт параметри пари (витрата, температура, тиск) для обох варіантів стають подібними. Таким чином, загальний час пуску від I до V етапу складає 381 хв для блоку 1 та 355 хв – для блоку 2.

У відповідності до представлених графіків пуску вирішувалась задача теплопровідності в основному металі, яка має наступний вигляд:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = \frac{\text{div}[\lambda(T) \cdot \text{grad}(T)]}{c(T) \cdot \gamma(T)} \quad (1)$$

де  $T$  – температура металу;  $\lambda$ ,  $c$ ,  $\gamma$  – температурозалежні коефіцієнти теплопровідності, теплоємності та питомої ваги відповідно.

Граничні умови другого роду описують тепловий потік на поверхні тіла:

$$q = -\lambda \left( \frac{\partial T}{\partial n} \right) = f(x, y, z, \tau) \quad (2)$$

Граничні умови третього роду описують закономірності теплообміну між паровим середовищем та зовнішньою поверхнею ротора:

$$-\lambda \left( \frac{\partial T}{\partial n} \right) = \alpha(t_n - t_m) \quad (3)$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі;  $t_n$ ,  $t_m$  – температура пари та металу ротора відповідно.

Для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі використано рівняння подібності, що відрізняються в залежності від типу досліджуваної поверхні. До прикладу, для бокової поверхні дисків ступенів ротора, що обертаються в кожуху між сусідніми діафрагмами, використано наступне рівняння:

$$Nu = 0,0256 \cdot (1 - z_\varphi)^{0,75} \cdot Re^{0,75} \cdot Pr^{0,6} \cdot \left( \frac{s}{r} \right)^{0,25} \quad (4)$$

де  $Nu$ ,  $Re$ ,  $Pr$  – числа подібності Нуссельта, Рейнольдса та Прандтля відповідно;  $z_\varphi$  – коефіцієнт закрутки потоку;  $s$  – зазор між диском та діафрагмою;  $r$  – середній радіус диска.

В результаті було отримано нестационарний розподіл температур в металі ротора при пуску з ХС для обох графіків. На рис. 3 представлено приклад такого теплового стану ротора перед синхронізацією турбогенератора (початок етапу III на рис. 2 б). Найвищий рівень температур характерний для периферійної частини дисків ротора, який поступово зменшується від першого до четвертого ступеня. Також високі температури спостерігаються в області діафрагмових ущільнень, що пов'язано з інтенсивним теплообміном через стиснення потоку. Від першого сегменту кінцевих ущільнень до лівого кінця валу відбувається поступове зменшення температури зовнішньої поверхні металу.

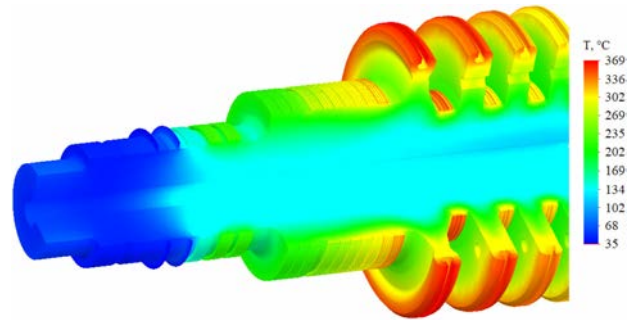


Рис. 3. Тепловий стан ротора середнього тиску турбіни К-200-130 енергоблоку № 2 при роботі на частоті холостого ходу перед синхронізацією

Аналогічні результати були отримані в кожен момент часу пуску з ХС для обох енергоблоків.

Як зазначалось в [8, с. 15; 14, с. 771] провідну роль при формуванні температурних напружень має нерівномірність теплового поля. На рис. 4 представлені градієнти температур в характерних областях ротора середнього тиску турбіни К-200-130 (рис. 1) при пуску з холодного стану металу.

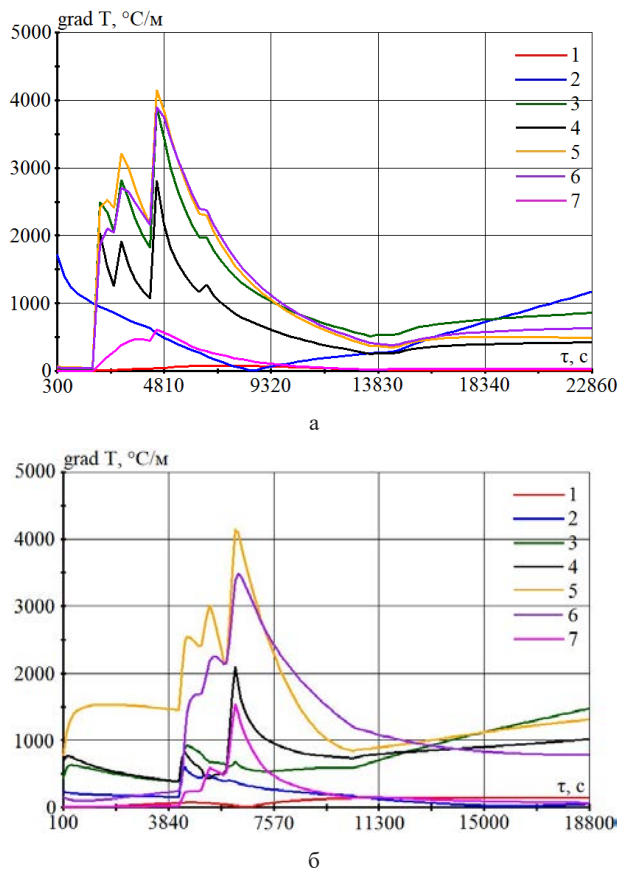
Порівнюючи загальну динаміку зміни градієнтів температур, можна зазначити, що найбільша нерівномірність поля температур припадає на період поштовху роторів від 5 об/хв до 3000 об/хв (етап II на пускових графіках). В ці моменти часу суттєво зростає витрата пари на турбоустановку, що збільшує інтенсивність теплообміну між середовищем та основним металом.

Максимальні значення градієнтів температур для обох енергоблоків подібні ( $\text{grad } T_1 = 4080 \text{ }^\circ\text{C/м}$ ,  $\text{grad } T_2 = 4060 \text{ }^\circ\text{C/м}$ ). Максимум зустрічається в області галтельного скруглення між першим сегментом кінцевих ущільнень і першим диском (т. 5 на рис. 1) та припадає на момент поштовху ротору до частоти холостого ходу після витримки на частоті 1200 об/хв, коли витрата пари зростає найбільш стрімко за короткий проміжок часу.

Для решти досліджуваних областей помітний суттєво менший рівень градієнтів температур а також менш значні коливання цієї величини. Причиною покращення рівномірності температурного поля блоку 2 слугує більш тривалий етап попереднього прогріву проточної частини при пуску.

Із завершенням пускового режиму нерівномірність температурного поля зменшується для обох енергоблоків.

Важливо зазначити, що градієнти температур досліджувались на поверхні металу, що і є ключовою причиною їх високих величин. Значення градієнтів температур суттєво зменшуються для глибших шарів металу та є достатньо рівно-



**Рис. 4. Градієнти температур в характерних областях ротора при пуску з холодного стану:**  
а – блок 1, б – блок 2

мірними для осевого отвору турбіни (зона 1 на рис. 4). Проте в той же час, верхні шари металу представляють найвищий інтерес, оскільки саме

в них утворюються мікро пошкодження протягом експлуатації.

В подальшому, буде досліджено напружено-деформований стан та показники малоциклової втоми ротора при експлуатації за представленими графіками пуску у відповідності до методики, представлений в [15, с. 18].

**Висновки.** Досліджено тепловий стан ротора середнього тиску турбіни К-200-130 при пуску з холодного стану за двома різними технологіями. Встановлено, що максимальна нерівномірність теплового поля характерна в моменти різкого збільшення параметрів пари та її витрати на турбоустановку. Зонами появи високих градієнтів температур є області різкої зміни геометрії, такі як кінцеві та діафрагмові ущільнення, а також галтели дисків, в яких діагностуються тріщини втоми.

Для РСТ турбіни К-200-130 максимальні значення градієнтів температур при пуску складають близько  $4000^{\circ}\text{C}/\text{m}$  та характерні для області між кінцевими ущільненням та першим диском в момент поштовху ротора до частоти холостого ходу. Із завершенням пускового режиму значення градієнту температур для цієї та інших областей не перевищує  $1000^{\circ}\text{C}/\text{m}$ .

Досягти рівномірності теплового стану турбіни можна раціоналізуючи пускові графіки та змінюючи схему подачі пари до проточної частини та кінцевих ущільнень. При цьому необхідно врахувати негативний вплив таких заходів на економічність та маневрові показники енергоблоку, що є актуальним для подальших досліджень.

#### Список літератури:

1. Черноусенко О.Ю., Бутовський Л.С., Грановська О.О., Пешко В.А., Мороз О.С. Вплив роботи у маневрених режимах енергоблоків ТЕС на техніко-економічні характеристики. *Системні дослідження в енергетиці*. 2016. № 2 (45). С. 43–51. <https://doi.org/10.15407/pge2016.02.043>
2. Rúa J., Verheyleweghen A., Jäschke J., Nord L. Optimal scheduling of flexible thermal power plants with lifetime enhancement under uncertainty. *Applied Thermal Engineering*. 2021. № 191. 116794. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.116794>
3. Balitskii O.I., Kolesnikov V.O., Ivaskevych L.M., Havrylyuk M. R. The Influence of Specific Features of Load and Hydrogen Charging on Steel Tribotechnical Properties. *Materials Science*. 2023. № 58. С. 505–512. <https://doi.org/10.1007/s11003-023-00691-5>
4. Контроль металу і продовження терміну експлуатації основних елементів котлів, турбін і трубопроводів теплових електростанцій. СОУ-Н МПЕ 40.17.401:2004 / Міністерство палива та енергетики України. 2005. 76 с.
5. Peshko V.A., Bovsunovskiy A.P. Patterns of Growth of an Internal Annular Crack Under the Influence of Thermal Stresses During Turbine Startup. *Strength of Materials*. 2024. № 6(55). P. 1143–1156. <https://doi.org/10.1007/s11223-024-00604-0>
6. Balitskii A.I., Havrylyuk M.R., Balitska V.O., Kolesnikov V.O., Ivaskevych L.M. Increasing Turbine Hall Safety by Using Fire-Resistant, Hydrogen-Containing Lubricant Cooling Liquid for Rotor Steel Mechanical Treatment. *Energies*. 2023. № 16. 535. <https://doi.org/10.3390/en16010535>
7. Azeez A., Eriksson R., Leidermark D., Calmunger M. Low cycle fatigue life modelling using finite element strain range partitioning for a steam turbine rotor steel. *Theoretical and Applied Fracture Mechanics*. 2020. № 107. 102510. <https://doi.org/10.1016/j.tafmec.2020.102510>

8. Banaszkiwicz M. The low-cycle fatigue life assessment method for online monitoring of steam turbine rotors. *International Journal of Fatigue*. 2018. № 113. P. 311–323. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2018.02.032>
9. Шерфедінов Р., Усатий О. Оцінка можливості використання повідсікового моделювання процесів в проточній частині парової турбіни в задачах одночасної оптимізації теплових схем та турбін. *Вісник Національного технічного університету «ХПИ»*. 2024. №3. С. 5–14. <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2023.03.01>
10. Черноусенко О. Ю., Риндюк Д. В., Пешко В. А. Оцінка залишкового ресурсу та подовження експлуатації парових турбін великої потужності (частина 3). Київ, 2020. 308 с. <https://ela.kpi.ua/handle/123456789/41565>
11. Yamamoto S., Uemura A., Miyazawa H., Furusawa T., Yonezawa K., Umezawa S., Ohmori S., Suzuki T. A numerical and analytical coupling method for predicting the performance of intermediate-pressure steam turbines in operation. *Energy*. 2020. № 198. 117380. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.117380>
12. Wang W. Z., Buhl P., Klenk A., Liu Y. Z. The effect of in-service steam temperature transients on the damage behavior of a steam turbine rotor. *International Journal of Fatigue*. 2016. № 87. P. 471–483. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2016.02.040>
13. Zhao X., Ru D., Wang P., Gan L., Wu H., Zhong Z. Fatigue life prediction of a supercritical steam turbine rotor based on neural networks. *Engineering Failure Analysis*. 2021. № 127. 105435. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2021.105435>
14. Banaszkiwicz M. On-line monitoring and control of thermal stresses in steam turbine rotors. *Applied Thermal Engineering*. 2016. № 94. P. 763–776. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.10.131>
15. Chernousenko O., Rindyuk D., Peshko V., Chernov O., Goryazhenko V. Development of a System for Estimating and Forecasting the Rational Resource-Saving Operating Modes of TPP. *Eastern European Journal of Enterprise Technologies*. 2020. № 8(105). P. 14-23. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2020.204505>

#### **Peshko V.A., Konovaliuk O.L. CHARACTERISTIC FEATURES OF THE TEMPERATURE FIELD FORMATION IN THE TURBINE ROTOR DURING THE START-UP MODE OF OPERATION**

*During the start-up of steam turbines, damage accumulates intensively in the base metal due to the mechanism of low-cycle fatigue. The key reason for this phenomenon is high stress intensities in the concentration zones, which increase significantly due to the uneven temperature field of the rotor. Finding solutions to normalize the thermal state of the rotor is an urgent task to ensure the durability of the turbine. The paper investigates the intermediate-pressure rotor of the K-200-130 turbine. A three-dimensional analog of the rotor has been developed, which takes into account all the features of the geometry of its high-temperature part. A comparative analysis of two typical start-up graphs for the K-200-130 turbine from the cold state is presented. A mathematical model for calculating the thermal state of the rotor by solving the heat conduction problem in a nonstationary formulation is presented. The temperature distribution in the base metal of the rotor of the K-200-130 turbine at each moment of start-up from a cold state for two different start-up technologies is obtained. It was found that the duration of individual start-up stages, steam parameters, and flow rate play a leading role in the formation of the turbine temperature field. The dynamics of changes in temperature gradients in characteristic areas of the rotor during startup from a cold state for two power units was calculated. The maximum temperature gradient is found in the area between the end seals and the first disk and occurs at the moment of the rotor's push to the idling frequency, when the steam consumption increases most rapidly in a short period of time. The positive effect of a longer preheating stage of the flow part on the overall uniformity of the rotor temperature field at the subsequent stages of startup was noted. It is noted that with the completion of the startup mode of operation, the temperature gradient decreases due to the stabilization of the thermal field.*

**Key words:** steam turbine, rotor, start-up, temperature, temperature gradient, unevenness, thermal state.