

Д. В. БРЕСЛАВСЬКИЙ, П. І. ПАЛАМАРЧУК, А. В. СЕНЬКО, О. М. МАРУСЕНКО

КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПОВЗУЧОСТІ РОТОРІВ

Розглянуто питання визначення напружено-деформованого стану при повзучості у моделях роторів парових та газових турбін. Формулювання задачі базується на загальному підході механіки суцільного середовища з використанням теорії плинину для опису деформацій повзучості. Як метод розв'язання використано метод скінченних елементів у реалізації професійного інженерного програмного забезпечення. Проаналізовано вплив відцентрового навантаження на напружено-деформований стан, що змінюється протягом 10000 год повзучості матеріалу роторів. Розглянуто дві моделі ротору – спрощену циліндричної форми та ротору барабанного типу, що описано геометрією тіла обертання та який складається з кількох циліндричних частин. Завдяки симетрії моделей розрахункові схеми побудовано на основі використання двовимірних скінченних елементів тіла обертання. Застосовано алгоритми для підготовки вхідних даних, що можуть бути рекомендовані для використання у практиці проектування підприємств енергетичної галузі. Для розрахунків повзучості використано гіпотезу плинину (закон Нортону). Проаналізовано повзучість моделей в різних температурних умовах з застосуванням у якості їхнього матеріалу різних сталей, що використовуються у турбобудуванні. За результатами виконаного комп'ютерного моделювання повзучості моделей роторів встановлено рівні деформування та характер перерозподілу напружень, що виникають при однаковому навантаженні відцентровими силами в різних температурних умовах, які викликані робочими процесами у турбіні. Проаналізовано рівні напружень та деформацій у роторі барабанного типу та встановлено найбільш навантажені та деформовані його області. Відмічається, що за даними проведеного моделювання для розглянутої моделі ротору барабанного типу накопичений за час аналізу рівень деформацій є помірним та не перевищує 0.4%, що є придатним з точки зору аналізу експлуатаційних властивостей.

Ключові слова: комп'ютерне моделювання, повзучість, метод скінченних елементів, напружено-деформований стан, тіло обертання, ротор турбіни.

The issue of determining the stress-strain state during creep in models of rotors of steam and gas turbines is considered. The formulation of the problem is based on the general approach of Solid Mechanics using incremental theory to describe creep strains. The Finite Element Method was used as a solution method in the implementation of professional engineering software. The influence of the centrifugal forces on the stress-strain state, which varies during 10,000 hours of creep of the rotor material, is analyzed. Two models of the rotor are considered: a simplified cylindrical and a drum-type rotor, which is described by the geometry of the body of revolution and which consists of several cylindrical parts. Due to the symmetry of the models, the calculation schemes are built on the basis of the use of a two-dimensional finite element of the body of revolution. Algorithms are applied for the preparation of input data can be recommended for use in the design practice of energy industry enterprises. The Norton law was used for creep calculations. The creep of the models in different temperature conditions with the use of various steels used in turbo-building as their material was analyzed. According to the results of the performed computer simulation of the creep of rotor models, the levels of deformation and the nature of the redistribution of stresses that occur under the same load by centrifugal forces in different temperature conditions caused by the operational processes in the turbine have been established. The stress and strain levels in the drum-type rotor were analyzed and the most loaded and deformed areas of it were determined. It is noted that according to the simulation data for the considered model of the drum-type rotor, the level of accumulated strains, is moderate and does not exceed 0.4%, which is suitable from the point of view of the analysis of operational properties.

Key words: computer simulation, creep, Finite Element Method, stress-strain state, body of revolution, turbine rotor.

Вступ. Сучасна енергетика вимагає постійного підвищення вимог до температурно-силових умов у парових та газових турбінах. Це обумовлює необхідність створення нових їхніх конструкцій. Проектування на сучасному етапі є неможливим без використання потужних САЕ програмних засобів, за допомогою яких відбувається аналіз різних варіантів конструктивного рішення. Одним з важливих факторів, який може обмежити термін працездатності турбіни, є високотемпературна повзучість її матеріалу [1-3]. На теперішній час роботи у напрямку комп'ютерного моделювання елементів конструкцій турбін, серед яких одним із найважливіших є ротор, виконуються, як правило, з використанням методу скінченних елементів (МСЕ) [4]. Завдяки нелінійності рівнянь стану [3], їхня побудова є досить складним завданням [1], що вимагає аналізу експериментальних та експлуатаційних даних.

Отже, на сьогодні задачі аналізу напружено-деформованого стану роторів в умовах термосилового навантаження продовжують знаходитись у центрі уваги дослідників та інженерів.

У роботі [5] здійснено порівняльний аналіз динамічних та міцнісних характеристик роторів різної конструкції виробництва АТ «Турбоатом», які визначають надійність їх експлуатації. Обґрунтовано переваги комбінованих «композитних» роторів, які

підтверджені науково-технічними дослідженнями, проведеними АТ «Турбоатом» спільно з ППМаш НАН України та ІЕЗ ім. Є. О. Патона. Результатом науково-технічного співробітництва є розробка зварного комбінованого ротора середнього тиску із різних матеріалів для турбіни нового покоління К-325-23,5.

У роботі [6] для парових турбін типу Т-100/120-130 розроблена математична модель теплового і напружено-деформованого стану. В ході розрахунків, визначені максимально навантажені зони ротора і значення інтенсивностей напружень у них. Отримані дані дозволяють провести оцінку малоциклової втомлюваності і залишкового ресурсу основного металу турбіни.

У роботі [7] проведено розрахункові експерименти для ротора середнього тиску турбін К-200-130 з використанням математичного моделювання для визначення теплового, напружено-деформованого стану та тривалої міцності. Дискретизація розрахункової області проведена на основі методу скінченних елементів. Розрахунок напружено-деформованого стану ротора середнього тиску виконано за сумісної дії температурних напружень, градієнтів температурного поля, відцентрових сил інерції та напружень від тиску.

Авторами роботи [8] для опису повзучості ротора парової турбіни розроблено рівняння стану, що

включають зміцнення та розм'якшення. Далі для моделі ротора виконано розрахунки МСЕ для випадків холодного пуску та наступного гарячого пуску. Метою роботи [9] був аналіз локальних змін напружено-деформованого стану в умовах перехідних процесів нагрівання–охолодження. Створено рівняння стану для опису непружної поведінки вдосконалених жаростійких сталей 9–12% Cr. Використано т. зв. «mechanism-based» еволюційні рівняння для різних параметрів пошкоджуваності. Враховано температури пари та профілі навантаження, які відповідають ідеалізованій послідовності запуску, витримки та зупинки конструктивного елементу турбіни.

Аналіз локальних змін напружено-деформованого стану в роторі парової турбіни в умовах циклічного термомеханічного навантаження від повзучості та втоми представлено у роботі [10]. Застосована модель матеріалу на основі моделі Шабоша для моделювання багатовісного напружено-деформованого стану в роторі. Показано, що як температура, так і відцентрова сила, пов'язана зі швидкістю обертання, впливають на еволюцію основних напружень і деформацій, але ступінь впливу є різною в різних місцях.

В роботі [11] виконано аналіз локальної зміни напружено-деформованого стану та поведінки пошкоджень компонентів турбіни, виготовлених з жаростійкої сталі 9–12% Cr при високій температурі. Температура пари та профілі навантаження відповідають ідеалізованій послідовності запуску, витримки та зупинки турбіни. Проаналізовано тринадцять циклів цієї послідовності.

Дослідження пошкодження від взаємодії повзучості та втоми для ротора парової турбіни, виготовленої зі сплаву 9–12% Cr, під дією циклічних термомеханічних навантажень представлено у роботі [12]. Проаналізовано різні фактори, які впливають на повзучість і втомне пошкодження ротора парової турбіни, включаючи період витримки та швидкість обертання ротора.

Авторами роботи [13] підкреслюється важливість аналізу напруженого стану в області з'єднання лопаті з ротором, що обумовлений втомними пошкодженнями та пошкодженнями від повзучості. Вивчались елементи з нікелевих сплавів типу IN7926 IN718 та X12CrMoWVNbN10-1-1. Представлено метод оцінки ресурсу, заснований на оцінюванні параметру пошкоджуваності. Цей параметр включений у складну модель матеріалу, що враховує статичну, циклічну та в'язкопластичну поведінку матеріалів.

Методику моделювання високотемпературної поведінки ротора газової турбіни з використанням методу скінченних елементів описано у роботі [14]. Використано вдосконалену модель Шабоша–Леметра [3]. Досліджено вплив теплових процесів на розвиток залишкових напружень.

Методику дослідження повзучості та довготривалої міцності статично та циклічно навантажених елементів турбомашин представлено у роботі [15]. Наведено результати чисельного аналізу повзучості та руйнування замкових з'єднань лопаток.

В даній статті міститься опис задачі повзучості роторів турбомашин, що навантажено відцентровими силами при їхньому обертанні. За допомогою МСЕ отримано характеристики напружено-деформованого стану для двох моделей роторів.

Постановка задачі. Сформулюємо задачу визначення напружено-деформованого стану ротору при повзучості.

Розглянемо 3D область Ω , що обмежена поверхнею S . Для опису процесів деформування матеріалу при повзучості застосуємо систему диференціальних рівнянь рівноваги

$$\frac{d\sigma_{ij}}{dx_j} = \bar{X}_i, \quad i, j = 1, 2, 3 \quad \sigma_{ij} = \sigma_{ij}(\bar{\varphi}), \quad (1)$$

де $\bar{\varphi}$ – вектор переміщень;

σ_{ij} – компоненти тензору напружень;

\bar{X} – вектор об'ємних навантажень, до яких віднесемо відцентрові сили.

Індексація $i, j = 1, 2, 3$ відповідає просторовим координатам x, y, z .

Обмежимося випадком малих деформацій, які мають місце у роторах. Для визначення тензору деформацій застосовуються геометричні рівняння Коші

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \varphi_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \varphi_j}{\partial x_i} \right). \quad (2)$$

Вважається, що тензор повних деформацій є адитивною величиною тензорів пружних деформацій та деформацій повзучості:

$$\varepsilon_{ij} = e_{ij} + e_{ij}^{Creep}, \quad (3)$$

та для кожного моменту часу є справедливим формулювання узагальненого закону Гуку

$$\sigma_{ij} = D_{ijkl} (\varepsilon_{kl} - e_{kl}^{Creep}) = D_{ijkl} e_{kl}, \quad (4)$$

Тут введено позначення компонентів: ε_{ij} – компонент тензору повних деформацій, D_{ijkl} – тензору пружних констант, e_{kl}^{Creep} – тензору деформації повзучості.

Рівняння стану для опису деформацій повзучості оберемо у формі закону плинину (Нортону):

$$e_{kl}^{Creep} = \frac{3}{2} B (\sigma_i)^{n-1} S_{ij}, \quad (5)$$

Тут S_{ij} – компоненти девіатора тензору напружень, σ_i – інтенсивність напружень Мізеса, B та n – константи, що визначаються експериментально за точками другої ділянки кривої повзучості [1].

Як прийнято у МСЕ, за переходом до варіаційної

постановки задачі формується система диференціальних рівнянь відносно вузлових переміщень, розв'язок якої й визначає поточний розподіл компонент переміщень, деформацій та напружень на кожному кроці за часом. Для проведення комп'ютерного моделювання використано програмний комплекс ANSYS [16].

Аналіз результатів комп'ютерного моделювання повзучості роторів.

Спочатку розглянемо спрощену модель. Аналізується задача повзучості суцільного циліндру, що обертається навколо своєї осі. Це дозволяє проаналізувати напружено-деформований стан при врахуванні навантаження відцентровими силами.

Як розрахункову схему, використаємо меридіанальний переріз довгого суцільного циліндру радіусом 1 м.

Розглядається повзучість протягом 10000 год, швидкість обертання циліндру 25 об/с. Матеріал сталь 20Х3МВФА при $T=450^{\circ}\text{C}$. Матеріальні константи: модуль пружності $E=1.8 \cdot 10^5$ МПа, коефіцієнт Пуассону $\nu=0.3$, константи до закону повзучості (5) при даній температурі $n=11.5$, $B=5.35 \cdot 10^{-35}$ МПа⁻ⁿ/год.

Результати розрахунку у вигляді розподілу за радіусом компонент тензору напружень – при пружному деформуванні та після 10000 год повзучості представлено на рис. 1. З них видно, що для цього матеріалу перерозподіл напружень є несуттєвим та не перевершує 0.5%. Максимальні деформації повзучості не перевершують $2.5 \cdot 10^{-4}$.

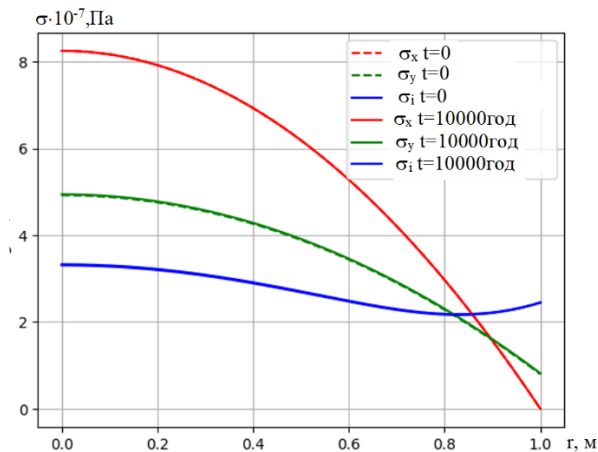


Рис. 1 – Розподіл напружень за радіусом суцільного циліндру. Врахування відцентрових сил. Сталь 20Х3МВФА при $T=450^{\circ}\text{C}$

Тепер проаналізуємо ту ж саму задачу повзучості з урахуванням відцентрових сил, але для циліндру, виготовленого зі сталі 45Х14Н14В2М та рівномірно нагрітого до $T=600^{\circ}\text{C}$. Константи до закону повзучості (5) при даній температурі $n=3$, $B=2 \cdot 10^{-10}$ МПа⁻ⁿ/год.

Аналогічно отриману залежність представлено на рис. 2. Для даної сталі при температурі 600°C вже спостерігається істотний перерозподіл напружень, на внутрішньому радіусі змінення напружень складає

приблизно 10%. Максимальні деформації повзучості не перевершують $4.0 \cdot 10^{-4}$.

Отже, температурні умови та матеріал, з якого виготовлено ротор, можуть суттєво обумовлювати наявність повзучості з перерозподілом напружень.

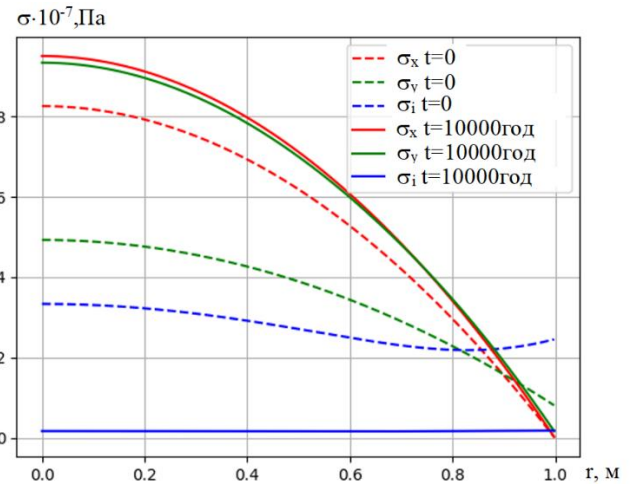


Рис. 2 – Розподіл напружень за радіусом суцільного циліндру. Врахування відцентрових сил. Сталь 45Х14Н14В2М при $T=600^{\circ}\text{C}$

Далі розглянемо повзучість ротору барабанного типу, що представляє собою суцільне тіло обертання складної геометрії (рис. 3). Після досліджень збіжності до моделювання було прийнято сітку з 417000 елементів. У розрахунках задано значення швидкості обертання 25 об/с, час аналізу повзучості 10000 год.

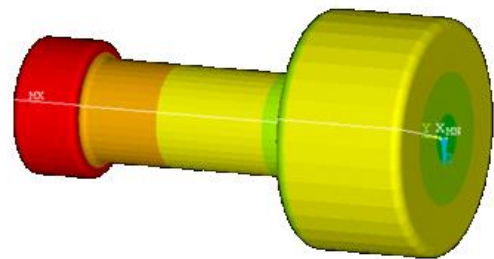


Рисунок 3 – Загальний вигляд моделі ротору

Результати розрахунків представлено на рис. 4–6. На рис. 4 та рис. 5 наведено розподіл за перерізом значень інтенсивності напружень, рис. 4 містить дані початкового навантаження при $t=0$, а рис. 5 – після 10000 год навантаження при повзучості. Відмітимо, що найбільший рівень напружень має місце у найбільш масивній частині, максимум спостерігається у галтельному переході до більш тонкої області. Внаслідок повзучості має місце незначна релаксація напружень, максимальні значення зменшуються з 61.4 до 56.6 МПа.

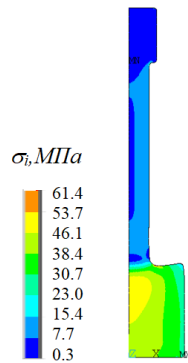


Рис. 4 – Розподіл за перерізом моделі ротору значень інтенсивності напружень, $t=0$

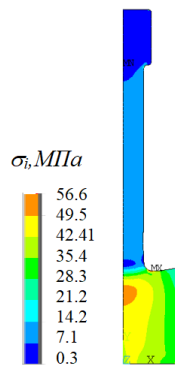


Рис. 5 – Розподіл за перерізом моделі ротору значень інтенсивності напружень, $t=10000$ год

На рис. 6 наведено розподіл значень інтенсивностей деформацій c_i після 10000 год повзучості. Як видно з мапи розподілу, у жодній точці моделі ротору деформації не перевершують 1%, що є вимогою безпечної експлуатації. Вони є навіть суттєво меншими, максимальні, які так само, як й напруження, зосереджені в області гальтельного переходу, не перевищують 0.36 %.

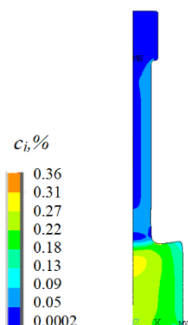


Рис. 6 – Розподіл за перерізом моделі ротору значень інтенсивності деформацій, $t=10000$ год

Отже, аналіз напруженого та деформованого стану ротору після 10000 год повзучості дозволяє зробити висновок, що в даних умовах навантаження відцентровими силами повзучість саме даного матеріалу може вважатись незначною, що й є вимогою при проектуванні.

Висновки. Представлено постановку задачі та надано опис результатів розрахунку напружено-деформованого стану при повзучості для моделей роторів барабанного типу. Моделі мають геометричну форму тіл обертання – канонічної та складної геометрії. Для комп'ютерного моделювання використано метод скінченних елементів. Для двох марок сталей при різних температурах показано роль повзучості при тривалій експлуатації протягом 10000 год. Встановлено якісні та кількісні дані з перерозподілу напружень та загального рівня деформацій.

Подяка. Ця робота була частково підтримана (Д.В.Бреславський) Фондом Фольксваген "Visiting research program for refugee Ukrainian scientists" (Az. 9C184).

Список літератури

1. Penny R.K., Marriott D.L. *Design for creep*. London: Chapman and Hall, 1995. 430 p.
2. Подгорный А.Н., Бортовой В.В., Морачковский О.К. и др. *Повзучесть элементов машиностроительных конструкций*. Київ: Наук. думка, 1984. 262 с.
3. Lemaître J., Chaboche J.L. *Mechanics of solid materials*. Cambridge: University press, 1994. 556 p.
4. Zienkiewicz O.C., Taylor R.L., Wood D.D. *The Finite Element Method for Solid and Structural Mechanics*. Butterworth-Heinemann. Elsevier, 2013. 672 p.
5. Гришин Н. Н., Зайцев Б. Ф., Пальков И. А. Кантор А. Г., Пашенко Ю. Г. Сварной комбинированный ротор паровой турбины К-325-23,5. *Вісник НТУ «ХП»*. Серія: *Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. Харків: НТУ «ХП». 2019. № 3(1328). С. 66–75.
6. Черноусенко О. Ю., Пешко В. А. Розрахункове дослідження теплового і напружено-деформованого стану ротору високого тиску турбіни Т-100/120-130 ст. № 1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5». *Вісник НТУ «ХП»*. Серія: *Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. Харків: НТУ «ХП». 2017. № 9(1231). С. 34–40.
7. Черноусенко О. Ю., Риндюк Д. В., Пешко В. А. Аналіз можливості продовження експлуатації ротора середнього тиску з урахуванням тріщин критичного розміру. *Вісник НТУ «ХП»*. Серія: *Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. 2019. № 1. С. 4–9.
8. Eisenträger, J., Naumenko, K., Kostenko, Y., Altenbach, H. Analysis of a Power Plant Rotor Made of Tempered Martensitic Steel Based on a Composite Model of Inelastic Deformation. In: Naumenko, K., Krüger, M. (eds) *Advances in Mechanics of High-Temperature Materials. Advanced Structured Materials*. 2020. Vol 117. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-030-23869-8_1.
9. Konstantin Naumenko, Andreas Kutschke, Yevgen Kostenko, Thorsten Rudolf. Multi-axial thermo-mechanical analysis of power plant components from 9–12% Cr steels at high temperature. *Engineering Fracture Mechanics*. 2011. Volume 78, Issue 8. Pages 1657–1668. <https://doi.org/10.1016/j.engfracmech.2010.12.002>
10. Yang Liu, Weizhe Wang. Evolution of principal stress of a turbine rotor under cyclic thermo-mechanical loading. *Engineering Failure Analysis*. 2020. Volume 109. 104242, ISSN 1350-6307, <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2019.104242>.
11. Shifang Wu, Ming Kang, Zhenwei Cai, Weizhe Wang. Multi-axial creep-fatigue analysis of a cracked groove structure subjected to cyclic thermal loading. *Engineering Failure Analysis*. 2022. Volume 131. 105826.

<https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2021.105826>.

12. Xuanchen Zhu, Haofeng Chen, Fuzhen Xuan, Xiaohui Chen. On the creep fatigue and creep rupture behaviours of 9–12% Cr steam turbine rotor. *European Journal of Mechanics - A/Solids*. 2019. Volume 76. Pages 263–278. <https://doi.org/10.1016/j.euromechsol.2019.04.017>.

13. Rauch M., Roos E. Life assessment of multiaxially cyclic loaded turbine components. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*. 2008. Volume 31. Issue 6. Pp. 441–451.

14. Benaarbia A., Rae Y., Sun W. Unified viscoplasticity modelling and its application to fa-tigue-creep behaviour of gas turbine rotor. *International Journal of Mechanical Sciences*. 2018. Vol. 136. Pp. 36–49.

15. Anishchenko G.O., Breslavskii D.V., Morachkovskii O.K. Creep and long-term strength of herringbone lock joints of gas-turbine engines under the combined action of static and cyclic loads. *Strength of Materials*. 1998. 30(1). Pp. 25–30.

16. Lee H. H. *Finite element simulations with ANSYS Workbench 18*. SDC publications, 2018.

References (transliterated)

1. Penny R.K., Marriott D.L. *Design for creep*. London: Chapman and Hall, 1995. 430 p.

2. Podgornyj A. N., Bortovoj V.V., Morachkovskij O.K. [i dr.]. *Polzuchest' jelementov mashinostroitel'nyh konstrukcij* [Creep of elements of mechanical engineering structures]. Ky'viv: Nauk. dumka, 1984. 262 p.

3. Lemaitre J., Chaboche J.L. *Mechanics of solid materials*. Cambridge: University press, 1994. 556 p.

4. Zienkiewicz O.C., Taylor R.L., Wood D.D. *The Finite Element Method for Solid and Structural Mechanics*. Butterworth-Heinemann. Elsevier, 2013. 672 p.

5. Grishin N. N., Zajcev B. F., Pal'kov I. A., Kantor A. G., Pashhenko Ju. G. Svarnoj kombinirovannyj rotor parovoj turbiny K-325-23,5 [Welded combined rotor of steam turbine K-325-23.5]. *Visnyk NTU «KhPI». Seriya: Energetychni ta teplotexnichni procesy` j ustatkuvannya*. Kharkiv: NTU «KhPI», 2019, no. 3(1328), pp. 66–75.

6. Chernousenko O. Yu., Peshko V. A. Rozraxunkove doslidzhennya teplovogo i napruzhenno-deformovanogo stanu rotoru vy`sokogo ty`sku turbiny` T-100/120-130 st. no. 1 PAT «Kharkivs`ka TECz-5» [Computational study of the thermal and stress-strain state of the high-pressure rotor of the T-100/120-130 century turbine. No. 1 PAT "Kharkivska HPS-5]. *Visnyk NTU «KhPI». Seriya: Energetychni ta teplotexnichni procesy` j ustatkuvannya*. Kharkiv: NTU «KhPI», 2017, no. 9(1231), pp. 34–40.

7. Chernousenko O. Yu., Ry`ndyuk D. V., Peshko V. A.

Analiz mozhy`vosti prodovzhennya ekspluatatsiyi rotora seredn`ogo ty`sku z uraxuvannyam trishhy`n kry`ty`chnogo rozmiru [Analysis of the possibility of continuing the operation of the medium-pressure rotor, taking into account cracks of critical size]. *Visnyk NTU «KhPI». Seriya: Energetychni ta teplotexnichni procesy` j ustatkuvannya*. Kharkiv: NTU «KhPI», 2019, no 1, pp. 4–9.

8. Eisenträger, J., Naumenko, K., Kostenko, Y., Altenbach, H. Analysis of a Power Plant Rotor Made of Tempered Martensitic Steel Based on a Composite Model of Inelastic Deformation. In: Naumenko, K., Krüger, M. (eds) *Advances in Mechanics of High-Temperature Materials. Advanced Structured Materials*, 2020, Vol 117. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-030-23869-8_1

9. Konstantin Naumenko, Andreas Kutschke, Yevgen Kostenko, Thorsten Rudolf. Multi-axial thermo-mechanical analysis of power plant components from 9–12% Cr steels at high temperature. *Engineering Fracture Mechanics*, 2011, Volume 78, Issue 8, Pages 1657–1668, <https://doi.org/10.1016/j.engfracmech.2010.12.002>

10. Yang Liu, Weizhe Wang. Evolution of principal stress of a turbine rotor under cyclic ther-mo-mechanical loading. *Engineering Failure Analysis*, 2020, Volume 109, 104242, ISSN 1350-6307, <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2019.104242>.

11. Shifang Wu, Ming Kang, Zhenwei Cai, Weizhe Wang. Multi-axial creep-fatigue analysis of a cracked groove structure subjected to cyclic thermal loading. *Engineering Failure Analysis*, 2022, Volume 131, 105826. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2021.105826>.

12. Xuanchen Zhu, Haofeng Chen, Fuzhen Xuan, Xiaohui Chen. On the creep fatigue and creep rupture behaviours of 9–12% Cr steam turbine rotor. *European Journal of Mechanics - A/Solids*, 2019, Volume 76, Pages 263–278, <https://doi.org/10.1016/j.euromechsol.2019.04.017>.

13. Rauch M., Roos E. Life assessment of multiaxially cyclic loaded turbine components. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 2008, Volume 31, no. 6, pp. 441–451.

14. Benaarbia A., Rae Y., Sun W. Unified viscoplasticity modelling and its application to fa-tigue-creep behaviour of gas turbine rotor. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2018, Vol. 136, pp. 36–49.

15. Anishchenko G.O., Breslavskii D.V., Morachkovskii O. K. Creep and long-term strength of herringbone lock joints of gas-turbine engines under the combined action of static and cyclic loads. *Strength of Materials*, 1998, 30(1), pp. 25–30.

16. Lee H. H. *Finite element simulations with ANSYS Workbench 18*. SDC publications, 2018.

Надійшла (received) 1.12.2023

Відомості про авторів/ About the Authors

Бреславський Дмитро Васильович (Breslavsky Dmytro) – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри комп'ютерного моделювання процесів та систем, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»; тел.: (057)-707-64-54; e-mail: Dmytro.Breslavsky@khipi.edu.ua.

Паламарчук Павло Ігорович (Palamarchuk Pavlo) – аспірант кафедри комп'ютерного моделювання процесів та систем, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»; тел.: (057)-707-64-54; Pavlo.Palamarchuk@infiz.khipi.edu.ua

Сенько Альона Володимирівна (Senko Alyona) – доктор філософії, старший викладач кафедри комп'ютерного моделювання процесів та систем, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»; тел.: (057)-707-64-54; e-mail: Alyona/Senko@khipi.edu.ua

Марусенко Олексій Миколайович (Marusenko Oleksii) – асистент кафедри комп'ютерного моделювання процесів та систем, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6911-2500>; e-mail: Oleksii.Marusenko@khipi.edu.ua