

ВПЛИВ НАКОПИЧУВАНОЇ ПОШКОДЖУВАНOSTІ НА ЕКСПЛУАТАЦІЙНИЙ РЕСУРС БАРАБАНА КОТЛОАГРЕГАТА ТЕПЛОЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ

© Дробенко Б. Д., Будз С. Ф., Кузьо І. В., Шоловій Ю. П., Будз І. С. 2022

<https://doi.org/>

Мета роботи полягає у розробленні методології дослідження можливості подальшої експлуатації барабанів котлоагрегатів теплоелектростанцій після вичерпання їх паркового ресурсу. **Актуальність.** Під час тривалої експлуатації барабанів котлоагрегатів енергоблоків ТЕС, які працюють за дії високого тиску, підвищеної температури, повторно змінних циклічних навантажень, впливу корозійно-активного робочого середовища, водно-парової суміші, напружений метал барабанів деградує, в околах концентраторів напружень утворюються різного роду дефекти й пошкодження, які можуть призводити до виходу з ладу і навіть масштабних катастрофічних руйнувань. Запропонована методика дозволяє встановити залишковий експлуатаційний ресурс барабанів та намітити шляхи їх ощадливішої експлуатації. **Методика.** Методику комп'ютерного моделювання процесів деформування барабана котла високого тиску за різних режимів його експлуатації побудовано на основі співвідношень просторово-тривимірної термопружнопластичності з використанням методу скінченних елементів. **Результати.** Розроблена методика дозволяє встановити сумарне значення параметра накопиченої пошкоджуваності металу барабана та його залишковий експлуатаційний ресурс. **Наукова новизна.** Розроблено методологію дослідження стану барабанів котлоагрегатів теплоелектростанцій за рівнем накопиченої пошкоджуваності металу, беручи до уваги визначені максимальні напруження за різних режимів їх промислової експлуатації. **Практична значущість.** Запропонована методика моделювання дозволить встановити залишковий експлуатаційний ресурс барабанів котлоагрегатів теплоелектростанцій та намітити шляхи їх ощадливішої експлуатації.

Ключові слова: котлоагрегат, міцність, експлуатаційний ресурс, термопружно-пластичне деформування, накопичена пошкоджуваність металу, обчислювальний експеримент.

Вступ

Барабани котлоагрегатів енергоблоків ТЕС працюють за дії високого тиску, підвищеної температури, повторно змінних циклічних навантажень, впливу корозійно-активного робочого середовища, водно-парової суміші. Режим їх роботи гранично складний і напружений.

Під час тривалої експлуатації за такого інтенсивного повторно змінного термосилового навантаження метал барабана деградує, в околах концентраторів напружень утворюються різного роду дефекти й пошкодження, які можуть призводити до виходу з ладу і навіть масштабних катастрофічних руйнувань.

Основним чинником вичерпання ресурсу барабана є накопичення пошкоджень в металі барабана та утворення і розвиток тріщин та тріщиноподібних дефектів внаслідок дії циклічних навантажень, зміни міцнісних та пластичних характеристик металу під час довготривалої експлуатації. Проаналізувавши процеси деформування барабана котла високого тиску шляхом дослідження його стану за рівнем накопиченої пошкоджуваності металу на основі визначення максимальних напружень за різних режимів його промислової експлуатації, можна оцінити експлуатаційний ресурс барабана.

У цій статті на прикладі барабана котла високого тиску системи ТП-100 Бурштинської ТЕС проілюстровано методику визначення накопиченої експлуатаційної пошкоджуваності металу барабана та проведено оцінку його залишкового експлуатаційного ресурсу.

Аналіз літературних джерел

Аналіз останніх досліджень вказує на необхідність використання уточнених математичних моделей при оцінці міцності і експлуатаційного ресурсу енергетичних машинних агрегатів. За галузевими методиками (СОУ 40.1-21677681-02:2009, ОСТ 108.031.02-75, ПНАЭ Г-7-002-87 та ін.) експлуатаційні напруження в елементах машинних агрегатів визначають із використанням співвідношень, отриманих для тіл канонічної форми, здебільшого для циліндричних оболонок, пластин, балок і стрижнів у припущенні їхнього пружного деформування. Використання таких співвідношень може призводити до невірних оцінок їх напруженого стану, а, отже, і залишкового експлуатаційного ресурсу загалом.

Тому на сьогодні є важливим питання розроблення методології кількісного опису процесів деформування елементів котлоагрегатів з пошкодженнями за врахування деградації металу, часової зміни міцнісних і пластичних характеристик металу, конструкційних особливостей і умов експлуатації елементів котлоагрегату, а також методології їх ремонту з метою продовження термінів експлуатації.

Мета

Мета роботи полягає у розробленні методології дослідження можливості подальшої експлуатації барабанів котлоагрегатів теплоелектростанцій після вичерпання їх паркового ресурсу, що дозволить встановити сумарне значення параметра накопиченої пошкоджуваності металу барабана та його залишковий експлуатаційний ресурс.

Методика проведення досліджень

При обчисленні накопичуваної пошкоджуваності барабана розглядаються різні режими його промислової експлуатації. В даному випадку це стаціонарний режим із повільним коливанням температури робочого середовища навколо температури експлуатації (так зване термоциклування); режими планових пусків-зупинок; гідравлічних випробувань та аварійних зупинок.

Точність оцінки залишкового ресурсу барабана, а відповідно, і висновок про продовження термінів їх подальшого використання, істотно залежить від достовірності даних про максимальні напруження в барабані за різних режимів його експлуатації. Водночас ці напруження, як правило, визначають вельми наближено, використовуючи для цього прості інженерні співвідношення, отримані методами теорії оболонок, пластин та стрижнів для найпростіших тіл канонічної форми за відповідних крайових умов. Використання таких наближених підходів для оцінки складного просторово тривимірного напружено-деформованого стану елементів енергетичного обладнання складної форми може призводити до невірних оцінок їх напруженого стану, а, отже, і залишкового експлуатаційного ресурсу загалом. Тому методику комп'ютерного моделювання процесів деформування барабана котла високого тиску за різних режимів його експлуатації побудовано на основі співвідношень просторово-тривимірної термопружнопластичності з використанням методу скінченних елементів [1]. Задачу про визначення напруженого стану барабана за інтенсивного термосилового навантаження, що відповідає експлуатаційним умовам, формуємо за два етапи. На першому записуємо рівняння теплопровідності і відповідні умови теплообміну між барабаном, робочим середовищем (водно-паровою сумішшю всередині барабана) та довкіллям. На другому етапі записуємо вихідні співвідношення, що описують напружено-деформований стан барабана, для яких вхідними є визначені на першому етапі розподіли температури у тілі. Усі теплофізичні й механічні характеристики матеріалу вважаємо залежними від температури.

Результати досліджень та їх обговорення

На цій основі для кожного із вищезгаданих режимів роботи барабана проводимо оцінку його напружено-деформованого стану і визначаємо амплітуду зміни напружень $\sigma_a = 0,5 |\sigma_{\max} - \sigma_{\min}|$ у кожній точці барабана і в кожен момент часу. Для оцінки коефіцієнта накопиченої пошкоджу-

ваності металу барабана вибираємо максимальне значення амплітуди напружень σ_a і зі співвідношення [2]

$$\sigma_a = \frac{aE_T}{n(4N)^{m_1}} + \frac{b}{n(4N)^{m_2} + \frac{1+r}{1-r}}, \quad (1)$$

визначаємо максимально допустиму кількість циклів N з максимальною амплітудою σ_a зміни напружень в барабані за цикл розглядуваного режиму. Тут $r = \sigma_{\min} / \sigma_{\max}$ – коефіцієнт асиметрії навантаження; σ_{\min} та σ_{\max} – відповідно, мінімальні і максимальні напруження у розглядуваному циклі навантаження; E_T модуль пружності за температури розглядуваного режиму експлуатації барабана; n – коефіцієнт запасу (найменше значення коефіцієнта запасу приймають для барабана із сталі 16ГНМ рівнем 3); m_1 , m_2 , a і b – характеристики матеріалу, які визначаються через межу тимчасового опору руйнуванню металу σ_B^T та відносне звуження металу Ψ_T при температурі експлуатації [2]. Значення σ_B^T та Ψ_T враховують зміну властивостей металу у процесі експлуатації. Для металу барабана (сталь 16ГНМ) при температурі 350°C $\sigma_B^T = 460$ МПа, $\Psi_T = 40\%$ [2].

Сумарну величину накопиченої пошкоджуваності металу барабана визначаємо за співвідношенням:

$$A = \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i}, \quad (2)$$

де n_i – фактична кількість циклів i -го режиму роботи барабана за весь час експлуатації; N_i – допустима кількість циклів для i -го режиму, отримана з рівняння (1), відповідно, до обчисленої амплітуди максимальних напружень σ_a ; k – кількість нестационарних режимів експлуатації.

За умови $A < 1$ барабан вважають придатним до подальшої експлуатації [2].

Барабан котлоагрегата є масивним циліндричним тілом, довжина якого L , внутрішній радіус R_1 і зовнішній радіус R_2 . Краї барабана закриті сферичними днищами. У тілі барабана є періодичні ряди по 3, 4, 5 і 6 отворів у коловому напрямі (рис. 1), віддалі між якими: $2L_z$ в осьовому і $2L_\phi$ в коловому напрямках. відповідно. За умов силового і температурного навантаження в околі отворів під час експлуатації виникають максимальні напруження.

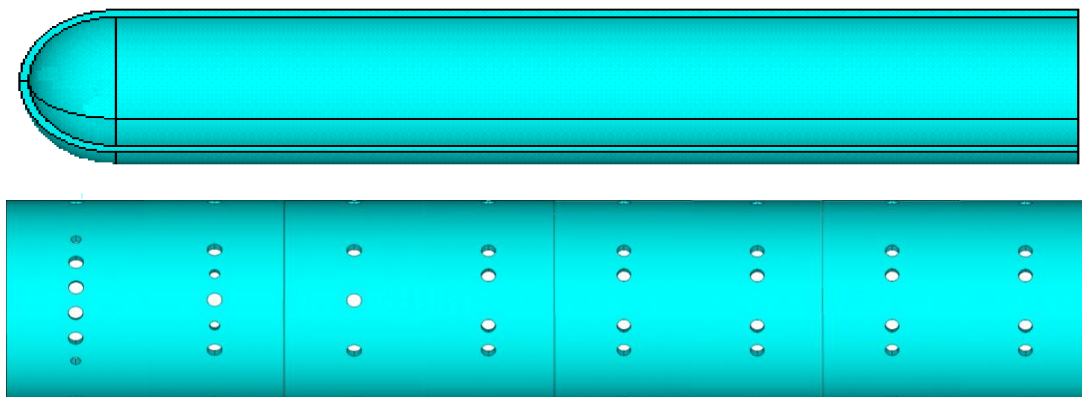


Рис. 1. Геометрична модель барабана котла високого тиску системи ТП-100 теплоелектростанції

Fig. 1. Geometric model of the high-pressure boiler drum of the TP-100 thermal power plant system

Розглянемо розрахункову модель для оцінки напруженого стану в околі рядів із трьома водоспускними отворами в коловому напрямі [4-7]. Оберемо ряд із трьох отворів і віднесемо розглядуваний порожнистий циліндр до правої декартової системи координат так, що вісь X утворює вісь обертання центрального отвору; координату Z скеруємо по осі порожнистого циліндра.

Приймаючи, що ряди отворів рівноправні, і експлуатаційні напруження в околі вибраної трійки отворів впливають на напружений стан в околі сусідньої групи отворів так само, як напруження в околі сусідньої групи – на напруження в околі вибраної трійки отворів, обмежимося розглядом фрагменту області, приведеному на рис. 2.

При побудові даної розрахункової області також використано умови симетрії.

Зазначимо, що розрахункові моделі в околі рядів з 4, 5 та 6 отворів у коловому напрямі, будуються аналогічно.

Розрахунки виконано за таких геометричних параметрів: $R_1 = 0,9$ м; $R_2 = 0,995$ м; $L_z = 0,56$ м; $L_\varphi = 0,13$ м; $L = 22,4$ м. Радіуси отворів 0,0645 м. Матеріал циліндра – сталь 16ГНМ.

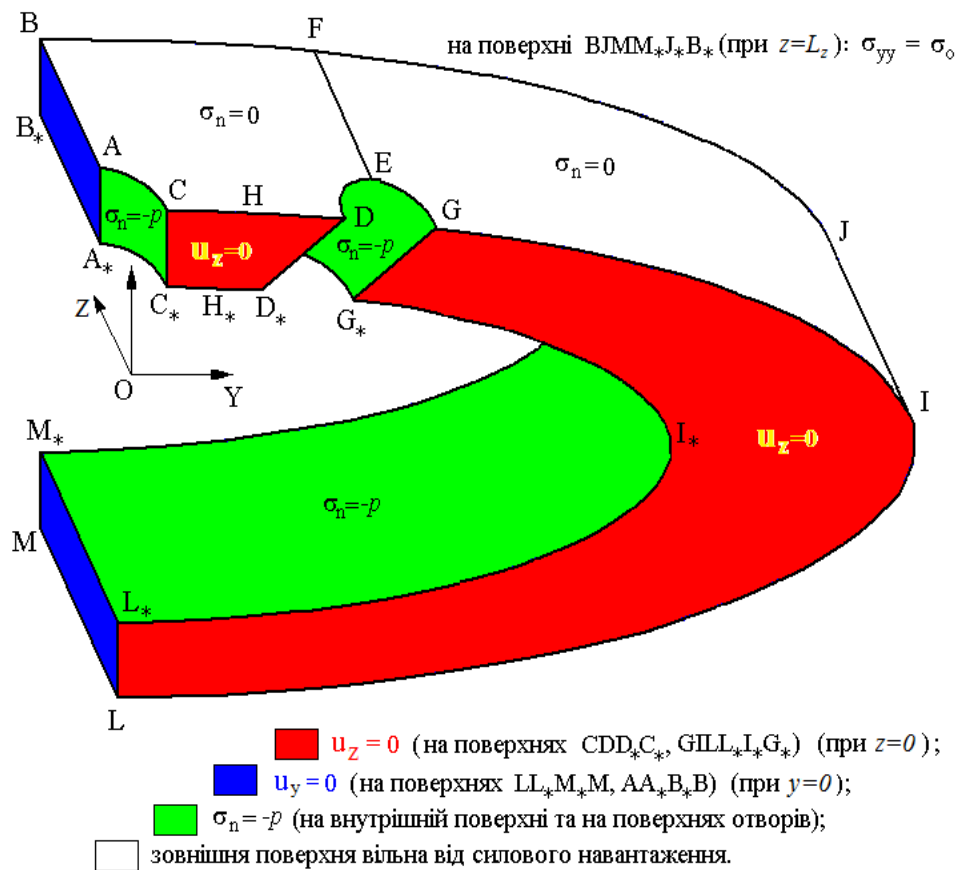


Рис. 2. Розрахункова область та крайові умови для визначення напружено-деформованого стану в околі ряду з трьох отворів

Fig. 2. Calculation domain and boundary conditions to determine the stress-strain state around a row of three holes

Стаціонарний режим експлуатації

При стаціонарній експлуатації барабана з урахуванням коливання температури водно-парової суміші в околі номінальної робочої температури $T_S = 340^\circ\text{C}$, яка повільно змінюється в межах 5°C з певною частотою (термоциклування), початкова температура T_0 барабана рівна номінальній

температурі T_S , на внутрішній поверхні барабана задано тиск $p=15,5$ МПа. Внутрішня поверхня циліндра і поверхня отворів контактує з водно-паровою сумішшю, а зовнішня поверхня циліндра теплоізолювана і вільна від силового навантаження. На торцевій поверхні $z = L_z$ циліндра задано напруження розтягу $\sigma_{zz} = \sigma_0 = PR_1^2 / (R_2^2 - R_1^2)$, що моделює вплив тиску на днища.

Обчислювальний експеримент, виконаний на основі просторово-тривимірних рівнянь термопружнопластичності з використанням методу скінченних елементів [1, 3], показав, що максимальне значення амплітуди напружень при стаціонарному режимі експлуатації розглядуваного барабана котла високого тиску системи ТП-100 з урахуванням термоциклування

$$\sigma_a^{tc} \leq 30 \text{ МПа.} \quad (3)$$

Тоді за співвідношенням (1) для сталі 16ГНМ ($n = 3$, $\sigma_B^T = 460$ МПа, $\Psi_T = 40\%$ [2]) кількість циклів навантаження $[N_{tc}] > 10^{12}$. Із цих результатів на основі формули (2) видно, що $A_{tc} = 0$, тобто внесок термоциклування з амплітудою 5°C під час стаціонарного режиму експлуатації барабана практично не впливає на накопичену пошкодженість металу.

При аварійній зупинці котлоагрегата барабан перебуває в жорстких умовах, коли в нього в гарячому стані вливається водно-парова суміш з температурою 240°C [2]. В цьому випадку після повного охолодження у приповерхневих шарах металу (з внутрішньої поверхні і отворів) барабана виникають стискальні залишкові напруження на рівні межі пластичності [1]. Тому, для отримання кількісної оцінки накопиченої пошкодженості металу барабана при аварійній зупинці приймаємо, що амплітуда максимальних напружень $\sigma_a^{az} = \sigma_B$ (460 МПа). Відповідно, за співвідношенням (1) кількість циклів аварійної зупинки $[N_{az}] = 1877$. Накопичена пошкодженість металу барабана за співвідношенням (2), що відповідає циклу “аварійної зупинки”, буде:

$$A_{az} = \frac{n_{az}}{N_{az}} = \frac{105}{1877} = 0,056, \quad (4)$$

де n_{az} – кількість аварійних зупинок барабана, який відпрацював 250 000 год.

Бачимо, що внесок циклу “аварійних зупинок” при таких параметрах в загальну накопичену пошкодженість є незначним.

Планові пуски-зупинки

При плановому пуску початкова температура барабана $T_0 = 20^\circ\text{C}$; температура середовища T_S з швидкістю $5^\circ\text{C}/\text{хв}$ монотонно зростає у часі відповідно від початкової температури до температури стаціонарного режиму експлуатації (340°C). Внутрішній тиск зі швидкістю $0,1 - 0,15$ МПа за хвилину зростає від нульового до номінального робочого (15,5 МПа). За планової зупинки $T_0 = 340^\circ\text{C}$, а температура і тиск спадають із тими ж швидкостями, що і при запуску.

При планових швидкостях зміни температури та тиску робочої суміші інтенсивність напружень у місці виникнення максимальних напружень (як правило, на отворах) змінюється приблизно від 30 МПа (стискальні напруження на початку процесу зростання температури зі швидкістю $5^\circ\text{C}/\text{хв}$) до 308 МПа (напруження розтягу, які визначаються винятково дією внутрішнього тиску $p = 15,5$ МПа при $T = 340^\circ\text{C}$ [3]). Максимальна зміна амплітуди напружень під час планового пуску $\sigma_a^{s1} = 169$ МПа. За формулою (1), відповідно, до цієї зміни амплітуди напружень кількість циклів навантаження $[N_{s1}] = 11311$. Накопичену пошкодженість металу, що відповідає циклу планових пусків, кількість яких $n_{s1} = 1315$, зафіксованих за 250 000 год, для розглядуваного барабана котла системи ТП-100:

$$A_{s1} = \frac{n_{s1}}{[N_{s1}]} = \frac{1315}{11311} = 0,116. \quad (5)$$

При формулюванні задачі про визначення напружено-деформованого стану барабана в режимі планової зупинки припускаємо, що температура робочого середовища T_S і внутрішній тиск p водно-парової суміші в часі спадає із швидкостями ΔT і Δp , відповідно, від своїх експлуатаційних значень (340 °C і 15.5 МПа). Під час обчислювального експерименту температуру середовища T_S в часі зменшуємо зі сталою швидкістю $\Delta T = 5$ °C/хв за хвилину до досягнення початкової температури 20 °C; внутрішній тиск монотонно спадає з регламентною швидкістю $\Delta p = 0,1$ МПа/хв до свого нульового значення. Амплітуда коливань максимальних напружень за цикл планової зупинки котла становить 180,7 МПа. Відповідна допустима кількість циклів планових зупинок $[N_{s2}] = 8459$, а коефіцієнт, що характеризує накопичену пошкоджуваність металу за цикли планових зупинок:

$$A_{s2} = \frac{n_{s2}}{N_{s2}} = \frac{1315}{8459} = 0,155. \quad (6)$$

Бачимо, що під час планової зупинки параметр, який характеризує накопичену пошкоджуваність металу барабана, істотно більший, ніж за умов планового пуску. Це пояснюється тим, що при плановій зупинці температурні напруження (при охолодженні) і силові навантаження (від тиску) у місці виникнення максимальних напружень за цикл навантаження – одного знаку і тому сумарні максимальні напруження збільшуються; у випадку планового пуску ці напруження різних знаків і взаємно компенсують один одного, а тому сумарні напруження менші, ніж у випадку планової зупинки. З аналізу отриманих результатів видно, що для зменшення вкладу режиму планової зупинки в накопичувану пошкоджуваність металу барабана доцільно зменшити швидкість спадання температури робочого середовища і збільшити швидкість спадання тиску. Виконаний відповідний обчислювальний експеримент показав, що при швидкості охолодження робочої суміші 2 °C/хв і швидкості спадання тиску 0,3 МПа/хв параметр, який характеризує накопичену пошкоджуваність металу барабана, при плановій зупинці наближається до його значення при плановому запуску.

Під час *гідравлічних випробувань* початкова і крайові умови збігаються з умовами при стаціонарному режимі експлуатації (без урахування термоцикування). Внутрішній тиск при цьому $p = 19,4$ МПа. При збільшенні внутрішнього тиску на 25 % у порівнянні з експлуатаційним і після розвантаження рівень стискальних залишкових напружень сягає 80 % від межі пластичності. Внаслідок пластичного деформування матеріал в околі отвору зміцнюється і в подальшому – при номінальному навантаженні $p = 15,5$ МПа за стаціонарної експлуатації деформується винятково пружно. Амплітуда напружень $\sigma_a^{ht} = 324$ МПа (що відповідає циклу гідравлічних випробувань). Допустима кількість циклів $[N_{ht}] = 1863$ за формулою (1). За час експлуатації барабана 250 000 год було зафіксовано 9 гідравлічних випробувань. Тому коефіцієнт накопиченої пошкоджуваності:

$$A_{ht} = \frac{n_{ht}}{[N_{ht}]} = \frac{9}{1863} = 0,005 (n=3). \quad (7)$$

Відповідно, сумарне значення коефіцієнта накопиченої пошкоджуваності металу барабана:

$$A = A_{tc} + A_{az} + A_{s1} + A_{s2} + A_{ht} = 0 + 0,056 + 0,116 + 0,155 + 0,005 = 0,332. \quad (8)$$

Висновки

У результаті досліджень напружено-деформованого стану діючого барабана котла системи ТП-100 Бурштинської ТЕС, виконаних на основі тривимірної теорії неізотермічної термопружно-пластичності (що дає можливість врахувати геометричну форму барабана, пружно-пластичний характер деформування, а також температурну залежність характеристик матеріалу), відповідно до галузевої методики [2], визначення параметра накопиченої пошкоджуваності металу барабана за умов планового режиму “пуску-зупинки”, режимів стаціонарної експлуатації, аварійної зупинки та

гідралічних випробувань встановлено, що сумарне значення параметра накопиченої пошкоджуваності металу барабана $A=0,332$. Відповідно, залишковий експлуатаційний ресурс барабана становить 66,8 %. Показано, що найістотніший вклад у пошкоджуваність металу вносить режим планового “пуску-зупинки”. В результаті комп’ютерного моделювання намічено шляхи ощадливішої експлуатації барабана. Зі зменшенням швидкості спадання температури водно-парової суміші в барабані до $2\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{хв}$ та збільшення швидкості спадання внутрішнього тиску до $0,3\text{ МПа}/\text{хв}$ під час планової зупинки параметр накопиченої пошкоджуваності зменшується на 25%.

Список літератури

1. Дробенко Б. Д., Будз С. Ф. Оцінка міцності та експлуатаційного ресурсу елементів енергообладнання з урахуванням деградації матеріалу, пошкоджень та технології ремонту. Львів : Інститут прикладних проблем механіки і математики ім. Я. С. Підстригача НАН України, 2021. 368 с.
2. Інструкція СОУ 40.1-21677681-02:2009. Порядок продовження терміну експлуатації барабанів котлів високого тиску. К. : Об’єднання енергетичних підприємств “Галузевий резервно-інвестиційний фонд розвитку енергетики”, 2009. 56 с.
3. Моделювання та оптимізація в термомеханіці електропровідних неоднорідних тіл / за заг. ред. Я. Й. Бурака, Р. М. Кушніра. Т. 4: Термомеханіка намагнечуваних електропровідних термочутливих тіл / О. Р. Гачкевич, Б. Д. Дробенко. Львів : СПОЛОМ, 2010. 256 с.
4. B. Drobenko, P. Vankevych, Y. Ryzhov, M. Yakovlev. Rational approaches to high temperature induction heating // International journal of engineering science. 2017. Vol. 117. P. 34-50.
5. Drobenko B., Budz S. Assessment of suitability of screen tubes with damages for further use on the basis of mathematical modeling // Mathematical Modeling and Computing. 2019. Vol. 6. №. 1. P. 21-29.
6. Drobenko B. D., Budz S. F., Budz I. S., Kuz I. S. Stressed State of Nozzles with Local Extractions of Defects // Materials Science. 2019. Vol. 54. № 6. P. 883-888.
7. Buryk O., Drobenko B. Stress-strain state of the elements of building structures in the case of fire // Journal of Mathematical Sciences. 2016. Vol. 217. № 3. P 330-344.

B. Drobenko, S. Budz, I. Kuzio, Yu. Sholoviy, I. Budz
Pidstryhach Institute for Applied Problems of Mechanics and Mathematics
National Academy of Sciences of Ukraine
Lviv Polytechnic National University

INFLUENCE OF ACCUMULATED DAMAGE ON THE EXPERIMENTAL RESOURCE OF THE BOILER UNIT DRUM OF THE THERMAL POWER PLANT

Goal of the work is to develop a methodology for researching the possibility of further exploitation of drums of boiler units of thermal power plants after exhausting their park resource. **Significance.** During long-term operation of the drums of boiler units of TPP power units, which work under the action of high pressure, elevated temperature, repeatedly changing cyclic loads, the influence of a corrosive-active working environment, a water-steam mixture, the stressed metal of the drums degrades, various kinds of defects are formed in the vicinity of the stress concentrators and damage that can lead to failure and even large-scale catastrophic destruction. The proposed method makes it possible to establish the residual operational resource of the drums and outline the ways of their more economical operation. **Method.** The method of computer modeling of the processes of deformation of the drum of a high-pressure boiler under different modes of its operation is built on the basis of spatial-three-dimensional thermoelasticity ratios using the finite element method. **Results.** The developed technique makes it possible to establish the total value of the parameter of the accumulated damage of the metal of the drum and its residual operational resource. **Scientific novelty.** A methodology for researching the condition of drums of boiler units of thermal power plants according to the level of accumulated metal damage has been developed, taking into account the determined maximum stresses under different modes of their industrial operation. **Practical significance.** The proposed modeling technique will make it possible to establish the remaining operational resource of the drums of boiler units of thermal power plants and outline the ways of their more economical operation.

Key words: boiler unit, strength, service life, thermoelastic-plastic deformation, accumulated metal damage, computational experiment.

References

1. Drobenko B. D., Budz S. F. (2021). Otsinka mitsnosti ta ekspluatatsynogo resursu elementiv energoobladdannia z urahuvanniam degradatsii materialu, poskodzen ta tehnologii remontu. Lviv : Pidstryhach Institute for Applied Problems of Mechanics and Mathematics National Academy of Sciences of Ukraine. 368 p. [In Ukrainian].
2. Instruktstiai COY 40.1-21677681-02:2009. Poriadok prodovzennia terminu ekspluatatsii barabaniv kotliv vysokogo tysku. (2009). K. : Obiednannia energetychnyh pidpriemstv "Galuzevyi rezervno-investytsiynyi fond rozvytku energetyky". 56 p. [In Ukrainian].
3. *Modeliuvannia ta optymizatsiia v termomehanitsi elektroprovodnyh neodnorodnyh til.* (2010) / pid zag. red. Ya. Yo. Buraka, R.M. Kushnira, Vol. 4: *Termomehanika namagnechuvanyh elektroprovodnyh termochutlyvyh til* / O. R. Gachkevych, B. D. Drobenko. Lviv : SPOLOM. 256 p. [In Ukrainian].
4. B. Drobenko, P. Vankevych, Y. Ryzhov, M. Yakovlev. (2017). Rational approaches to high temperature induction heating. International journal of engineering science, Vol. 117, Pp. 34-50.
5. Drobenko B., Budz S. (2019). Assessment of suitability of screen tubes with damages for further use on the basis of mathematical modeling. Mathematical Modeling and Computing, Vol. 6, No. 1. Pp. 21-29.
6. Drobenko B. D., Budz S. F., Budz I. S., Kuz I. S. (2019). Stressed State of Nozzles with Local Extractions of Defects. Materials Science, Vol. 54, No. 6, Pp. 883-888.
7. Buryk O., Drobenko B. (2016). Stress-strain state of the elements of building structures in the case of fire . Journal of Mathematical Sciences, Vol. 217, No. 3. Pp. 330-344.