

Б.Д. Дробенко, С.Ф. Будз, В.І. Асташкін

Інститут прикладних проблем механіки і математики ім. Я.С. Підстригача, Львів

ОЦІНКА ПРИДАТНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ ЕНЕРГЕТИЧНОГО ОБЛАДНАННЯ ДО ЕКСПЛУАТАЦІЇ ПОНАД ПАРКОВИЙ РЕСУРС



Запропоновано підхід до визначення напружено-деформованого стану діючих елементів котлоагрегатів та дослідження можливості їх подальшої експлуатації. Досліджено стан барабанів котлоагрегатів блоків № 6 Добровірської та № 5 Бурштинської теплових електростанцій ПАТ ДТЕК «Західенерго», які вичерпали свій парковий ресурс. Розроблено рекомендації щодо покращення технології їх ремонту та зроблено висновок про можливість подовження термінів їх експлуатації.

Ключові слова: математичне й чисельне моделювання, міцність і експлуатаційний ресурс.

Проблеми забезпечення надійності роботи енергетичного обладнання та подовження термінів його експлуатації належать до найактуальніших у вітчизняній енергетиці. Через обмежене фінансування питання оцінки залишкового ресурсу і придатності такого обладнання до подальшого використання понад гарантований на момент запуску термін постає надзвичайно гостро, адже значна частина такого обладнання вже вичерпала або майже вичерпала свій парковий ресурс [1], а вартість нового котла для енергоблоку потужністю 200 МВт, наприклад, становить сьогодні близько 250 млн. дол. США [2]. За наявності численних експлуатаційних пошкоджень також виникає потреба у розробці раціональних технологій ремонту та відновлення елементів енергетичного обладнання з метою подовження термінів їх експлуатації на прогнозований період.

Оцінку ресурсу елементів енергетичного обладнання виконують шляхом визначення їх стану за рівнем накопиченої пошкодженості мета-

лу (див., напр., [3]), що є базою для кількісного оцінювання додаткового ресурсу, можливостей та умов подальшої експлуатації. Рівень накопиченої пошкодженості при цьому істотно залежить від значень максимальних напружень та амплітуди їх зміни за різних режимів промислової експлуатації обладнання. У зв'язку з цим виникає практична потреба у побудові та розвитку методик уточненого розрахунку напруженого стану елементів енергетичного обладнання за умов експлуатації, які б адекватно враховували реальну геометричну форму конструктивних елементів, котра в процесі експлуатації може змінюватись, термочутливість властивостей матеріалу в усьому діапазоні зміни температури та пружно-пластичний характер деформування. Такі методики можна будувати на основі загальних співвідношень нелінійної термомеханіки з використанням сучасних числових методів [4].

Далі подано результати виконаних в Інституті прикладних проблем механіки і математики (ІППММ) ім. Я.С. Підстригача НАН України досліджень процесів деформування конст-

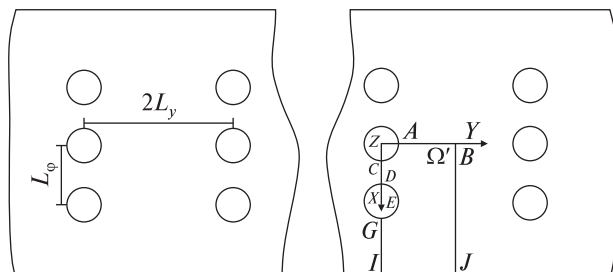


Рис. 1. Розрахункова область барабана ТП-10: порожнистий циліндр ($L = 14$ м, $R_1 = 0,8$ м; $R_2 = 0,889$ м) з рядами по три отвори ($m = 3$; $r = 0,0525$ м) з відстанями $2L_y = 0,71$ м, $L_\phi = 4\pi R_2/45$ м

руктивних елементів діючих котлоагрегатів електростанцій і можливостей їх подальшої експлуатації понад парковий ресурс. Дослідження виконано на основі співвідношень просторово-тривимірної неізотермічної термопружно-пластичності [5] з використанням методу скінченних елементів (для апроксимації температурних і механічних полів за просторовими змінними) та однокрокових багатопараметричних різницевих алгоритмів [6] (для їх апроксимації за часом). Комп'ютерне моделювання виконано із застосуванням відповідного програмного забезпечення, описаного в монографії [4]. Отримані результати впроваджені на Добротвірській і Бурштинській ТЕС ПАТ ДТЕК «Західенерго» та ВП «ЗАЕС».

Переважає більшість енергоблоків теплових електростанцій України оснащена котлоагрегатами барабанного типу. Тому особливе значення у забезпеченні надійності роботи розглядуваних блоків мають котельні барабани — одні з найбільш навантажених елементів котлоагрегату. Враховуючи, що третя частина барабанів уже використала свій парковий ресурс, а решта наближається до цієї межі [1], актуальним на сьогодні є завдання подовження термінів їх експлуатації понад парковий ресурс.

Барабан котла є масивним циліндричним тілом зі складною системою впускних і випускних отворів та сферичними днищами на краях. Важливо адекватно змоделювати процеси деформування такого складного за геометрією

просторового тіла за умов відповідного термосилового навантаження, яке враховує різні режими експлуатації барабана (планові пуски—зупинки, аварійні зупинки, гідравлічні випробування, повільні коливання температури робочого середовища навколо температури стаціонарної експлуатації, тобто термоциклювання), оскільки рівень максимальних напружень є одним з найістотніших чинників, які беруть до уваги при оцінюванні залишкового ресурсу барабана, рівня накопиченої пошкодженості металу та при прийнятті рішень про придатність барабана до подальшого використання.

У зв'язку із вищезазначеним за розрахункову модель барабана приймаємо просторово тривимірний порожнистий циліндр (завдовжки L з внутрішнім R_1 і зовнішнім R_2 радіусами), краї якого закриті сферичними днищами. Загалом у тілі циліндра є періодичні ряди з m впускних і випускних отворів (радіусом r), відстані між якими — $2L_y$ в осьовому і L_ϕ у коловому напрямках відповідно (див. рис. 1). Зауважимо, що в загальному випадку геометричні розміри та кількості отворів залежать від типу барабана.

На внутрішній поверхні циліндра і на поверхнях отворів задаємо тиск p від дії робочого середовища (водно-парової суміші) з температурою T_p . При цьому значення температури і тиску можуть змінюватися в часі, що залежить від конкретного режиму експлуатації.

Побудуємо спочатку розрахункову модель для оцінки напруженого стану барабана типу ТП-10 в околі рядів з трьома отворами в коловому напрямку. Оберемо довільний ряд з трьох отворів і віднесемо розглядуваний порожнистий циліндр до правої декартової системи координат так, що вісь Z утворить вісь обертання центрального отвору, а координату Y скеруємо уздовж осі циліндра (див. рис. 1).

Прийнявши, що ряди отворів рівноправні і експлуатаційні напруження в околі вибраної трійки отворів впливають на напружений стан в околі сусіднього ряду отворів так само, як напруження в околі сусіднього ряду на напружен-

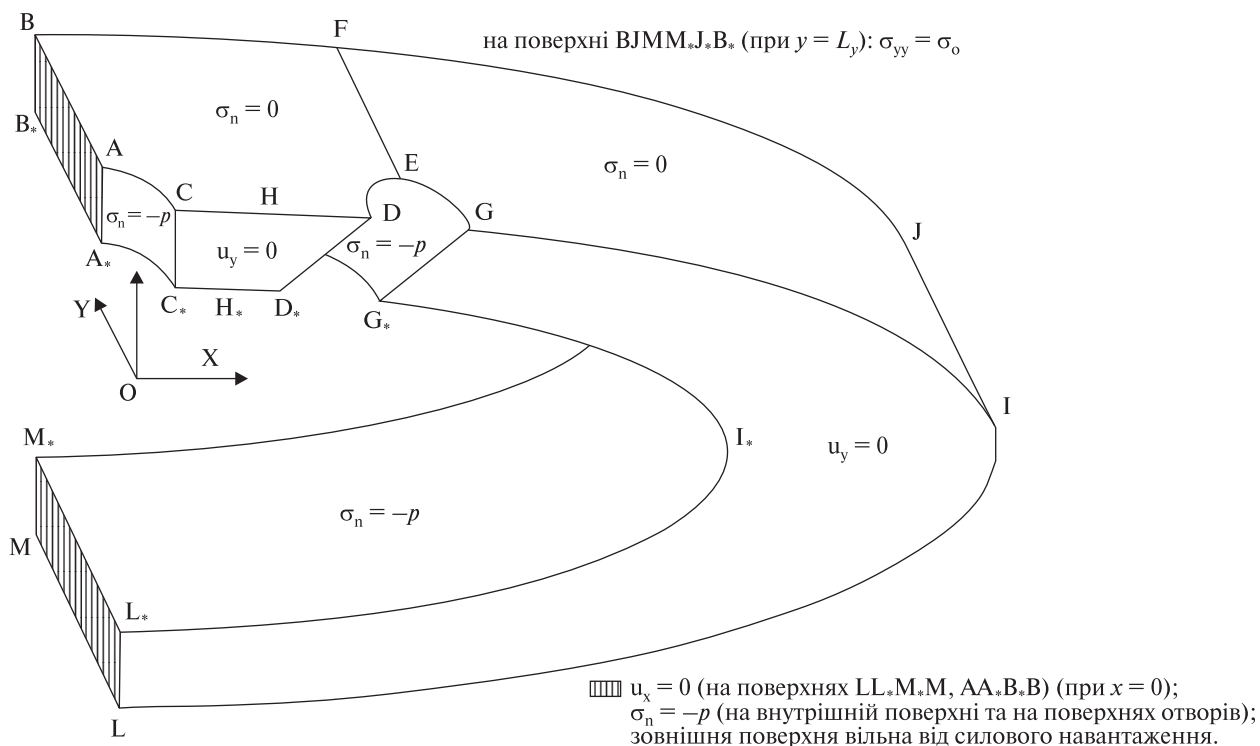


Рис. 2. Розрахункова область V' (з урахуванням умов симетрії) та крайові умови

ня в околі вибраної трійки отворів, обмежимося розглядом фрагменту області V' , схематично поданого на рис. 2. Аналогічно будують розрахункову область і для більшої кількості отворів, використовуючи умови симетрії.

Тоді задача про визначення напруженого стану барабана за умов експлуатації зводиться до визначення просторово-часового розподілу температури, а також переміщень, деформацій і напружень з нестационарного рівняння теплопровідності та повної системи рівнянь неізотермічної термопружно-пластичності [4] в області V' за відповідних початкових і крайових умов.

За умови моделювання роботи барабана в режимі стаціонарної експлуатації на поверхнях $GILL_*I_*G_*$ і CDD_*C_* (на якій $y = 0$) та LL_*M_*M і AA_*B_*B (на якій $x = 0$) задаємо умови симетрії на переміщення $u_y = 0$ та $u_x = 0$ відповідно (див. рис. 2).

На внутрішній поверхні та поверхнях отворів задано тиск p , значення якого варіюється

від номінального робочого до нульового (залежно від розглядуваного режиму роботи котла), а на поверхні $BJJMM_*J_*B_*$ – розтягувальні напруження $\sigma_{yy} = \sigma_0 = pR_1^2 / (R_2^2 - R_1^2)$, що обумовлено впливом тиску на днища. Зовнішня поверхня вільна від навантаження.

Теплообмін розглядуваної області з робочим середовищем моделюємо за допомогою крайової умови конвективного теплообміну [4]. При цьому температура водно-парової робочої суміші внаслідок перемішування в барабані котельної і живильної води повільно коливається в околі робочої температури T_0 з амплітудою ΔT і частотою ω (явище термоциклювання). На зовнішній поверхні $ACHDEGILM*J*FB$ та частинах $LL_*M_*M, AA_*B_*B, GILL_*I_*G_*, CDD_*C_*$ і $BFJJMM_*J_*F_*B_*$ поверхні S' області V' внаслідок умов симетрії задано умову теплоізоляції (рівності нулю теплового потоку).

За моделювання режимів планового пуску – зупинки температуру T_p і тиск p водно-парової

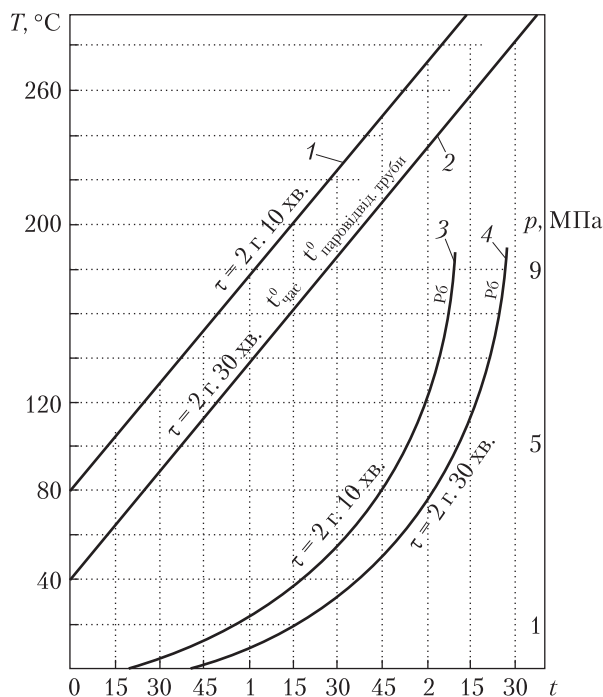


Рис. 3. Графік прискорення розпалювання котлів типу ТП-10

суміші в часі задаємо відповідно до графіку прискорення розпалювання котлів (див. рис. 3). У випадку моделювання зупинки роботи барабана котла в аварійному режимі приймаємо, що циліндр починає охолоджуватись від робочої температури T_0 через конвективний теплообмін (з внутрішньої поверхні та отворів) із середовищем, температура T_s якого згідно з [3] на $100\text{ }^\circ\text{C}$ менша ($T_s = T_0 - 100$). Внутрішній тиск при цьому з номінального зменшується до нуля зі швидкістю, яка дозволяє розглядати задачу термомеханіки у квазістатичному наближенні [4].

Початкова і крайові умови у випадку розгляду режиму гідравлічних випробувань збігаються з умовами стаціонарної експлуатації (без урахування термоцилювання). Внутрішній тиск при цьому на 25 % більший, ніж номінальний робочий (відповідно зростає і задане на поверхні $VJMM J_* V_*$ осьове напруження).

Таким чином, задача про визначення напружено-деформованого стану в околі отворів роз-

глядуваного барабана котла високого тиску за умов експлуатації зводиться до розв'язання повної системи рівнянь нелінійної термомеханіки [4] з використанням методу скінченних елементів. Фрагменти скінченно-елементного поділу околу області навколо отворів за наявності відповідно трьох та чотирьох отворів у коловому напрямку показано на рис. 4 та 5.

Дослідження збіжності запропонованої в [4] числової методики розв'язування задачі нелінійної термомеханіки з використанням методу скінченних елементів показали, що для отримання досить точних розв'язків достатньо чотиришарового (за товщиною) скінченно-елементного поділу при восьми елементах на половині отвору. При цьому розв'язки, отримані на вдвічі щільніших поділах області, відрізнялися за значеннями менше, ніж на 1 %. Дослідження h -збіжності (коли порівнюють розв'язки, отримані на різних за густиною скінченно-елементних поділах з використанням одних і тих же скінченних елементів) і p -збіжності (коли порівнюють розв'язки, отримані з використанням елементів різних порядків апроксимації шуканих розв'язків на одних і тих же за густиною поділах) вказують на достатньо високу точність розв'язків, отриманих з використанням біквадратичних скінченних елементів, які за взаємно суперечливими критеріями економності й точності обчислень виявилися оптимальними.

Досліджено напружено-деформований стан барабана котла ТП-10 блоку № 6 ВП «Добровірська ТЕС» ПАТ «ДТЕК Західенерго», який станом на 01.07.2013 р відпрацював 295 149 год (2504 планові пуски—зупинки при 11 аварійних зупинках). Розрахунки виконано для сталі 22К за дії тиску, значення якого варіюється від номінального робочого (11,5 МПа — за умов стаціонарної експлуатації та 14,3 МПа — за гідравлічних випробувань) до нульового (залежно від розглядуваного режиму роботи котла), за таких числових параметрів: $R_1 = 0,8\text{ м}$; $R_2 = 0,889\text{ м}$; $r = 0,0525\text{ м}$; $L_y = 0,335 \pm 0,425\text{ м}$; $L_\phi = 0,124\text{ м}$; $T_0 = 311\text{ }^\circ\text{C}$.

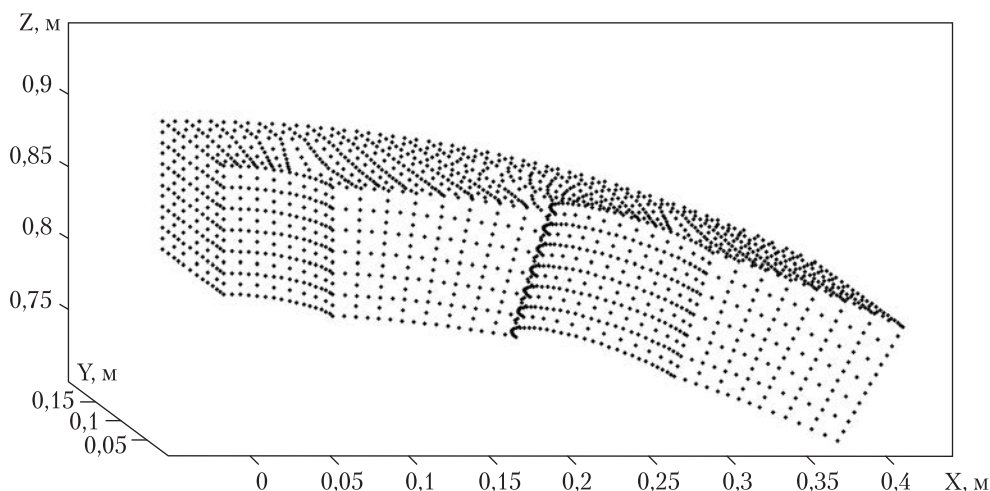


Рис. 4. Вузли скінченно-елементного поділу в околі отворів на біквдратичні криволінійні скінченні елементи [4]

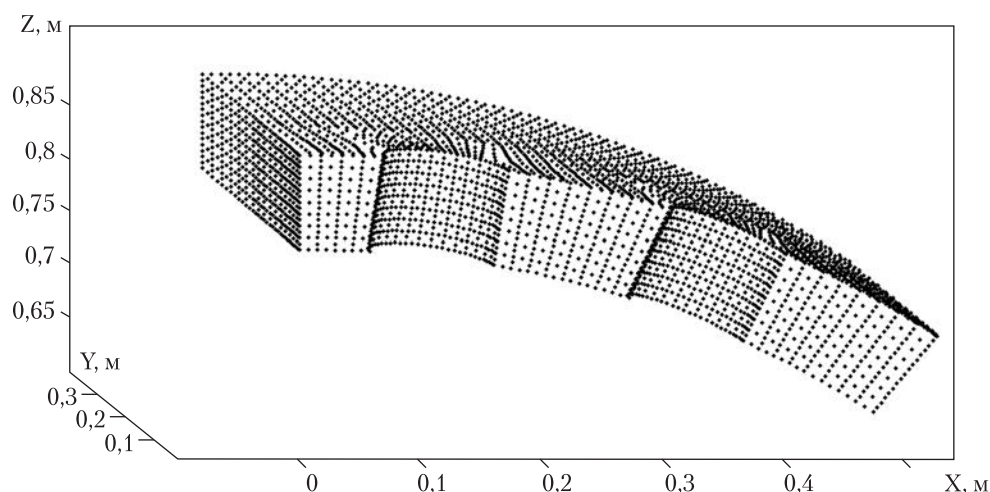


Рис. 5. Вузли фрагменту скінченно-елементного поділу в околі отворів на біквдратичні криволінійні скінченні елементи

Коефіцієнт теплообміну $\beta = 2204 \text{ Вт/м}^2/\text{К}$. Під час стаціонарного режиму експлуатації температура робочого середовища коливалась з амплітудою $\Delta T = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ і частотою $\omega = 4,672 \text{ 1/год}$ навколо робочого значення T_0 . При аварійній зупинці $T_s = 211 \text{ }^\circ\text{C}$.

Обчислювальний експеримент показав, що максимальні напруження в барабані виникають на внутрішній поверхні на отворах в околі точок A_* та E_* . На рис. 6 показано розподіл інтенсивності

напружень на внутрішній (*суцільні лінії*) та зовнішній (*штрихові лінії*) поверхнях барабана на лініях отворів A_*C_* і AC (рис. 6, а) та $D_*E_*G_*$ і DEG (рис. 6, б) в залежності від введеної для зручності кутової координати α' (відповідна координати $\alpha' = 0$ в точках A_* , A , E_* , E). Видно, що максимальні напруження на зовнішній поверхні барабана в аналогічних точках істотно нижчі.

Розподіл компонент σ_{xx} , σ_{yy} і σ_{zz} тензора напружень (у декартовій системі координат) на

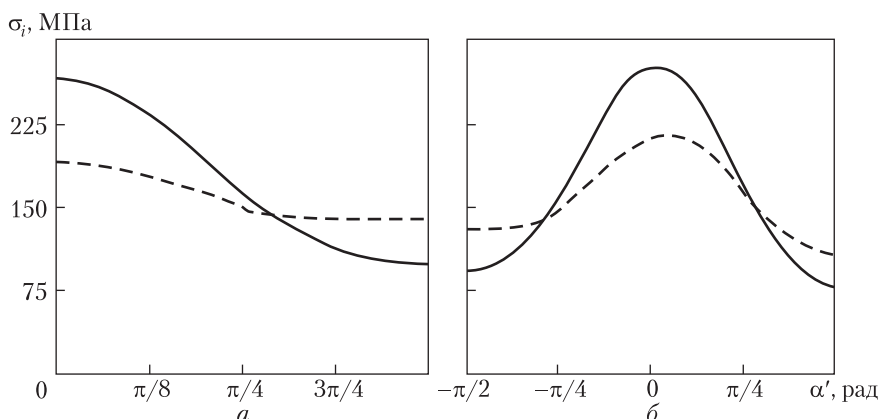


Рис. 6. Інтенсивність напружень σ_i на зовнішній та внутрішній поверхнях барабана уздовж лінії серединного (а) та крайніх (б) отворів

внутрішній (уздовж лінії A_*C_*) та зовнішній (уздовж лінії AC) поверхнях барабана на лініях серединного отвору подано на рис. 7, а та 7, б відповідно.

На рис. 8 зображено розподіл інтенсивності напружень уздовж ліній A_*B_* і AB (рис. 8, а) та E_*F_* і EF (рис. 8, б). Видно, що в околі отворів наявна яскраво виражена концентрація напружень. Величина околу збурення напруженого стану дорівнює приблизно радіусу отвору r . Поза цим околом у барабані практично реалізує себе безмоментний напружений стан, який виникає під час дії внутрішнього тиску у довгому порожнистому циліндрі таких же геометричних розмірів без отворів. При цьому максимальні напруження в околах точок A_* і E_* на отворах з внутрішньої поверхні барабана перевищують межу пластичності, і опис напружено-деформованого стану барабана в цих областях на базі теорії пружності не є цілком адекватним (далі наведено результати розрахунків у межах теорії неізотермічної термопружно-пластичності).

Слід також зазначити, що крайні отвори (у шаблоні з трьох отворів в коловому напрямку) дещо напруженіші, ніж серединний. Зауважимо, що аналогічні результати отримано і для околів рядів з чотирьох отворів у коловому напрямку. Максимальні напруження у цьому випадку дещо (на 5 МПа) менші.

Загалом можемо констатувати, що за умов дії внутрішнього тиску максимальні напруження дещо зменшуються при збільшенні кількості отворів у коловому напрямку і, як правило, виникають на крайніх отворах з внутрішньої поверхні барабана. При цьому найбільш навантаженими місцями барабана є невеличкі (порядку кількох сантиметрів) околі отворів. Саме в цих місцях в першу чергу слід очікувати появи пошкоджень і дефектів. Оцінка максимального значення інтенсивності напружень в межах просторової теорії пружності складає при цьому 284,6 МПа (в околі точки E_* на внутрішній поверхні; див. рис. 2) для крайніх отворів за наявності рядів з трьома рядами отворів та 279,6 МПа — для крайніх отворів за наявності рядів з чотирьох отворів.

При гідравлічних випробуваннях (при збільшенні тиску на 25 %) максимальні «умовно пружні» напруження для розглянутих випадків становлять відповідно 355,75 (для околу трьох отворів у коловому напрямку) та 349,5 МПа (для околу чотирьох отворів у коловому напрямку), що істотно перевищує межу пластичності сталі 22К (225 МПа) [3, 7, 8]. Це дає підстави для висновку про певну неадекватність опису процесів деформування барабана в межах моделі пружного тіла. Деякі з результатів розрахунку в межах теорії термопружно-пластичності для околів трьох отворів наведено на рис. 9.

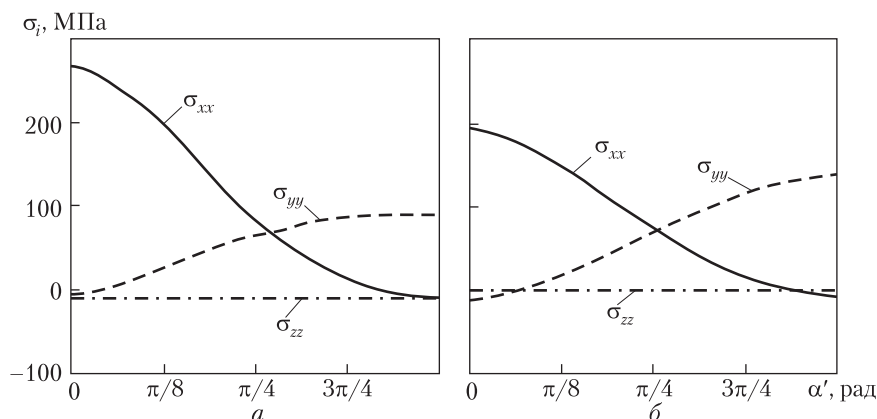


Рис. 7. Компоненти тензора напружень на серединному отворі барабана з внутрішньої та зовнішньої поверхонь відповідно

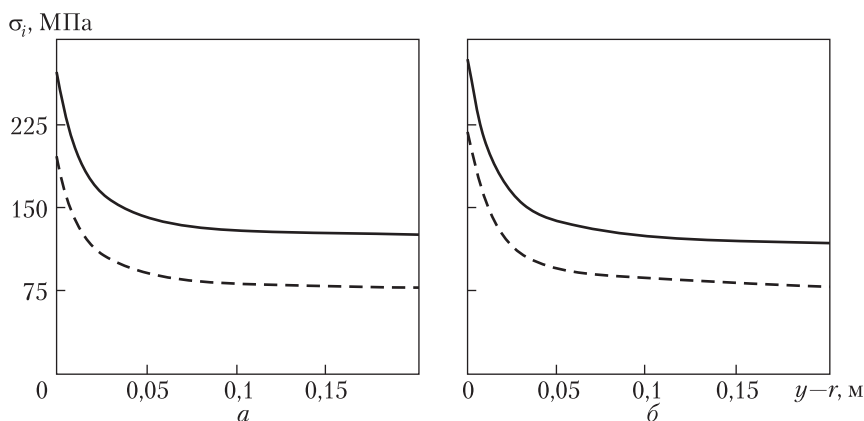


Рис. 8. Інтенсивність напружень на внутрішній (суцільні лінії) та зовнішній (штрихові лінії) поверхнях барабана залежно від відстані від країв отворів у поздовжньому напрямі

Для обичайок зі сталі 22К з межею пластичності 225 МПа при гідравлічних випробуваннях область пластичних деформацій в околі найбільш навантажених крайніх отворів охоплює всю товщину барабана (див. рис. 9, а), а у поздовжньому від отвору напрямку на внутрішній поверхні тягнеться до 25 мм.

Після повного розвантаження в місцях виникнення пластичних деформацій виникають залишкові стискувальні напруження (максимальне значення інтенсивності цих напружень порядку 110 МПа). При цьому внаслідок пластичного деформування матеріал в цих місцях зміцнюється і в подальшому (при номінальному навантаженні $p = 11,5$ МПа під час стаціо-

нарної експлуатації) деформується винятково пружно.

При монотонному зростанні температури робочого середовища (як, наприклад, під час розпалювання котла) температура внутрішньої поверхні барабана зростає швидше, ніж температура його зовнішньої поверхні. При цьому в барабані на внутрішній поверхні виникають стискувальні температурні напруження, які в певній мірі компенсують розтягувальні силові напруження від дії тиску, так що сумарні напруження завжди менші, ніж напруження від дії тиску.

На початковому етапі розпалювання котла, коли внутрішній тиск робочого середовища зна-

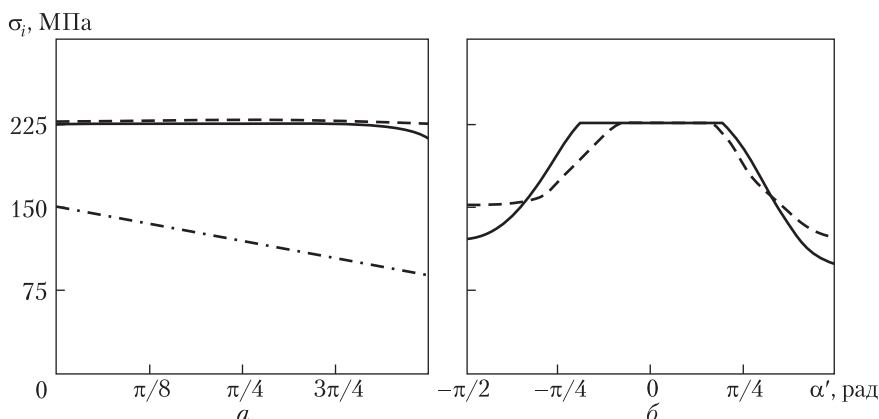


Рис. 9. Інтенсивність напружень за товщиною у трьох характерних місцях (суцільна лінія — уздовж A_*A_* ; штрихова лінія — уздовж E_*E_* ; штрих-пунктирна лінія — уздовж L_*L_* ; див. рис. 2) та на берегах крайніх отворів з внутрішньої (суцільні лінії) та зовнішньої (штрихові лінії) поверхонь барабана (див. рис. 9, б)

ходить ще на рівні атмосферного (див. рис. 3), наявні лише стискувальні температурні напруження. Свої абсолютні максимальні значення (приблизно 80 МПа в околі точки A_* на серединному отворі з внутрішньої поверхні барабана) в процесі планового пуску при швидкостях зростання температури, що не перевищують $3\text{ }^\circ\text{C}/\text{хв}$, ці напруження досягають, коли температура водно-парової суміші становить $105\text{ }^\circ\text{C}$. У подальшому зростає внутрішній тиск (див. рис. 3), який компенсує стискувальні температурні напруження, і з часом сумарні напруження (від температурного й силового навантаження) стають розтягувальними. Максимальних значень сумарні напруження під час цього режиму досягають в момент часу, коли температура і тиск виходять на свої номінальні значення — $311\text{ }^\circ\text{C}$ та $11,5\text{ МПа}$ відповідно.

Зауважимо, що врахування нестационарного температурного навантаження дещо змінює характер розподілу напружень. Зокрема, під час розпалювання котла максимальні напруження в барабані виникають вже на його зовнішній поверхні в околі точки E на крайніх отворах (див. рис. 2). При цьому напруження в цій точці (172 МПа) не перевищують межу пластичності, отже, деформування барабана при плановому запуску котла є винятково пружним.

Інтенсивність напружень в точці E_* на внутрішній поверхні, в якій виникають максимальні стискувальні напруження на початку розпалювання котла, дорівнює $160,4\text{ МПа}$. Аналізуючи характер зміни напруженого стану барабана під час режиму планового пуску, приходимо до висновку, що саме в цій точці маємо максимальний розмах напружень за цикл режиму планового пуску — від -80 (знак «мінус» говорить про стискування) до $160,4\text{ МПа}$. Амплітуда зміни напружень за цикл планового пуску в точці E менша (від -20 до 172 МПа). У подальшому ці значення амплітуди зміни напружень за цикл використано при визначенні накопиченої пошкодженості металу барабана.

Практично на таку ж амплітуду зміни напружень за цикл планового пуску виходимо при швидкості зростання температури водно-парової суміші, що дорівнює $1,6\text{ }^\circ\text{C}/\text{хв}$ (див. рис. 3). При такій швидкості нагрівання маємо менший компенсаторний вплив температурних напружень. У результаті сумарні максимальні напруження при виході на режим стаціонарної експлуатації в точці E дорівнюють 194 МПа . Максимальна амплітуда зміни напружень за таких швидкостей також виникає в околі точки E_* (від $-48,4$ до $179,7\text{ МПа}$).

Отже, видно благотворний вплив температурного навантаження під час режиму планового розпалювання котла (температурне навантаження дещо компенсує вплив силового навантаження, і сумарні напруження під час режиму розпалювання котла виходять меншими, ніж відповідні напруження від дії внутрішнього тиску). Зовсім інший вплив температурного навантаження відбувається під час планової зупинки котла, коли внутрішня поверхня барабана остигає дещо швидше, ніж зовнішня. Саме тому було встановлено жорсткіше обмеження на швидкість охолодження водно-парової суміші в цьому режимі ($2\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{хв}$).

Температурні напруження за такої швидкості охолодження доволі незначні. Максимальні напруження при цьому виникають лише на 32-й хвилині такого охолодження. При цьому максимальні розтягувальні температурні напруження виникають на тій же внутрішній поверхні, на якій і максимальні силові, однак в іншому місці (в околі точок D_* і G_*). До того ж завдяки швидкому спаданню тиску на початкових етапах планової зупинки котла при незначних за величиною температурних напруженнях сумарні максимальні напруження не зростають у порівнянні з максимальними силовими.

Дослідження напружено-деформованого стану барабана під час стаціонарної експлуатації з урахуванням термоцикловання показали, що за умов монотонного спадання температури робочого середовища всередині барабана (від 311 до 306 $^{\circ}\text{C}$) поступово зростає перепад температури за товщиною стінки барабана (температура внутрішньої поверхні спадає при цьому швидше). На внутрішній поверхні барабана виникають розтягувальні температурні напруження, які накладаються на напруження розтягу, спричинені дією тиску водно-парової суміші. Коли вплив температурних напружень є максимальним (температура робочого середовища сягає 306 $^{\circ}\text{C}$), максимальна інтенсивність напружень в барабані від впливу температури і тиску досягає значення 255,28 МПа (в околі точки E_* на внутрішній поверхні).

У подальшому температура водно-парової суміші всередині барабана починає монотонно зростати (до 316 $^{\circ}\text{C}$). Внаслідок взаємодії процесів теплоперенесення та теплообміну змінюється характер розподілу температурних напружень за товщиною барабана. Температура його внутрішньої поверхні через деякий час стає більшою за температуру зовнішньої поверхні, і в барабані починають виникати стискувальні температурні напруження, які частково компенсують розтягувальні напруження від тиску. Коли вплив зростання температури досягає максимуму (при температурі водно-парової суміші — 316 $^{\circ}\text{C}$), сумарні напруження в околі найбільш навантаженої точки барабана (якою також є точка E_* на отворі; див. рис. 2) досягають значення 218,52 МПа. Максимальний перепад напружень за крок такого термоциклу в барабані виникає саме в околі точки E_* і становить 36,76 МПа.

У режимі аварійної зупинки котла максимальні напруження виникають в барабані на 79-й секунді після початку такої зупинки. Максимальний перепад температури за товщиною барабана в цей час встановлюється в місцях, максимально віддалених від отворів, і становить 64,3 $^{\circ}\text{C}$ (310,9 $^{\circ}\text{C}$ — на зовнішній поверхні барабана і 246,6 $^{\circ}\text{C}$ — на внутрішній). Градієнт температури за товщиною в околі отворів є значно меншим (порядку 25 $^{\circ}\text{C}$). Максимальна амплітуда зміни напружень за цикл аварійної зупинки становить 275,9 МПа.

Таким чином, виконані дослідження напружено-деформованого стану барабана за режимів його експлуатації показали, що в основних циклах навантаження інтенсивність напружень в металі корпусу не перевищує межі текучості, за винятком невеличких областей в околі отворів у водяному об'ємі барабана. У цих місцях концентрації напружень метал під час експлуатації працює за умов малоциклової втоми, що може призводити до накопичення пошкоджень, утворення і розвитку тріщин. Водночас метал в зонах пластичного деформування змінюється. При розвантаженні у ньому виника-

ють залишкові напруження протилежного знаку і при повторному навантаженні деформування відбувається вже винятково у пружній області (вторинні пластичні деформації оберненого знаку не виникають). Тому пошкоджуватись метал може лише при першому досягненні максимальних напружень, тобто має місце пристосовуваність при циклічному навантаженні. Тому за відсутності в барабані явних пошкоджень його термін експлуатації може бути подовжений.

Отримані значення амплітуди змін максимальних напружень в барабані за розглянутих режимів його експлуатації дають можливість теоретично оцінити його ресурс. Для цього пов'язуємо максимальну амплітуду σ_a зміни напружень за один цикл навантаження (плановий пуск—зупинка, аварійна зупинка, гідравлічні випробування чи термоциклювання при стаціонарній роботі котла) з відповідною для розглядуваного режиму кількістю N циклів руйнування співвідношенням [3]

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

де $r = \sigma_{\min} / \sigma_{\max}$ — коефіцієнт асиметрії навантаження (σ_{\min} і σ_{\max} — відповідно мінімальні й максимальні напруження у досліджуваному циклі навантаження); E_T — модуль пружності при температурі розглядуваного режиму роботи; n — коефіцієнт запасу (який враховує рівень деградації матеріалу); 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.

Отже, при визначенні кількості циклів руйнування N важливо мати достатньо точні значення напружень, адже відповідно до (1) саме максимальне значення амплітуди напружень визначає допустиму кількість циклів для конкретного режиму експлуатації, яку використовують при обчисленні остаточної оцінки накопиченої пошкодженості.

Визначаємо із співвідношення (1) допустиму кількість циклів для кожного з чотирьох розглядуваних режимів експлуатації. Тоді сумарне значення накопиченої пошкодженості металу для чотирьох розглянутих нестаціонарних режимів експлуатації [3] буде

$$A = 2 \frac{n_{ss}}{N_{ss}} + 0,08 \frac{n_{ts}}{N_{ts}} + \frac{n_{ht}}{N_{ht}} + \frac{40n_{tc} + \omega\tau}{N_{tc}}, \quad (2)$$

де n_{ss}, n_{ts}, n_{ht} — відповідно кількості планових пусків—зупинок, аварійних зупинок та гідравлічних випробувань барабана за весь період його експлуатації; $N_{ss}, N_{ts}, N_{ht}, N_{tc}$ — допустимі кількості циклів N , визначені з відповідних втомних кривих (1) для режимів планових пусків—зупинок, аварійних зупинок, гідравлічних випробувань та температурних коливань під час стаціонарного режиму експлуатації; τ — час експлуатації барабана (у годинах).

Відповідно до галузевої методики [3] визначення параметра накопиченої пошкодженості металу барабана за умов врахування коливань температури робочого середовища при роботі котла у стаціонарному режимі, режимів планових пусків—зупинок та аварійних зупинок котла, а також гідравлічних випробувань встановлено, що сумарне значення параметра накопиченої пошкодженості металу барабана $A = 0,6$. При цьому найістотніший вклад у накопичену пошкодженість металу вносять режими планової зупинки (0,324) та планового пуску (0,215). Отриману теоретичну оцінку накопиченої пошкодженості металу барабана можна інтерпретувати у такий спосіб, що залишковий ресурс барабана складає приблизно 40 % на сьогоднішній день.

Таким чином, на підставі результатів розрахунків барабана котла ВП «Добровірівська ТЕС» ПАТ «ДТЕК Західенерго» на міцність і циклічну втому та з урахуванням задовільного стану його металу, відсутності недопустимих дефектів, відповідності результатів контролю металу вимогам чинних нормативних документів, а також безаварійної роботи барабана упро-

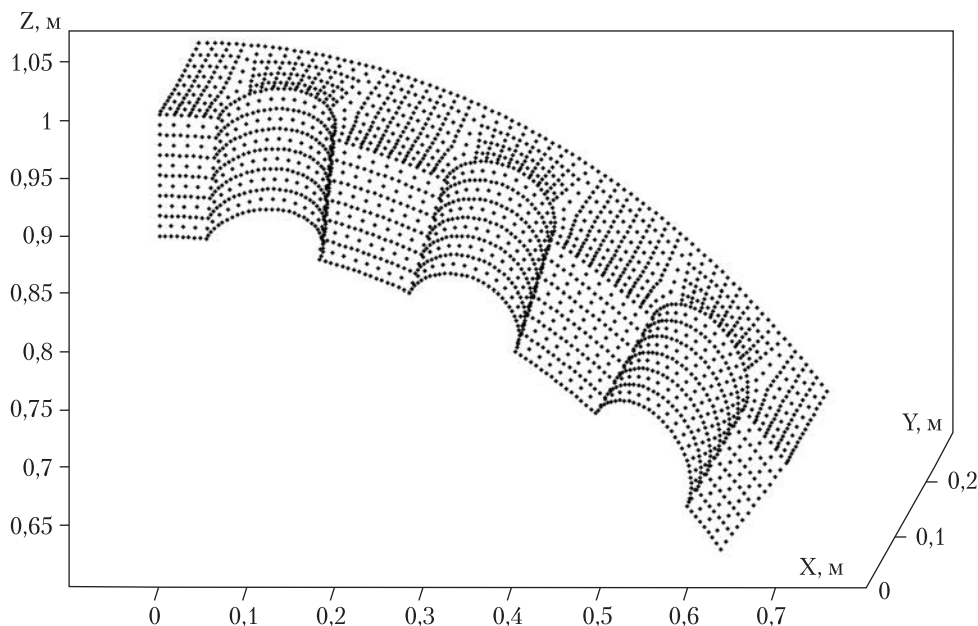


Рис. 10. Вузли фрагменту скінченно-елементного поділу в околі отворів

довж усього часу його експлуатації зроблено висновок про можливість подальшої експлуатації барабана котла блоку № 6 на 50 000 год до загального напрацювання 350 000 год на номінальних параметрах: $p = 11$ МПа, $T_p = 311$ °С при дотриманні вимог НПАОП 0.00-1.60-66 «Правила будови та безпечної експлуатації парових та водогрійних котлів».

З використанням запропонованого підходу досліджено можливість і визначено умови подальшої експлуатації котла типу ТП-100 блоку № 5 «Бурштинської ТЕС» ПАТ «ДТЕК Західенерго», який вичерпав свій парковий ресурс. Дослідження виконано для сталі 16 ГНМ під тиском, значення якого варіюється від номінального робочого (15,5 МПа — за умов стаціонарної експлуатації та 19,4 МПа — за умов гідравлічних випробувань) до нульового (залежно від розглядуваного режиму роботи котла), за такими числовими параметрами: $R_1 = 0,9$ м, $R_2 = 0,995$ м, $r = 0,0645$ м, $2L_y = 1,12$ м, $L_\phi = 0,13$ м; $L = 22,4$ м; $m = 6$; $T_0 = 340$ °С.

Під час стаціонарного режиму експлуатації температура робочого середовища коливалась з амплітудою $\Delta T = 20$ °С і частотою $\omega =$

$= 6,6836$ 1/год навколо робочого значення T_0 . При аварійній зупинці $T_s = 240$ °С.

За розрахункову модель барабана котла типу ТП-100 (аналогічно, як і у випадку ТП-10) прийнято просторово тривимірний порожнистий циліндр зі сферичними днищами на краях. У тілі циліндра є періодичні ряди з шести впускних і випускних отворів радіусом r (фрагмент скінченно-елементного поділу околу області навколо отворів показано на рис. 10).

Внаслідок проведеного обчислювального експерименту отримано кількісну оцінку максимальних напружень та визначено їх розмах за цикл режимів стаціонарної експлуатації з урахуванням термоциклювання, планового пуску і планової зупинки, гідровипробувань та аварійної зупинки.

Запропоновано раціональні геометричні форми для вибірок дефектного металу в околі зон з тріщинами на тілі і отворах розглядуваного барабана та штуцерах [9, 10], які дають змогу понизити рівень напружень в них під час експлуатації нижче допустимих. Штуцери, в яких експлуатаційні напруження в околі вибірки перевищують допустимі, рекомендовано замі-

нити. Отримані результати покладено в основу рекомендацій щодо виконання ремонту барабана з метою подовження його експлуатації.

Визначено параметр накопиченої пошкодженості металу барабана, який дозволяє констатувати, що залишковий експлуатаційний ресурс барабана становить 38 %. Встановлено, що найістотніший вклад у накопичену пошкодженість металу вносить термоциклювання під час стаціонарного режиму роботи котла (38,8 %) та режим планового пуску—зупинки (22,5 %). Отримані теоретичні оцінки накопиченої пошкодженості металу розглянутого барабана, який вичерпав свій парковий ресурс, обґрунтували можливість подовження його експлуатації з прогнозованою інтенсивністю основних циклічних режимів на 50 000 год відповідно до вимог [3] та застосовані на Бурштинській ТЕС.

Зауважимо, що отримати адекватні значення напружень для елементів енергетичного обладнання складної геометричної форми з отворами на основі спрощених розрахункових моделей, які зазвичай використовують в енергетичній галузі, надзвичайно важко. За такого підходу ми часто отримуємо невірні результати. Зокрема, амплітуду напружень у барабані за стаціонарного режиму його роботи з урахуванням термоциклювання чи аварійної зупинки відповідно до стандартної галузевої методики [3] визначають за простим співвідношенням

$$\sigma_a = 2E_T\alpha_T\Delta T, \quad (3)$$

де E_T — модуль Юнга (при робочій температурі); α_T — лінійний коефіцієнт температурного розширення (при робочій температурі); ΔT — перепад температури.

Із співвідношення (3) для оцінки напруженого стану розглядуваного барабана під час його стаціонарної експлуатації з урахуванням термоциклювання отримуємо $\sigma_a = 101,9$ МПа ($E_{340} = 191$ ГПа; $\alpha_{340} = 13,341 \cdot 10^{-6}$ 1/К; $\Delta T = 20$ °С). Відповідне значення кількості допустимих циклів $N_{ts} = 188\,405$ (згідно з (1) при $r = -1$), а коефіцієнт накопиченої пошкодженості барабана, який відпрацював 283 117 год

($n_{ss} = 1209$),

$$A_{tc} = \frac{40n_{ss} + \omega\tau}{N_{tc}} = \frac{40 \cdot 1209 + 6,6836 \cdot 283117}{188405} = 10,3. \quad (4)$$

Це практично означає, що розглядуваний барабан у 10 разів перевищив допустимий ресурс лише для одного режиму експлуатації (не враховуючи планових пусків—зупинок, аварійних зупинок і гідравлічних випробувань), тоді як з використанням запропонованої уточненої методики розрахунку напруженого стану $A_{tc} = 0,388$.

Видно, що розвиток і вдосконалення методів кількісної оцінки напружено-деформованого стану елементів енергетичного обладнання є дієвим засобом для вирішення важливої проблеми подовження термінів їх використання.

Розроблений підхід використано також при дослідженні можливості перепризначення терміну експлуатації теплообмінників автоматичного розхолодження та розхолодження басейну витримки енергоблоків № 1, 2 ВП «ЗАЕС».

Таким чином, наявність надійного програмного забезпечення, розробленого на основі уточнених математичних моделей і методів, дає можливість в стислі строки проаналізувати поведінку того чи іншого конструктивного елемента діючого енергообладнання за умов експлуатації та адекватніше дослідити можливість його використання понад парковий ресурс.

ЛІТЕРАТУРА

1. *Рішення науково-технічної конференції «Діагностування та подовження терміну експлуатації елементів енергетичного обладнання» на Трипільській ТЕС від 27.02.2013.* Міністерство енергетики та вугільної промисловості України.
2. *Акімов А.* Чорнобильська АЕС, Вуглегірська ТЕС... Хто на черзі? // *Дзеркало тижня.* — 2013. — № 15.
3. *Інструкція СОУ 40.1-21677681-02:2009.* Порядок подовження терміну експлуатації барабанів котлів високого тиску. — К.: Об'єднання енергетичних підприємств «Галузевий резервно-інвестиційний фонд розвитку енергетики». — 2009. — 56 с.
4. *Моделювання та оптимізація в термомеханіці електропровідних неоднорідних тіл / Під заг. ред. Я.Й. Бурака, Р.М. Кушніра.* — Т. 4: Термомеханіка намагнечу-

- ваних електропровідних термочутливих тіл / О.Р. Гачкевич, Б.Д. Дробенко — Львів: СПОЛОМ, 2010. — 256 с.
5. Allen D.H., Heisler W.E. A theory for analysis of thermo-plastic materials // Computers & Structures. — 1981. — V. 13. — P. 129—135.
 6. Zienkiewicz O.C., Wood W.L., Nine N.W. A unified set of single step algorithm. Part 1: general formulation and applications // Int. J. for Num. Meth. in Eng. — 1984. — 20. — P. 1529—1552.
 7. Основные положения по обследованию и технологии ремонта барабанов котлов высокого давления из стали 16ГНМ, 16ГНМА и 22К. — М.: Изд. Министерства электрификации СССР, Министерства энергетического машиностроения. — 1978. — 38 с.
 8. Котлы стационарные и трубопроводы пара и горячей воды. Нормы расчета на прочность / ОСТ 108.031.08-85 — ОСТ 108.031.10-85. — М.: Изд. Министерства энергетического машиностроения. — 1987. — 118 с.
 9. Немченко В.І., Василик А.В., Задорожний М.В. та ін. Оптимізація за напруженнями геометричних параметрів ремонтних вибірок пошкоджень барабана котла високого тиску / Енергетика і електрифікація. — 2011. — № 6. — С. 22—28.
 10. Немченко В.І., Василик А.В., Задорожний М.В. та ін. Уточнений розрахунок напруженого стану штуцерів з локальними вибірками дефектів // Енергетика і електрифікація. — 2010. — № 10. — С. 17—22.

Б.Д. Дробенко, С.Ф. Будз, В.И. Асташкин

Институт прикладных проблем механики и математики им. Я.С. Пидстригача НАН Украины, Львов

ОЦЕНКА ПРИГОДНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ
ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ
К ЭКСПЛУАТАЦИИ СВЕРХ ПАРКОВОГО РЕСУРСА

Предложен подход к определению напряженно-деформированного состояния действующих элементов котло-

агрегатов и исследование возможности их дальнейшей эксплуатации. Исследовано состояние барабанов котлоагрегатов блоков № 6 Добротворской и № 5 Бурштинской тепловых электростанций ПАТ ДТЕК «Захиденерго», которые исчерпали свой парковый ресурс. Разработаны рекомендации относительно улучшения технологии их ремонта и сделан вывод о возможности продления сроков их эксплуатации.

Ключевые слова: математическое и численное моделирование, прочность и эксплуатационный ресурс.

*B.D. Drobenko,
S.F. Budz, W.I. Astashkin*

Ya.S. Pidstryhach Institute of Applied
Problems of Mechanics and Mathematics
of the NAS of Ukraine, L'viv

EVALUATION OF THE SUITABILITY
OF POWER EQUIPMENT ELEMENTS
FOR USE OVER THE PARK RESOURCE

An approach for determination of the stress-strain state of operating boiler unit elements and study of a possibility of their further exploitation is proposed. The state of the boiler drums of Dobrotvir power plant Unit 6 and Burshtyn power plant PAO DTEK «ZakhidEnergo» Unit 5 with exhausted park resources is studied. Recommendations on the improvement of their repair technologies are developed; conclusion on the possible extension of their operational lifetime is made.

Key words: mathematical and numerical simulation, strength and operational lifetime.

Стаття надійшла до редакції 01.07.2014