

8. Барков А. В. Корпоративные системы диагностики эксплуатируемых машин и оборудования / А. В. Барков, П. П. Якобсон // Докл. на 10-й европ. конф. по неразрушающему контролю. – М., 2010. [Электронный ресурс] – Режим доступа: http://www.vibrotek.ru/russian/UsersFiles/File/statiy/Korporativnie_sistemy_diagnostiki.pdf.
9. Тэттер В. Ю. Обеспечение целостности информации в задачах вибродиагностики / В. Ю. Тэттер, И. В. Федоров, В. Г. Шахов // Машиностроение и машиноведение. Омск. науч. вестн. (80), 2009 № 2. – С. 130–132.
10. Балицкий Ф. Я. Виброакустическая диагностика зарождающихся дефектов / Ф. Я. Балицкий, М. А. Иванова, А. Г. Соколова. – М.: Наука, 1984. – 120 с.
11. ADXL001: High Performance, Wide Bandwidth Accelerometer Data Sheet (Rev A, 02/2010). [Электронный ресурс] – Режим доступа: http://www.analog.com/static/imported-files/data_sheets/ADXL001.pdf
12. Вібраційна діагностична система «Вектор» // Фізико-механічний інститут ім. Г.В. Карпенка НАН України / [Електронний ресурс] – Режим доступа: <http://www.ipm.lviv.ua/departments/dep25/vector.htm>

Надійшла до редакції
10.11.12

УДК: 658.589: 539.3: 518.61

Б. Д. Дробенко, д-р фіз.-мат. наук

С. Ф. Будз, канд. фіз.-мат. наук

В. І. Асташкін, канд. фіз.-мат. наук

Інститут прикладних проблем механіки і математики

ім. Я.С.Підстригача НАН України,

(м. Львів, e-mail: drobenko@ukr.net, budz@iapmm.lviv.ua,

dept13@iapmm.lviv.ua)

УТОЧНЕНИЙ РОЗРАХУНОК РЕСУРСУ БАРАБАНА КОТЛА З ЕКСПЛУАТАЦІЙНИМИ ПОШКОДЖЕННЯМИ

Розглянуто результати скінченноелементного моделювання напруженого стану діючого барабана парового котла високого тиску за умов експлуатації з урахуванням пружно-пластичного деформування та реальної геометрії барабана на післяремонтній стадії. Встановлено значення параметра накопиченої пошкоджуваності металу барабана за режимів стаціонарної експлуатації, планового пуску-зупинки, гідравлічних випробувань та аварійної зупинки котла.

Рассмотрены результаты конечноэлементного моделирования напряженного состояния действующего барабана парового котла высокого давления в условиях эксплуатации с учетом упруго-пластического деформирования и реальной геометрии барабана на послеремонтной стадии. Определено значение параметра накопленной поврежденности металла барабана при режимах стационарной эксплуатации, планового пуска-остановки, гидравлических испытаний и аварийной остановки котла.

Вступ

В останні роки особливої важливості набуває проблема продовження термінів експлуатації інженерних споруд, конструкцій та об'єктів теплоенергетики, оскільки значна частина з них вже вичерпала свій паспортний ресурс чи наблизилась до цього. За тривалої експлуатації від механічних навантажень, підвищеної температури, абразивного та корозійно-активного середовища у таких елементах утворюються різні пошкодження, серед яких найнебезпечнішими є тріщини і тріщиноподібні дефекти. У разі виявлення таких пошкоджень дієвим способом їх ліквідації є виконання ремонтних технологічних вибірок (усунення

частини металу разом з дефектною зоною). Після ремонту форма елементів енергообладнання відрізняється від тієї, яка була в стані поставки, а напруження у них перерозподіляються. Розрахункові значення напружень для елементів енергетичного обладнання складної геометричної форми з отворами і технологічними вибірками, отримані на основі спрощених розрахункових моделей, не є точними. Використання таких моделей може призводити до хибних оцінок залишкового ресурсу енергообладнання [1]. З огляду на зазначене актуальною є проблема адекватного визначення напруженого стану елементів енергообладнання за умов експлуатації з урахуванням деградації матеріалу, пошкоджень і ремонтних вибірок та оцінка на цій основі їх експлуатаційного ресурсу, можливостей і умов їх подальшого використання.

У роботі подано результати дослідження напружено-деформованого стану у діючому барабані парового котла високого тиску Бурштинської ТЕС [2] на післяремонтній стадії за робочих параметрів експлуатації в межах теорії неізотермічної термопружно-пластичності. На цій основі оцінено залишковий ресурс барабана за режимів стаціонарної експлуатації, планових пусків-зупинок, гідравлічних випробувань та аварійних зупинок котла. У випадках неповноти чи відсутності інформації про чинники впливу розглянуто варіанти найбільш жорсткої їх дії на напружений стан барабана і, відповідно, максимальний вклад у показник пошкоджуваності металу. Тому розрахункове значення тривалості можливої експлуатації отримано з певним запасом.

Розрахункова модель

За розрахункову модель барабана прийнято закритий днищами порожнистий циліндр (із внутрішнім R_1 та зовнішнім R_2 радіусами) з отворами, навантажений внутрішнім тиском p за температури T . Ряди отворів радіуса r розташовані один від одного на відстанях $2L_z$ у напрямі осі циліндра і $2L_\phi$ – у коловому напрямі. На поверхнях отворів теж задано тиск p . За припущення, що напружений стан в околі довільного отвору неістотно впливає на напруження в околі сусідніх отворів, за розрахункову обираємо одну з чотирьох областей Ω' , Ω'' , ... (рис. 1) залежно від симетрії вибірок. Зокрема, за відсутності вибірок за розрахункову приймаємо область Ω' (рис. 1 і 2), віднесена до декартової системи координат, вісь OX якої утворює вісь отвору, а вісь OZ – вісь обертання циліндра (точки A, B, C, D, E належать зовнішній поверхні; відповідні точки внутрішньої поверхні: A', B', C', D', E'). При цьому на поверхнях $EDD'E'$ та $ABB'A'$ задано відповідно умови $u_z = 0$ та $u_n = 0$, а на площині $CDD'C'$ – умова симетрії $u_\phi = 0$ (для кутового переміщення у циліндричній системі координат (r, ϕ, z) , до якої віднесений циліндр).

На отворах і на внутрішній поверхні барабана в околі отворів можливі вибірки глибиною h , шириною b і довжиною l , схематично подані на рис. 3 (індекси b та o означають параметри вибірок на тілі барабана й на отворі відповідно, а індекси f та t вказують на розташування вибірок – умовно перед чи після конкретного отвору у прийнятій схемі нумерації отворів).

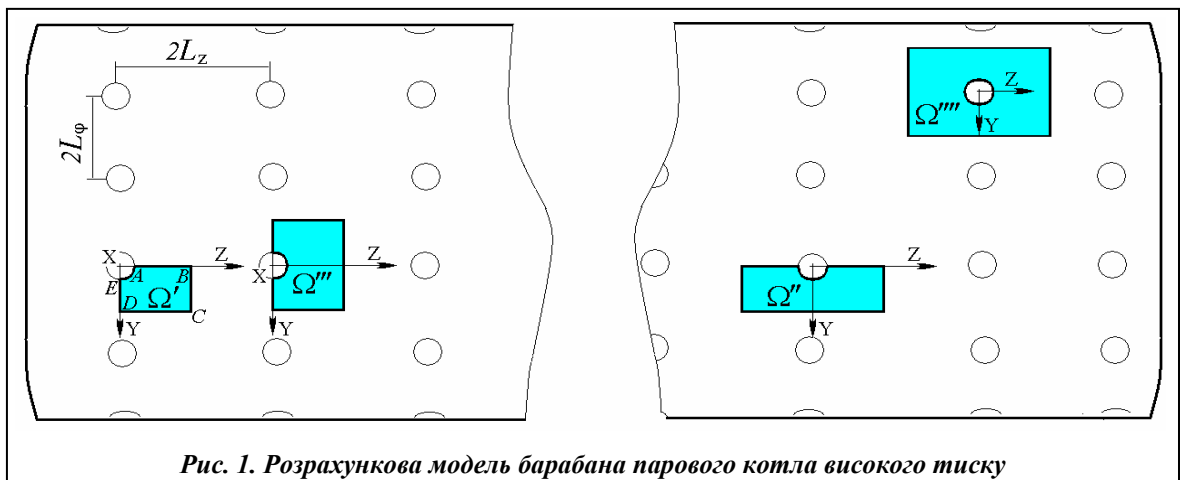


Рис. 1. Розрахункова модель барабана парового котла високого тиску

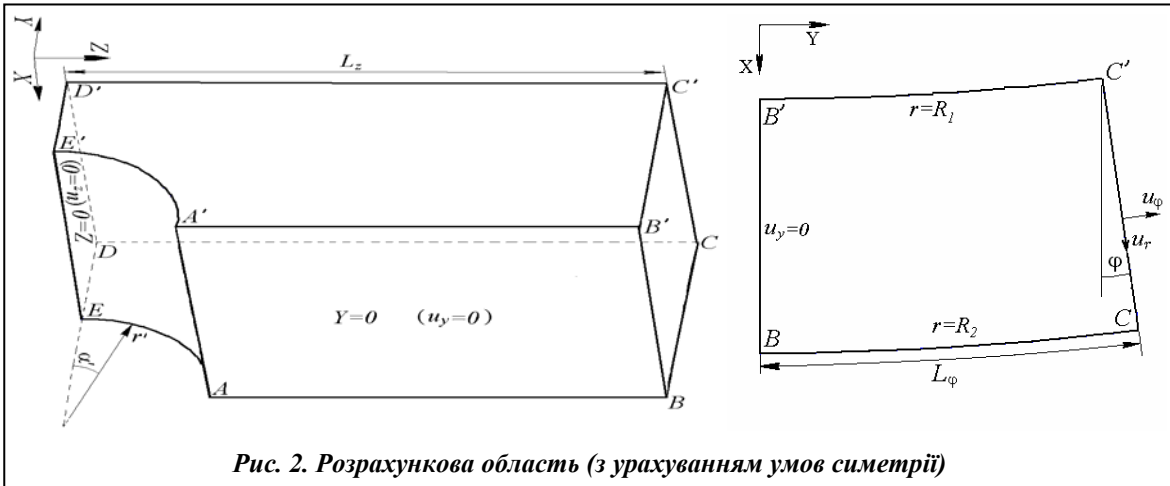


Рис. 2. Розрахункова область (з урахуванням умов симетрії)

Загалом, задача про визначення напруженого стану барабана за умов експлуатації полягає у визначенні просторово-часового розподілу температури, а також переміщень, деформацій і напружень з нестационарного тривимірного рівняння теплопровідності та повної системи рівнянь неізотермічної термопружно-пластичності [2] за відповідних початкових і крайових умов.

У випадку планового пуску на внутрішній поверхні циліндра ($A'B'C'D'E'$) та поверхні отвору ($AEE'A'$) задаємо додатково (до зазначених вище умов симетрії) дію тиску p , який зі сталою швидкістю зростає від нульового до номінального (15,5 МПа), а також умову конвективного теплообміну із зовнішнім середовищем, температура якого теж зростає зі сталою швидкістю від 20 до 340 °С. На решті поверхонь області Ω' ставимо умови теплоізоляції. Зовнішня поверхня ($ABCDE$) вільна від силового навантаження, а до поверхні $BCC'B'$ прикладаємо розтягувальні напруження $\sigma_{zz} = pR_1^2/(R_2^2 - R_1^2)$, що обумовлено впливом тиску p на днища. За планової зупинки температура і тиск спадають з тими ж швидкостями, що і при пуску.

За стаціонарного режиму роботи температура внутрішньої поверхні барабана коливається в околі температури $T_0 = 340$ °С з амплітудою 20 °С і частотою $\omega = 6,686$ (год)⁻¹ (термоцикування); тиск $p = 15,5$ МПа.

Початкова і крайові умови у випадку моделювання гідравлічних випробувань збігаються з умовами при стаціонарному режимі експлуатації за сталої температури. Максимальний тиск випробувань на 25% більший за номінальний ($p = 19,4$ МПа).

За розгляду зупинки роботи котла в аварійному режимі приймаємо, що циліндр починає охолоджуватись від робочої температури $T_0 = 340$ °С шляхом конвективного теплообміну (з внутрішньої поверхні і отворів) із середовищем, температура якого T_s . Зазначимо, що

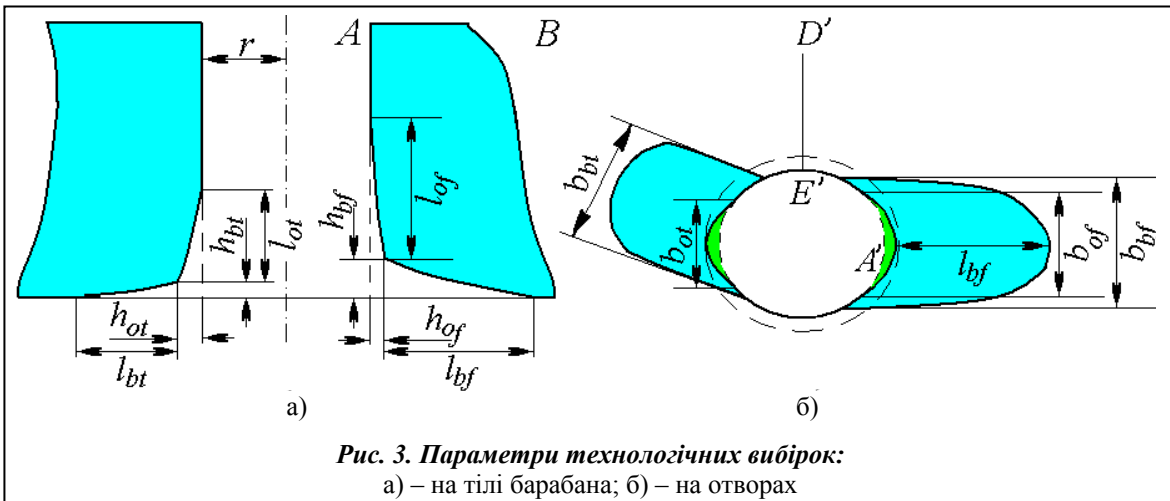


Рис. 3. Параметри технологічних вибірок:
а) – на тілі барабана; б) – на отворах

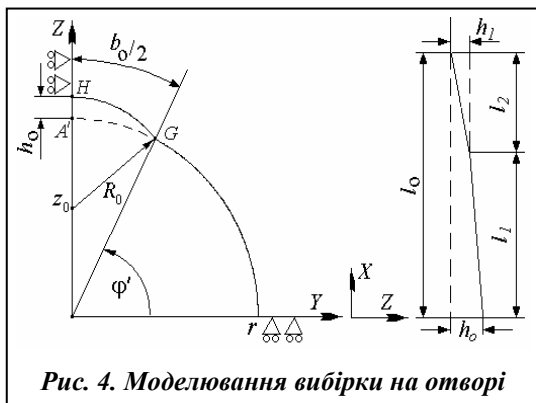


Рис. 4. Моделювання вибірки на отворі

швидкість охолодження при цьому залежить від значення коефіцієнта тепловіддачі β та температури T_S . Під час проведення обчислювального експерименту задавалися різні значення β та T_S . Внутрішній тиск при цьому з номінального зменшується до нуля зі швидкістю, яка дозволяє розглядати задачу у квазістатичному наближенні. Під час побудови скінченноелементного поділу області Ω' (див. рис. 1, 2) координати вузлів на отворі визначаємо чисельно. У випадку, коли в околі отвору є вибірка, її форму на отворі моделюємо кругом радіуса R_0 (рис. 4) з центром у точці $(x, z_0, 0)$. Зміну глибини вибірки на отворі уздовж її довжини задаємо сплайном, побудованим за параметрами l_0 (l_1, l_2, \dots) і відповідні заглиблення h_0, h_1, \dots (див. рис. 4). Аналогічно задаємо геометрію вибірки на внутрішній поверхні циліндра в околі отвору. При цьому глибина вибірки кусково-лінійно зменшується від значення h_b на отворі (при $z = r + h_0$) до нуля (при $z = r + h_0 + l_b$) (скінченноелементний поділ отвору й поверхні $y = 0$ з вибірками показано на рис. 5).

Результати обчислювального експерименту

Дослідження напружено-деформованого стану барабана для окреслених режимів і форм вибірок виконано з використанням скінченноелементного програмного забезпечення для комп'ютерного моделювання деформівних процесів у твердих тілах за дії комплексного навантаження з урахуванням пружно-пластичного характеру деформування та температурної залежності властивостей матеріалу [3]. Обчислювальні експерименти виконано для барабана (з термочутливої сталі 16ГНМ [4]) котла блоку № 1 Бурштинської ТЕС за таких параметрів: $R_1 = 0,805$ м; $R_2 = 0,9$ м; $r = 0,0645$ м; $L_z = 0,56$ м; $L_\phi = 0,13$ м.

Загалом, досліджено напружений стан в околі 68 отворів з технологічними вибірками. Встановлено, що максимальні напруження у циліндрі без вибірок за умов стаціонарної експлуатації ($p = 15,5$ МПа, $T_0 = 340$ °С) виникають на внутрішній поверхні в точці A' (рис. 3), в r -околі якої у поздовжньому напрямі маємо виражену концентрацію напружень (рис. 6). Поза цим околom у циліндрі практично реалізується безмоментний напружений стан, який виникає за цих же умов у довгій трубі таких же розмірів без отворів. За наявності вибірок в околі отворів концентрація напружень істотно зростає. Найнебезпечнішими є вибірки в околі отвору на тілі циліндра з внутрішньої поверхні. Зокрема, у випадку однієї з найбільших у розглядуваному барабані вибірок ($h_b = 8$ мм, $l_b = 110$ мм, $b_b = 25$ мм) в околі отвору маємо пластичне деформування (рис. 6). Після розвантаження у цьому околі виникають залишкові стискувальні напруження $\sim 30\%$ від межі пластичності σ_T (360 МПа [3]).

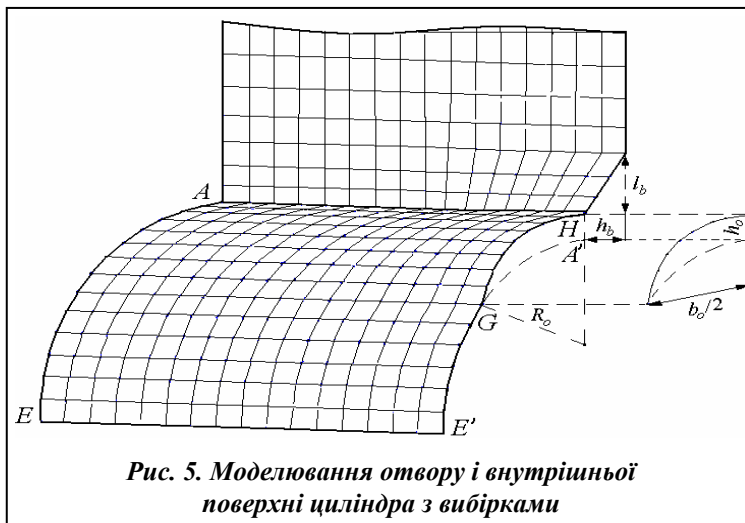
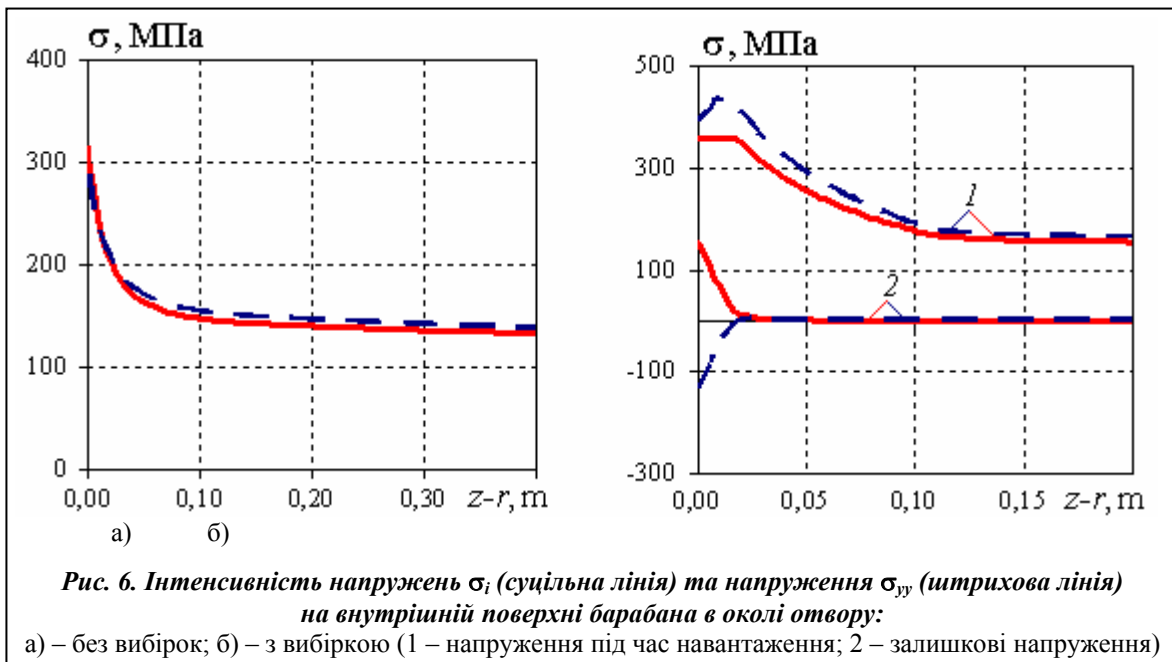


Рис. 5. Моделювання отвору і внутрішньої поверхні циліндра з вибірками

Амплітуда розрахункових напружень σ_a (дорівнює піврізниці максимальних і мінімальних напружень) за цикл пуску-зупинки котла для найбільшої вибірки становить $0,65\sigma_T$ за умови планових швидкостей зростання (спадання) температури і тиску – 5 °С/хв та $0,125$ МПа/хв відповідно. З втомних кривих



для сталі 16 ГНМ [5] (які пов'язують амплітуду напружень з кількістю допустимих циклів навантаження) відповідна кількість допустимих циклів планових пусків-зупинок $[N_{ss}] = 10300$ (за припущення, що коефіцієнт запасу $n = 3$ [5]). Тоді значення параметра накопиченої пошкоджуваності металу барабана для розглядуваного режиму [5]

$$A_{ss} = 2 \frac{n_{ss}}{[N_{ss}]} = 2 \frac{1315}{10300} = 0,255,$$

де $n_{ss} = 1315$ – зафіксована кількість циклів планових пусків-зупинок.

Внаслідок комп'ютерного моделювання деформування циліндра з різними вибірками на отворах запропоновано виконувати кругову рівномірну розточку отвору (див. рис. 3, б; штрихова лінія), радіус якої поступово зменшується уздовж вибірки (від $r + h_o$ на поверхні до r при кінцевій довжині l_o). Мова йде про вибірку у вигляді зрізаного конусу висотою, що дорівнює довжині вибірки. За такої розточки напруження практично не зростають у порівнянні з вихідним варіантом без вибірок.

Під час запуску котла на внутрішній поверхні барабана виникають стискувальні температурні напруження, які компенсують розтягувальні напруження від тиску. В режимі зупинки температурні напруження на внутрішній поверхні на початку є розтягувальні; сумарні напруження (силові й температурні) на цій поверхні завжди більші, ніж силові. За планової зупинки внаслідок обмежень на швидкості спадання температури і тиску температурна складова не вносить вклад в амплітуду напружень за цикл. Однак у разі аварійної зупинки саме температурні напруження є визначальними і можуть призводити до утворення тріщин на початковій стадії інтенсивного охолодження.

Обчислювальний експеримент для випадку аварійної зупинки виконано за умов, коли в циліндр з температурою 340 °С потрапляє вода з температурою 20 °С (задачу теплопровідності розв'язували з коефіцієнтом тепловіддачі 1250 Вт/м²/К). З самого початку шари металу з поверхні отворів і внутрішньої поверхні циліндра починають швидко охолоджуватись і, відповідно, зменшуватись в об'ємі. Цьому зменшенню перешкоджають сусідні шари, які охолоджуються повільніше. Внаслідок цього у приповерхневих шарах, через які інтенсивно йде теплообмін, виникають напруження розтягу. Уже на шостій секунді на внутрішній поверхні в околі отворів виникають розтягувальні напруження на межі пластичності. В результаті повільнішого охолодження віддалені від отворів і внутрішньої поверхні шари циліндра скорочуються у розмірах пізніше і, як наслідок, стягують швидко охолоджені шари отвору і внутрішньої поверхні, послаблюючи в них напруження розтягу і поступово наводячи

стискувальні напруження. Врешті решт після повного охолодження у приповерхневих шарах (з внутрішньої поверхні і отворів) циліндра виникають стискувальні залишкові напруження на рівні межі пластичності. За таких умов охолодження отримуємо $\sigma_a = 360$ МПа. За втомною кривою [4] відповідна кількість циклів навантаження $[N_{as}] = 2500$. Накопичена пошкоджувальність металу (що відповідає циклу «аварійних зупинок») [4]

$$A_{ss} = 0,08 \frac{n_{ss}}{[N_{ss}]} = 0,08 \frac{1315}{2500} = 0,88 \cdot 0,526 = 0,042.$$

Розглянутий режим аварійної зупинки достатньо жорсткий. За реальних умов навряд чи виникають такі перепади температур за товщиною барабана, як, наприклад, при $t = 81$ с (83 °С в околі отвору і 169 °С – у місцях, максимально віддалених від отворів). При коефіцієнті $\beta = 500$ Вт/м²/К і температурі середовища 240 °С, наприклад, зовсім не виникає пластичних деформацій. При цьому максимальний перепад температури за товщиною сягає 20 °С в околі отвору і 35 °С у віддалених від отвору місцях. Очевидно, що вклад такої зупинки в загальну накопичену пошкоджувальність буде нехтовно малим.

Гідравлічні випробування вносять незначний вклад в сумарне значення параметра накопиченої пошкоджувальності металу ($A_{ht} = 0,002$; $n_{ht} = 9$). Кількість допустимих циклів термоцикування під час стаціонарного режиму $[N_{tc}] > 10^{12}$ (за один термоцикл $\text{max} \sigma_a \leq 25$ МПа). Відповідно $A_{tc} = 0$.

Висновки

У результаті досліджень напружено-деформованого стану барабана встановлено, що сумарне значення параметра накопиченої пошкоджувальності металу барабана $A = A_{ss} + A_{as} + A_{ht} + A_{tc} \approx 0,3$ (найістотніший вклад у пошкоджувальність металу вносить режим планового “пуску-зупинки”). Зауважимо, що при використанні стандартної галузевої методики, побудованої на основі простих інженерних формул [5, 6], отримуємо завищені оцінки коефіцієнтів пошкоджувальності, згідно з якими розрахунковий ресурс в рази перевищував фактичний.

Обчислювальний експеримент також показав, що тріщини на внутрішній поверхні барабана найімовірніше виникають при виключенні котла, коли температурні й силові напруження є додатні і сумарні напруження зростають, особливо за умов аварійної зупинки.

Література

1. Дробенко Б. Д. Численное моделирование процессов деформирования элементов энергетического оборудования с эксплуатационными дефектами / Б. Д. Дробенко // Теорет. и прикл. механика. – 2010. – Вып. 1 (47). – С. 27–34.
2. Паспорт парового котла №18/ТП-100, изготовленного 06.02.1964 (регистр. № И696).
3. Моделивання та оптимізація в термомеханіці електропровідних неоднорідних тіл / Під заг. ред. Я. Й. Бурака, Р. М. Кушніра. Т. 4: О. Р. Гачкевич, Б. Д. Дробенко. Термомеханіка намагнечуваних електропровідних термочутливих тіл. – Львів: СПОЛОМ, 2010. – 256 с.
4. Либерман Л. Я. Свойства сталей и сплавов, применяемых в котлотурбостроении. Руководящие указания / Л. Я. Либерман, М. И. Пейсихис. Вып. 16. Ч. 1. – Л.: ОНТИ ЦКТИ им. И. И. Ползунова, 1966. – 220 с.
5. 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.
6. Туляков Г. А. Термическая усталость в теплоэнергетике / Г. А. Туляков. – М.: Машиностроение, 1978. – 199 с.

Надійшла до редакції
02.07.12