

ОБЧИСЛЮВАЛЬНИЙ ЕКСПЕРИМЕНТ З ВИЗНАЧЕННЯ ЦИКЛІЧНОЇ ДОВГОВІЧНОСТІ БАРАБАНА КОТЛА ТЕПЛОЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ

Б. Д. ДРОБЕНКО

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

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

Ключові слова: *комп'ютерне моделювання, циклічна довговічність, руйнування матеріалів, енергетичне обладнання, термпружностічність.*

Проблеми продовження термінів експлуатації елементів енергетичного обладнання – одні з найважливіших у вітчизняній енергетиці [1, 2], оскільки значна частина з них вже використала, або майже використала свій паспортний ресурс. За тривалої дії механічних навантажень, підвищеної температури, абразивного та корозивно-активного середовища у таких елементах утворюються різні дефекти і пошкодження, серед яких найнебезпечніші тріщини.

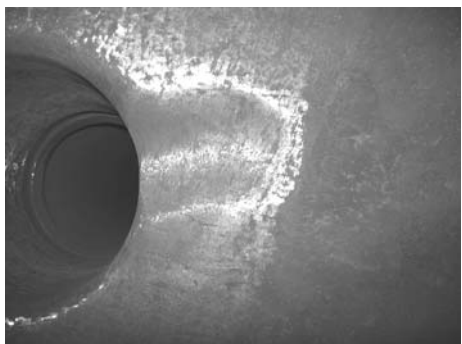


Рис. 1. Типова ремонтна вибірка в околі отвору барабана парового котла.

Fig. 1. The typical repair extractions near of the boiler drum hole.

У разі виявлення цих пошкоджень дієвим способом їх ліквідації є ремонтні вибірки – видалення частини металу разом із дефектною зоною (рис. 1). Після ремонту форма елементів енергообладнання стає доволі складною, а напружений стан в околі технологічних вибірок – істотно тривимірним. 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 їх експлуатаційного ресурсу і можливостей подальшого використання.

Розроблене на основі сучасних математичних моделей і методів програмне забезпечення дає можливість у стислі терміни проаналізувати поведінку того чи іншого конструктивного елемента з пошкодженнями чи ремонтними вибірками металу за експлуатаційних умов та отримати адекватну експертну оцінку запасу його міцності. Ці дані використовують, приймаючи рішення про можливість тимчасового продовження експлуатації чи заміни структурних елементів, а також для рекомендацій щодо відповідних ре-

монтних заходів (вибору раціональних за напруженнями геометричних параметрів вибірок) та режимів подальшого використання.

Нижче подано результати дослідження напружено-деформованого стану у діючому барабані парового котла високого тиску Бурштинської ТЕС на післяремонтній стадії за робочих параметрів експлуатації в межах неізотермічної термопружнопластичності. Встановлено значення параметра накопиченої пошкоджуваності металу барабана за режимів стаціонарної експлуатації, планового пуску-зупинки, гідравлічних випробувань та аварійної зупинки котла. За неповної чи відсутньої інформації про чинники впливу розглянуто варіанти найбільш жорсткої їх дії на напружений стан барабана і, відповідно, максимальний вклад у показник пошкоджуваності металу. Тому значення окремих складових параметра пошкодження отримані з певним запасом.

За розрахункову модель 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 . Припускаємо, 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. 2) залежно від симетрії вибірок. Зокрема, за їх відсутності за розрахункову приймаємо область Ω' (рис. 2 і 3), 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, а A', B', C', D', E' – внутрішній). При цьому на поверхнях $EDD'E'$ та $ABB'A'$ задані умови $u_z = 0$ та $u_y = 0$, відповідно, а на площині $CDD'C'$ – умова симетрії $u_\phi = 0$ (для кутового переміщення у циліндричній системі координат (r, ϕ, z) до якої віднесений циліндр).

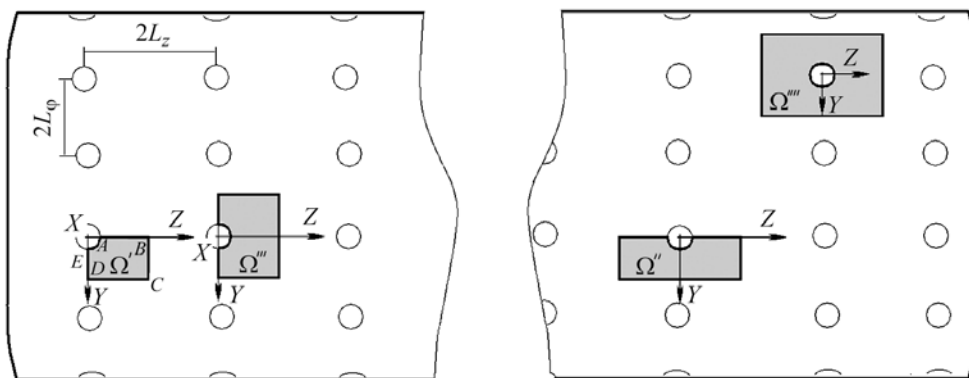


Рис. 2. Розрахункова модель барабана парового котла високого тиску.

Fig. 2. A computational model of the high pressure boiler drum.

На отворах і на внутрішній поверхні барабана в околі отворів можливі вибірки глибиною h , шириною b і довжиною l (рис. 4). Індеси b та o – параметри вибірок на тілі барабана й на отворі відповідно, а індеси f та t вказують на розташування вибірок (умовно перед чи після конкретного отвору у прийнятій схемі їх нумерації).

Загалом задача про визначення напруженого стану циліндра за умов експлуатації полягає у встановленні просторово-часового розподілу температури, а також переміщень, деформацій і напружень з нестационарного тривимірного рівняння теплопровідності та повної системи рівнянь неізотермічної термопружнопластичності [3] за відповідних початкових і крайових умов.

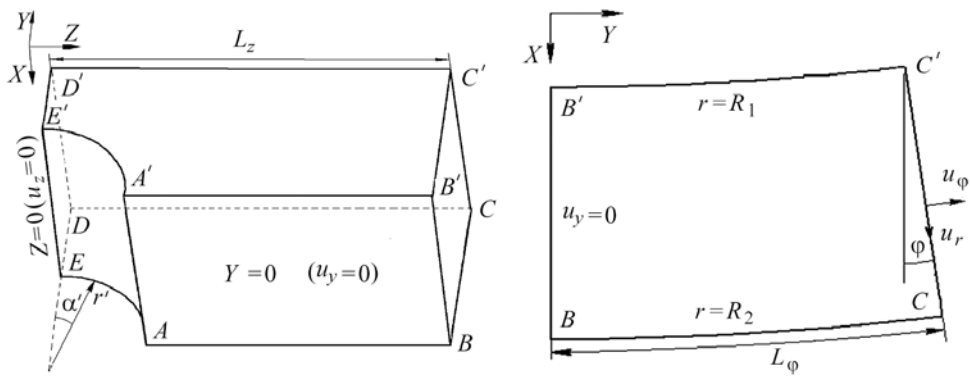


Рис. 3. Розрахункова область (з урахуванням умов симетрії).

Fig. 3. Calculated area (with the account of symmetry conditions).

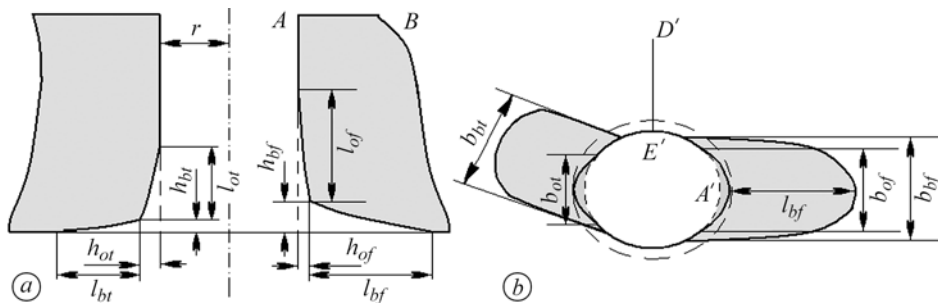


Рис. 4. Параметри технологічних вибірок на тілі барабана (а) і на отворах (б).

Fig. 4. Extraction parameters on the drum (a) and holes (b).

Для планового пуску на внутрішній поверхні циліндра (рис. 3; $A'B'C'D'E'$) й отвору ($AEE'A'$) задаємо додатково (до зазначених вище умов симетрії) тиск p , який монотонно (зі сталою швидкістю) зростає від нульового до номінального (15,5 МПа), а також умову конвективного теплообміну із зовнішнім середовищем, температура якого теж зі сталою швидкістю зростає від 20°C до 340°C. 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 з тими ж швидкостями монотонно спадають.

Під час стаціонарного режиму роботи температура внутрішньої поверхні барабана повільно коливається в околі температури $T_0 = 340^\circ\text{C}$ з амплітудою 20°C і частотою $\omega = 6,686 \text{ h}^{-1}$ (термоциклування) за внутрішнього тиску $p = 15,5 \text{ МПа}$.

Початкова і крайові умови за моделювання гідравлічних випробувань збігаються з умовами стаціонарного режиму експлуатації за сталої температури. Внутрішній тиск – на 25% більший ($p = 19,4 \text{ МПа}$).

Досліджуючи зупинку роботи котла в аварійному режимі, приймаємо, що циліндр починає охолоджуватись від температури $T_0 = 340^\circ\text{C}$ шляхом конвективного теплообміну (з внутрішньої поверхні та отворів) із середовищем, температура якого T_S . Зазначимо, що швидкість охолодження при цьому залежить від значення коефіцієнта тепловіддачі β та температури T_S , які під час розрахунків

задаємо різними, а внутрішній тиск з номінального зменшується до нуля зі швидкістю, яка дає змогу розглядати задачу у квазістатичному наближенні.

Під час побудови скінченноелементного поділу області Ω' (див. рис. 2, 3) координати вузлів на отворі визначаємо числово. Коли в околі отвору є вибірка, її форму моделюємо кругом радіуса R_0 (рис. 5) з центром у точці $(x, z_0, 0)$. Зміну глибини вибірки на отворі уздовж її довжини задаємо сплайном, побудованим за такими параметрами, як довжина вибірки l_0 , l_1 , l_2 , ... і відповідні заглиблення h_0 , h_1 , ... (рис. 5). Так само 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 $z = r + h_0 + l_b$) (схематично скінченноелементний поділ отвору й поверхні $y = 0$ з вибірками показано на рис. 6).

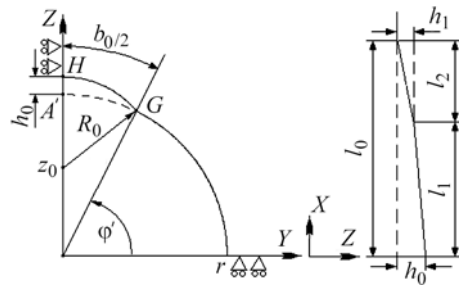


Fig. 5. Моделювання вибірки на отворі.

Fig. 5. Simulation of an extraction on the hole.

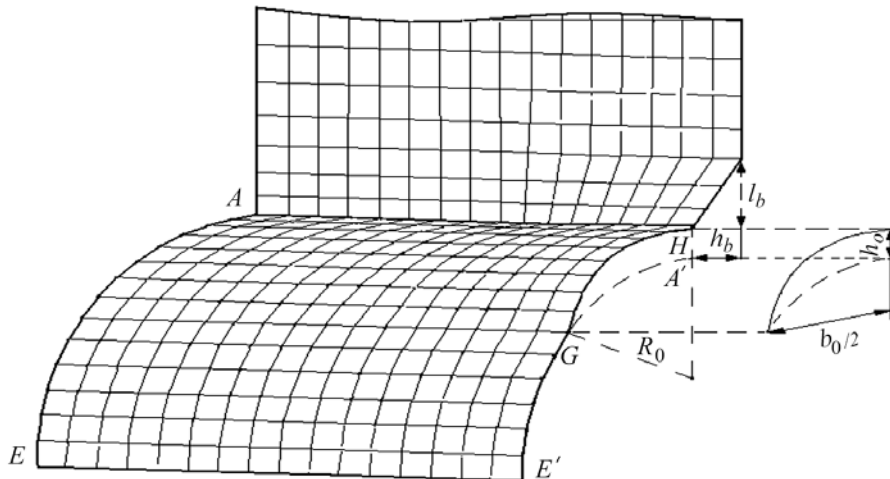


Рис. 6. Моделювання отвору і внутрішньої поверхні циліндра з вибірками.

Fig. 6. Simulation of a hole and a cylinder internal surface with extractions.

Досліджено напружено-деформований стан барабана для окреслених режимів 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 СТ № 1 Бурштинської ТЕС за таких параметрів:

$$R_1 = 0,805 \text{ m}; R_2 = 0,9 \text{ m}; r = 0,0645 \text{ m}; L_z = 0,56 \text{ m}; L_\phi = 0,13 \text{ m}.$$

Загалом досліджено напружений стан в околі 68 отворів з технологічними вибірками. Встановлено, що максимальні напруження у циліндрі без вибірок за стаціонарної експлуатації ($p = 15,5 \text{ МПа}$, $T = 340^\circ\text{C}$) виникають на внутрішній поверхні в точці A' (див. рис. 3), в r -околі якої у поздовжньому напрямі маємо ви-

ражену концентрацію напружень (рис. 7а). Поза цим околom у циліндрі практично реалізує себе безмоментний напружений стан, який виникає за цих же умов у довгій трубі такого ж розміру без отворів. За вибірок в околі отворів концентрація напружень істотно зростає. Найнебезпечніші – в околі отвору на тілі циліндра з внутрішньої поверхні. Зокрема, для найбільшої у розглядуваному барабані вибірки ($h_b = 8 \text{ mm}$; $l_b = 110 \text{ mm}$; $b_b = 25 \text{ mm}$) в околі отвору маємо пластичне деформування (рис. 7b). Після розвантаження там виникають залишкові стискувальні напруження $\sim 30\%$ від межі пластичності σ_T (360 МПа [4]).

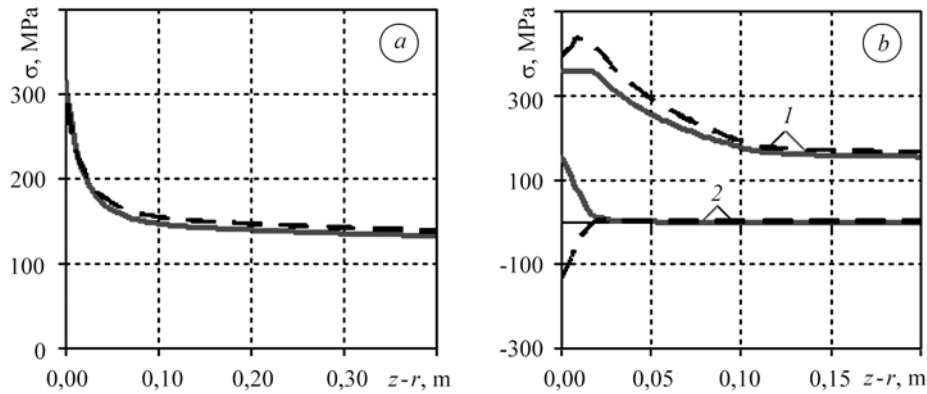


Рис. 7. Інтенсивність напружень σ_i (суцільна лінія) та напруження σ_{yy} (штрихова лінія) на внутрішній поверхні барабана в околі отвору без вибірок (а) і з вибіркою (b): 1 – напруження під час навантаження; 2 – залишкові напруження.

Fig. 7. Stress intensity σ_i (solid line) and stresses σ_{yy} (dashed line) on the drum internal surface near the hole without (a) and with (b) extractions: 1 – loading stresses; 2 – residual stresses.

Амплітуда напружень σ_a (рівна 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 – $5^\circ\text{C}/\text{min}$ та $0,125 \text{ MPa}/\text{min}$, відповідно. Втомні криві для сталі 16 ГНМ [5], які пов'язують амплітуду напружень з кількістю допустимих циклів навантаження, свідчать, що відповідна кількість допустимих циклів планових пусків-зупинок $[N_{ss}] = 10300$. Тоді значення параметра накопиченої пошкоджуваності металу барабана для розглядуваного режиму [5]

$$A_{ss} = 2 \frac{n_{ss}}{[N_{ss}]} = 2 \frac{1315}{10300} = 0,255, \quad (1)$$

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

Зауважимо, що максимальні напруження в зоні вибірки на тілі барабана суттєво залежать від її ширини. Її збільшення в околі отвору сприяє зменшенню концентрації напружень у цій зоні. Зокрема, для розглянутої найбільшої вибірки за сумірної з діаметром отвору ширини ($b_b = 130 \text{ mm}$) пластичне деформування в її околі відсутнє. Відповідно для циклу планових пусків-зупинок за такої ширини вибірки $\sigma_a \leq 0,5\sigma_T$.

Внаслідок комп'ютерного моделювання деформування циліндра з різними вибірками на отворах запропоновано виконувати кругове рівномірне розточення отвору (див. рис. 4b; штрихова лінія), радіус якого поступово зменшується уздовж вибірки (від $r + h_0$ на поверхні до r за кінцевої довжини l_0). Мова йде про вибірку

у вигляді зрізаного конуса висотою рівною довжині вибірки. За такого розточення напруження практично не зростають порівняно 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 температурна складова не впливає на амплітуду напружень за цикл. Однак, у разі аварійної зупинки саме температурні напруження є визначальні і можуть призводити до утворення тріщин на початковій стадії інтенсивного охолодження.

Обчислювальний експеримент для аварійної зупинки виконано за умов, коли в циліндр з температурою 340°C потрапляє вода з температурою 20°C (задачу теплопровідності розв'язували з коефіцієнтом тепловіддачі 1250 Wt/m²/K). З 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 швидкоохолоджені шари отвору і внутрішньої поверхні, послаблюючи в них напруження розтягу і поступово створюючи стискувальні напруження. Після повного охолодження у приповерхневих шарах (з внутрішньої поверхні і отворів) циліндра виникають стискувальні залишкові напруження на рівні межі пластичності. За таких умов отримуємо $\sigma_a = 360$ МПа. За втомною кривою [5] кількість циклів навантаження $[N_{as}] = 2500$. Накопичена пошкоджуваність металу, що відповідає циклу аварійних зупинок [5], така:

$$A_{as} = 0,08 \frac{n_{ss}}{[N_{as}]} = 0,08 \frac{1315}{2500} = 0,08 \cdot 0,526 = 0,042. \quad (2)$$

Розглянутий режим аварійної зупинки достатньо жорсткий. За реальних умов навряд чи виникають такі перепади температур по товщині барабана, як, наприклад, при $t = 81$ s (83°C в околі отвору і 169°C – у місцях максимально віддалених від отворів). За коефіцієнта $\beta = 500$ Wt/m²/K і температури середовища 240°C зовсім не виникає пластичних деформацій. При цьому максимальний перепад температури по товщині сягає 20°C в околі отвору і 35°C у віддалених від отвору місцях. Очевидно, що вплив такої зупинки на загальну накопичену пошкоджуваність буде нехтовно малий.

Гідралічні випробування незначно впливають на сумарне значення параметра накопиченої пошкоджуваності металу ($A_{ht} = 0,002$; $n_{ht} = 9$). Кількість допустимих циклів термоцикування під час стаціонарного режиму $[N_{tc}] > 10^{12}$ (за один термоцикл $\max \sigma_a \leq 25$ МПа). Відповідно $A_{tc} = 0$.

У результаті досліджень напружено-деформованого стану барабана встановлено, що сумарне значення параметра накопиченої пошкоджуваності металу барабана $A = A_{ss} + A_{as} + A_{ht} + A_{tc} \approx 0,3$ (найістотніше впливає на пошкоджуваність металу режим планового пуску-зупинки).

Обчислювальний експеримент показав, що тріщини на внутрішній поверхні барабана найімовірніше виникають під час виключення котла, коли температурні й силові напруження додатні, особливо за умов аварійної зупинки.

Зауважимо, що за стандартною галузевою методикою, побудованою на основі простих інженерних формул для оболонок і стрижнів, отримано завищені оцінки напруженого стану, які у деяких випадках відрізнялись в рази.

ВИСНОВКИ

Досліджено напружено-деформований стан барабана котла СТ № 1 Бурштинської ТЕС за умов експлуатації з урахуванням фізично нелінійного деформування та реальної геометрії барабана і технологічних вибірок. На основі цього обчислено значення параметра накопиченої пошкоджуваності металу барабана за час його використання. Отримані результати покладено в основу рекомендацій щодо ремонту барабана для подовження його експлуатації.

РЕЗЮМЕ. Рассмотрены результаты конечно-элементного моделирования напряженного состояния действующего барабана котла высокого давления в условиях эксплуатации с учетом упругопластического характера деформирования, реальной геометрии и выборок металла. Определено значение параметра накопленной поврежденности металла барабана при режимах стационарной эксплуатации, планового пуска-остановки, гидравлических испытаний и аварийной остановки котла.

SUMMARY. The finite element simulation results of a stress state of the high pressure steam boiler drum under operation conditions are considered. The elastic-plastic deformation and the real geometry and material extractions are taken into account too. The parameter value of accumulated damaging for the drum metal during stationary operation conditions, planned start-stop, hydraulic test and emergency stop is determined using these results.

1. *Механіка руйнування та міцність матеріалів: Довідн. пос. / Під заг. ред. В. В. Панасюка.* – К.: Академперіодика, 2005. – Т. 8. – 542 с.
2. *Мелехов Р. К., Похмурський В. І.* Конструкційні матеріали енергетичного обладнання. – К.: Наук. думка, 2003. – 384 с.
3. *Моделювання 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., Пейсихис М. И.* Свойства сталей и сплавов, применяемых в котлотурбостроении. Руководящие указания. 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.

Одержано 27.05.2011