ДИНАМІКА ТА МІЦНІСТЬ МАШИН

УДК 621.165.62-192

СFD-МОДЕЛЬ ТЕПЛОВОГО I ТЕРМОНАПРУЖЕНОГО СТАНУ БАРАБАНУ КОТЛА ДКВР-10-13

¹ О. Ю. Черноусенко, д-р техн. наук <u>chernousenko20a@gmail.com</u> ORCID: 0000-0002-1427-8068

¹А. Ю. Рачинський,

канд. техн. наук arturrachinskiy@gmail.com ORCID: 0000-0001-6622-1517

^{1,2} О. В. Баранюк,

канд. техн. наук olexandr.baranyuk@gmail.com ORCID: 0000-0001-6008-6465

¹ Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» 03056, Україна, м. Київ, пр. Берестейський, 37

² Інститут теплоенергетичних технологій НАН України 04070, Україна, м. Київ, вул. Андріївська, 19

Актуальність роботи підтверджується наявністю проблем, які виникають при експлуатації барабанів енергетичних котлів. Внаслідок впливу високого тиску, підвищеної температури, циклічних навантажень і корозійноактивного середовища можуть виникати різні дефекти і пошкодження, такі, як тріщини, втомні руйнування, корозія та інші. Це у змозі спричинити аварії та навіть призвести до катастрофічних руйнувань, які загрожують безпеці й ефективності роботи котельних агрегатів. З огляду на це для забезпечення безпеки й надійності роботи обладнання важливо проводити регулярні інспекції, технічне обслуговування й ремонт. Роботи з продовження терміну безпечної експлуатації котла, який відпрацював призначений строк служби, здійснюються відповідно до затверджених в Україні положень СОУ 40.1-21677681-02:2009 які рекомендують проводити розрахунки на міиність елементів котельних агрегатів і які можна виконати засобами сучасних CFD-методів обчислювальної гідродинаміки (Computation Fluid Dynamics). Представлена робота присвячена CFD-моделюванню терамонапруженго стану барабан-сепаратора, встановленого над паливнею котла типу ДКВР-10-13, яка оснащена пальниками, що працюють за допомогою струменево-нішевої технології. Пальники відрізнялися типом подачі палива. До одного з пальників паливо подається крізь прямокутні щілини, до іншого – через розташовані в ряд круглі отвори. Повітря в обидва пальники подається через прямокутні щілини. Дослідження виконувалося для двох режимів роботи котельного агрегату – номінального і на 60% потужності за допомогою чисельних методів при використанні пакета прикладних програм ANSYS-Fluent. Об'єктом дослідження є барабан котла типу ДКВР-10-13 з усіма ослаблюючими отворами. Предметом дослідження є процеси термічної міцності оболонкової конструкції, яка притаманна барабану котла, внаслідок впливу тиску, температури і теплового потоку від розжарених газів, що рухаються в паливні котла, оснащеної струменево-нішевими пальниками при номінальному й 60 %-му тепловому навантаженні. Визначено, що паспортної товщини стінки 10 мм для барабана котла ДКВР-10-13 як при номінальному, так і при 60% тепловому навантаженнях цілком достатньо, щоб забезпечити міцність барабану, оскільки різниця між найбільшою і найменшою температурою на поверхні барабана знаходиться в межах 30 °С. Причому при газороздачі крізь круглі отвори температурне поле стінки барабана є більш рівномірним, ніж у випадку подачі палива крізь прямокутні щілини. Максимальне еквівалентне напруження по Мізесу, що виникає між рядами отворів на барабані, досягає 75 МПа. Також визначено, що максимальна деформація стінок барабана становила 1,1 мм, що не зможе призвести до руйнації і розриву барабана під внутрішнім тиском.

Ключові слова: газороздача, струменево-нішева технологія, ANSYS-Fluent, термічні напруження, газоподібне паливо, горіння, метан, паливня котла.

Вступ

На сьогоднішній день у більшості опалювальних котелень, які вводилися в експлуатацію в 60– 70-х роках минулого століття, використовують парові котли типу ДКВР. Усі вони пропрацювали понад 40 років і дуже давно виробили свій ресурс. Для того, щоб вони продовжували працювати, у котлах знижено робочий тиск до 0,6–0,8 МПа, а реально при експлуатації на багатьох котлах підтримується тиск 1–2 атм. Робота парових котлів на таких низьких тисках негативно позначається на стійкості циркуляції через зниження температури насичення й збільшення частки пароутворення. В екранних трубах

Статтю ліцензовано на умовах Ліцензії Creative Commons «Attribution» («Атрибуція») 4.0 Міжнародна. © О. Ю. Черноусенко, А. Ю. Рачинський, О. В. Баранюк, 2025

DYNAMICS AND STRENGTH OF MACHINES

відбувається інтенсивне утворення накипу і підвищується ймовірність перепалу труб. Крім того, під час роботи котла на тиску від 1 до 3 атм через низьку температуру насичення необхідно відключати чавунний водяний економайзер, оскільки в ньому може виявлятися пароутворення, що є неприпустимим за умов надійної роботи. Усе вказане призводить до того, що ККД цих парових котлів не перевищує 80– 82%, а в деяких випадках, коли труби сильно забруднені, ККД котла зменшується до 70–75%. З огляду на це такі котли потребують проведення регулярних технічних оглядів, а отже, їх переводять у водогрійний режим. Після закінчення нормативного строку експлуатації водогрійних котлів продовження їх ресурсу здійснюється на підставі висновку експертизи промислової безпеки. У зв'язку з цим відповідно до Постанови Кабінету Міністрів України від 26 травня 2004 р. № 687 «Про затвердження порядку проведення огляду, випробування та експертного обстеження (технічного діагностування) машин, механізмів, устаткування підвищеної небезпеки» (НПАОП 0.00-8.18) і НПАОП 0.00-1.08 «Правила будови і безпечної експлуатації парових та водогрійних котлів» введено в дію стандарт «Порядок продовження терміну експлуатації барабанів котлів високого тиску» [1]. Він встановлює парковий ресурс (встановлений строк експлуатації) барабанів котлів високого тиску, визначає основні вимоги до порядку виконання їх технічного діагностування, а також норми і критерії оцінки якості елементів барабанів при продовженні строку їх експлуатації після відпрацювання паркового ресурсу.

Призначений строк служби водогрійних котлів у випадку, коли підприємства-виробники не вказали їх у паспорті котла, становить 16 років. Серед обладнання котла окремо слід відзначити барабансепаратори, які є надзвичайно важливою і коштовною частиною котельного обладнання. Роботи з продовження безпечної експлуатації котла, який відпрацював встановлений строк служби, проводяться відповідно до положень [1] і містять розрахунки на мішність елементів. Ці розрахунки можна виконати засобами числового моделювання. Наприклад, у роботі [2] представлено математичну модель для опису динаміки барабанного рівня котла з природною циркуляцією. Котел-барабан поділено на дві частини: верхня містить насичену пару, тоді як нижня – суміш пара/вода. Співвідношення пари в такій суміші визначається у згаданій роботі як об'ємне співвідношення пари. У той саме час рівняння балансу застосовуються до барабана. Отримані рівняння використовуються для моделювання барабанного рівня. Важливість отриманої моделі пояснюється можливістю прямого моделювання рівня барабана, який зазвичай обчислюється в автономному режимі за допомогою емпіричних формул і припущень. Результати [2] показують, що ідеальний регулятор рівня неможливо спроєктувати без відповідного моделювання, а від нього залежить безпечна робота котлів. У роботі [3] автори застосовують методи нелінійного моделювання для оцінки динаміки барабана котла в термінах нелінійної моделі, яка є однією з важливих вимог для розробки схем контролю рівня води в барабані. Дослідження проводилися для котла потужністю 210 МВт.

Проте під час роботи парового котла дуже важливо оцінити численні сценарії аварій у реальних умовах підприємства [4]. Вважаємо, що використання реалістичних комп'ютерних кодів, таких як RELAP5/Mod3.2, допоможе зрозуміти теплогідравлічну поведінку установки в нормальних і аварійних умовах.

Автори [5] досліджували довготривалість малоциклічної втоми парового барабана котла з наддувом. Вони запропонували спрощений обчислювальний метод, який може бути застосовано для розрахунку змінного діапазону напружень парового барабана котла з наддувом. Даний метод обчислення (порівняно з китайським стандартним методом обчислення) може не тільки зменшити обчислювальне навантаження, а й значно спростити кроки обчислення.

У зарубіжній літературі достатньо мало інформації щодо подовження ресурсу котельного обладнання радянської доби. Тому найбільш близькою до представленої роботи є робота авторів [6, 7], присвячена розробці методики дослідження можливості подальшої експлуатації барабанів котелень теплових електростанцій після вичерпання їх паркового ресурсу. Автори на основі методу розрахунку просторово-тривимірних коефіцієнтів термопружності за допомогою скінчено-елементного аналізу запропонували методику комп'ютерного моделювання процесів деформування барабана котла високого тиску за різних режимів його роботи. Вказана методика дозволить встановити залишковий ресурс роботи барабанів котлоагрегатів теплових електростанцій і намітити шляхи їх більш економічної експлуатації. Важливо додати, що автори [6, 7] досліджували барабан котла високого тиску системи ТП-100 Бурштинської ТЕС (рис. 1).

ДИНАМІКА ТА МІЦНІСТЬ МАШИН

Найбільш радикальним методом є заміна головного сепаратора паросилових котлів, але завдяки ньому забезпечується максимальний строк їх служби. Його вивченню присвячена робота [8], де з техніко-економічної точки зору проаналізовано можливі технічні рішення щодо заміни відпрацьованих барабанних котлів. Для заміни сепаратора обрано три варіанти: аналогічний барабан з імпортної сталі WB36; альтернативний варіант із невеликим барабаном і банком



виносних циклонів; безбарабанний варіант, заснований на багатоступеневому циклі випаровування і банку циклонів. Матеріали, які зараз використовуються в сепараторах, тобто 16GNM і 16GNMA, порівнюються з імпортованою сталлю WB36. Встановлено, що кожен варіант має свої переваги й недоліки, які слід аналізувати за такими параметрами: маса й габаритні розміри; передбачувана потреба в підйомному обладнанні; гідравлічні втрати; передбачувані зміни в автоматичному котельному обладнанні;

відносні витрати, пов'язані з проєктуванням, аналізом і управлінням ризиками.

Як свідчить вивчення доступної літератури, для аналізу пошкоджуваності і подовження ресурсу барабанів енергетичних котлів неможливо придумати універсальну методику, яка підходитиме всім типам барабанів.

Мета та завдання дослідження

Метою роботи є розрахункове дослідження теплового й напружено-деформованого стану барабану водогрійного котла типу ДКВР 10-13.

Для досягнення поставленої мети вирішувалися такі завдання, як:

– розробка моделі паливні й частини барабан-сепаратора котла типу ДКВР-10-13, яка передбачає оснащення пальниками різної конфігурації;

– розробка моделі щільового пальника й пальника, що виготовлявся з використанням струменево-нішевої технології;

 – дослідження теплового й напружено-деформованого стану барабану котла з врахуванням впливу на дно барабану факелів полум'я від щільового пальника і пальника, що виготовлявся з використанням струменево-нішевої технології.

Об'єкти дослідження та особливості скінчено-елементних моделей

Програмне забезпечення ANSYS для розрахунку міцності дозволяє вирішувати складні інженерні завдання й приймати більш якісні і швидкі проєктні рішення. За допомогою вирішувачів аналізу методом кінцевих елементів (FEA), доступних у пакеті, існує можливість налаштовувати й автоматизувати вирішення проблем механіки конструкцій і параметризувати їх для аналізу кількох сценаріїв проєктування.

Представлена робота є продовженням досліджень [9], на основі яких визначено теплові потоки від розжарених димових газів, які рухаються в паливні котла ДКВР-10-13 на днище барабан-сепаратора, що знаходиться над паливнею ДКВР-10-13 (рис. 2). Скінченно-елементна сітка СFD-моделі барабан-сепаратора тетраедрична, оскільки розробники ANSYS [10] рекомендують для моделювання термонапруженого стану конструкцій використовувати саме тетраедричну сітку.



Рис. 2. Температурне поле барабана котла ДКВР-10-13 (a) і скінченоелементна сітка барабана з відображенням температурного поля стінки барабана, яка контактує з розжареними газами, що рухаються в паливні котла (б)

Незалежність рішення від щільності розрахункової сітки була досягнута шляхом багаторазового обрахунку температурного поля барабану залежно від кроку між вузлами розрахункової сітки. Крок між вузлами сітки змінювали доти, доки змінювалися вид і значення поля температур. Визначено, що оптимальним значенням відстані між вузлами сітки моделі (рис. 2) є значення 3 мм, оскільки подальше зменшення відстані між вузлами при одночасному збільшенні кількості скінчених елементів не призведе до зміни розподілу температурного поля барабана. Отже, максимальна кількість вузлів моделі досягла 200 тис., що є цілком допустимим при використанні версії ANSYS-Student.

Як граничні умови на внутрішній поверхні барабана задавався розподіл коефіцієнта тепловіддачі (рис. 3, а) і температур (рис. 3, б) залежно від окружної координати θ, які обиралися згідно з рекомендаціями [11]. Також на внутрішній поверхні задавався рівномірний розподіл тиску 1,4 МПа, відповідно до паспорта котла. Зовнішня поверхня барабана теплоізольована. Температура повітря, що оточує барабан, прийнята рівною 40 °С.

На стінку барабана, яка контактує з розжареними газами, що рухаються в паливні котла (рис. 2,б), конвертувалися розподіли температур (рис. 4) і локальних теплових потоків (рис. 5, 6).

Слід відмітити, що температурне поле барабана (рис. 4) змінюється в межах 30 °С, причому при газороздачі крізь круглі отвори воно ϵ більш рівномірним.



Рис. 3. Графік зміни коефіцієнта тепловіддачі в окружному напрямку (а) і температура внутрішньої поверхні барабана (б)



Рис. 4. Розподіл температур як в об'ємі паливні, так і на стінці барабана, яка контактує з розжареними газами, при номінальному тепловому навантаженні для випадку, коли в струменевонішевому пальнику паливо подається через ряд круглих отворів (а) і при подачі палива крізь прямокутні щілини (б)



Рис. 5. Розподіл локальних теплових потоків на стінці барабана, яка контактує з розжареними газами, що рухаються в паливні котла, оснащеній струменево-нішевими пальниками, у яких паливо подається через ряд круглих отворів при номінальному тепловому навантаженні (а) і при роботі на 60% потужності (б)



Рис. 6. Розподіл локальних теплових потоків на стінці барабана, яка контактує з розжареними газами, що рухаються в паливні котла, оснащеній струменево-нішевими пальниками, у яких паливо подається крізь прямокутні щілини при номінальному тепловому навантаженні (а) та при роботі на 60% потужності (б)

Результати моделювання засобами ANSYS представлені у вигляді розподілів параметра Total deformation і напруження за Misecom. *Total deformation* (загальна деформація) – це скалярна величина значення деформації за всіма осями координат

$$U_{total} = \sqrt{U_x^2 + U_y^2 + U_z^2}$$

Stress (напруження): *equivalent* (*von-Mises*) – еквівалентне напруження (за фон Мізесом) – величина напруження, основана на теорії Мізеса-Хенкі, також відомої як теорія енергії формозміни. Теорія стверджує, що пластичний матеріал починає пошкоджуватися в тих місцях, де напруження за Мізесом σ_v стає рівним граничному напруженню σ_y або більшим за нього: $\sigma_v \ge \sigma_y$.

Напруження за Мізесом розраховується із головних складових напруження (формула написана за відсутності напружень зсуву)[10]

$$\sqrt{\left[\frac{(\sigma_{1} - \sigma_{2})^{2} + (\sigma_{2} - \sigma_{3})^{2} + (\sigma_{3} - \sigma_{1})^{2}}{2}\right]} = \sigma_{v}$$

Для моделювання матеріалу барабана використовувалася марка сталі 12X1МФ.

Результати моделювання напружено-деформованого стану барабану котла ДКВР-10-13 залежно від типу газороздачі в пальнику і рівня теплового навантаження котла

Результат моделювання представлений на рис. 7-10. Як свідчать наведені рисунки, розподіл полів напружень має суттєво неоднорідний характер. Концентрація напружень відбувається на внутрішній частині поверхні труби в місці її найбільшої кривизни. Рівень напружень, що виникають у навантаженому елементі, знаходиться в межах 50–100 МПа. шо значно нижче допустимого напруження ([σ]≤540 МПа для сталі 12X1MФ), при заданій температурі.

Як видно з рис. 7– 10, розподіли напружень і деформацій майже не відрізняються, що свідчить про відсутність видимого впливу типу газороздачі в пальнику на термонапружений стан барабана. На всіх наведених рисунках найбільше напруження виникає



Рис. 7. Розподіл напружень за Мізесом (а) і загальної деформації стінок барабана (б), що розміщений над паливнею котла, оснащеного струменево-нішевими пальниками, у яких паливо подається через ряд круглих отворів при номінальному тепловому навантаженні



Рис. 8. Розподіл напружень за Мізесом (а) і загальної деформації стінок барабана (б), розміщеного над паливнею котла, оснащеного струменево-нішевими пальниками, у яких паливо подається через ряд круглих отворів при роботі на 60% потужності



Рис. 9. Розподіл напружень за Мізесом (а) і загальної деформації стінок барабана (б), що розміщений над паливнею котла, оснащеного струменево-нішевими пальниками, у яких паливо подається крізь прямокутні щілини при номінальному тепловому навантаженні

DYNAMICS AND STRENGTH OF MACHINES

поблизу ослабляючих отворів діаметра 100 мм, що відповідають опускним трубам для нижнього роздаткового колектора. Поблизу ряду отворів, розташованих v шаховому порядку і які відповідають трубам бічних екранів, напруга досягає лише 25 МПа. Аналізуючи розподіл деформації стінок барабана, вкажемо, що внаслідок дії тиску і нагрівання матеріал «вигинається» між рядами отворів, а, власне, область оболонки барабана з рядами отворів «вгинається» в середину барабана. Отже, у даному контексті ряд цих отворів може відігравати роль так званого ребра жорсткості. Проте максимальна деформація стінок барабана при діючому напруженні 75 МПа



Рис. 10. Розподіл напружень за Мізесом (а) і загальної деформації стінок барабана (б), розміщеного над паливнею котла, оснащеного струменево-нішевими пальниками, у яких паливо подається крізь прямокутні щілини при роботі на 60% потужності



Рис. 11. Деформований стан барабана котла ДКВР-10-13 при збільшенні внутрішнього тиску з 1,4 МПа до 280 МПа (а) і розподіл еквівалентних напружень по Мізесу в перерізі стінки барабана (б)

становить 1,1 мм, що не зможе призвести до руйнації і розриву барабана під внутрішнім тиском.

На підтвердження сказаного на рис. 11, а приведено деформований стан поперечного перерізу барабана внаслідок дії внутрішнього тиску і температур. Потовщена лінія чорного кольору відповідає реальному зображенню деформації моделі барабана котла. Зображення в кольорі відображає, як буде виглядати деформація поверхні барабана, якщо внутрішній тиск збільшити у 200 разів. Як видно на рис. 11, а, поверхня барабана «вгинається» в середину в місці розташування ряду отворів. Якщо є область «вгинання поверхні», то будуть і області, де стінка «вигинається» – між рядами отворів. При паспортному внутрішньому тиску теплоносія в барабані максимальна деформація становить 1,1 мм.

У поздовжньому перерізі барабана (рис. 11, б) найбільш навантаженою є область переходу циліндричної частини оболонки барабана в еліптичну. Проте при діючому внутрішньому тиску 1,4 МПа паспортної товщини стінки 10 мм цілком достатньо, щоб забезпечити міцність барабана.

Висновки

1. Температурне поле стінки барабана, яка контактує з розжареними газами, що рухаються в паливні котла, оснащеній струменево-нішевими пальниками, у яких паливо подається крізь прямокутні щілини, змінюється в діапазоні 290–322 °С, а для пальників, в яких паливо подається через ряд круглих отворів – у діапазоні 358–388 °С. Причому при газороздачі крізь круглі отвори температурне поле стінки барабана більш рівномірне, ніж у випадку подачі палива крізь прямокутні щілини. Це свідчить про більш сприятливі умови для забезпечення міцності барабана.

2. Тип газороздачі впливає на рівень теплових потоків від розжарених газів, що рухаються в паливні котла. Тепловий потік над паливнею, оснащеною струменево-нішевими пальниками, у яких паливо подається крізь прямокутні щілини, при номінальному тепловому навантаженні на 36% менший, чим для випадку газороздачі крізь круглі отвори. Для випадку 60%-го теплового навантаження, подача палива крізь прямокутні щілини зменшує на 32% тепловий потік над паливнею, порівняно з випадком газороздачі крізь круглі отвори.

3. Видимий вплив типу газороздачі в пальнику на термонапружений стан барабана котла відсутній.

4. Найбільше напруження виникає поблизу ослабляючих отворів діаметром 100 мм, що відповідають опускним трубам з барабана до нижнього роздаткового колектора. Поблизу ряду отворів, розташованих у шаховому порядку і які відповідають трубам бічних екранів, напруження досягає лише 25 МПа.

5. Моделювання деформації при збільшенні внутрішнього тиску у 200 разів дозволяє прогнозувати форму зруйнованого барабана і визначити місце виникнення руйнівних тріщин на поверхні барабана.

6. Проведений розрахунок свідчить, що паспортної товщини стінки 10 мм для барабана котла ДКВР-10-13 як при номінальному, так і при 60% тепловому навантаженні цілком достатньо, щоб забезпечити міцність барабана.

Література

- СОУ 40.1-21677681-02:2009 Порядок продовження терміну експлуатації барабанів котлів високого тиску. Інструкція: нормативний документ Мінпаливенерго України. Київ: Міністерство палива та енергетики України, Об'єднання енергетичних підприємств «Галузевий резервно-інвестиційний фонд розвитку енергетики», 2009. 10 с.
- 2. Tawfeic S. R. Boiler drum-level modeling. *Journal of Engineering Sciences*. 2013. Vol. 41. No. 5. P. 1812–1829. https://doi.org/10.21608/jesaun.2013.114911.
- 3. Sumalatha A., Sudha Rani K., Jayalakshmi Ch. Dynamic modeling of boiler drum using nonlinear system identification approach. *Measurement: Sensors*. 2023. Vol. 28 (9). Article 100845. <u>https://doi.org/10.1016/j.measen.2023.100845</u>.
- Deghal Cheridi A. L., Dadda A., Bouam A., Dahia A. Transient simulation of an industrial steam boiler. *Algerian Journal of Signals and Systems*. 2022. Vol. 7. No. 2. P. 77–83. <u>https://doi.org/10.51485/ajss.v7i2.164</u>.
- Zheng X. W., Li Z., Chen X. H., Sun Y., Wang H., Wen X. Y. Stress problems at the steam drum fatigue checking point of a supercharged boiler. *Advanced Materials Research*. 2011. Vol. 383–390. P. 7682–7690. https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.383-390.7682.
- 6. Дробенко Б., Будз С., Кузьо І., Шоловій Ю., Будз І. Вплив накопичуваної пошкоджуваності на експлуатаційний ресурс барабана котлоагрегата теплоелектростанції. *ISTCIPA*. 2022. Вип. 56. С. 19–26. <u>https://doi.org/10.23939/istcipa2022.56.019</u>.
- Будз С., Будз І. Оцінка експлуатаційного ресурсу барабана котлоагрегату енергоблоку ТЕС, пошкодженого при його експлуатації. *Фізико-математичне моделювання та інформаційні технології*. 2023. Вип. 38. С. 5–10. <u>https://doi.org/10.15407/fmmit2023.38.005</u>.
- Okhlopkov A. V., Popov N. V., Moiseev D. O., Bitney V. D. Technical solutions for selecting an option for replacing overaged boiler steam drums. *iPolytech Journal*. 2023. Vol. 27 (1). P. 147–160. <u>https://doi.org/10.21285/1814-3520-2023-1-147-160</u>.
- Chernousenko O. Yu., Rachynskyi A. Yu., Baraniuk O. V., Siryi O. A. CFD simulation of the influence of the type of gas distribution in the burners on thermal aerodynamic processes in the DKVR 10-13 boiler. *Journal of Mechanical Engineering Problemy Mashynobuduvannia*. 2024. Vol. 27. No. 3. P. 16–24. https://doi.org/10.15407/pmach2024.03.016.
- 10. ANSYS FLUENT 14.5 Theory Guide. ANSYS Help. ANSYS Inc., 2012. https://ansyshelp.ansys.com.
- 11. Тепловий і термонапружений стан барабану котла ТП-100 на різних режимах роботи: звіт про НДР (заключний) / кер. В. М. Голощапов. Київ: ВД «Академперіодика» НАН України, 2014. 29 с.

Надійшла до редакції 01.03.2024