

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ “ЛЬВІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА”



БУДЗ СТЕПАН ФЕДОРОВИЧ

УДК 539.374: 658.589: 518.61

**НАУКОВІ ЗАСАДИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ МІЦНОСТІ
ТА ЗБІЛЬШЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОГО РЕСУРСУ КОТЛОАГРЕГАТІВ
ТЕПЛОЕЛЕКТРОСТАНЦІЙ З ПОШКОДЖЕННЯМИ**

05.02.02 – машинознавство

АВТОРЕФЕРАТ

дисертації на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук

Львів – 2020

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Інституті прикладних проблем механіки і математики ім. Я.С. Підстригача НАН України.

Науковий консультант : доктор фізико-математичних наук,
старший науковий співробітник
Дробенко Богдан Дем'янович,
Інститут прикладних проблем механіки і математики ім. Я.С. Підстригача НАН України
провідний науковий співробітник відділу теорії фізико-механічних полів.

Офіційні опоненти: член-кореспондент НАН України, доктор технічних наук, професор
Андрейків Олександр Євгенович,
Львівський національний університет імені Івана Франка,
в.о. завідувача кафедри механіки;

доктор технічних наук, професор
Гевко Іван Богданович,
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя,
професор кафедри менеджменту та адміністрування;

доктор технічних наук, професор
Пилипенко Олег Іванович,
Чернігівський національний технологічний університет,
професор кафедри зварювального виробництва і автоматизованого проектування будівельних конструкцій.

Захист відбудеться „27” травня 2020 р. об 11⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 35.052.06 у Національному університеті “Львівська політехніка” за адресою: 79013, Львів, вул. С. Бандери, 12, ауд. 226 головного корпусу.

З дисертацією можна ознайомитись у науково-технічній бібліотеці за адресою: 79013, Львів, вул. Професорська, 1, та на сайті Національного університету “Львівська політехніка” в розділі “Наука”.

Автореферат розіслано „14” квітня 2020 р.

Вчений секретар спеціалізованої вченої ради Д 35.052.06,
кандидат технічних наук, доцент



Ю.П. Шоловій

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Розроблення, розвиток і вдосконалення наукових основ оцінювання експлуатаційного ресурсу машин і машинних агрегатів та їх конструкційних елементів є надзвичайно важливими для вирішення проблеми продовження термінів їх експлуатації. Особливо актуальною ця проблема є для теплових електростанцій (ТЕС), оскільки ефективна і надійна робота енергоблоків тісно пов'язана із забезпеченням міцності і надійності елементів та вузлів їх машинних агрегатів.

У конструкційний склад енергоблоку входять два основних функціонально пов'язаних між собою машинних агрегати. Це котельний агрегат, який є джерелом теплової енергії та продукує пару високої температури, і турбінний агрегат, який перетворює цю теплову енергію в механічну, а за тим в електричну. Зупинка з тієї чи іншої причини котлоагрегату приводить до зупинки турбінного агрегату і енергоблоку загалом.

Для забезпечення надійної експлуатації котлоагрегатів енергоблоків важливого значення набуває адекватна оцінка міцності та довговічності їх елементів на основі нових уточнених методик, які враховують цілий ряд важливих факторів (деградацію матеріалу, пошкоджуваність, неоднорідність і термочутливість характеристик матеріалу, наявність тріщин, вплив нестаціонарних температурних полів тощо). Збільшення ресурсу котлоагрегатів енергоблоків є особливо актуальним у зв'язку з тим, що значна їх частина вже вичерпала свій ресурс, а для прикладу вартість нового котлоагрегату для енергоблоку потужністю 200 МВт становить сьогодні близько 250 млн. доларів США. Тому за наявності численних експлуатаційних пошкоджень котлоагрегатів виникає потреба в розробці раціональних технологій ремонту та відновлення котлоагрегатів з метою продовження термінів їх експлуатації.

Котлоагрегати барабанного типу енергоблоків ТЕС працюють за дії високого тиску, підвищеної температури, повторно змінних циклічних навантажень, впливу корозійно-активного робочого середовища, водно-парової суміші. Режим їх роботи гранично складний і напружений. Котлова вода з барабана по водоопускних трубах поступає в нижні розподільчі колектори екранів, утворених екранними трубами, які приймають тепло пічних газів. Нагріваючись в екранних трубах вода випаровується і у вигляді парової суміші піднімається до верхніх колекторів екранів і далі поступає в барабан, а з барабану по паропроводах – в турбінний агрегат.

Під час тривалої експлуатації за такого інтенсивного повторно змінного термосилового навантаження елементи котлоагрегатів поступово змінюють свої властивості, метал деградує, в околах концентраторів напружень утворюються різного роду дефекти й пошкодження, які можуть призводити до виходу з ладу і навіть масштабних катастрофічних руйнувань як окремих складових, так і котлоагрегатів загалом.

У разі виявлення таких пошкоджень їх усувають шляхом здійснення ремонтних робіт, зокрема, видалення частини металу пошкоджених ділянок разом з

дефектною зоною (ремонтна вибірка). В результаті, відремонтовані елементи і вузли змінюють свою первинну форму. Після ремонтних втручань їх форма стає доволі складною, а напружений стан в околі таких вибірок – істотно тривимірним.

Проблемі оцінювання міцності, продовження термінів експлуатації котлоагрегатів присвячено ряд галузевих методик і інструкцій, побудованих з використанням простих моделей стрижнів, балок, пластин та оболонок. Однак, оцінки міцності і, відповідно, експлуатаційного ресурсу котлоагрегатів на основі таких моделей часто приводять до істотних похибок, оскільки вони не враховують форми конструкційних елементів після ремонтних втручань, форми та локалізації експлуатаційних пошкоджень та зміни фізико-механічних характеристик матеріалів за час тривалої експлуатації. Сформульовані проблеми можуть бути вирішені з використанням сучасних засобів математичного моделювання процесів деформування елементів котлоагрегатів за умов, що відповідають експлуатаційним.

Дисертаційна робота спрямована на вирішення цієї важливої науково-технічної проблеми – розроблення наукових засад забезпечення міцності котлоагрегатів енергоблоків ТЕС з пошкодженнями та збільшення їх експлуатаційного ресурсу шляхом адекватного оцінювання міцності їх деталей, вузлів та механізмів за різних режимів промислової експлуатації, отримання кількісної оцінки залишкового ресурсу, а також розроблення технології їх ремонту та відновлення.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами і темами. Дослідження за темою дисертації виконувалися в рамках науково-дослідних тем Інституту прикладних проблем механіки та математики ім. Я.С. Підстригача НАН України: "Розробка математичних моделей і методів механіки зв'язаних полів для дослідження та оптимізації термонапруженого стану електропровідних тіл з врахуванням структурних змін матеріалу за підвищених температур" (2007-2011, № держреєстрації 0107U011808); "Розробка математичних моделей кількісного опису та оптимізації механодифузійних процесів в електропровідних тілах з метою підвищення ефективності термообробки та продовження експлуатації енергетичного обладнання" (2012-2014 рр., № держреєстрації 0111U008861); „Аналітично-числові методи в математичних моделях механіки зв'язаних полів стосовно окремих технічних і медичних проблем” (2012-2016 рр., № держреєстрації 0111U009687); „Розробка методики дослідження та оптимізації напруженого стану тіл з метою опрацювання раціональних режимів обробки та експлуатації елементів енергетичного обладнання та технічних пристроїв” (2017-2021 рр., № держреєстрації 0115U003056). Робота виконувалась по проблемі продовження термінів експлуатації вузлів та деталей енергетичного обладнання в рамках науково-технічних проектів «Кількісна оцінка експлуатаційного ресурсу елементів діючого енергообладнання з урахуванням деградації матеріалу, експлуатаційних пошкоджень та ремонтних втручань» (2011 р., № держреєстрації 0111U006179) та «Уточнений розрахунок на міцність та оцінка придатності елементів котлоагрегатів енергоблоків потужністю 200 МВт, до експлуатації понад надлишковий ресурс» (2013 р., № держреєстрації 0113U000857) та госпдоговорів «Розрахунок напруженого стану та оцінка експлуатаційного ресурсу штуцера з локальними вибірками дефектів» (2006 р.), «Розрахунок напруженого стану барабана з

ремонтними вибірками дефектів та вибір за допустимими напруженнями конструктивних параметрів вибірок» (2007 р.); «Розрахунок допустимої товщини стінки екранних труб котлів Бурштинської ТЕС при односторонньому утоненні стінки» (2008 р.); «Дослідження напруженого стану колекторів первинного пароперегрівача котла ТП-100, 100А з експлуатаційними пошкодженнями» (2010 р.); «Кількісна оцінка і розрахунок експлуатаційного ресурсу барабана котла СТ №1 Бурштинської ТЕС з урахуванням часової деградації матеріалу» (2011); «Розрахунок на міцність та оцінка придатності барабана котла ТП-100 блоку №5 ДТЕК «Бурштинська ТЕС» (2012); "Розрахунок барабана котла ст. №6 типу ТП-10 ДТЕК «Доброутвірська ТЕС» на міцність і циклічну втому для визначення можливості його подальшої експлуатації" (2013); «Кількісна оцінка і розрахунок експлуатаційного ресурсу барабана котла ст. № 1 Бурштинської ТЕС з урахуванням експлуатаційних пошкоджень та часової деградації матеріалу» (2017 р.).

Об'єктом дослідження є процеси деформування елементів котлоагрегатів енергоблоків ТЕС з пошкодженнями при існуючих режимах їх експлуатації.

Предметом дослідження є методологія визначення і дослідження міцності та експлуатаційного ресурсу елементів котлоагрегатів з урахуванням деградації матеріалу, експлуатаційних пошкоджень та ремонтних втручань.

Мета і задачі дослідження. Метою дисертаційної роботи є дослідження напружено-деформованого стану елементів діючих котлоагрегатів з урахуванням пошкоджень, деградації матеріалів та ремонтних втручань і отримання на цій основі кількісної оцінки експлуатаційного ресурсу розглядуваних елементів, а також розроблення рекомендацій щодо виконання ремонтних робіт в них для подовження термінів їх експлуатації

Досягнення мети передбачає:

- аналіз технологічних умов експлуатації котлоагрегату, його конструкційних елементів, визначення їх місця і ролі в технологічному процесі;
- розробку математичної моделі процесів деформування елементів котлоагрегатів та оцінки їх експлуатаційного ресурсу з урахуванням деградації матеріалу, пошкоджень та ремонтних втручань;
- розроблення методології дослідження температурних полів і напружень в елементах котлоагрегату для оцінки їх експлуатаційного ресурсу з урахуванням деградації матеріалу, пошкоджень та ремонтних втручань;
- дослідження пружно-пластичного стану барабанів котлоагрегатів на післяремонтній стадії за умов їх експлуатації;
- визначення раціональних форм вибірок матеріалу і дефектів в околі зон з пошкодженнями в барабані з метою пониження рівня концентрації напружень;
- розроблення науково обґрунтованих рекомендацій, які можуть бути використані при створенні технології ремонту барабанів, ресурс яких вичерпано;
- проведення розрахунку на міцність штуцерів з локальними вибірками дефектів та оптимізацію за напруженнями геометричних форм вибірок,

дослідження напруженого стану колектора котлоагрегату з урахуванням деградації матеріалу і експлуатаційних пошкоджень, визначення мінімально допустимої товщини екранних труб з локальними експлуатаційними потоншеннями;

- оцінювання придатності конкретних котлоагрегатів до експлуатації понад парковий ресурс на постремонтній стадії.

Методи дослідження. При побудові математичної моделі кількісного опису термомеханічних процесів в елементах котлоагрегатів за інтенсивного термосилового навантаження використано відомі в літературі модельні подання теплопровідності, неізотермічної термопружно-пластичності, теорії диференціальних рівнянь з частинними похідними, механіки суцільного середовища. При розв'язуванні отриманої зв'язаної нелінійної системи ключових диференціальних рівнянь за сформульованих початкових і крайових умов використано метод зважених залишків, метод скінченних елементів у варіанті методу Гальоркіна та однокрокові багатопараметричні різницеві алгоритми. Аналіз пружно-пластичного стану тіл виконано із застосуванням методів змінних параметрів жорсткості (метод Ньютона) та додаткових напружень. Інтегрування при обчисленні матричних і векторних характеристик окремих скінченних елементів виконано чисельно на основі квадратурних формул Гауса. При апроксимації температурно-залежних фізико-механічних характеристик матеріалу та кривих деформування використано інтерполяційні сплайни.

Наукова новизна роботи полягає у вирішенні важливої науково-технічної проблеми – розроблення наукових засад забезпечення міцності та збільшення експлуатаційного ресурсу діючих котлоагрегатів енергоблоків ТЕС з пошкодженнями за різних режимів експлуатації, а також пропозицій щодо технології їх ремонту. При цьому:

1. Уперше запропоновано на основі тривимірної теорії неізотермічної термопружно-пластичності математичну модель кількісного опису процесів деформування елементів котлоагрегатів за умов експлуатації з урахуванням їх реальної форми та геометричних параметрів експлуатаційних пошкоджень чи змін форми після ремонтних впливів, а також змін фізико-механічних характеристик матеріалу в часі.
2. Уперше з використанням запропонованої моделі досліджено міцність конкретних елементів циркуляційного корпусу котлоагрегату (барабанів з ремонтними вибірками дефектів, колекторів з пошкодженнями у вигляді тріщин, штуцерів барабанів з вибірками дефектів, екранних труб з експлуатаційними потоншеннями) за умов, що відповідають режимам їх експлуатації.
3. Уперше запропоновано раціональні геометричні параметри вибірок в околі отворів і на отворах барабана котлоагрегату, які дають можливість істотно понизити концентрацію напружень.
4. Уперше, в межах запропонованої моделі, побудовано функціональні залежності між глибиною, шириною і довжиною ремонтних вибірок для

визначення таких їхніх геометричних параметрів, за яких експлуатаційні напруження в штуцерах не перевищують допустимих.

5. Уперше отримано залежності між максимальними напруженнями і геометричними параметрами потоншеної ділянки екранної труби, які дозволяють визначити мінімально допустиму товщину труби, за якої експлуатаційні напруження не перевищують заданого допустимого рівня.
6. Уперше встановлено причини виникнення пошкоджень в колекторах котлоагрегату. Показано, що зародження і поширення тріщин в них виникають у зв'язку зі значними температурними градієнтами по товщині в нестационарних режимах різкого охолодження.
7. Уперше розроблено рекомендації щодо коригування окремих режимів експлуатації котлоагрегатів з метою ощадливішого використання їх експлуатаційного ресурсу, зокрема, для зменшення вкладу режиму планового пуску (зупинки) котлоагрегату в накопичувану пошкоджувальність металу доцільно зменшити швидкість зростання (спадання) температури робочого середовища – до $3\text{ }^{\circ}\text{C/хв.}$, і встановити швидкість зростання (спадання) тиску $0,15\text{ МПа/хв.}$; коливання температури робочої суміші під час режиму стаціонарної експлуатації з амплітудою, що не перевищує 5°C , дасть можливість звести нанівець вплив чинника термоцикування.

Обґрунтованість і достовірність основних наукових засад і отриманих результатів і висновків забезпечено фізичною обґрунтованістю вихідних положень математичної моделі, строгістю постановки сформульованих задач та методів їх розв'язування, використанням експериментально визначених фізико-механічних характеристик матеріалів, доброю узгодженістю числових розв'язків окремих задач з відомими в літературі аналітичними розв'язками й результатами дослідно-промислової перевірки.

Практичне значення отриманих результатів полягає в тому, що вони безпосередньо використані при розробленні та вдосконаленні технології ремонту елементів діючих котлоагрегатів, паспортний ресурс яких вичерпано, а також для кількісної оцінки їх залишкового експлуатаційного ресурсу з урахуванням часової деградації матеріалу, експлуатаційних пошкоджень та ремонтних втручань.

Запропонована методика визначення напружено-деформованого стану елементів котлоагрегатів дає можливість виявити ділянки найімовірнішої появи дефектів та з'ясувати причини їх виникнення.

На підставі виконаних досліджень розроблено науково-обґрунтовані рекомендації, які використано при вдосконаленні існуючих і створенні нових технологій ремонту елементів котлоагрегатів Бурштинської та Добротвірської ТЕС, які вичерпали свій ресурс. Розроблені рекомендації покладені в основу прийняття рішень про подальшу експлуатацію даних котлоагрегатів.

Публікації та особистий внесок здобувача. Основні результати досліджень, які відображені в дисертації, опубліковано в 70 наукових працях, а саме: в 24 статтях у наукових фахових виданнях України, в тому числі 11– у наукових виданнях, що включені до наукометричної бази даних Scopus, 9 статтях в інших наукових виданнях України, 1 монографії, 7 главах монографії, виданої

закордоном, 3 патентах на корисну модель, 26 публікаціях в матеріалах міжнародних конференцій.

У працях, опублікованих у співавторстві, здобувачеві належить участь в формулюванні задачі і розробці методики кількісного опису та оптимізації процесів деформування в елементах машинобудівних конструкцій при нагріві [15, 27, 35, 36, 38, 41]; дослідження залишкових напружень у сталевих тілах [29, 31, 32, 37]; теоретичні основи і методика оптимізації за напруженнями змінних в часі режимів нагріву тонких оболонок при заданих областях допустимої зміни температурного поля і напружень [14]; методика оптимізації режимів локального нагріву оболонок за теплового навантаження [30]; оптимізація післязварювального локального відпалу привареної захисної накладки на елемент обладнання високого тиску з метою стабілізації структури і пониження рівня залишкових напружень [42]; дослідження залишкових напружень при охолодженні сталевих тіл [28, 29, 33, 34]; методика оптимізації за заданим фазовим складом матеріалу, способу нагріву і охолодження сталевих деталей [43]; формулювання задач, розробка методики та аналіз напружено-деформованого стану елементів енергетичного обладнання з пошкодженнями [2-12, 16-26]; модельний опис залишкових напружень в елементах конструкцій при термічному навантаженні [13]; розрахунок експлуатаційних навантажень гнутих ділянок паропроводів з П-подібними компенсаторами [44].

Апробація результатів дисертації. Основні результати досліджень доповідались і обговорювались на Міжнародних наукових конференціях «Сучасні проблеми механіки та математики» (Львів, 2008, 2013, 2018); Дев'ятому та Десятому міжнародних симпозіумах українських інженерів-механіків у Львові (2009, 2011); «Сучасні проблеми механіки» (Львів, 2009); Міжнародних наукових конференціях «Математичні проблеми механіки неоднорідних структур» (Львів, 2010, 2014, 2019); Міжнародній конференції «Обчислювальна математика і математичні проблеми механіки» (Львів, 2009); Міжнародних наукових конференціях «Математичні проблеми технічної механіки» (Дніпропетровськ-Дніпродзержинськ, 2009, 2010, 2011, 2012, 2013, 2014, 2018); XVII Всеукраїнській науковій конференції, присвяченій 350-річчю Львівського національного університету ім. Івана Франка (Львів, 2011); VIII-th International Conference «Porous materials. Theory and Experiment INTERPOR 12» (Lviv-Briukhovychi, 2012); Міжнародній науковій конференції «Сучасні проблеми термомеханіки» (Львів, 2016); 14th International Conference on Fracture (ICF 14) (Rhodes, Greece, 2017); Міжн. наук. семінарі „Optymalizacja struktur procesów wytwórczych – 2018” (Opole, Polska).

Структура і обсяг роботи. Робота містить основну частину на 299 стор., яка включає анотацію на 24 стор., вступ, 7 розділів, висновки до розділів, загальні висновки, а також список використаних джерел із 201 найменування на 20 стор. Текст дисертації супроводжується 177 рисунками. Загальний обсяг дисертації становить 327 стор., що включає 14 додатків на 28 стор., серед яких є акти про впровадження.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** подано загальну характеристику роботи і аналіз стану досліджень з наукової проблеми; обґрунтовано актуальність дисертаційної роботи та її зв'язок з науковими програмами; сформульовано мету і задачі дослідження; окреслено новизну отриманих результатів та їх практичне значення; наведено дані про апробацію результатів роботи та публікації її основного змісту, а також особистий внесок здобувача в публікаціях у співавторстві; зроблено короткий опис структури дисертації.

У **першому розділі** проаналізовано сучасний стан проблеми забезпечення міцності котлоагрегатів енергоблоків ТЕС і оцінювання їх залишкового ресурсу.

Контур циркуляції котлоагрегату складається з барабана, водоопускних труб, розподільчих колекторів, екранних обігриваючих труб, збірних колекторів пароводяної суміші, паровідвідних труб, які замикають циркуляційний контур на барабан. Барабан являє собою масивне порожнисте циліндричне тіло діаметром до 2 м., товщиною 0,095-0,115 м, довжиною до 23 м, закрите сферичними днищами на краях. Він виконує роль акумулятивного баку для живильної води, необхідної для заповнення циркуляційних контурів, які не мають пристроїв для примусової циркуляції води в них. Вся трубна система котлоагрегату приєднана до барабана на штуцерах і забезпечує його жорсткість і стійкість. Котлова вода з барабана – через водоопускні труби поступає в нижні розподільчі колектори екранів, утворені екранними трубами, які приймають тепло пічних газів. Нагриваючись в екранних трубах вода випаровується і у вигляді парової суміші піднімається до верхніх колекторів і далі поступає в барабан. У барабані котлоагрегату, до якого надходить пароводяна емульсія від усіх циркуляційних контурів, відбувається розділення парової і рідкої фаз з утворенням пари, яка поступає на турбіну. Складні процеси, що відбуваються в котлоагрегаті описані в роботах Антикайна П.А.

Перші експериментальні та теоретичні дослідження температурного поля і напружено-деформованого стану в барабанах, які є основними елементами котлоагрегатів, виконано М. Афанасьєвим, П. Ренне, Д. Фолкнером, С.Я. Яремою на основі балочних та оболонкових моделей.

Важливий вклад в проблему дослідження міцності і надійності окремих елементів енергетичних машинних агрегатів, а також визначення їх експлуатаційного ресурсу внесли Андрейків О.Є., Голощапов В.М., Долінська І.Я., Мацевитий Ю.М., Никифорчин Г.М., Степанов Г.В., Студент О.З., Харченко В.В., Чирков О.Ю. Шульженко М.Г. та ін.

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

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

У **другому розділі** сформульовано варіант математичної моделі дослідження напруженого стану елементів котлоагрегату за умов експлуатації та приведено опис методології визначення експлуатаційного ресурсу котлоагрегату шляхом визначення його стану за рівнем накопиченої пошкоджуваності металу за різних стаціонарних режимів його промислової експлуатації. За основу прийнято просторово тривимірний підхід, що дає змогу адекватно кількісно описати процеси деформування в елементах котлоагрегату складної форми і структури.

Температурне поле в тілі котлоагрегату описує рівняння

$$c \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x_1} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_1} \right) + \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_2} \right) + \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_3} \right), \quad (x_1, x_2, x_3) \in V, \quad t \in [0, \tau_*] \quad (1)$$

за початкових та крайових умов:

$$T(x_1, x_2, x_3, 0) = T_0(x_1, x_2, x_3), \quad (2)$$

$$\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial x_1} n_1 + \frac{\partial T}{\partial x_2} n_2 + \frac{\partial T}{\partial x_3} n_3 \right) + \beta(T - T_S) = 0, \quad (x_1, x_2, x_3) \in S, \quad t \in [0, \tau_*], \quad (3)$$

де T – температура; $c = c(T)$ – об'ємна теплоємність; $\lambda = \lambda(T)$ – коефіцієнт теплопровідності; n_1, n_2, n_3 – компоненти вектора одиничної нормалі до поверхні тіла; $\beta = \beta(T)$ – коефіцієнт тепловіддачі; T_S – температура зовнішнього середовища; тіло займає область V з поверхнею S .

Для опису напружено-деформованого стану тіла використано варіант теорії неізотермічного термопружно-пластичного течіння, відповідно до якої процес деформування розглядається покроково. При побудові ключових рівнянь прийнято відомі положення: про початок пластичного деформування з виходом точки у просторі напружень на поверхню течіння

$$\Phi(\sigma_{ij} - o_{ij}) = K^2 \left(\int d\bar{\varepsilon}_p, T \right); \quad (4)$$

про прирости компонент тензорів напружень

$$d\sigma_{ij} = G_{ijkl}^{t+dt} (d\varepsilon_{kl} - d\varepsilon_{kl}^T - d\varepsilon_{kl}^P) + dG_{ijkl} (\varepsilon_{kl} - \varepsilon_{kl}^T - \varepsilon_{kl}^P) \quad (5)$$

і температурних деформацій

$$d\varepsilon_{ij}^T = \delta_{ij} (\alpha^{t+dt} dT + (\alpha^{t+dt} - \alpha)(T - T_0)); \quad (6)$$

про розвиток пластичних деформацій по нормалі до поверхні

$$d\varepsilon_{ij}^P = d\chi \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{ij}} \quad (7)$$

та про прирости координат центру поверхні течіння за крок навантаження $[t, t + dt]$

$$do_{ij} = \left(d\sigma_{ij} \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{ij}} - 2K \frac{\partial K}{\partial \bar{\varepsilon}_i^p} d\bar{\varepsilon}_i^p - 2K \frac{\partial K}{\partial T} dT \right) \left(\frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{ij}} \right)^{-1}, \quad (8)$$

де σ_{ij} – компоненти тензора напружень; o_{ij} – координати центра поверхні течіння; K^2 – функція, яка задає розмір поверхні течіння залежно від температури і нагромадженої пластичної деформації $\int d\bar{\varepsilon}_p$; $d\bar{\varepsilon}_p = \sqrt{(2/3)d\varepsilon_{ij}^p d\varepsilon_{ij}^p}$ – інтенсивність приростів пластичних деформацій; $G_{ijkl}^{t+dt}, dG_{ijkl}$ – значення компонент тензора пружних модулів відповідно в кінці кроку навантаження (в момент часу $t+dt$) та їхніх приростів (у зв'язку з температурною залежністю) на даному кроці; $\varepsilon_{kl}, \varepsilon_{kl}^T, \varepsilon_{kl}^p$ – компоненти тензорів повних, температурних і пластичних деформацій на початку кроку навантаження (в момент часу t); α, α^{t+dt} – значення коефіцієнта температурного розширення, відповідно, на початку і в кінці кроку навантаження; δ_{ij} – символ Кронеккера; $d\chi > 0$ – скалярний множник. Відзначимо, що за критерій переходу в пластичну область в роботі обрано умову Мізеса, функція течіння для якої

$$\Phi(\sigma_{ij} - o_{ij}) = \sqrt{(3/2)s_{ij}s_{ij}}; \quad s_{ij} = \sigma_{ij} - o_{ij} - \delta_{ij}(\sigma_{ij} - o_{ij})/3.$$

З урахуванням цих положень співвідношення (5) між приростами напружень і деформацій набувають вигляду

$$\{d\sigma\} = [\mathbf{C}]^{t+\Delta t} (\{d\varepsilon\} - \{d\varepsilon_T\}) + [d\mathbf{C}] (\{\varepsilon\} - \{\varepsilon_T\} - \{\varepsilon_p\}) + \{Z\} dT, \quad (9)$$

де компоненти тензорів деформацій і напружень об'єднані у відповідні вектори

$$\{\varepsilon\} = (\varepsilon_{11}, \varepsilon_{22}, \varepsilon_{33}, 2\varepsilon_{12}, 2\varepsilon_{13}, 2\varepsilon_{23})^T, \quad \{\sigma\} = (\sigma_{11}, \sigma_{22}, \sigma_{33}, \sigma_{12}, \sigma_{13}, \sigma_{23})^T,$$

а матричні характеристики мають такий вигляд:

$$\begin{aligned} [\mathbf{C}]^{t+dt} &= [\mathbf{G}]^{t+dt} - \left(\left\{ \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma} \right\}^T [\mathbf{G}]^{t+dt} \cdot [\mathbf{G}]^{t+dt} \left\{ \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma} \right\} \right) [\mathbf{Y}]^{-1}; \\ [d\mathbf{C}] &= [d\mathbf{G}] - \left(\left\{ \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma} \right\}^T [\mathbf{G}]^{t+dt} \cdot [d\mathbf{G}] \left\{ \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma} \right\} \right) [\mathbf{Y}]^{-1}; \\ \{Z\} &= \left(\sqrt{\left\{ \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma} \right\}^T \left\{ \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma} \right\}} [\mathbf{G}]^{t+dt} \left\{ \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma} \right\} \frac{\partial \bar{\varepsilon}}{\partial T} \right) [\mathbf{Y}]^{-1}; \\ \left\{ \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma} \right\} &= \left\{ \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{11}}, \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{22}}, \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{33}}, \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{12}}, \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{13}}, \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{23}} \right\}^T. \end{aligned} \quad (10)$$

Тут

$$[\mathbf{Y}] = \frac{2}{3} k^t \left\{ \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma} \right\}^T \left\{ \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma} \right\} + \left\{ \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma} \right\}^T [\mathbf{G}]^{t+dt} \left\{ \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma} \right\};$$

k^t – кут нахилу кривої "еквівалентне напруження $\bar{\sigma}$ – еквівалентна пластична деформація $\bar{\varepsilon}^p$ " (верхній індекс T означає транспонування).

У такому наближенні, відповідно до вибраної в роботі розрахункової схеми, на першому етапі із задачі теплопровідності (1)-(3) визначаємо температуру.

На другому етапі за відомою температурою на основі рівнянь (9), а також

$$\{\varepsilon\} = [\mathbf{A}]\mathbf{u}, \quad (11)$$

$$[\mathbf{A}]^T \{\sigma\} + \mathbf{F} = 0, \quad (12)$$

за крайових умов

$$[\mathbf{n}]^T \{\sigma\} = \mathbf{p}, \quad \mathbf{r} \in S_\sigma, \quad \mathbf{u} = \mathbf{u}_0, \quad \mathbf{r} \in S_u; \quad S = S_u \cup S_\sigma, S_u \cap S_\sigma = \emptyset \quad (13)$$

визначаємо напружений стан тіла. Тут $\mathbf{u} = (u_1, u_2, u_3)^T$ – вектор переміщень; $[\mathbf{A}]$ і $[\mathbf{n}]$ – матриці диференціального оператора геометричних співвідношень теорії пружності та напрямних косинусів зовнішньої нормалі до поверхні; \mathbf{p} і \mathbf{u}_0 – вектори силового навантаження (заданого на поверхні S_σ) та переміщень (заданих на поверхні S_u); \mathbf{F} – об'ємні сили.

На основі методу скінченних елементів (для апроксимації шуканих розв'язків за просторовими змінними) і сім'ї різницевих алгоритмів (для їх апроксимації за часом) запропоновано методику числового моделювання термомеханічних процесів в тілі котлоагрегату за умов, що моделюють експлуатаційні.

Вихідні для числового аналізу співвідношення отримано за допомогою методу зважених залишків. Для цього рівняння теплопровідності домножені на відповідну вагову функцію, проінтегровано за областю визначення і з використанням формули Остроградського-Гауса зведено до співвідношення, яке містить похідні не вище першого порядку від шуканої температури.

Внаслідок стандартної процедури скінченно-елементної дискретизації співвідношення методу зважених залишків задачу визначення температурного поля в тілі котлоагрегату зведено до системи звичайних диференціальних рівнянь

$$[L_1]\{\dot{T}_h(t)\} + [L_0]\{T_h(t)\} = \{f_T\}, \quad \{T_h(0)\} = \{T_h^0\}, \quad (14)$$

відносно невідомих значень температури у вузлах скінченно-елементного поділу області тіла. Матрично-векторні характеристики $[L_0], [L_1], \{f_T\}$ обчислено через підсумовування відповідних характеристик окремих скінченних елементів вигляду:

$$[L_0]^{el} = \int_{V^{el}} \lambda [\partial \mathbf{N}]^T [\partial \mathbf{N}] dv + \int_{S^{el}} \beta [\mathbf{N}]^T [\mathbf{N}] ds, \quad [L_1]^{el} = \int_{V^{el}} c [\mathbf{N}]^T [\mathbf{N}] dv, \quad (15)$$

$$\{f_T\}^{el} = \int_{S^{el}} [\mathbf{N}]^T \beta T_s ds, \quad (16)$$

де $[\mathbf{N}]$ – матриця функцій форми скінченного елемента.

Задачу Коші (14) розв'язуємо з використанням сім'ї однокрокових багато-параметричних алгоритмів, запропонованих О.С. Zienkiewicz, W.L. Wood.

На другому етапі за відомими розподілами температури проходимо покрово процес деформування. Розподіли температури в тілі, починаючи із

заданих величин при $t = 0$, змінюються на відповідні прирости ΔT на кожному кроці навантаження так, що до завершення процесу деформування приймають свої кінцеві значення. На кожному кроці за цими приростами визначаємо прирости переміщень, деформацій і напружень, які підсумовуємо з отриманими на попередніх кроках. Так, крок за кроком, як наслідок, отримуємо історію зміни термомеханічного стану тіла.

Вектор приростів переміщень вузлів $\{\Delta q\}$ на черговому кроці навантаження $[t_j, t_j + \Delta t_j]$ визначаємо з системи нелінійних скінченно-елементних рівнянь

$$[\mathbf{K}_{ep}] \{\Delta q\} = \{\Delta \mathbf{P}\}, \quad (17)$$

в якому матрицю $[\mathbf{K}_{ep}]$ та вектор $\{\Delta \mathbf{P}\}$ формуємо через підсумовування відповідних матриць і векторів для окремих скінченних елементів вигляду

$$[\mathbf{K}_{ep}]^{(el)} = \int_{V^{el}} [\mathbf{N}]^T [\mathbf{A}]^T [\mathbf{C}]^{t_j + \Delta t_j} [\mathbf{A}] [\mathbf{N}] dv; \quad (18)$$

$$\begin{aligned} \{\Delta \mathbf{P}\}^{(el)} = & \int_{V^{el}} [\mathbf{N}]^T [\mathbf{A}]^T \mathbf{C}^{t_j + \Delta t_j} \{\Delta \varepsilon_T\} dv - \\ & - \int_{V^{el}} [\mathbf{N}]^T [\mathbf{A}]^T \left([\Delta \mathbf{C}] (\{\varepsilon\} - \{\varepsilon_T\} - \{\varepsilon_p\}) + \{z\} \Delta T \right) dv + \int_{S_\sigma^{(el)}} [\mathbf{N}]^T \{\Delta \mathbf{p}\} ds. \end{aligned} \quad (19)$$

Задачу термомпружно-пластичності розв'язуємо з використанням відомих методів змінних параметрів жорсткості (методу Ньютона, який вимагає формування нової „пружно-пластичної матриці жорсткості” $[\mathbf{K}_{ep}]$ на кожному кроці ітераційного процесу) та додаткових напружень (відповідно до якого обчислення проводять із постійною матрицею $[\mathbf{K}_{ep}]$). Коригування повних напружень внаслідок їх відхилення від фактичних значень при покроковому проходженні процесу деформування проводимо на основі узагальненого співвідношення G.C. Nayak, O.C. Zienkiewicz.

Для апроксимації температуро-залежних характеристик матеріалу поряд з відомими аналітичними представленнями передбачено можливість застосування інтерполяційних сплайнів, побудованих за точками відомих експериментальних кривих, які описують поведінку матеріалів в широкому температурному діапазоні.

Отримані розподіли параметрів, що характеризують напружений стан елемента котлоагрегату використовують при оцінюванні його ресурсу. Таку оцінку виконують шляхом визначення стану розглядуваного конструкційного елемента за рівнем накопиченої пошкоджуваності металу, розрахунок якої є базою для визначення додаткового ресурсу, можливостей та умов подальшої його експлуатації.

Характеристики втомної довговічності металу конструкційного елемента котлоагрегату визначаються з використанням співвідношення

$$\sigma_a = \frac{a E_T}{n(4N)^{m_1}} + \frac{b}{n(4N)^{m_2} + \frac{1+r}{1-r}}, \quad (20)$$

яке пов'язує амплітуду зміни напружень σ_a за цикл навантаження та кількість циклів руйнування N для розглядуваного циклічного режиму. Тут E_T , m_1 і m_2 , a і b – характеристики матеріалу; $r = \sigma_{\min} / \sigma_{\max}$ – коефіцієнт асиметрії навантаження; n – коефіцієнту запасу. Визначивши з рівняння (20) N для різних циклічних режимів експлуатації, можемо кількісно оцінити накопичену пошкоджуваність металу за допомогою параметра

$$A = \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i}, \quad (21)$$

де n_i – фактична кількість циклів i -го режиму роботи котлоагрегату за весь час експлуатації; N_i – допустима кількість циклів для i -го режиму, отримана з рівняння (20) відповідно до обчисленої амплітуди коливань максимальних напружень; k – кількість нестационарних режимів експлуатації.

На основі запропонованої математичної моделі і методики розрахунку на міцність елементів котлоагрегату, а також оцінювання їх експлуатаційного ресурсу розроблено відповідне програмне забезпечення, яке дозволяє в стислі терміни провести комп'ютерне моделювання процесів деформування елементів котлоагрегату за різних режимів його експлуатації, оцінити їх міцність з урахуванням наявних пошкоджень, деградації матеріалу та ремонтних втручань, визначити, у разі потреби, раціональні параметри ремонтних робіт, а також умови, за яких можливе їх подальше використання, оцінити експлуатаційний ресурс, як конкретних елементів, так і котлоагрегату загалом на постремонтній стадії, що й проілюстровано в подальшому.

У **третьому розділі** подано результати досліджень міцності барабанів котлоагрегатів типу ТП-10 і ТП-100 з урахуванням деградації матеріалу, експлуатаційних пошкоджень та ремонтних втручань, виконаних на основі запропонованої у другому розділі методики математичного й числового моделювання.

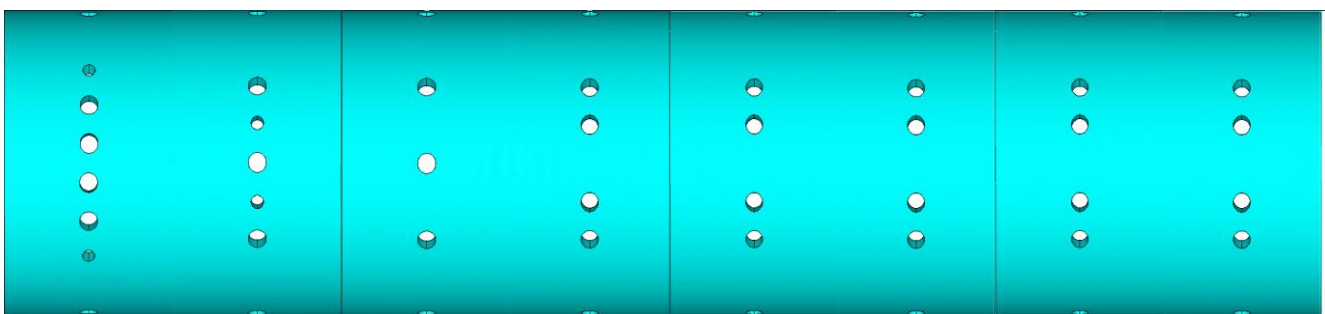


Рис. 1. Фрагмент барабана з чотирьох обичайок, виготовлених зі сталі 16 ГНМ (з умов симетрії показано ліва половина циліндричної частини барабана)

Основним конструкційним елементом котлоагрегату є барабан, циліндричне тіло (довжина $L = 22,755$ м, внутрішній радіус $R_1 = 0,9$ м, зовнішній радіус $R_2 = 0,995$ м), що складається з окремих обичайок, в тілі яких є складні системи впускних та випускних отворів (див. рис. 1), закриті на краях сферичними днищами.

Отвори в барабані є сильними концентраторами напружень. Як наслідок, під

час тривалої експлуатації за інтенсивного термосилового навантаження (внутрішній тиск і висока температура водно-парової суміші) циклічного характеру на отворах і ділянках внутрішньої поверхні барабана в околі отворів виникають тріщини й тріщиноподібні утворення. Такі пошкодження, у разі виявлення, усувають шляхом видалення ділянок металу разом з дефектами, внаслідок чого внутрішня поверхня барабана втрачає канонічну форму. Напруження ще більше зростають в околі вибірок, що ставить гостро проблему оптимізації форм вибірок з метою зменшення цих напружень.

Геометричні параметри ремонтних вибірок (глибиною h , шириною b і довжиною l) схематично подано на рис. 2 (індекси b та o позначають параметри вибірок відповідно на тілі барабана й на отворі, а f та t вказують на розташування вибірок – перед чи після отвору в умовно вибраній схемі нумерації отворів).

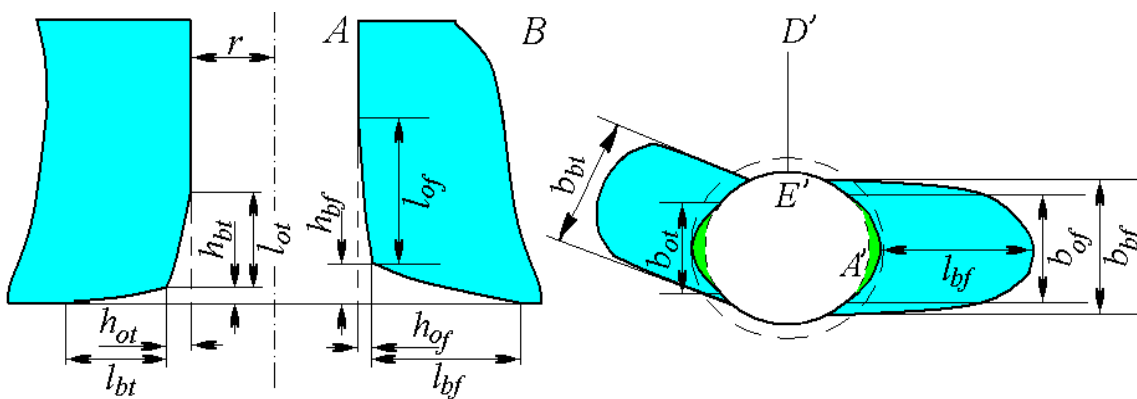


Рис. 2. Технологічні вибірки на отворах і на тілі барабана в околі отворів

Досліджено міцність барабанів за різних режимів роботи котлоагрегату, Розглянуто стаціонарний режим, режими планового пуску-зупинки, гідравлічних випробувань і аварійної зупинки.

З урахуванням умов симетрії за припущення, що напружений стан в околі довільно обраного ряду отворів впливає на сусідній ряд так само, як сусідній ряд – на обраний, за розрахункову прийнято область, зображену на рис. 3, 4 для рядів з трьома (аналогічно будували області для рядів з чотирма, п'ятьма і шістьма) отворами.

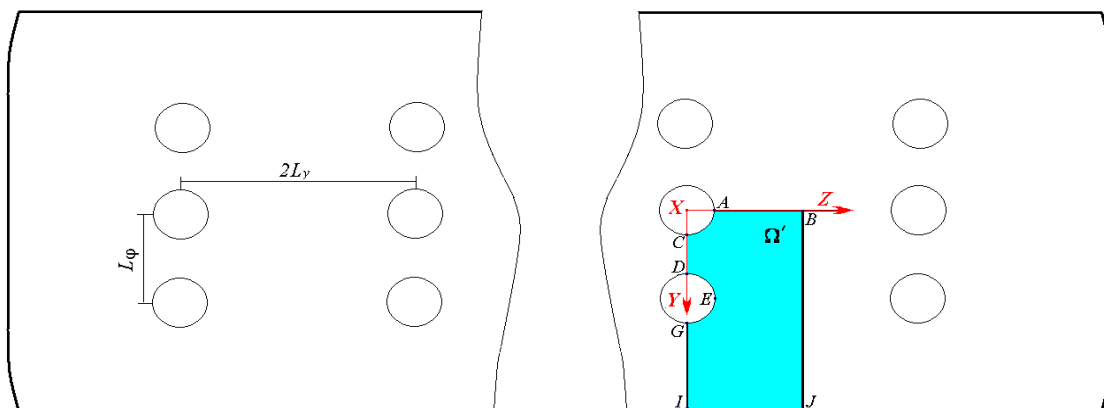


Рис. 3. Розрахункова область у випадках рядів з трьома отворами

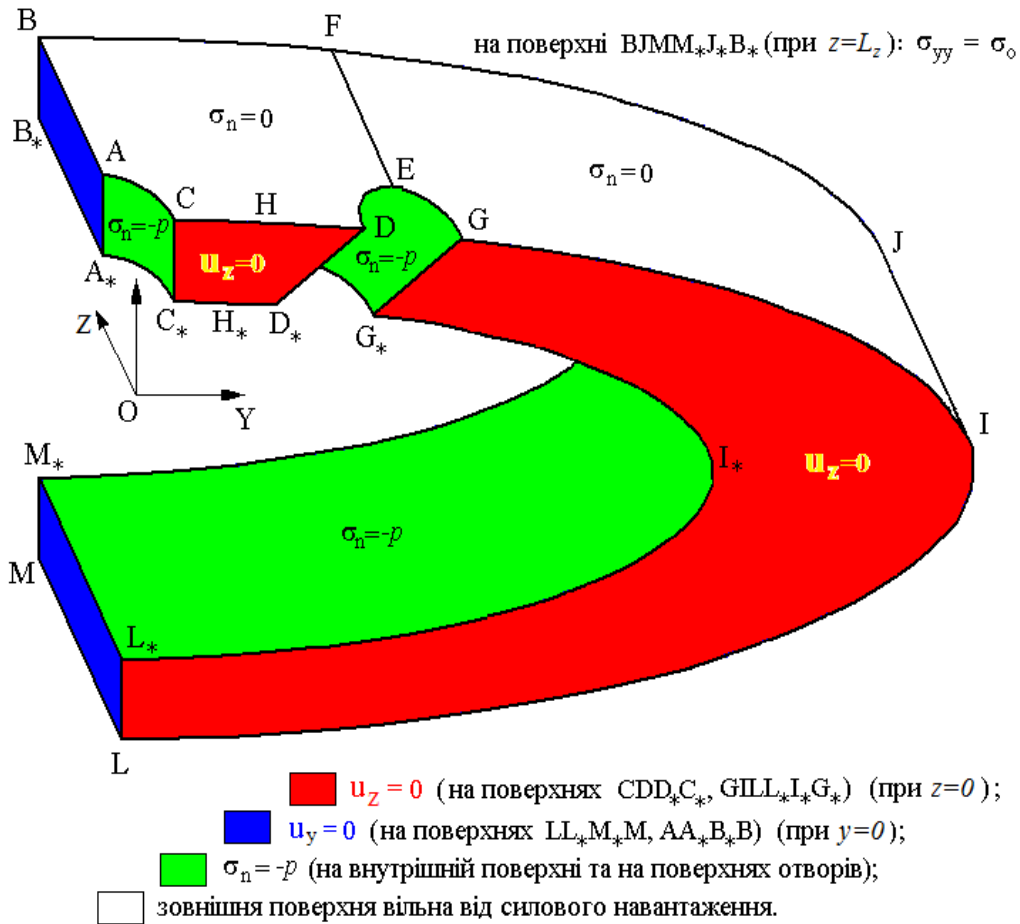


Рис. 4. Розрахункова область та умови симетрії

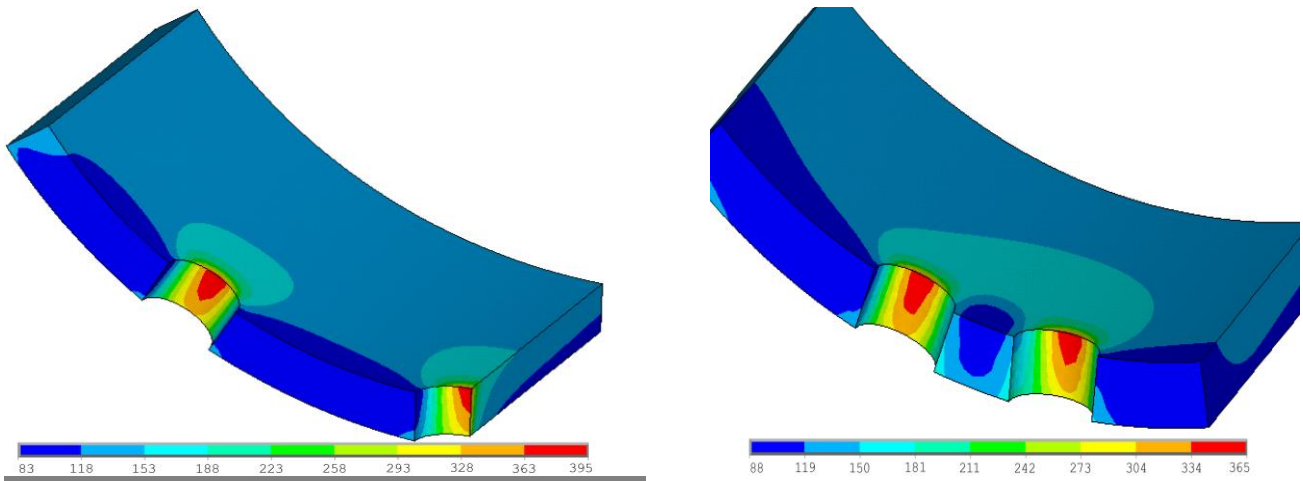


Рис. 5. Інтенсивність напружень за Мізесом

в околі рядів з трьома та чотирма водопускними отворами в стаціонарному режимі роботи

При дослідженні міцності барабана під час стаціонарної експлуатації враховано повільну циклічну зміну температури робочої водно-парової суміші навколо номінальної робочої температури (термоциклування). Початкову температуру T_0 приймали $340\text{ }^\circ\text{C}$, а температуру робочої суміші T_S повільно змінювали в околі початкової температури T_0 з амплітудою ΔT_0 та частотою $\omega = 6,68\text{ (год)}^{-1}$; тиск $p = 15,5\text{ МПа}$. Вплив сферичного днища враховано задаванням відповідних осьових напружень $\sigma_{zz} = pR_1^2 / (R_2^2 - R_1^2)$ на торцях обичайки. Максимальні напруження під

час стаціонарної експлуатації виникають на внутрішній поверхні барабана на отворах (див. рис. 5).

В околі отвору наявна яскраво виражена концентрація напружень. Розмір околу збурення напруженого стану рівний приблизно радіусу отвору r (0,0645 м). Амплітуда коливань інтенсивності напружень внаслідок термоцикування (при $\Delta T_0 = 7$ °С) навколо свого максимального значення становить 25.02 МПа.

Зазначимо, що саме наявність концентрації напружень в околах отворів призводить до локального накопичення пошкоджень, утворення і розвитку тріщин у цих місцях. Поза околами отворів у барабані практично реалізує себе безмоментний напружений стан, який виникає за дії внутрішнього тиску у довгому порожнистому циліндрі таких же геометричних розмірів без отворів.

При дослідженні міцності барабана в режимі планових пусків і зупинок котлоагрегату $T_0 = 20$ °С, а температура робочої суміші T_S монотонно зростає в часі від початкової до номінальної робочої температури (340 °С) з швидкістю 5 °С/хв. Внутрішній тиск з швидкістю 0,1 МПа/хв. зростає від нульового до робочого (15,5 МПа). За планової зупинки $T_0 = 340$ °С, а температура і тиск спадають з тими ж швидкостями, що і при плановому запуску.

При монотонному зростанні температури робочого середовища в процесі планового пуску котлоагрегату температура внутрішньої поверхні барабана зростає швидше, ніж температура його зовнішньої поверхні. При цьому в околі отворів на внутрішній поверхні у найнавантажених місцях (в точках A^* , E^* , див. рис. 4) виникають стискальні температурні напруження, які в певній мірі компенсують розтягувальні силові напруження від дії внутрішнього тиску. З досягненням робочої температури на 64-ій хвилині перепад температури за товщиною барабана починає зменшуватись і, відповідно, зменшуються за абсолютною величиною і температурні напруження на внутрішній поверхні в околі отвору. Силові ж напруження (від наростаючого внутрішнього тиску з швидкістю 0,1 МПа/хв.) продовжують зростати до своїх максимальних значень при виході на режим стаціонарної експлуатації.

Максимальні температурні напруження в процесі планового пуску виникають на зовнішній поверхні барабана (в околі точок A та E) в момент виходу на експлуатаційну температуру 340 °С. Проте з виходом на стаціонарний режим, температура вирівнюється (практично зникає перепад температури за товщиною), максимальні напруження переходять на внутрішню поверхню і визначаються винятково дією тиску.

Під час планової зупинки силові й температурні напруження на внутрішній поверхні в околі отвору є розтягувальними. Температура робочого середовища на 64-ій хвилині режиму досягає 20°С, а внутрішній тиск – 9.1 МПа.

На рис. 6 подано напруження на отворі з внутрішньої поверхні циліндра в момент часу, коли внесок температурного навантаження на сумарний напружений стан досягає свого максимуму. В подальшому градієнт температури за товщиною барабана починає спадати і максимальні сумарні напруження теж починають зменшуватись аж поки на завершення режиму планової зупинки зовсім не зійдуть нанівець.

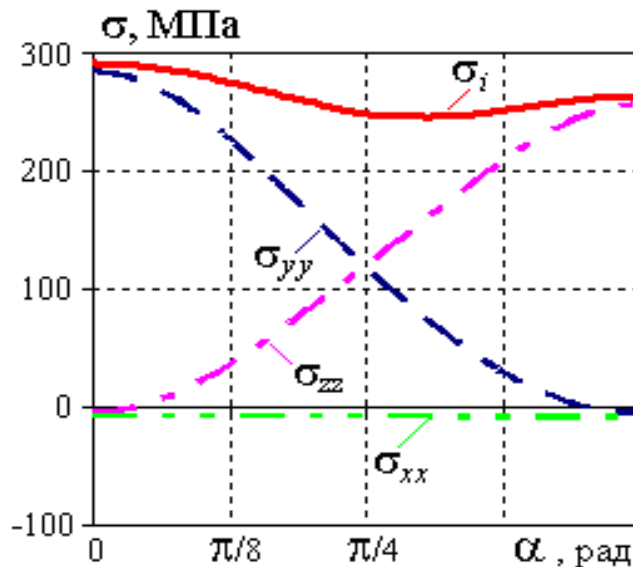


Рис. 6. Інтенсивність напружень та головні напруження на берегах отвору з внутрішньої поверхні барабана в режимі планового пуску в момент часу $t=3840$ с

При дослідженні міцності барабана котлоагрегату під час гідровипробувань початкова температура і крайові умови є такими ж, як і при стаціонарному режимі експлуатації (без урахування термоцикування). Внутрішній тиск 19,4 МПа.

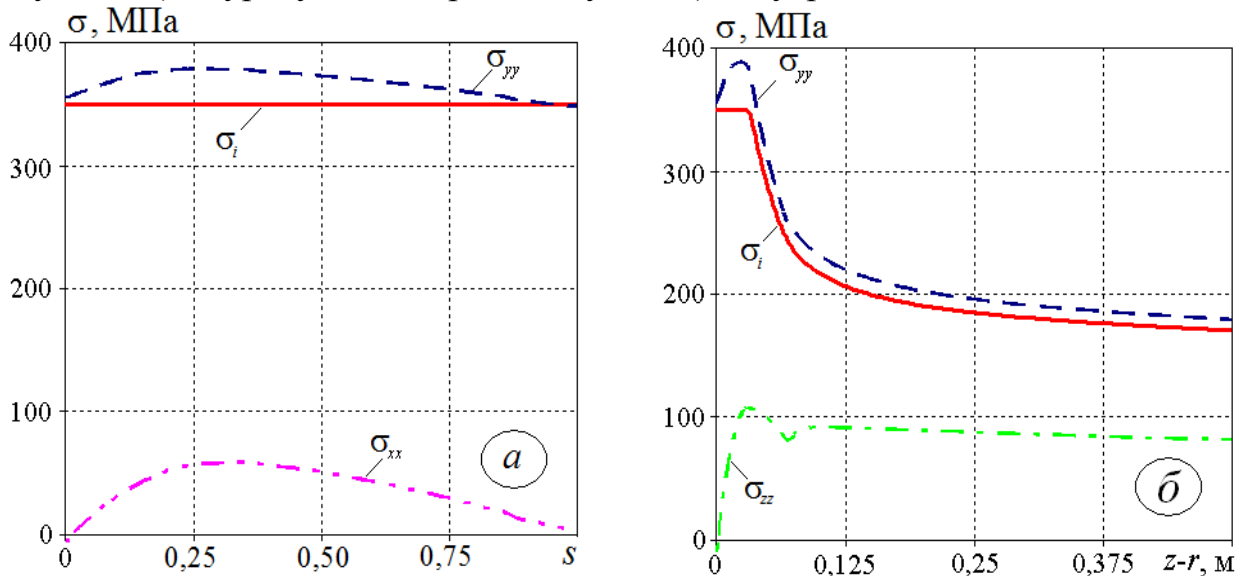


Рис. 7. Напруження в околі отвору з оптимальною за напруженнями вибіркою: за товщиною (а) та на внутрішній поверхні барабана вздовж лінії $A*B*$ (б) під час гідравлічних випробувань

При дослідженнях міцності барабана в межах пружної моделі в околі отворів інтенсивність напружень перевищує межу пластичності сталі 16 ГНМ (від 290 до 350 МПа залежно від кількості отворів в рядах). Моделювання пружно-пластичного деформування барабана при гідравлічних випробуваннях показало, що в околі отвору пластичне деформування охоплює всю його товщину (див. рис. 7-а), а в осьовому напрямі зона пластичного деформування поширюється приблизно на 35 мм (див. рис. 7-б). Після зняття навантаження в околі отвору виникають залишкові стискальні напруження порядку 70% від межі пластичності (див. рис. 8). Залишкові напруження наводяться практично по всій товщині області біля отвору. Матеріал в

околі отвору зміцнюється внаслідок пластичного деформування і в подальшому – при номінальному навантаженні деформується винятково пружно (див. рис. 9), тобто вторинні пластичні деформації оберненого знаку не виникають.

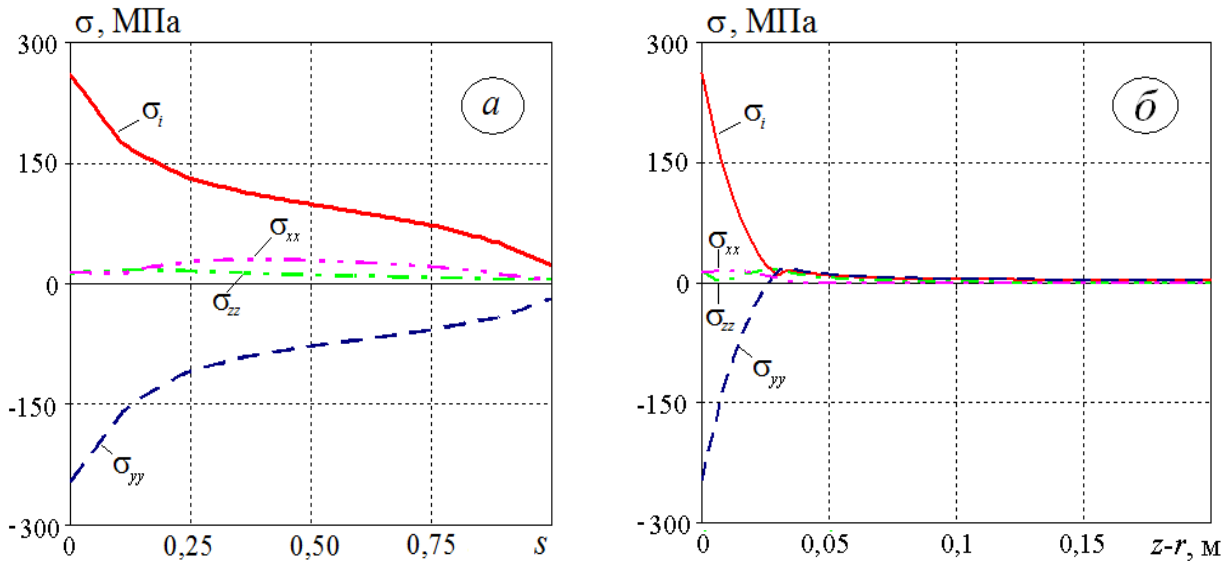


Рис. 8. Залишкові напруження в околі найнавантаженого отвору за товщиною (а) та залежно від віддалі від отвору в осьовому напрямі на внутрішній поверхні (б) після гідравлічних випробувань

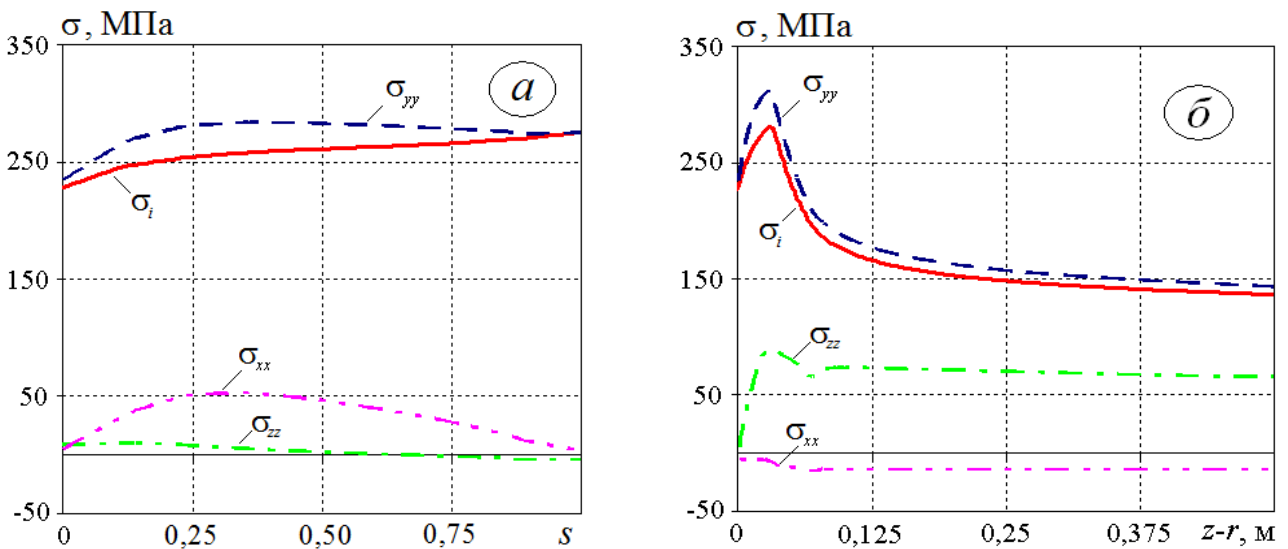


Рис. 9. Напруження в найнавантаженому місці за товщиною (а) та залежно від віддалі від отвору в осьовому напрямі на внутрішній поверхні (б) під час стаціонарної експлуатації після гідравлічних випробувань

Аварійну зупинку моделювали при різних за інтенсивністю умовах охолодження. Барабан, початкова температура якого 340 °С, починає омиватись з внутрішньої поверхні і отворів робочим середовищем з температурою 240 °С. З самого початку процесу охолодження шари металу з поверхні отворів і внутрішньої поверхні барабана 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. З шостої секунди процесу в околі отворів починається пластичне деформування.

Внаслідок повільнішого охолодження віддалені від отворів і внутрішньої поверхні шари барабана скорочуються у розмірах пізніше і, як наслідок, стягують швидко охолоджені шари отвору і внутрішньої поверхні, послаблюючи в них напруження розтягу і поступово наводячи в них стискальні напруження. Після повного охолодження у приповерхневих шарах металу (з внутрішньої поверхні і отворів) виникають стискальні залишкові напруження на рівні межі пластичності.

Результати досліджень напружено-деформованого стану барабану за різних режимів експлуатації котлоагрегату в подальшому використано при оцінюванні залишкового експлуатаційного ресурсу і продовженні термінів експлуатації низки котлоагрегатів, які відпрацювали біля 300 000 годин і вичерпали свій парковий ресурс.

Дослідження напруженого стану в барабані з вибірками показали, що максимальні напруження в зоні вибірки суттєво залежать від форми та розмірів вибірки, зокрема, від її ширини. Вузькі вибірки самі по собі є сильними концентраторами напружень і їх слід уникати. Збільшення ширини вибірки в околі отвору сприяє зменшенню концентрації напружень в барабані у цій зоні (див. рис. 10). У випадку довгих вибірок (60 мм і більше) глибиною 7 мм і більше вибірки бажано робити шириною до діаметру отворів. В околі таких глибоких вибірок при меншій їх ширині максимальні напруження істотно перевищують межу пластичності матеріалу.

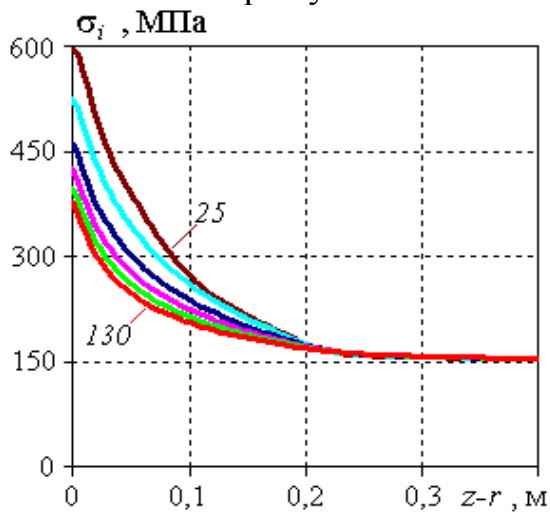


Рис. 10. Напруження на внутрішній поверхні (уздовж лінії $A*B^*$) в околі отвору з вибіркою на тілі барабана $h_b=8$ мм та $l_b=110$ мм за її ширини: 25, 40, 60, 80, 100 і 130 мм

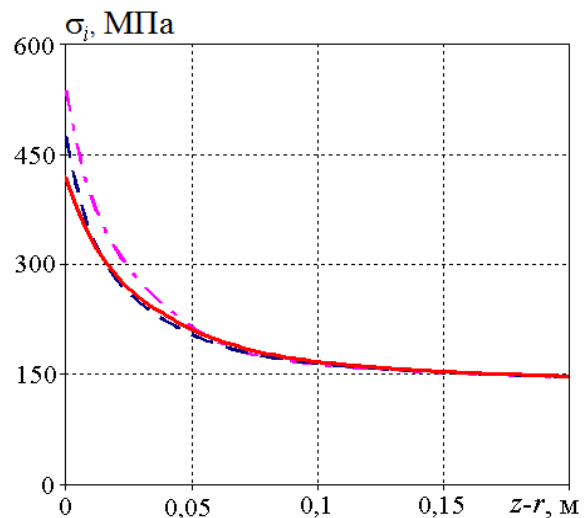


Рис. 11. Напруження при оптимальній формі вибірки (суцільна лінія); у випадку ширини вибірки рівної діаметру отвору (штрихова лінія) та за наявної вибірки ($h_o=6,5$ мм; $b_o=80$ мм; $l_o=70$ мм) (штрих-пунктирна лінія)

При виконанні вибірок на отворах рекомендовано кругове розточення отворів у вигляді зрізаного конусу, геометрію якого визначає глибина і довжина вибірки на отворі. При такому розточенні погіршення міцнісних характеристик барабана не відбувається (у порівнянні з барабаном без вибірок) – максимальні напруження у разі розточення отворів навіть стають меншими (в середньому на 5-7 МПа, див. рис. 11).

Таким чином, з погляду міцності оптимальними є кругове розточення отвору у вигляді зрізаного конусу і якнайширша вибірка на тілі барабана в околі отвору.

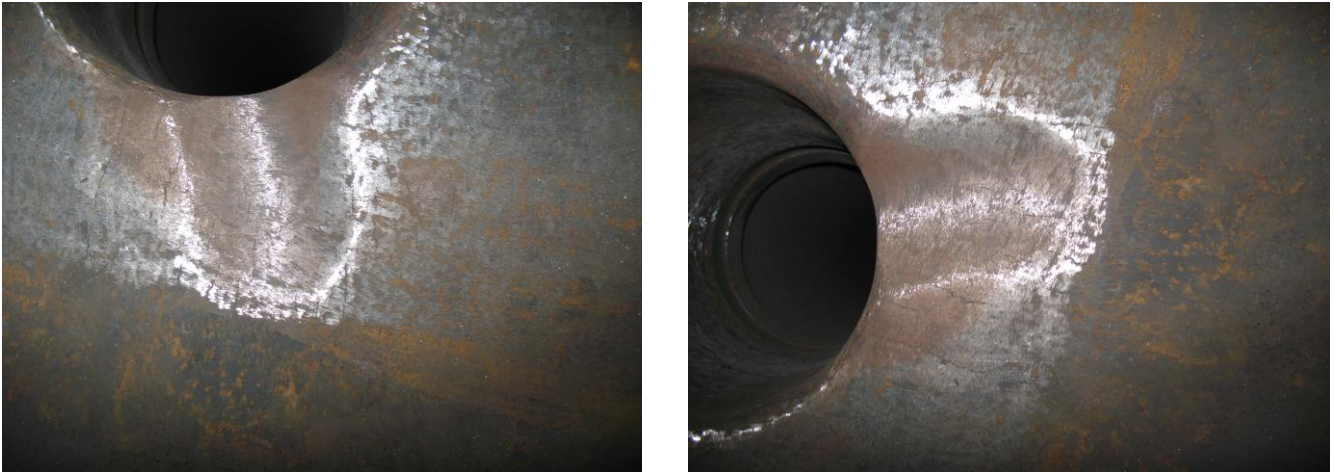


Рис 12. Ремонтні вибірки в околі отворів барабана котла ТП-100 на Бурштинській ТЕС

Результати проведених досліджень використано при оптимізації технології ремонту барабанів з пошкодженнями шляхом виконання в них технологічних вибірок з метою подовження термінів їх експлуатації (див. рис. 12).

У **четвертому розділі** наведено результати досліджень на міцність колекторів з дефектами на внутрішній поверхні (див. рис. 13), визначено параметри пошкоджень, за яких можливе подальше їх використання, та можливі причини виникнення пошкоджень (з метою подальшого впливу на них та їх мінімізації).

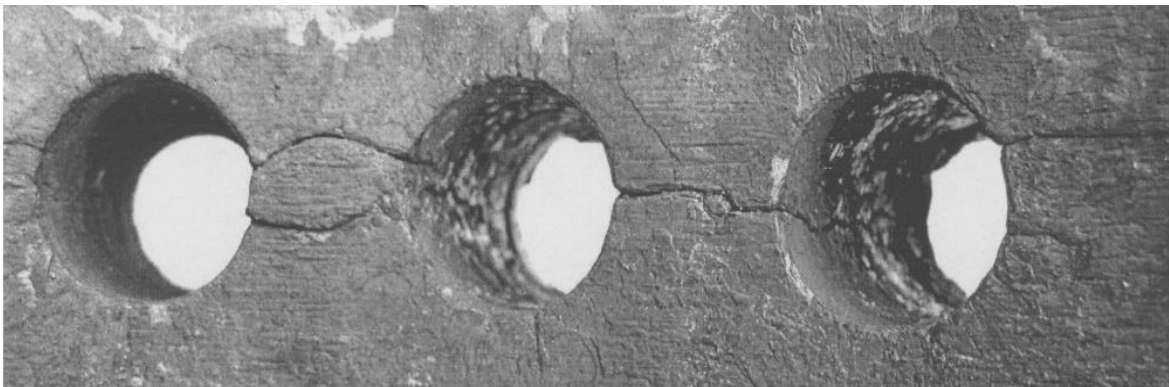


Рис. 13. Типові експлуатаційні пошкодження колекторів з внутрішньої поверхні

За розрахункову модель колектора з тріщинами, враховуючи умови симетрії, прийнято область, приведена на рис. 14.

Для виявлення причини появи поперечних тріщин між отворами виконано низку обчислювальних експериментів для колектора без тріщин ($h=0$), які показали, що максимальні еквівалентні напруження в колекторі за умов його стаціонарної експлуатації (тиск 14 МПа при температурі 540 °С) є значно меншими (~125 МПа; див. рис. 15) від мінімально допустимої межі пластичності для сталі 12Х1МФ (180 МПа). Зазначимо, що середні значення межі пластичності розглядуваної сталі за температур експлуатації, отримані з експериментів на зразках, що відпрацювали 215 000 – 296 600 год., є значно більшими і становлять 228 – 248 МПа. Основний внесок у напружений стан колектора при цьому роблять колові напруження.

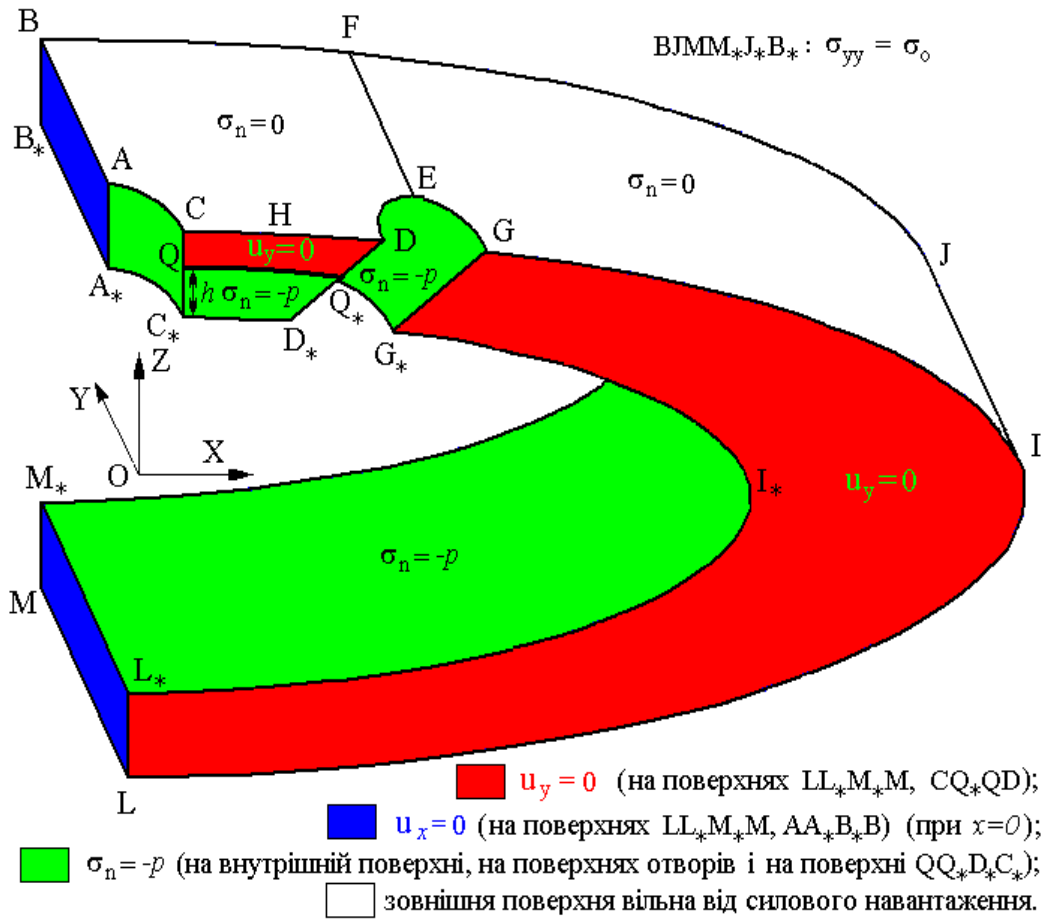


Рис. 14. Розрахункова область з урахуванням умов симетрії та крайові умови

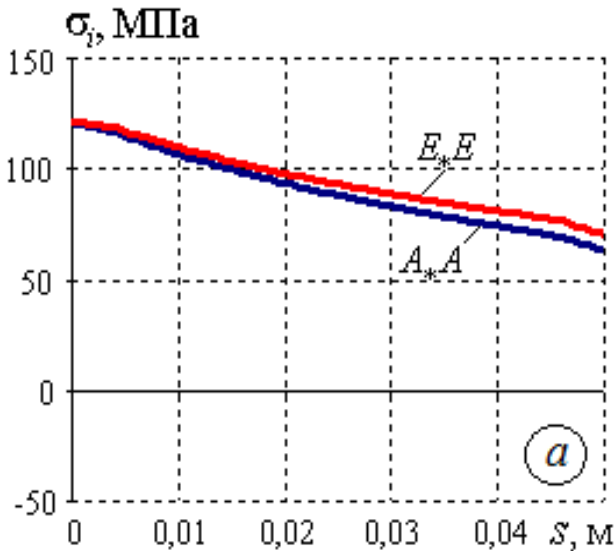


Рис. 15. Інтенсивність напружень за товщиною колектора у найнавантажених місцях центрального і крайнього отворів

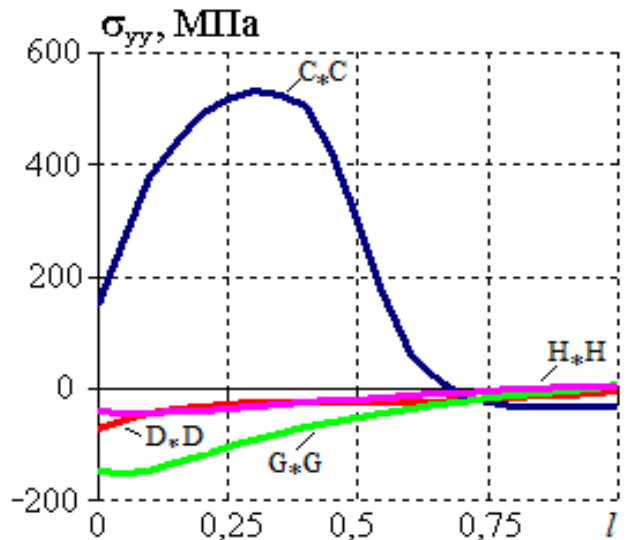


Рис. 16. Осьові напруження на лінях C*C, H*H, D*D, G*G; ($t=4\text{с}$; $\beta = 1,3 \text{ кВт/м}^2/\text{К}$; $T_0=540^\circ\text{C}$; $T_S=90^\circ\text{C}$)

За таких умов не повинно виникати тріщин. Тому досліджено термомеханічну поведінку колектора за умов охолодження, коли температура зовнішньої поверхні більша за температуру внутрішньої (за таких умов силові і температурні напруження на внутрішній поверхні є розтягальними, що призводить

до збільшення сумарних напружень). Виявлено, що при різкому охолодженні виникають великі осьові напруження (див. рис. 16), які цілком можуть спричинити появу поперечних тріщин.

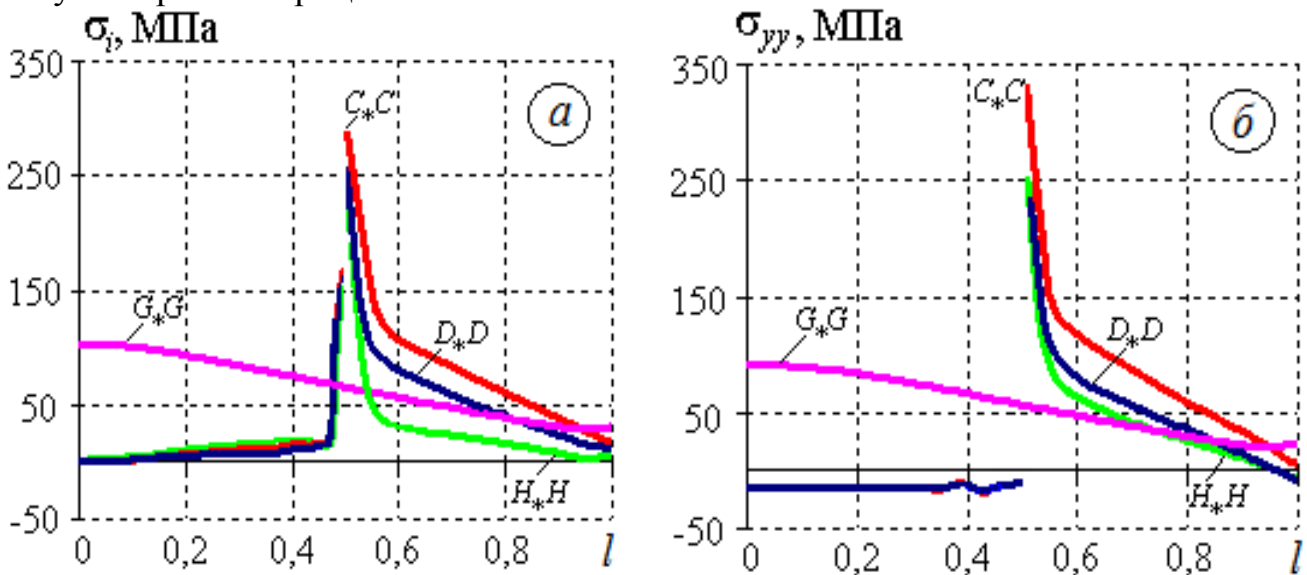


Рис. 17. Інтенсивність (а) та осьові напруження (б) за товщиною колектора з тріщиною глибиною 25 мм.

Досліджено міцність колектора, на внутрішній поверхні якого між отворами є тріщина сталої товщини h . На рис. 17, зокрема, наведено розподіли інтенсивності напружень та осьових напружень в характерних перерізах (на лініях C^*C , H^*H , D^*D , G^*G відповідно) у площині тріщини глибиною 25 мм. Графіки напружень у найнавантаженішій області колектора з поперечною тріщиною між отворами різної глибини подано на рис. 18.

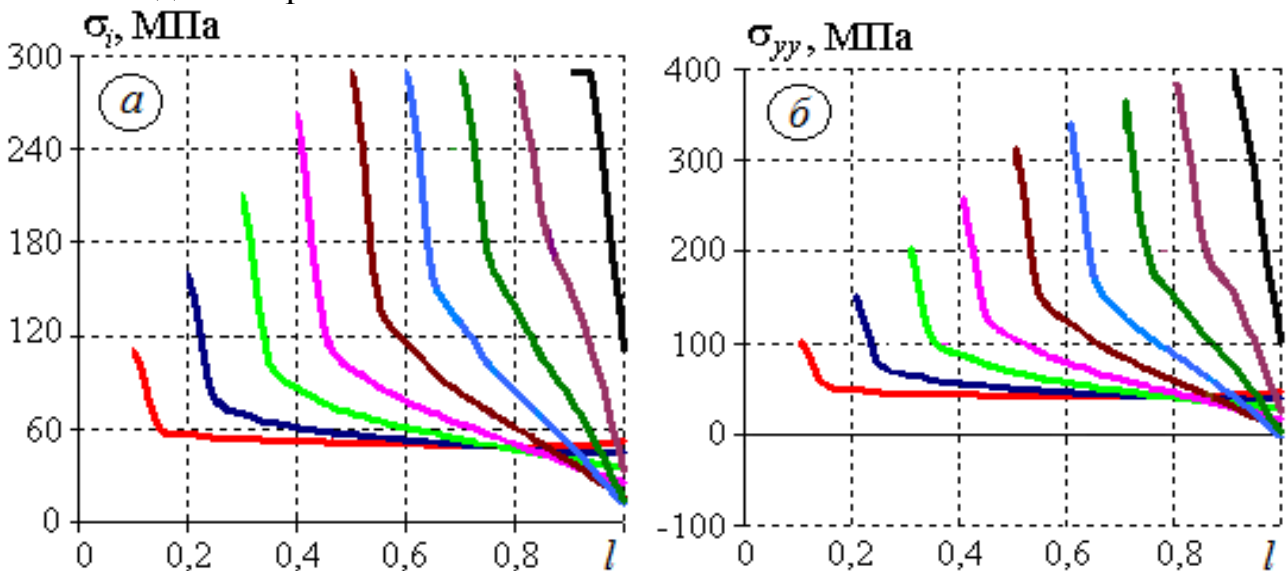


Рис. 18. Інтенсивність (а) та осьові (б) напруження (за товщиною) у місці виникнення максимальних напружень на центральному отворі для тріщин глибиною відповідно 5, 10, 15, 20, 25, 30, 35, 40, 45 мм

Варто зазначити, що при глибині тріщини 45 мм зона пластичного деформування в околі берега тріщини незначна, а максимальні еквівалентні пластичні деформації (біля вершини тріщини на центральному отворі) за межі

пластичності $\sigma_T = 220$ МПа становлять 0,00373, тобто практично утричі більші, ніж деформації початку пластичного деформування ($\sigma_T/E = 0,00122$), що, загалом, не вичерпує здатності матеріалу далі пластично деформуватись і зміцнюватись.

Для кожної глибини тріщини визначено коефіцієнт інтенсивності напружень і виконано його порівняння з відповідною характеристикою матеріалу - граничною інтенсивністю напружень для тріщиноутворення від корозії під напруженням, визначеного з експериментів на зразках, які відпрацювали 215 000 - 296 000 год. На цій основі з урахуванням фактичного накопичення пошкоджуваності досліджено можливість катастрофічного поширення тріщин в реальних колекторах.

Результати виконаних досліджень використано при встановленні можливості і термінів подальшої тимчасової експлуатації колекторів з пошкодженнями у вигляді тріщин на Бурштинській ТЕС.

У **п'ятому розділі** подано результати розрахунку на міцність екранних труб 60x6 із сталі 20 з експлуатаційними потоншеннями за дії внутрішнього робочого тиску $p = 15,5$ МПа та різних перепадів температури по товщині труби.

Дослідження міцності труб виконано з урахуванням реальної геометрії зони потоншення без використання гіпотез про однорідність і тонкість труб.

За вихідну модель прийнято тривимірне тіло у вигляді пружного зрізаного ззовні циліндра. Геометрію такого тіла однозначно визначає внутрішній R_1 та зовнішній R_2 радіуси циліндра, а зону потоншення задають параметри l_1 , l_2 та мінімальна товщина s_{min} в зоні потоншення (див. рис. 19).

На внутрішній поверхні циліндра задано тиск. Зовнішню поверхню циліндра та його торець $x_3 = L$ є вільними від силового навантаження. На поверхнях $x_2 = 0$ та $x_3 = 0$ умови симетрії $u_{x_2} = 0$ та $u_{x_3} = 0$ відповідно.

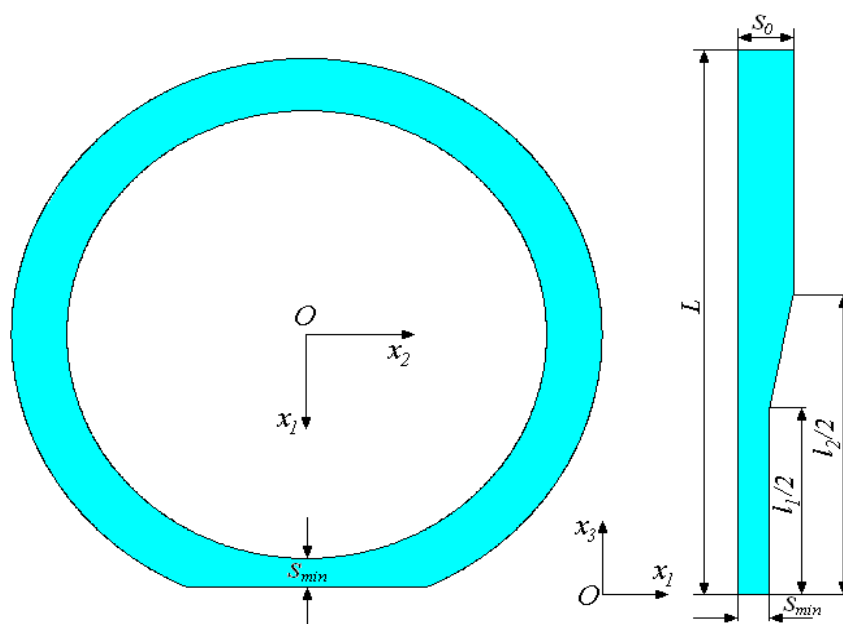


Рис. 19. Перерізи екранної труби з експлуатаційними потоншенням

Характеристики матеріалу труби приймали відповідно до умов експлуатації (температура 340°C).

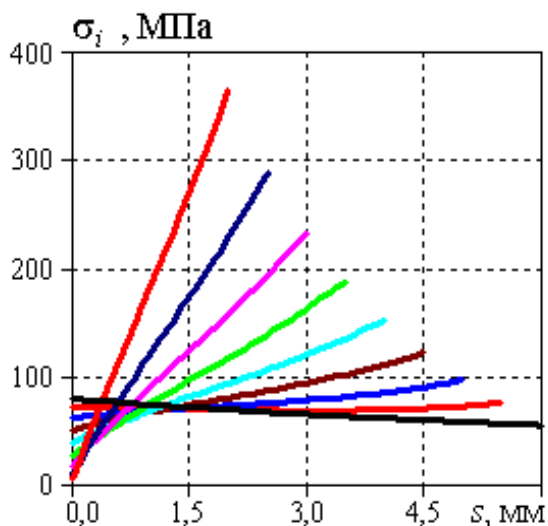


Рис. 20. Інтенсивність напружень за товщиною в трубі при різних потоншеннях стінки (0; 0,5; 1; 1,5; 2; 2,5; 3; 3,5; 4 мм)

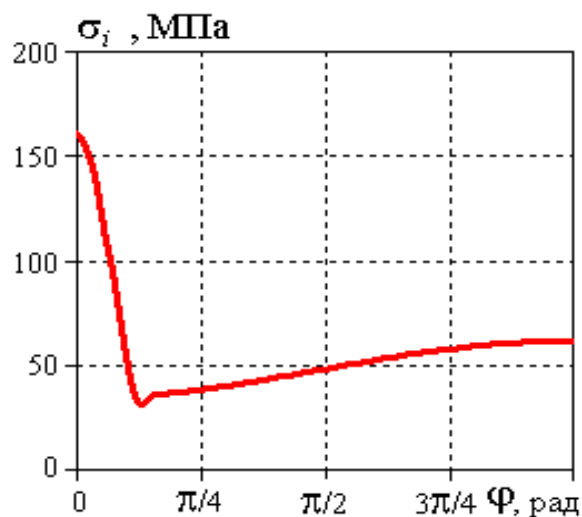


Рис. 21. Напруження на зовнішній поверхні труби в напрямі від найтоншого місця

Результати досліджень напруженого стану екранних труб котлоагрегату показали, що максимальне напруження в трубі без потоншення виникають на внутрішній поверхні. З потоншенням труби картина поступово змінюється і при потоншенні на 1 мм і більше максимальні напруження виникають вже на зовнішній поверхні (див. рис. 20). Цей результат є якісно відмінним від того, який отримуємо при використанні стандартної галузевої методики.

Зазначимо, що максимальні напруження мають місце саме в зоні потоншення, що ілюструє рис. 21, на якому показана інтенсивність напружень на зовнішній поверхні труби за кутовою координатою в напрямі від найтоншого місця ($s_{\min} = 3,8$ мм).

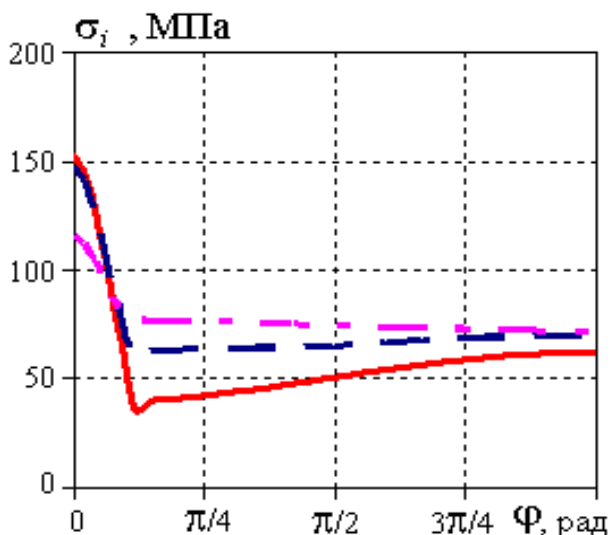


Рис. 22. Напруження в трубі за дії тиску (суцільна лінія) з додатковим градієнтом температури по товщині 8 °С (штрихова лінія) і 30 °С (штрих-пунктирна лінія)

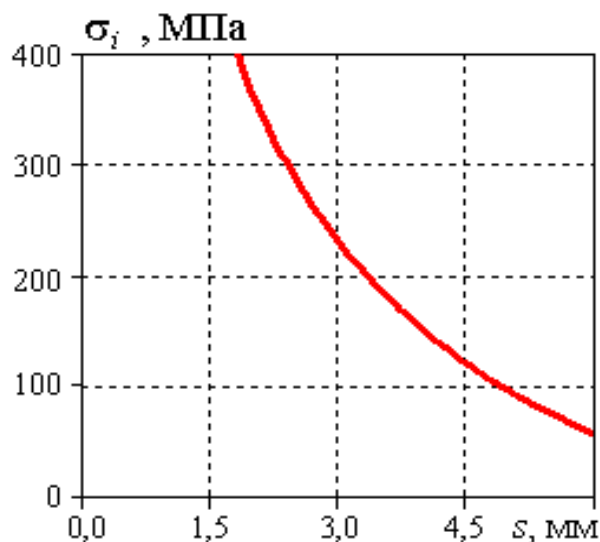


Рис. 23. Залежність максимальних напружень від товщини труби в місці максимального потоншення

Градієнт температури по товщині стінки труби при її зовнішньому обігріві спричиняє стискальні напруження в зовнішньому приповерхневому шарі, які

понижують рівень сумарних розтягувальних напружень від внутрішнього тиску (див. рис. 22). В міру зменшення градієнта температури при виході на стаціонарний режим експлуатації зменшується його вплив на напружений стан труби.

На рис. 23 наведено функціональну залежність максимальних значень інтенсивності напружень від товщини в місці максимального потоншення. На основі даної залежності можна визначити мінімальну товщину стінки труби, за якої максимальні напруження не перевищують допустимого рівня. Зокрема, якщо за допустимі напруження прийняти величину 166,4 МПа (межу пластичності сталі при температурі 350 °С), мінімальна допустима товщина стінки труби в зоні потоншення становить 3,8 мм. Оскільки сталь 20 має межу міцності близько 400 МПа, при такій товщині стінки (3,8 мм) коефіцієнт запасу міцності приблизно рівний 2,4 (400/166,4). Межу міцності матеріалу труби за припущення про лінійний зв'язок між напруженнями і деформаціями досягаємо при товщині 1,85 мм. Враховуючи пластичні властивості сталі 20, 400 МПа буде досягнуто при ще меншій товщині, визначити яку можна за наявності реальної кривої деформування для даного матеріалу.

Результати досліджень міцності екранних труб з експлуатаційними потоншеннями використано при вирішенні питань заміни ділянок екранних труб під час ремонтних робіт на Бурштинській ТЕС.

У шостому розділі досліджено на міцність штуцери на постремонтній стадії (після усунення певного об'єму деградованого чи механічно пошкодженого металу з допомогою технологічної вибірки) за умов експлуатації. Приведено залежності між геометричними параметрами вибірок і максимальними напруженнями в штуцерах, з використанням яких можна визначити такі геометричні параметри вибірки, за яких напруження в штуцері не перевищують допустимих.

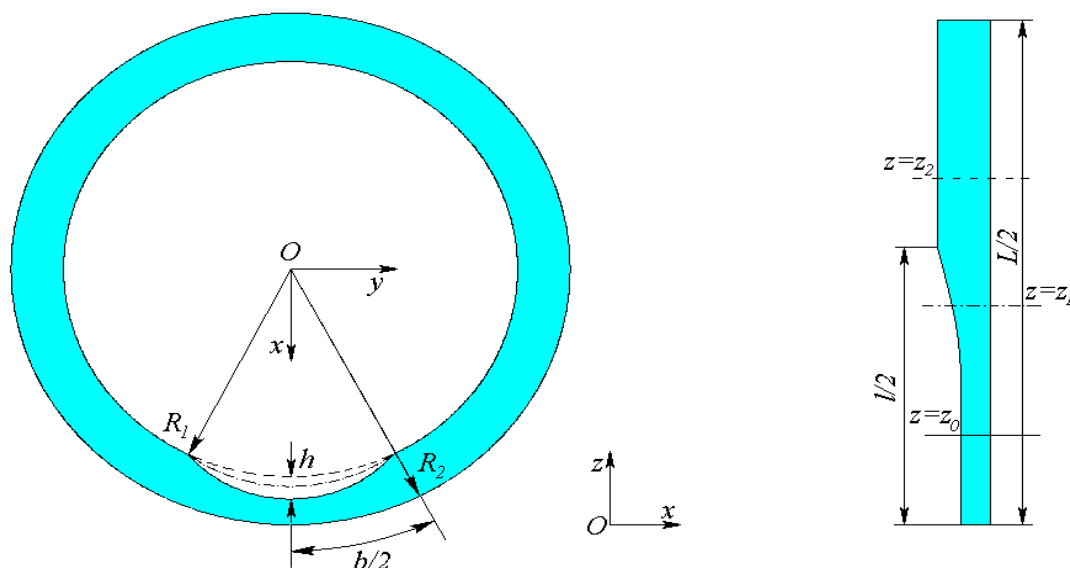


Рис. 24. Перерізи штуцера з вибіркою глибиною h , шириною b і довжиною l площинами $z=z_0(z_1, z_2)$ та $y=0$ відповідно

Наявність тріщин в штуцерах може стати причиною миттєвого катастрофічного руйнування енергетичного обладнання. Тому їх усувають шляхом видалення ділянок металу разом з дефектами (див. рис. 24). Рішення про подальшу

експлуатацію чи заміну штуцера після ремонтних втручань приймають з урахуванням максимальних напружень у ньому під час експлуатації, які не повинні перевищувати допустимих.

Штуцер розглядали як порожнистий циліндр, радіус внутрішньої і зовнішньої поверхонь якого $R_1 = 0,0645$ м та $R_2 = 0,0795$ м. Циліндр перебуває за дії внутрішнього тиску 15,5 МПа. Характеристики матеріалу циліндра (сталь Ст. 20) приймали відповідно до температури експлуатації (340°C).

Порівняльний аналіз результатів за запропонованим в роботі підходом і галузевою методикою показав, що необхідно обов'язково враховувати реальну геометрію вибірки. Розрахункові напруження в штуцері з вибіркою за галузевою методикою отримують зі співвідношення для оболонки сталого товщини під тиском, в якому товщину вибирають меншою на глибину вибірки. На рис. 25 приведено результати для штуцерів з двома різними вибірками. Як бачимо, максимальні напруження виникають на внутрішній поверхні штуцера в місці найглибшої вибірки. В обох випадках максимальні напруження в околі найбільшої глибини вибірки перевищують напруження отримані для штуцера сталого товщини 13 і 12 мм (за галузевою методикою), а також допустимі напруження (109 МПа). Розрахункові ж напруження за галузевою методикою, яка не враховує ширини вибірки, є меншими за допустимі.

Аналогічні результати отримано і для інших вибірок, що вказує на недопустимість підходу до оцінки міцності штуцера з вибіркою без урахування геометричної форми вибірки, зокрема її ширини.

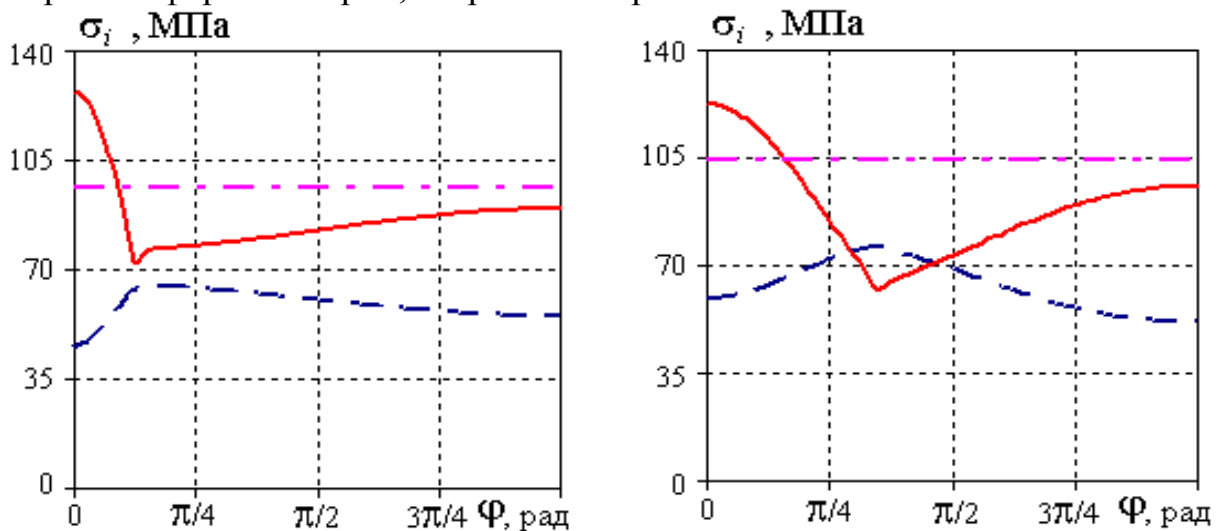


Рис. 25. Напруження на внутрішній (суцільна лінія) та зовнішній (штрихова лінія) поверхнях циліндра з вибірками $h=2$ мм і $b=50$ мм (а) та $h=3$ мм і $b=140$ мм (б) і за галузевою методикою (штрих-пунктирні лінії); початок відліку кутової координати - місце максимальної глибини вибірки.

Обчислювальний експеримент також показав істотну залежність максимальних напружень від довжини вибірки (див. рис. 26). Галузева методика дає в цьому випадку завищені значення максимальних напружень.

На основі проведених досліджень напружено-деформованого стану штуцерів з технологічними вибірками отримано узагальнюючі результати для різних геометричних параметрів вибірок, а також побудовано залежність (див. рис. 27)

мінімально допустимої ширини вибірки від двох інших її параметрів (глибини h і довжини l). Ці залежності дають можливість визначати такі комбінації геометричних параметрів вибірки, які забезпечують невихід напружень за допустимий рівень.

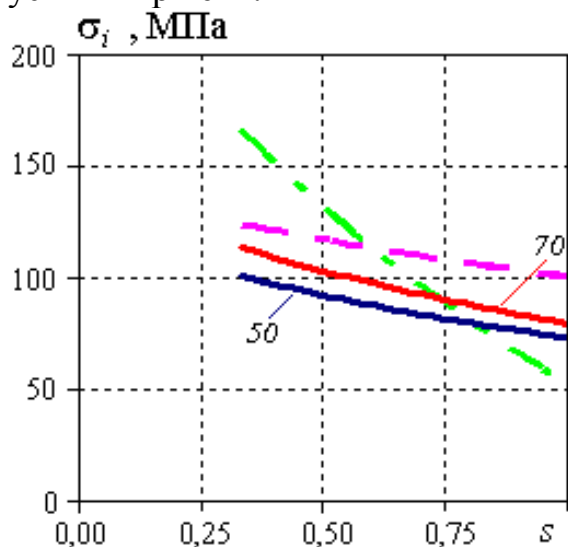


Рис. 26. Напруження в штуцері з вибіркою $h=5$ мм і $b=120$ мм (для двох довжин $L=50$ і 70 мм); за галузевою методикою (штрихова лінія), в циліндрі з безмежно довгою вибіркою (штрих-пунктирна лінія)

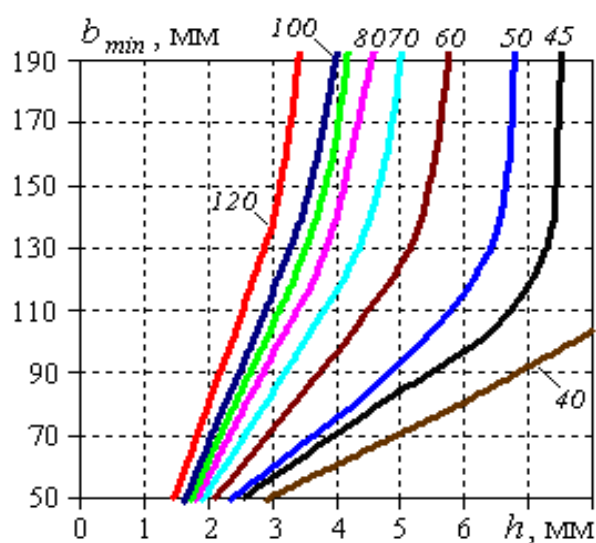


Рис. 27 Залежність допустимої ширини вибірки від її глибини для довжин 40, 45, 50, 60, 70, 80, 90, 100, 120 мм

Зазначено, що глибина і довжина вибірки є фіксованими (їх визначає глибина і довжина тріщини), тоді як шириною вибірки можна в певній мірі керувати. Комп'ютерне моделювання процесів деформування в штуцерах з ремонтними вибірками за умов експлуатації показали, що вибірку необхідно робити якнайширшою (до діаметру отвору).

Дослідження напруженого стану штуцера з двома протилежно розташованими вибірками показали, що нема взаємовпливу вибірок на напружений стан, що виникає в їх околі.

Результати досліджень на міцність штуцерів використані на Бурштинській ТЕС при розробці режимів проведення ремонтних робіт шляхом вибірок дефектних ділянок штуцерів і склали теоретичну основу бандажування штуцерів з пошкодженнями.

У **сьомому розділі** наведено результати оцінювання придатності та визначення можливостей подальшої експлуатації котлоагрегатів.

Основним елементом котлоагрегату є барабан, експлуатаційний ресурс якого визначає відповідний ресурс котлоагрегату. Усі інші елементи циркуляційного циклу котлоагрегату відносно легко замінюються. Тому колектори, штуцери, екранні труби з експлуатаційними пошкодженнями розраховують на міцність і в разі, коли максимальні експлуатаційні напруження в них на постремонтній стадії не перевищують допустимих, а результати візуального контролю, стан металу, його структура, твердість та інші характеристики є задовільні, ці конструкційні елементи вважають придатними до подальшої експлуатації. Досліджують експлуатаційну надійність барабана, визначають оптимальні параметри ремонтних

робіт з метою усунення пошкоджень. Визначають експлуатаційні напруження в барабані за різних циклічних режимів роботи котлоагрегату з урахуванням деградації металу і ремонтних втручань. На цій основі отримують оцінку експлуатаційного ресурсу барабана шляхом визначення його стану за рівнем накопиченої пошкоджуваності металу.

При обчисленні коефіцієнта накопиченої пошкоджуваності важливо мати достатньо точні значення напружень, адже відповідно до співвідношення (20) саме максимальне значення амплітуди зміни напружень за цикл навантаження визначає допустиму кількість циклів для конкретного режиму експлуатації, яку використовують при обчисленні остаточної оцінки (21).

Внаслідок адекватного моделювання процесів деформування барабана, як тривимірної конструкції складної геометричної форми з отворами і технологічними вибірками, отримано науково обґрунтовані оцінки їх залишкового експлуатаційного ресурсу. У розділі приведено порівняння оцінок експлуатаційного ресурсу, отриманих за стандартною галузевою і запропонованою в роботі методиками. Показано, що використання уточнених моделей оцінювання міцності елементів котлоагрегату відкриває додаткові можливості продовження термінів їх експлуатації, дає реалістичніші оцінки їх залишкового ресурсу та пояснює, чому деякі конструкційні елементи все ще працюють, коли на основі галузевої методики мали би бути списані.

Досліджено можливість продовження термінів експлуатації низки котлоагрегатів Бурштинської та Добротвірської ТЕС. Виконані на основі розробленої в праці методології дослідження міцності обчислювальні експерименти дозволяють констатувати, що найістотніший вклад в накопичену пошкоджуваність металу вносить режим планового "пуску-зупинки". Практично це означає, що чим менше буде таких пусків-зупинок, тим більший буде залишковий ресурс котлоагрегату. З іншого боку це означає, що треба надзвичайно відповідально підходити до цього режиму. Для зменшення внеску цього режиму в накопичувану пошкоджуваність металу можна зменшити швидкість зростання (спадання) температури робочого середовища – до 3 °С/хв. (а, по-можливості, і ще менше в перші хвилини зупинки) і збільшити швидкість зростання (спадання) тиску робочого середовища (водно-парової суміші) хоча б до 0,15 МПа/хв (а краще до 0,25 МПа/хв). Тоді вдасться зменшити внесок цього режиму в накопичену пошкоджуваність на 25%.

Обчислювальні експерименти показали, що амплітуда термоцикування 20 °С (саме таке значення амплітуди радить брати при обчисленнях нормативна галузева документація у разі відсутності точної інформації про неї) є зовеликою. Внесок стаціонарного режиму в накопичувану пошкоджуваність при такій амплітуді стає максимальним. Коливання температури водно-парової суміші під час режиму стаціонарної експлуатації з амплітудою, що не перевищує 5 °С, дозволить вплив чинника термоцикування на експлуатаційний ресурс звести нанівець.

Результати і висновки розділу носять цілковито практичний характер. Упродовж 2007-2017 років вони неодноразово впроваджувались на ТЕС "Західенерго".

ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ РОБОТИ ТА ВИСНОВКИ

Дисертаційна робота є комплексним дослідженням, яке розв'язує важливу науково-технічну проблему енергетичного машинобудування – розроблення наукових основ забезпечення міцності, збільшення експлуатаційного ресурсу і продовження термінів експлуатації котлоагрегатів енергоблоків ТЕС з урахуванням пошкоджень, деградації металу та ремонтних втручань. При цьому:

1. Для оцінювання міцності котлоагрегату, враховуючи його високотемпературні навантаження і наявність зон пластичного деформування, запропоновано варіант просторово тривимірної теорії неізотермічної термопружно-пластичності, що дає можливість врахувати складну геометричну форму елементів котлоагрегату, експлуатаційних пошкоджень чи змін форми після ремонтних впливів, а також зміну властивостей матеріалу в часі і пружно-пластичний характер деформування.

2. Розроблено методологію моделювання процесів деформування елементів котлоагрегату за різних нестационарних режимів його експлуатації з використанням сучасних числових методів.

3. Запропоновано методологію визначення експлуатаційного ресурсу котлоагрегату шляхом визначення його стану за рівнем накопиченої пошкоджуваності металу на основі уточненої математичної моделі оцінювання міцності елементів котлоагрегату.

4. Визначено небезпечні з погляду міцності зони котлоагрегатів енергоблоків ТЕС, з яких найімовірніше почнеться руйнування, і отримано оцінки максимальних напружень в околах цих зон. Показано, що тріщини і пошкодження в цих зонах можуть виникати лише в процесі охолодження (коли внутрішня поверхня елементів котлоагрегату охолоджується швидше за зовнішню, як наприклад в процесі аварійної чи планової зупинки), позаяк виникаючі при цьому розтягувальні температурні напруження накладаються на такі ж розтягувальні напруження від внутрішнього тиску, в результаті чого сумарні напруження збільшуються. Поза цими зонами рівень напружень такий, що руйнування і виникнення пошкоджень там малоімовірне.

5. Отримано кількісні оцінки максимальних напружень у барабанах котлоагрегатів та визначено їх амплітуду за цикл режимів стаціонарної експлуатації з урахуванням термоцикування, планового пуску-зупинки, гідравлічних випробувань та аварійної зупинки котлоагрегатів.

6. Виявлено, що в невеликих областях в околі отворів у водяному об'ємі барабана виникають значні напруження, які можуть перевищувати межу пластичності. За межами околів цих отворів напруження істотно менші, і руйнування чи пошкодження там малоімовірне.

7. За циклічних режимів роботи котлоагрегату в місцях локальної концентрації напружень в барабані руйнування від малоциклової втоми не відбуватиметься; пошкоджуватись метал може лише при першому досягненні максимальних напружень.

8. Теоретично обґрунтовано технологію ремонту барабанів шляхом виконання вибірок матеріалу з пошкодженнями. Визначено раціональні форми геометричних параметрів вибірок в барабанах в околі отворів і на отворах, які

дають можливість істотно понизити рівень концентрації напружень в околі зон з ремонтними втручаннями. Запропоновано робити вибірки на внутрішній поверхні барабана в околі отворів розширеними аж до діаметру отвору, а вибірки на отворах замінити рівномірним розточенням отворів у вигляді зрізаного конусу на глибину, що відповідає розміру локальної вибірки на отворі (погіршення міцнісних характеристик барабана у порівнянні з барабаном без вибірки при цьому не відбувається).

9. В результаті дослідження міцності колекторів з урахуванням деградації матеріалу та експлуатаційних пошкоджень встановлено, що зародження і поширення поперечних тріщин у тілі колектора між отворами слід пов'язувати зі значними температурними градієнтами за товщиною колектора в нестационарних режимах різкого охолодження (наприклад, за аварійної зупинки котла чи при відхиленнях в режимах охолодження).

10. Побудовано залежності між максимальними напруженнями і геометричними параметрами потоншеної ділянки екранної труби, які дозволяють визначити мінімальну товщину стінки труб, при якій експлуатаційні напруження не перевищують заданого допустимого рівня. Проаналізовано вплив геометричних параметрів зони потоншення на напружений стан труби. Показано, що максимальні напруження у зоні потоншення труби при довжинах пошкодженої ділянки понад 10 см однозначно визначає глибина пошкодження. Зі зменшенням довжини (менше 10 см) максимальні напруження починають поступово спадати.

11. Якщо за допустимий рівень напружень прийняти межу течіння матеріалу екранних труб (сталь 20), то мінімальна допустима товщина стінки труби всередині пошкодженої ділянки становить 3,8 мм. Оскільки сталь 20 є матеріалом із деформаційним зміцненням і за умов експлуатації має межу міцності близько 400 МПа, то при товщині стінки 3,8 мм коефіцієнт запасу міцності до руйнування становить 2,4. Межу міцності, виходячи із розрахунків в межах пружної моделі, буде досягнуто при товщині 1,85 мм.

12. В межах запропонованого підходу побудовано функціональні залежності між глибиною, довжиною і шириною вибірки для визначення таких її геометричних параметрів, за яких напруження у штуцері котлоагрегату не перевищують допустимих.

13. Досліджено можливість продовження термінів експлуатації на визначені періоди трьох котлоагрегатів енергоблоків ТЕС за чітко окреслених умов. Виявлено, що найістотніший вклад в накопичену пошкоджувальність металу вносить режим планового "пуску-зупинки" котлоагрегату. Обчислювальний експеримент показав, що внаслідок вибору швидкості зростання/спадання тиску робочого середовища в межах регламентного інтервалу 0,125–0,15 МПа/хв. під час планових пусків-зупинок можна зменшити накопичену пошкоджувальність металу барабана, що відповідає цьому режиму, приблизно на 25%, а отже у такий спосіб ощадливіше витратити його експлуатаційний ресурс.

14. Галузева нормативна документація рекомендує в разі відсутності інформації про амплітуду термоцикування, брати при розрахунках 20 °С. Дослідження показали, що це завелика амплітуда, при якій внесок стаціонарного

режиму в накопичувану пошкоджуваність стає максимальним. Коливання температури водно-парової суміші під час режиму стаціонарної експлуатації з амплітудою, що не перевищує 5°C, дозволяє звести нанівець вплив чинника термоцикування на експлуатаційний ресурс.

15. Поставлену в дисертації мету досягнуто, а наукові задачі розв'язано. Результати і висновки роботи носять цілковито практичний характер. Запропонована методологія дослідження міцності і збільшення залишкового експлуатаційного ресурсу пройшла апробацію в конкретних виробничих умовах і впроваджена на Бурштинській і Добротвірській ТЕС. На її основі побудована технологія виконання ремонтних робіт в барабанах котлоагрегатів ТЕС, яка дала можливість продовжити експлуатацію трьох котлоагрегатів, що вичерпали свій парковий ресурс, на терміни від 25000 до 50000 годин кожний.

Результати виконаних досліджень можуть бути використані для створення нових вітчизняних галузевих нормативно-технічних документів по ремонту елементів енергетичного машинобудування.

Основний зміст дисертаційної роботи відображено у публікаціях:

1. Drobenko V., Budz S. Assessment of suitability of screen tubes with damages for further use on the basis of mathematical modeling // *Mathematical Modeling and Computing*. – 2019. Vol. 6, No. 1. – P. 21–29. (Scopus)
2. Drobenko V.D., Budz S.F., Budz I.S., Kuz I.S. Stressed State of Nozzles with Local Extractions of Defects // *Materials Science*. – 2019. Vol. 54, No. 6. – P. 883-888. (Scopus)
3. Будз С.Ф. Типові пошкодження та напружений стан в елементах енергообладнання за умов їх експлуатації // *Вісник Національного університету «Львівська політехніка»*. Серія: Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. – 2019. № 910. – с. 3-9.
4. Асташкин В., Будз С., Дробенко Б., Торский А. Математическое моделирование при оценке пригодности к дальнейшей эксплуатации экранных труб котлоагрегатов с приобретенными дефектами // *Manufacturing processes. Actual Problems* – 2018. Vol 2: Modelling and optimization of manufacturing processes (Моделирование и оптимизация производственных процессов). *Studia i monografie z. 493* (ISBN 978-83-66033-23-8, pod red. nauk.: O. Hachkevych, A. Stanik-Besler, T. Wołczański). Oficyna Wydawnicza Politechniki Opolskiej, Opole, 2018. Глава 8. – С. 151-160.
5. Будз С., Волчаньски Т., Дробенко Б., Станик-Бэслер А. Моделирование режимов работы коллекторов котлов ТЭС с учетом деградации материала и приобретенных повреждений с целью оценки пригодности к эксплуатации // *Manufacturing processes. Actual Problems* – 2018. Vol 2: Modelling and optimization of manufacturing processes (Моделирование и оптимизация производственных процессов). *Studia i monografie z. 493* (ISBN 978-83-66033-23-8, pod red. nauk.: O. Hachkevych, A. Stanik-Besler, T. Wołczański). Oficyna Wydawnicza Politechniki Opolskiej, Opole, 2018. Глава 7. – С. 135-150.

6. Асташкин В., Будз С., Гачкевич А., Дробенко Б. Оценка эксплуатационного ресурса элементов энергооборудования с использованием моделирования напряженного состояния при учете деградации материала, повреждений и ремонтных выборок дефектов // Manufacturing processes. Actual Problems – 2018. Vol 2: Modelling and optimization of manufacturing processes (Моделирование и оптимизация производственных процессов). Studia i monografie z. 493 (ISBN 978-83-66033-23-8, pod red. nauk.: O. Nachkevych, A. Stanik-Besler, T. Wołczański). Oficyna Wydawnicza Politechniki Opolskiej, Opole, 2018. Глава 6. – С. 117-134.
7. Асташкин В., Боженко Б., Будз С., Дробенко Б. Компьютерное моделирование процесса деформирования при эксплуатации барабана котла высокого давления теплоэлектростанции, имеющего ремонтные выборки // Manufacturing processes. Actual Problems – 2018. Vol 2: Modelling and optimization of manufacturing processes (Моделирование и оптимизация производственных процессов). Studia i monografie z. 493 (ISBN 978-83-66033-23-8, pod red. nauk.: O. Nachkevych, A. Stanik-Besler, T. Wołczański). Oficyna Wydawnicza Politechniki Opolskiej, Opole, 2018. Глава 5. – С. 99-116.
8. Боженко Б., Будз С., Дробенко Б., Равска-Скотничны А. Моделирование напряженного состояния штуцеров с ремонтными выборками дефектов // Manufacturing processes. Actual Problems – 2018. Vol 2: Modelling and optimization of manufacturing processes (Моделирование и оптимизация производственных процессов). Studia i monografie z. 493 (ISBN 978-83-66033-23-8, pod red. nauk.: O. Nachkevych, A. Stanik-Besler, T. Wołczański). Oficyna Wydawnicza Politechniki Opolskiej, Opole, 2018. Глава 4. – С. 87-98.
9. Будз С., Гачкевич А., Дробенко Б., Кушнир Р. Численное моделирование термомеханических процессов в элементах энергооборудования // Manufacturing processes. Actual Problems – 2018. Vol 2: Modelling and optimization of manufacturing processes (Моделирование и оптимизация производственных процессов). Studia i monografie z. 493 (ISBN 978-83-66033-23-8, podred. nauk.: O. Nachkevych, A. Stanik-Besler, T. Wołczański). Oficyna Wydawnicza Politechniki Opolskiej, Opole, 2018. Глава 2. – С. 53-70.
10. Асташкин В., Будз С., Гачкевич А., Дробенко Б. Математическое моделирование термомеханических процессов в элементах действующего энергооборудования // Manufacturing processes. Actual Problems – 2018. Vol 2: Modelling and optimization of manufacturing processes (Моделирование и оптимизация производственных процессов). Studia i monografie z. 493 (ISBN 978-83-66033-23-8, podred. nauk.: O. Nachkevych, A. Stanik-Besler, T. Wołczański). Oficyna Wydawnicza Politechniki Opolskiej, Opole. – 2018. Глава 1. – С. 33-52.
11. Асташкін В.І., Будз С.Ф., Дробенко Б.Д. Оцінювання можливості подальшого використання колекторів первинного пароперегрівача котла з експлуатаційними пошкодженнями // Прикладні проблеми механіки і математики. – 2018. – Вип. 16. – С. 74-81.
12. Дробенко Б., Асташкін В., Будз С. До проблеми продовження терміну

- експлуатації елементів енергетичного обладнання // Фізико-математичне моделювання та інформаційні технології. – 2018. Вип. 27. – С. 48-55.
13. Гачкевич О., Дробенко Б., Асташкін В., Будз С. Модельний опис фазових перетворень і залишкових напружень в елементах конструкцій при термічному навантаженні // Фізико-математичне моделювання та інформаційні технології. – 2017. Вип. 26. – С. 17-30.
 14. Гачкевич О.Р, Гачкевич М.Г., Будз С.Ф. Оптимізація за напруженим станом режимів нагріву скляних кусково-однорідних оболонки. – Львів: Інститут прикладних проблем механіки і математики ім. Я.С. Підстригача НАН України. – 2014. – 334 с.
 15. Budz S. F., Drobenko B.D., Astashkin V. I. Residual Structural Stresses in Glass Bodies // Materials Science. – 2014. – **50**, № 3. – С. 406-411. (Scopus)
 16. Дробенко Б.Д., Будз С.Ф., Асташкін В.І. Оцінка придатності елементів енергетичного обладнання до експлуатації понад парковий ресурс // Наука та інновації. – 2014. – Т.10, № 6. – С. 5 – 17.
 17. Дробенко Б.Д., Будз С.Ф., Асташкін В.І. Моделювання термомеханічних процесів в елементах діючого енергообладнання та оцінка їх експлуатаційного ресурсу з урахуванням деградації матеріалу, пошкоджень та ремонтних втручань // Наука та інновації. – 2013. – Т.9, № 1. – С. 21 – 32.
 18. Дробенко Б.Д., Будз С.Ф., Асташкін В.І. Уточнений розрахунок ресурсу барабана котла з експлуатаційними пошкодженнями // Проблеми машинобудування. 2012, – **15**, № 5-6. – С. 25-30.
 19. Немченко В.І., Задорожний М.В., Василик А.В., Дробенко Б.Д., Будз С.Ф., Асташкін В.І. Оцінка експлуатаційного ресурсу елементів енергообладнання з урахуванням деградації матеріалу пошкоджень та ремонтних втручань // Енергетика і електрифікація. – 2012, №11. – С. 26-32.
 20. Немченко В.І., Задорожний М.В., Василик А.В., Дробенко Б.Д., Будз С.Ф., Асташкін В.І. Напружений стан барабана на післяремонтній стадії за умов його експлуатації з урахуванням пружно-пластичного деформування // Енергетика і електрифікація. – 2012, №8. – С. 7-18.
 21. Немченко В.І., Задорожний М.В., Василик А.В., Дробенко Б.Д., Будз С.Ф., Асташкін В.І. Уточнений розрахунок напруженого стану колектора первинного пароперегрівача котла з урахуванням деградації матеріалу та експлуатаційних пошкоджень // Енергетика і електрифікація. – 2012, № 5. – С. 10-16.
 22. Немченко В.І., Задорожний М.В., Василик А.В., Дробенко Б.Д., Будз С.Ф., Асташкін В.І. Напружений стан колекторів первинного пароперегрівача котла з експлуатаційними пошкодженнями // Енергетика і електрифікація. – 2011, № 7. – С. 29-35.
 23. Немченко В.І., Задорожний М.В., Василик А.В., Дробенко Б.Д., Будз С.Ф., Асташкін В.І. Оптимізація за напруженнями геометричних параметрів ремонтних вибірок пошкоджень барабана котла високого тиску // Енергетика і електрифікація. – 2011, № 6. – С. 22-28.
 24. Немченко В.І., Задорожний М.В., Василик А.В., Дробенко Б.Д., Будз С.Ф., Асташкін В.І. Уточнений розрахунок напруженого стану штуцерів з

- локальними вибірками дефектів // *Енергетика і електрифікація*. – 2010, № 10. – С. 17-22.
25. Гачкевич О., Асташкін В., Будз С. та ін. Напружений стан титанової оболонки обертання при локальному нагріві із врахуванням фазових перетворень // *Вісник Львівського університету. Серія мех.-мат.* – 2010. – Вип. 73. – С. 16 – 22.
 26. Немченко В.І., Задорожний М.В., Василик А.В., Дробенко Б.Д., Будз С.Ф., Асташкін В.І. Оцінка напруженого стану екранних труб з локальними пошкодженнями // *Енергетика і електрифікація*. – 2009, № 11. – С. 18-23.
 27. Будз С., Асташкін В., Будз І. Методика визначення і кількісна оцінка напруженого стану скляних тіл // *Машинознавство*. – 2009, № 10 (148). – С. 21-24.
 28. Будз С.Ф., Асташкін В.І., Дробенко Б.Д. Дослідження процесу просторового розподілу фаз при швидкому охолодженні сталевих тіл // *Мат. методи і фіз.-мех. поля*. 2004, – **47**, № 1. – С. 134-139.
 29. Astashkin V. I., Budz S.F., Nachkevych O. R., Drobenko B. D., Kozakevych T. V. Structural State of Steel Plates under the Action of Moving Heat Sources // *Materials Science*. – 2003. – **39**, № 1. – С. 42-47. (Scopus)
 30. Будз С., Дробенко Б., Асташкін В., Будз І., Чупик І. Локальний нагрів циліндричної оболонки у діапазоні температур фазового переходу матеріалу: розрахунок і оптимізація // *Машинознавство*. – 2002, № 9 (63). – С. 14-19.
 31. Гачкевич О., Асташкін В., Будз С., Козакевич Т. Розрахунок параметрів режимів локального нагріву сталевих деталей машин, які забезпечують задані міцнісні характеристики // *Машинознавство*. – 2002, № 7 (61). – С. 3-8.
 32. Astashkin V. I., Budz S.F., Nachkevych O. R., Drobenko B. D. Residual Structural Stresses in a Steel Body // *Materials Science*. – 2003. – **38**, № 5. – С. 717-723 (Scopus).
 33. Astashkin V. I., Budz S.F., Nachkevych O. R., Drobenko B. D., Irza E., Kozakevych T.V. Phase State of a Steel Plate Caused by the Action of Distributed Heat Sources // *Materials Science*. – 2002. – **38**, № 2. – С. 214-219. (Scopus)
 34. Асташкін В.І., Будз С.Ф., Дробенко Б.Д. Аналітичні можливості інтерполяційних моделей при розрахунках фазового складу низьколегованих сталей // *Машинознавство*. – 2002, №3 (57). – С. 38-41.
 35. Astashkin V. I., Budz S.F., Drobenko B. D., Mykhailyshyn V.S. Analysis of the Thermoelastoplastic State of a Plate by the Finite-Element Method // *Materials Science*. – 1999. – **35**, № 1. – Р. 23-29. (Scopus)
 36. Асташкін В.І., Будз С.Ф., Онишко О.Є. Напружений і фазовий стан консолі з матеріалу з пам'яттю форми при дії термомеханічного навантаження // *Мат. методи і фіз.-мех. поля*. – 1999. – **42**, №3. – С. 114-116.
 37. Budz S.F., Irza E.M. Determination of the residual stresses in the welded joints of glass structures // *Journal of Mathematical Sciences*. – 1997. – **86**, No 2. – Р. 2633-2636 (Scopus).
 38. Astashkin V.I., Budz S.F., Onyshko O.E., Myronchuk O.M. Changes in the physico-mechanical state of an elastic layers with memory of the shape under bending and heating // *Materials science*. – 1995. – **31**, № 3. – Р. 371-376 (Scopus).
 39. Astashkin V.I., Budz S.F., Onyshko O.E. Quantitative description of physico-

mechanical processes in shape-memory materials // *Materials science*. – 1995. – **30**, № 4. – P. 453-459. (Scopus).

40. Budz S.F., Gachkevich N.G. Optimization of the thermostressed state of piecewise homogeneous glass shells of revolution during thermal processing // *Journal of Mathematical Sciences*. – 1993. – **67**, No 5. – P. 3311-3314. (Scopus)
41. Асташкин В.И., Будз С.Ф., Дробенко Б.Д., Иванчова Т.Н. Температурное поле и фазовый состав металла ЗТВ при подводной сварке // *Автоматическая сварка*. – 1991, №1. – С. 45-47.
42. Патент на корисну модель № 81212. Спосіб захисту від корозійно втомного руйнування елементів обладнання високого тиску / Асташкін В.І., Будз С.Ф., Ванкевич П.І. / Зареєстровано в державному реєстрі патентів України на корисні моделі 25.06.2013, № 2-19-13-19478-А, Бюл. № 12.
43. Патент на корисну модель № 81386. Спосіб коригування фазового стану сталевих деталей / Асташкін В.І., Будз С.Ф., Ванкевич П.І. / Зареєстровано в державному реєстрі патентів України на корисні моделі 25.06.2013, № 2-19-13-19652-А, Бюл. № 12.
44. Патент на корисну модель № 82699. Спосіб пониження рівня експлуатаційних навантажень гнутих ділянок паропровідів / Асташкін В.І., Будз С.Ф., Ванкевич П.І. / Зареєстровано в державному реєстрі патентів України на корисні моделі 12.08.2013, № 2-19-13-24871-А, Бюл. № 15.

Публікації в матеріалах наукових конференцій:

45. Асташкін В., Будз С., Василик А., Дробенко Б., Палащук Є.. Дослідження напруженого стану циліндричних елементів енергетичного обладнання з локальними вибірками дефектів // *Сучасні проблеми механіки та математики: Збірник праць II Міжнародної наукової конференції*, Львів. – 2008. – Т.2. – С. 259-261.
46. Дробенко Б., Будз С., Асташкін В. Числове моделювання 3D-напруженого стану елементів енергетичного обладнання з локальними вибірками дефектів // *9-й Міжнародний симпозиум українських інженерів-механіків у Львові*. 20-22 травня 2009. – С. 121-122.
47. Дробенко Б., Будз С., Асташкін В. Кількісна оцінка експлуатаційного ресурсу елементів діючого енергетичного обладнання з урахуванням деградації матеріалу, пошкоджень та ремонтних втручань // *10-й Міжнародний симпозиум українських інженерів-механіків у Львові*. 25-27 травня 2011. – С. 148-149.
48. Дробенко Б., Будз С., Асташкін В. Розрахунок на міцність та оцінка придатності елементів котлоагрегатів енергоблоків потужністю 200 МВт до експлуатації понад парковий ресурс // *Сучасні проблеми механіки та математики: Збірник праць Міжнародної наукової конференції*. – Львів, 2013. – Т.1. – С. 234-236.
49. Дробенко Б., Будз С., Асташкін В. Просторовий напружено-деформований стан елементів діючого енергетичного обладнання // *Математичні проблеми механіки неоднорідних структур: Збірник праць IX Міжнародної наукової конференції* – Львів: ІППММ ім. Я.С. Підстригача НАН України, 2014. – С. 112-113.
50. Дробенко Б., Будз С., Асташкін В. Структурна складова напружень у скляних

- тілах за неперервного охолодження // Математичні проблеми механіки неоднорідних структур: Збірник праць ІХ Міжнародної наукової конференції – Львів: ІППММ ім. Я. Підстригача НАН України, 2014. – С. 206-208.
51. Дробенко Б., Будз С., Асташкін В. До проблеми подовження експлуатації котлоагрегатів енергоблоків теплових електростанцій // Математичні проблеми механіки неоднорідних структур: Збірник праць Х Міжнародної наукової конференції – Львів: ІППММ ім. Я. Підстригача НАН України, 2019. – Вип. 5. – С. 253-254.
 52. Немченко В., Василик А., Дробенко Б., Будз С., Асташкін В. Математичні проблеми вибору раціональних за напруженнями геометричних параметрів ремонтних вибірок в елементах енергообладнання з метою подовження їх експлуатації // Обчислювальна математика і математичні проблеми механіки: Збірник праць Міжнародної наукової конференції – Львів: ІППММ ім. Я.С. Підстригача НАН України, 2009. – С. 172-174.
 53. Будз С. Ф., Гачкевич О. Р., Дробенко Б. Д., Асташкін В. І., Василик А. В. Кількісна оцінка впливу тиску і температури на напруження у локально пошкоджених екранних трубах котлоагрегату // Матеріали Міжнародної наукової конференції «Математичні проблеми технічної механіки 2009», (Дніпродзержинськ, 20-23 квітня 2009 року). – Дніпродзержинськ, 2009. – С. 116-117.
 54. Немченко В. І., Гачкевич О. Р., Дробенко Б. Д., Будз С. Ф. Напружений стан барабана парового котла з ремонтними вибірками дефектів// Матеріали Міжнародної наукової конференції «Математичні проблеми технічної механіки 2010», (Дніпродзержинськ, 19-22 квітня 2010 року). – Дніпродзержинськ, 2010. – С.195-198.
 55. Дробенко Б.Д., Будз В.І., Асташкін С.Ф., Василик А.В., Задорожний М.В. Визначення довготривалої міцності барабана парового котла високого тиску // Матеріали Міжнародної наукової конференції «Математичні проблеми технічної механіки – 2011», (Дніпропетровськ, Дніпродзержинськ, 13-15 квітня 2011 року). – Дніпропетровськ, Дніпродзержинськ, 2011. – С.110-112.
 56. Дробенко Б. Д., Будз С. Ф., Асташкін В. І., Василик А.В., Задорожний М.В. Оцінка придатності колекторів з ушкодженнями до подальшої експлуатації // Матеріали Міжнародної наукової конференції «Математичні проблеми технічної механіки – 2012», (Дніпродзержинськ – Дніпропетровськ, 16-19 квітня 2012 року). – Дніпродзержинськ – Дніпропетровськ, 2012. – С.69-71.
 57. Дробенко Б. Д., Будз С. Ф., Асташкін В.І. Оцінка придатності барабанів енергоблоків потужністю до 200 МВт до експлуатації понад парковий ресурс // Матеріали Міжнародної наукової конференції «Математичні проблеми технічної механіки - 2013», (Дніпродзержинськ, 15-18 квітня 2013 року). – Дніпродзержинськ, 2013. – С.60-62.
 58. Гачкевич О.Р., Дробенко Б.Д., Будз С.Ф. До проблеми оцінки напруженого стану та можливої безпечної експлуатації елементів діючого енергетичного обладнання // Матеріали Міжнародної наукової конференції «Математичні проблеми технічної механіки - 2018», (Київ, Черкаси, Кам'янське, 16-19 квітня

- 2018 року). – Київ, Черкаси, Кам’янське, 2018. – С.4-6.
59. Дробенко Б. Д., Гачкевич О.Р., Будз С.Ф., Асташкін В.І. Кількісна оцінка накопиченої пошкодженості металу барабана котла високого тиску // Матеріали XVII Всеукраїнської наукової конференції «Сучасні проблеми прикладної математики та інформатики» (Львів, 6-7 жовтня 2011 року). – Львів: ЛНУ імені І. Франка, 2011. – С. 45.
 60. Drobenko B., Budz S., Astashkin V. A Numerial Estimation of the Energetic Equipment Operation Life // Porous Materials VIII International Conference «Mathematical Modelling and Optimization in Mechanics»(Lviv-Briukhovychi, September 18-21, 2012). –Lviv-Briukhovychi, 2012. – С. 39-40.
 61. Дробенко Б. Д., Будз С.Ф., Асташкін В.І. Моделювання термомеханічних процесів в елементах діючого енергообладнання та оцінки їхнього експлуатаційного ресурсу // Сучасні проблеми термомеханіки: Збірник праць Міжнародної наукової конференції – Львів: ІППММ ім. Я. Підстригача НАН України, 2016. – С. 83-84.
 62. Drobenko B. D., Kushnir R. M., Budz S. F.. Estimation of Operatoinal Life of Acting Energetic Equipment with Accoutning for a MaterialDegradation, Damages and Repair Procedures // 14th International Conference on Fracture (Rhodes, Greece, June 18-23, 2017) – Rhodes, Greece, 2017.
 63. Budz S., Drobenko B., Hachkevych O., Stanik-Besler A. Do modelowania stanu sprężysto-odkształcalnego oraz określenia eksploatacyjnego resursu wybranych elementów działających urządzeń energetycznych // Materiały Międzynarodowego seminarium naukowego «Optymalizacja struktur procesów wytwórczych - 2018» (Opole, 7 grudnia 2018). – Opole, 2018. – С.18-20.
 64. Astashkin V., Budz S., Drobenko B., Hachkevych O. Do modelowania matematycznego procesów odkształcania w elementach działających urządzeń energetycznych // Materiały Międzynarodowego seminarium naukowego «Optymalizacja struktur procesów wytwórczych - 2018» (Opole, 7 grudnia 2018). – Opole, 2018. – С.47.
 65. Budz S., Drobenko B., Hachkevych O., Kushnir R. Do modelowania numerycznego procesów odkształcania w elementach urządzeń energetycznych // Materiały Międzynarodowego seminarium naukowego «Optymalizacja struktur procesów wytwórczych - 2018» (Opole, 7 grudnia 2018). – Opole, 2018. – С.48.
 66. Bozhenko B., Budz S., Drobenko B., Rawska-Skotniczny A. Ocena możliwości następnej eksploatacji króćców y poremontowymi ubytkami materiału // Materiały Międzynarodowego seminarium naukowego «Optymalizacja struktur procesów wytwórczych - 2018» (Opole, 7 grudnia 2018). – Opole, 2018. – С. 50.
 67. Astashkin V., Bozhenko B., Budz S., Drobenko B. Optymalizacja względem naprężeń procesu odkształcania walczaka kotłowego elektrowni ciepłej, posiadającego poremontowe ubytki materiału // Materiały Międzynarodowego seminarium naukowego «Optymalizacja struktur procesów wytwórczych - 2018» (Opole, 7 grudnia 2018). – Opole, 2018. – С.51.
 68. Astashkin V., Budz S., Drobenko B., Hachkevych O.. Eksploatacyjny resurs elementów pracujących urządzeń energetycznych // Materiały Międzynarodowego

- seminariumu naukowego «Optymalizacja struktur procesów wytwórczych - 2018» (Opole, 7 grudnia 2018). – Opole, 2018. – С.52.
69. Budz S., Drobenko B., Stanik-Besler A., Wołczański T. Stan sprężysty oraz przydatność do eksploatacji kolektorów w kotłach elektrowni ciepłych z uwzględnieniem nabytych uszkodzeń materiału // Materiały Międzynarodowego seminarium naukowego «Optymalizacja struktur procesów wytwórczych - 2018» (Opole, 7 grudnia 2018). – Opole, 2018. – С. 53.
70. Astashkin V., Budz S., Drobenko B., Tors'kyi A. Ocena przydatności do dalszej eksploatacji kotłowych rur ekranowych z nabtzmami defektami na podstawie analizy stanu sprężyst-odksytałcalnego // Materiały Międzynarodowego seminarium naukowego «Optymalizacja struktur procesów wytwórczych - 2018» (Opole, 7 grudnia 2018). – Opole, 2018. – С.54.

АНОТАЦІЯ

Будз С.Ф. Наукові засади забезпечення міцності та збільшення експлуатаційного ресурсу котлоагрегатів теплоелектростанцій з пошкодженнями. – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.02.02 – машинознавство. Національний університет “Львівська політехніка” Міністерства освіти і науки України, Львів, 2020.

Комплекс здійснених у дисертаційній роботі досліджень спрямовано на вирішення важливої науково-технічної проблеми – розроблення наукових засад забезпечення міцності котлоагрегатів енергоблоків ТЕС з пошкодженнями та збільшення їх експлуатаційного ресурсу шляхом адекватного оцінювання міцності деталей, вузлів та механізмів котлоагрегатів за різних режимів промислової експлуатації, отримання кількісної оцінки залишкового ресурсу, а також розроблення теоретичних основ їх ремонту та відновлення.

Для оцінювання міцності котлоагрегату, враховуючи його високотемпературні навантаження і наявність зон пластичного деформування, використано варіант тривимірної теорії неізотермічної термопружно-пластичності, що враховує складну геометричну форму елементів котлоагрегату, експлуатаційних пошкоджень чи змін форми в них після ремонтних впливів, а також зміну властивостей матеріалу в часі і пружно-пластичний характер деформування. На цій основі розроблено методику моделювання процесів деформування елементів котлоагрегату за різних нестационарних режимів його експлуатації та оцінки його експлуатаційного ресурсу шляхом визначення його стану за рівнем накопиченої пошкоджуваності металу.

Досліджено напружено-деформований стан конкретних діючих котлоагрегатів. Розроблена методика дала можливість виявити ділянки найбільш ймовірної появи дефектів в елементах котлоагрегатів та з'ясувати причини їх виникнення. Теоретично обґрунтовано технологію ремонту елементів котлоагрегату шляхом виконання в них технологічних вибірок матеріалу з пошкодженнями. Визначено раціональні форми вибірок з погляду мінімізації концентрації напружень.

Досліджено можливість продовження термінів експлуатації котлоагрегатів

енергоблоків ТЕС і встановлено умови їх безпечної експлуатації на постремонтній стадії. Виявлено режими, які роблять найістотніший внесок в накопичену пошкоджувальність металу. Запропоновано раціональні значення параметрів різних режимів експлуатації, які дозволяють ощадливіше витратити його експлуатаційний ресурс.

Запропонована методологія дослідження міцності і збільшення залишкового експлуатаційного ресурсу пройшла апробацію в конкретних виробничих умовах і впроваджена на ТЕС «Західенерго».

Ключові слова: котлоагрегат, міцність, експлуатаційний ресурс, термопружно-пластична деформація і напруження, накопичена пошкоджувальність металу, обчислювальний експеримент.

АННОТАЦИЯ

Будз С.Ф. Научные основы обеспечения прочности и увеличение эксплуатационного ресурса котлоагрегатов теплоэлектростанций с повреждениями. – На правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.02.02 – машиноведение. Национальный университет "Львовская политехника" Министерства образования и науки Украины, Львов, 2020.

Комплекс проведенных в диссертационной работе исследований направлен на решение важной научно-технической проблемы – разработка научных основ обеспечения прочности котлоагрегатов энергоблоков ТЭС с повреждениями и увеличения их эксплуатационного ресурса путем адекватной оценки прочности деталей, узлов и механизмов котлоагрегатов при различных режимах промышленной эксплуатации, получения количественной оценки остаточного ресурса, а также разработка теоретических основ их ремонта и восстановления.

Для оценки прочности котлоагрегата, учитывая его высокотемпературные нагрузки и наличие зон пластического деформирования, использовано вариант трехмерной теории неізотермической термоупругопластичности, который учитывает сложную геометрическую форму элементов котлоагрегата, эксплуатационных повреждений или изменений формы в них после ремонтных воздействий, а также изменение свойств материала во времени и упругопластическое деформирование. На этой основе разработана методика моделирования процессов деформирования элементов котлоагрегата при различных нестационарных режимах его эксплуатации и оценки его эксплуатационного ресурса путем определения его состояния по уровню накопленной повреждаемости металла. Исследовано напряженно-деформированное состояние конкретных котлоагрегатов. Разработанная методика позволила выявить участки наиболее вероятного появления дефектов в элементах котлоагрегатов и выяснить причины их возникновения. Теоретически обоснована технология ремонта элементов котлоагрегата путем выполнения в них технологических выборок материала с повреждениями. Определены рациональные формы выборок с точки зрения минимизации концентрации напряжений.

Исследована возможность продления сроков эксплуатации котлоагрегатов

энергоблоков ТЭС и установлены условия их безопасной эксплуатации на постремонтной стадии. Выявлены режимы, которые делают существенный вклад в накопленную повреждаемость металла. Предложены рациональные значения параметров различных режимов эксплуатации, которые позволяют экономно расходовать его эксплуатационный ресурс.

Предложенная методология исследования прочности и увеличения остаточного эксплуатационного ресурса прошла апробацию в конкретных производственных условиях на ТЭС «Западэнерго».

Ключевые слова: котлоагрегат, прочность, эксплуатационный ресурс, термоупругопластическая деформации и напряжения, накопленная повреждаемость металла, вычислительный эксперимент.

SUMMARY

Budz S.F. Scientific principles of ensuring durability and increase of operational life of boiler units of power plants with damages. – Manuscript.

Thesis for the Doctor Degree in Technic specialty 05.02.02 – Engineering. Lviv Polytechnic National University, Ministry of Education and Science of Ukraine, Lviv, 2020.

The research carried out in the thesis is aimed at solving an important scientific and technical problem – the development of scientific bases for ensuring the durability of boiler units of thermal power plants units (TPP) with damage and increasing their operational resource by adequately assessing the strength of parts, units and mechanisms of boiler production units resource, as well as developing a theoretical basis for their repair.

In *the first section*, the current state of the problem of ensuring the durability of boiler units of TPPs with damages and evaluating their residual life has been analyzed.

In *the second section*, a mathematical model of the description of thermomechanical processes in the thermosensitive elastic-plastic solids under thermo-force loading has been formulated, which is proposed to be used in the study of the strength and residual operational life of the boiler. As the basis for this is taken a spatially three-dimensional approach, which allows us to adequately quantitatively describe the temperature field and the stress-strain state in structural elements of complex shape and structure.

Using the finite element method and the sets of difference algorithms, a method for numerical modeling of thermomechanical processes in elements of a boiler unit under thermo-force loading has been suggested. On this basis, the corresponding software has been developed.

In *the third section*, the results of investigations of the strength of the TP-10 and TP-100 types of boilers are presented, which take into account material degradation, operational damage, and repair cases. The strength of the drum under different modes of operation of the boiler has been investigated. The stationary regime with taking into accounts the thermal cycling, modes of scheduled start-stop, hydraulic tests, and emergency stops have been considered.

It is shown that the presence of stress concentration in the vicinity of the holes

leads to the local accumulation of damage, to the formation and development of cracks in these places. The rational in terms of stresses forms of cutting-outs of cracks and crack-shape damages in the holes and in their vicinities are suggested, in the course of which the deterioration of the strength characteristics of the drum does not occur or is minimal.

In *the fourth section*, the results of investigations on the strength of collectors with existing defects in the form of cracks under operational loads are presented and the parameters of damage, with which the further their operation is possible, are determined; the probable causes of the damages to the collectors are indicated (with a view of further influence on them and their minimization).

In *the fifth section*, the results of the calculation of the durability of the screen tubes with operational thinning are presented. The tube strength investigation has been performed in a three-dimensional spatial formulation, taking into account the real geometry of the thinning zone. The dependence of maximum stresses on the depth of thinning is determined, as well as the maximum permissible thinning of the tube at which its operation is still possible.

In *the sixth section*, the strength of the fittings at the post-repair stage under operational conditions has been investigated. The dependences between the parameters of the cutting-outs and the maximum stresses in the fittings are presented, with the use of which it is possible to determine such geometrical parameters of the cutting-outs, for which the stresses in the fitting do not exceed the permissible ones. These dependencies make it possible to determine such combinations of geometric parameters of cutting-outs where the maximum stresses do not exceed the permissible level.

In *the seventh section*, the results of evaluating the suitability and determination of the possibility of further operation of boiler units are presented. The description of analytical procedures performed to evaluate the suitability of the metal of these boilers for further industrial operation is given.

Due to the adequate modeling of the deformation processes in structural elements of complex geometric shape with holes and technological cutting-outs within the three-dimensional model, the optimal (from the point of view of durability) shapes of technological cutting-outs have been suggested, the scientifically substantiated quantitative estimates of the residual operational life of the considered boiler units at the post-repair stage have been obtained, and their operation for the fixed terms has been recommended under clearly defined conditions (forecast intensity of the basic cyclic modes).

Keywords: boiler unit, durability, service life, thermoelastic-plastic deformation and stress, accumulated metal damage, computational experiment.

Підписано до друку 26.02.2020.
Формат 60×84¹/₁₆. Умовн. друк арк. 2,09.
Зам. № 03/20. Тираж 100 прим.

Видруковано у Дослідно-видавничому центрі
Наукового товариства ім. Шевченка
79008, Львів, вул. Винниченка, 26
Тел. (032) 276 51 55

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру
суб'єктів видавничої справи ДК № 884 від 04.04.2002 р.