

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ  
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ  
ІМЕНІ ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»



**ПЕШКО ВІТАЛІЙ АНАТОЛІЙОВИЧ**

УДК 621.165.65-192

УПРАВЛІННЯ ЗАЛИШКОВИМ РЕСУРСОМ  
ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ПАРОВИХ ТУРБІН

05.14.14 – теплові та ядерні енергоустановки

АВТОРЕФЕРАТ  
дисертації на здобуття наукового  
ступеня кандидата технічних наук

КИЇВ – 2017

Дисертацією є рукопис

Робота виконана на кафедрі теплоенергетичних установок теплових та атомних електростанцій Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» Міністерства освіти і науки України

**Науковий керівник:** доктор технічних наук, професор  
**Черноусенко Ольга Юріївна**,  
Національний технічний університет України  
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»,  
завідувач кафедри теплоенергетичних установок  
теплових та атомних електростанцій

**Офіційні опоненти:** доктор технічних наук, професор  
**Мазуренко Антон Станіславович**,  
Одеський національний політехнічний університет,  
директор інституту енергетики та комп'ютерно-  
інтегрованих систем управління

доктор технічних наук, старший науковий співробітник  
**Білека Борис Дмитрович**,  
Інститут технічної теплофізики НАН України,  
провідний науковий співробітник відділу  
нестационарного тепломасообміну в процесах сушіння

Захист дисертації відбудеться «26» вересня 2017 року о 15<sup>00</sup> годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д26.002.09 в Національному технічному університеті України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» за адресою: 03056, Київ, пр. Перемоги, 37, корпус 5, аудиторія 307.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» за адресою: 03056, Київ, пр. Перемоги, 37.

Автореферат розісланий «\_\_» \_\_\_\_\_ 2017 р.

Вчений секретар  
спеціалізованої вченої ради



В. І. Коньшин

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** Забезпечення надійної та довгострокової експлуатації паротурбінного обладнання ТЕС України потребує визначення індивідуального ресурсу його високотемпературних елементів. Призначений термін експлуатації в значній мірі обмежується різними технологічними, конструктивними або режимними факторами, що не передбачались чи недостатньо вивчалися на стадії проектування. Прискорене вичерпання залишкового ресурсу діючого устаткування в умовах сучасного економічного стану є недопустимим, оскільки поточне напруження більшості турбінного обладнання уже перевищує паркове.

Виявлення домінуючих факторів та механізмів старіння, зменшення або обмеження їхнього впливу на темпи вичерпання призначеного терміну експлуатації високотемпературних елементів парових турбін ставить задачу управління залишковим ресурсом на якісно новий рівень. Тому визначення ефективності існуючих та розробка нових методів управління ресурсом є актуальною задачею як в науковому, так і в практичному плані.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, темами.** Дисертаційна робота виконана на кафедрі теплоенергетичних установок теплових та атомних електростанцій КПІ ім. Ігоря Сікорського в межах комплексних науково-дослідних робіт № 2539-п «Підвищення ефективності та надійності функціонування устаткування ТЕС та малої енергетики в змінних режимах роботи» (номер державної реєстрації 0112U001751), № 2716-п «Розробка засобів із продовження надійної та економічної експлуатації енергогенеруючих об'єктів у маневрових режимах» (№ ДР 0114U000564), № 2803-п «Розробка засобів із продовження експлуатації високо температурних елементів енергетичного та промислового обладнання» (№ ДР 0115U000340), № 2942-п «Підвищення ефективності та екологічності роботи енергетичного устаткування при різних видах палива та умовах управління навантаженням» (№ ДР 0116U003741), де здобувач був виконавцем.

**Мета і задачі дослідження.** Метою дисертаційної роботи є наукове обґрунтування збільшення залишкового напруження діючого турбінного обладнання, завдяки управлінню ресурсом, застосуванню маловитратних модернізацій, конструктивних змін та схемних рішень.

Поставлена мета досягається шляхом вирішення таких завдань:

- аналіз надійності, залишкового ресурсу, техніко-економічних показників (ТЕП) та відомих методів продовження експлуатації високотемпературних елементів парових турбін ТЕС України з напруженням, що перевищує паркове;
- розрахункові дослідження теплового (ТС) та напружено-деформованого стану (НДС) корпусів та роторів високого (РВТ) і середнього тиску (РСТ) парових турбін потужністю 100, 200, 800 МВт;
- дослідження впливу реальних поточних зусиль затяжки шпильок фланцевого з'єднання корпусів ЦВТ на напружено-деформований стан та розробка технологічного методу управління ресурсом корпусних елементів ЦВТ;

- розрахункова оцінка ефективності методів управління ресурсом високотемпературних елементів парових турбін зміною конструкції за період експлуатації та схемними рішеннями;
- оцінка аварійності, ресурсних і техніко-економічних показників роботи парових турбін, потужністю 200-300 МВт пилувугільних ТЕС при збільшенні числа змінних режимів експлуатації;
- розробка методу управління залишковим ресурсом парових турбін зміною режимів маневреної експлуатації.

*Об'єкт дослідження* – експлуатаційні процеси зношуваності високотемпературних елементів парових турбін.

*Предмет дослідження* – управління індивідуальним ресурсом високотемпературних елементів парових турбін великої потужності з урахуванням впливу технологічних, конструктивних, схемних та режимних факторів.

**Методи дослідження** включають в себе числове дослідження теплового та напружено-деформованого стану роторів та корпусних елементів парових турбін з використанням сучасних методів математичного моделювання, які базуються на основних положеннях теорії нестационарної теплопровідності та механіки твердих тіл, з використанням числових методів розв'язання задач математичної фізики та розрахункових методів інженерного аналізу.

**Наукова новизна одержаних результатів** полягає у вирішенні, за допомогою розрахункових числових досліджень, актуальної прикладної науково-технічної проблеми уповільнення темпів зношуваності високотемпературних елементів паротурбінного обладнання, із застосуванням маловитратних технологій модернізації та управління залишковим ресурсом.

1. Для РВТ парової турбіни Т-100/120-130 створено модель комплексної оцінки теплового, напружено-деформованого стану, статичної та малоциклової втоми (МЦВ) з врахуванням конструктивних елементів, наявних ремонтно-відновлювальних змін проектної конструкції та реальних графіків пуску на базі 3D-просторового аналогу.

2. Вперше виконано оцінку НДС корпусних елементів ЦВТ турбін К-800-240-2 і К-200-130-3 з врахуванням поточних зусиль затяжки шпильок у фланцевому з'єднанні. Для турбіни К-800-240-2 запропоновано технологічний метод управління залишковим ресурсом за рахунок зміни зусиль затягу шпильок.

3. Удосконалено модель комплексної оцінки теплового та напружено-деформованого стану ротора середнього тиску турбіни К-200-130-3, повним представленням геометрії об'єкта від передньої до задньої напівмуфти. Оцінено вплив реконструкції та подачі гарячої пари до передніх кінцевих ущільнень (ПКУ) на ресурс турбіни К-200-130-3 в межах одного об'єкта.

4. Вперше проведено розрахункову оцінку впливу роботи енергетичного обладнання ТЕС України потужністю 200-300 МВт в режимі щоденного пуску-зупинки на аварійність, швидкість вичерпання ресурсу та техніко-економічні показники. Запропоновано метод управління залишковим ресурсом парових турбін 200 МВт за рахунок зміни режимів маневреної експлуатації.

### **Практичне значення одержаних результатів.**

1. Обґрунтовано рекомендації щодо продовження терміну експлуатації ротора ВТ турбіни Т-100/120-130 блоку № 1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5». Визначено вплив конструкції та режимних параметрів на ТС, НДС, статичну та МЦВ ротора.

2. Встановлено вплив зусиль затяжки шпильок фланцевого з'єднання на НДС та залишковий ресурс корпусу ЦВТ турбіни К-800-240-2 блоку № 7 Слов'янської ТЕС. Запропоновано метод зменшення рівню інтенсивності напружень в корпусі ЦВТ за рахунок зміни поточних зусиль затяжки шпильок.

3. Отримано розрахункові дані щодо позитивного впливу зміни конструкції ущільнень та подачі більш гарячої пари до ПКУ на залишковий ресурс корпусу ЦВТ та РСТ турбіни К-200-130-3 блоку № 3 Курахівської ТЕС.

4. Встановлено ступінь зменшення надійності, залишкового ресурсу та погіршення техніко-економічних показників пилувугільних блоків 200-300 МВт ТЕС ТОВ «ДТЕК Енерго» у разі роботи в маневреному режимі щоденного пуску-зупинки.

Результати дослідження щодо продовження терміну експлуатації турбіни К-800-240-2 впроваджені на блоці № 7 Слов'янської ТЕС (акт про впровадження від 08.09.2015 р.), продовження терміну експлуатації турбіни Т-100/120-130 блоку № 1 Харківської ТЕЦ-5 (довідка про використання результатів науково-дослідної роботи № 01-15/2280 від 30.11.2016 р.). Результати розрахунків аварійності, залишкового ресурсу та техніко-економічних показників використані ТОВ «ДТЕК Енерго» (довідка про використання результатів від 31.03.2016 р.).

**Особистий внесок здобувача.** Основні наукові результати дисертаційної роботи здобувачем отримані самостійно. Серед них, зокрема, виконано огляд літературних джерел та поставлена задача дослідження; вдосконалено комплексний підхід щодо продовження терміну експлуатації високотемпературних елементів парових турбін; створено просторові 3D-аналоги РВТ турбіни Т-100/120-130, корпусів ЦВТ турбін К-800-240-2 і К-200-130-3, РСТ К-200-130-3; проведено числове дослідження ТС та НДС зазначених вище об'єктів; виконано розрахунки малоциклової втоми та залишкового ресурсу РВТ блоку № 1 Харківської ТЕЦ-5, корпусів ЦВТ турбін блоків № 7 Слов'янської ТЕС та № 3 Курахівської ТЕС, РСТ блоку № 3 Курахівської ТЕС за різних режимів експлуатації та методів управління ресурсом. Здобувач приймав участь у розрахунку граничних умов теплообміну в корпусних елементах та роторах зазначених вище об'єктів.

**Апробація результатів дисертації.** Основні положення і результати роботи доповідались та обговорювались на: XII Міжнародній науково-практичній конференції «Вугільна енергетика: шляхи реконструкції та розвитку» (м. Київ, 21.09.2016), XV Міжнародній науково-технічній конференції «Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования» (м. Харків, 16.09.2015), XII та XIII Міжнародній науково-технічній конференції НТУ «ХП» «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування» (м. Харків, 2016, 2017), IV міжнародній науково-практичній конференції «Шляхи і методи підвищення економічності та надійності роботи турбогенераторів ТЕС, АЕС, ГЕС, ТЕЦ що відпрацювали парковий ресурс» (сmt. Славське, 25.05.2016), XXVII МПК

«Інноваційний потенціал світової науки XXI сторіччя» (м. Запоріжжя, 21.05.2014), 82 та 83 міжнародній науковій конференції молодих учених, аспірантів і студентів «Наукові здобутки молоді – вирішенню проблем харчування людства у XXI столітті» (м. Київ, 2016, 2017), XI, XIII-XV Міжнародній науково-практичній конференції аспірантів, магістрів і студентів «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики» (м. Київ, 2013, 2015-2017).

**Публікації.** Основні результати дисертації опубліковані у 19 наукових роботах, серед них: 9 статей у наукових фахових виданнях, що включені до міжнародних наукометричних баз даних (1 стаття у закордонному та 8 статей у вітчизняних виданнях), 10 тез доповідей та матеріалів міжнародних конференцій.

**Структура і обсяг дисертації.** Дисертаційна робота складається зі вступу, 5 розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Повний обсяг дисертації складає 186 сторінок, серед них 61 рисунок за текстом, 3 рисунки на 2 окремих сторінках, 28 таблиць за текстом, 1 таблиця на 2 окремих сторінках, список використаних джерел зі 142 найменувань на 19 сторінках, 4 додатки на 10 сторінках.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

**У вступі** обґрунтовано актуальність теми дисертаційної роботи, сформульовано її мету і задачі дослідження, вказано наукову новизну та практичну цінність, надано інформацію щодо публікацій і степені апробації роботи.

**Перший розділ** присвячений аналізу сучасних підходів до визначення граничного стану основного металу, оцінки залишкового ресурсу, а також методів продовження терміну експлуатації енергетичного обладнання.

Зазначено, що фізичною причиною настання граничного стану металу є накопичення пошкоджуваності за механізмами повзучості та малоциклової втоми. Зменшення пластичності матеріалу через постійну дію високих температур є причиною обмеження довготривалої міцності, а високі значення амплітуд інтенсивності напружень підвищують рівень пошкоджуваності від малоциклової втоми. Зменшення впливу зазначених факторів, у відношенні до діючого турбінного обладнання, є задачею управління ресурсом і може вирішуватись шляхом виконання маловитратних модернізацій. Основними методами збільшення ресурсу паротурбінних установок є: зміна режиму експлуатації, видалення пошкодженого шару металу, зміна теплової схеми, зміна конструкції, ремонт та відновлювальна термообробка деталей турбін. Вивчення зазначених питань дозволило виконати постановку задачі та визначити найбільш пріоритетні напрями дослідження.

**У другому розділі** наведено опис математичної моделі для визначення індивідуального залишкового ресурсу високотемпературних елементів парових турбін, а також виконано розрахунок ресурсних показників та надано рекомендації щодо продовження терміну експлуатації РВТ турбіни Т-100/120-130 енергоблоку № 1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5».

На початку проведення перевірного розрахунку залишкового ресурсу виконується побудова геометричної моделі РВТ. Просторовий аналог створено за промисловими кресленнями, наданими Харківською ТЕЦ-5, з урахуванням складної

геометрії ротора, включаючи галтелі та радіусні переходи дисків ступенів, розвантажувальні отвори, хвостові кріплення, колодязі під заведення робочих лопаток та повну геометрію кінцевих та діафрагмових ущільнень. Для скорочення часу проведення числового експерименту, розглядаються регулюючий та перші 4 нерегульовані ступені ЦВТ. За результатами проведеного технічного аудиту стану металу дефектів та пошкоджень не виявлено, тому в процесі перевірконого розрахунку, при моделюванні геометрії, не вносилися зміни в проектну конструкцію заводу-виготовлювача.

Наступним кроком є визначення граничних умов теплообміну I-IV роду на всіх поверхнях РВТ для розв'язання крайової задачі нестационарної теплопровідності, яка в загальній постановці має вигляд [1]:

$$c(T) \gamma(T) \frac{\partial T}{\partial \tau} = \text{div}[\lambda(T) \text{grad}(T)] \quad (1)$$

де  $\lambda$ ,  $c$ ,  $\gamma$  – коефіцієнт теплопровідності, питома теплоємність і питома вага, що є функціями температури і координат при початкових умовах  $T_0 = T(x, y, z, 0) = f_0(x, y, z)$ .

В ході детального розрахунку відсіку визначено основні термодинамічні параметри пари (тиск, температура, питомий об'єм), перепади ентальпій, величини втрат та значення швидкостей на середньому перерізі для соплових і робочих лопаток регулюючого та кожного досліджуваного нерегульованого ступеню. При нестационарних режимах роботи використовується розрахункова оцінка наведених вище параметрів пари для моментів часу, що відповідають реальним графікам пуску. Далі, визначаються граничні умови теплообміну за допомогою рівнянь подібності [1]. Так, для частини поверхні ротора, що знаходиться в підшипниках, застосовано рівняння:

$$Nu = 6 (Re_m Pr_m)^{0,23} d_{\text{ш}}/l_{\text{ш}} \quad (2)$$

де  $d_{\text{ш}}$  – діаметр шийки валу РВТ,  $l_{\text{ш}}$  – довжина поверхні шийки валу РВТ, що омивається маслом. Для визначення критеріїв подібності Рейнольдса та Прандтля, визначаючим розміром є діаметр шийки валу  $d_{\text{ш}}$ , визначаючою швидкістю – кругова швидкість на даному діаметрі  $u$ , а визначаючою температурою – середньо-арифметична температура масла на вході та виході з підшипника  $t_m$ .

Теплообмін на бокових поверхнях ротора, що контактують з повітрям описується рівнянням подібності:

$$Nu = 0,11 (0,5 Re^2 + Gr)^{0,33} \quad (3)$$

Визначаючий розмір – зовнішній діаметр ротора, визначаюча швидкість – кругова швидкість ротора на зовнішньому радіусі, визначаюча температура – середня температура граничного шару.

Коефіцієнт теплообміну на стінках дисків ротора визначається за формулою:

$$\begin{cases} Nu = 0,36 Re^{0,5} & \text{при } Re < 2,4 \cdot 10^5 \\ Nu = 0,015 Re & \text{при } Re > 2,4 \cdot 10^5 \end{cases} \quad (4)$$

Визначаючий розмір – радіус розрахункового перерізу, визначаюча швидкість – кругова швидкість на даному радіусі, визначаюча температура – середня температура середовища, що омиває диск.

Коефіцієнт тепловіддачі від пари до міжлопаткових поверхонь ротора визначається за допомогою рівняння виду:

$$\begin{cases} Nu = 0,32 Re^{0,8} & \text{при } Re \geq 10^5 \\ Nu = 0,66 Re^{0,5} & \text{при } Re < 10^5 \end{cases} \quad (5)$$

Визначаючий розмір – довжина поверхні у напрямку лопатки, визначаюча швидкість – середньоарифметичне значення відносної швидкості на вході та виході з робочої лопатки, визначаюча температура – середньоарифметична температура пари на вході та виході з робочої лопатки.

Для ділянок ротора з прямоточними ущільненнями рівняння конвективного теплообміну використовувались у вигляді:

$$\begin{cases} Nu = 0,256 Re^{0,6} \left(\frac{s}{\delta}\right)^{-0,085} \left(\frac{h}{\delta}\right)^{-0,075} Pr^{0,43} & \text{при } 2,4 \cdot 10^2 < Re < 8,7 \cdot 10^3 \\ Nu = 0,0454 Re^{0,8} \left(\frac{s}{\delta}\right)^{-0,1} \left(\frac{h}{\delta}\right)^{-0,1} Pr^{0,43} & \text{при } 8,7 \cdot 10^3 < Re < 1,7 \cdot 10^5 \end{cases} \quad (6)$$

де  $s$  – крок між гребнями ущільнень,  $h$  – відстань між поверхнею ротора та корпусу циліндру,  $\delta$  – зазор між поверхнею ротора та гребнями ущільнень.

Для ступінчатих ущільнень застосовано рівняння:

$$\begin{cases} Nu = 2,04 Re^{0,5} \left(\frac{h}{\delta}\right)^{-0,56} Pr^{0,43} & \text{при } Re \leq 1 \cdot 10^4 \\ Nu = 0,476 Re^{0,7} \left(\frac{h}{\delta}\right)^{-0,56} Pr^{0,43} & \text{при } 6 \cdot 10^3 < Re < 1,2 \cdot 10^5 \end{cases} \quad (7)$$

Для діафрагмових та проміжних ущільнень з прямоточними або ступінчастими лабіринтами використовується рівняння вигляду:

$$Nu = \frac{0,052}{k} Re^{0,9} \left(\frac{\delta}{h}\right)^{0,7} Pr^{0,43} \quad \text{при } 3,5 \cdot 10^3 < Re < 2,5 \cdot 10^4 \quad (8)$$

де  $k = G / (f \sqrt{g \frac{p_1^2 - p_2^2}{z \cdot R \cdot T}})$  – коефіцієнт витрати для даного типу ущільнення (зазвичай  $k = 0,6 \div 1,3$ ),  $z$  – кількість гребнів ущільнень,  $p_1$ ,  $p_2$  – повний тиск перед лабіринтом та за ним відповідно.

Для всіх наведених вище типів ущільнень визначаючим розміром є подвійна величина зазору  $2 \cdot \delta$ , визначаючою температурою є середньоарифметична температура пари на вході та виході з ущільнень, а визначаючою швидкістю – середня швидкість пари в ущільненні, що встановлюється за формулою:

$$W_{cp} = G_y v_{cp} / F_y \quad (9)$$

Витрата пари через ущільнення та робоча площа визначаються за формулами:

$$G_y = \mu_y F_y \sqrt{\frac{p_0}{v_0}} \sqrt{\frac{1 - (p_2/p_1)^2}{z}} \quad (10)$$

$$F_y = \pi d_y \delta \quad (11)$$

При розрахунковому дослідженні теплового стану РВТ вирішувалась задача з врахуванням радіальної та осрової нерівномірності розподілення температур. Перед початком розрахунку температурних полів РВТ при пусках з різних теплових станів вирішувалась задача початкового теплового стану металу, виходячи з інформації щодо часу простою та режиму охолодження турбоустановки. Напружено-деформований стан РВТ розраховано при одночасному вирішенні рівнянь рівноваги, сумісності деформацій та закону пружності.

Рівняння рівноваги в тензометричній постановці має вид [2]:

$$\{\sigma_i\}_j + \rho X_i = 0; \quad i, j = 1, 2, 3; \quad p_i = f(x, y, z, 0); \quad (12)$$

де  $\{\sigma_i\}_j$  – нормальні та дотичні напруження,  $X_i$  – масова сила, що діє в елементах турбіни (сила тяжіння, відцентрова сила, тощо),  $p_i$  – зовнішнє розподілене навантаження,  $\rho$  – густина матеріалу елемента.

Одночасно вирішувались рівняння сумісності деформацій і закон пружності, що в матричній формі мають вигляд [2]:

$$\{\varepsilon_{ij}\} = [a]\{\sigma_{ij}\} + \{\beta \cdot \Delta T\} \quad (13)$$

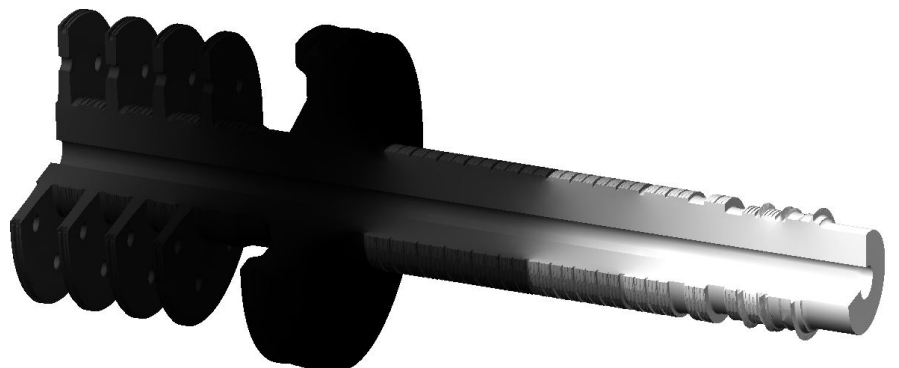
де  $\{\varepsilon_{ij}\}$  – вектор деформацій,  $[a]$  – матриця коефіцієнтів пружності,  $\{\sigma_{ij}\}$  – вектор напружень,  $\{\beta \cdot \Delta T\}$  – вектор температурних деформацій,  $\beta$  – коефіцієнт об'ємного розширення,  $\Delta T$  – зміна температури елементів турбіни при експлуатації.

Приклад розрахованих даних щодо ТС та НДС ротора високого тиску на номінальному режимі експлуатації представлено на рис. 1, 2.

Найбільш значні напруження на стаціонарному режимі роботи виникають в зоні осевого отвору під регулюючим ступенем (РС)  $\sigma_i = 102,8$  МПа, що пов'язано з високою температурою металу РС, а також значним зосередженням маси, тому відцентрові сили, які діють на ротор, досягають найбільших значень саме в цій області. Іншими концентраторами напружень є термокомпенсаційні канавки ущільнень та розвантажувальні отвори дисків нерегулюючих ступенів РВТ. У відношенні термокомпенсаційних канавок поява локальних збільшень напружень пов'язана з їх геометрією та різкими радіусними переходами. Великі напруження в області розвантажувальних отворів пояснюються перепадами температур на вхідному та вихідному перерізі отвору, а також відносно малою товщиною дисків ступенів.

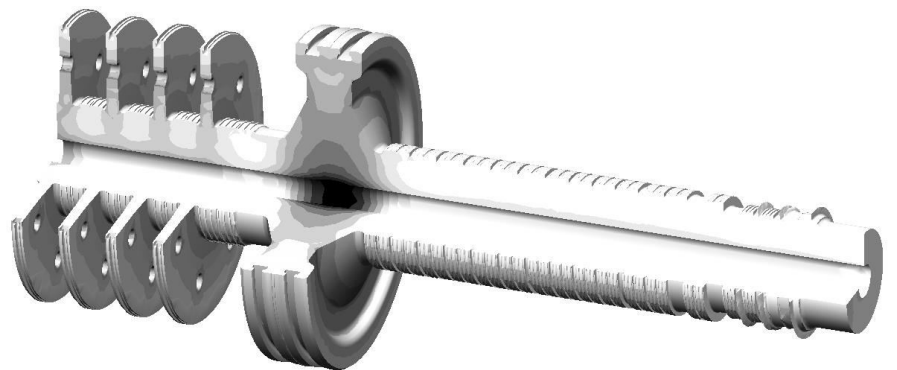
Аналогічні дані щодо ТС та НДС ротора ВТ отримано для кожного моменту пуску з гарячого (ГС), неостиглого (НС) та холодного (ХС) станів.

Розрахунок на МЦВ виконано для найбільш навантажених областей, з використанням методу Нойбера, за амплітудами інтенсивності місцевих пружно-пластичних деформацій при розрахунковій температурі  $t_i$  в досліджуваній області.



Т<sub>м</sub> °C 32,7 80,5 128,3 176,1 223,9 271,7 319,5 367,3 415,1 462,9 510,7

Рис. 1. ТС ротора ВТ на номінальному режимі.



σ<sub>i</sub> МПа 0,8 11,0 21,2 31,4 41,6 51,8 62,0 72,2 82,4 92,6 102,8

Рис. 2. НДС ротора ВТ на номінальному режимі.

Число циклів навантаження до появи тріщини визначалось за експериментальними кривими втоми сталі 25X1M1ФА найменшим з двох значень [3]:

$$N_d = \min \left\{ \frac{N_1}{n_N}; N_2 \right\} \quad (14)$$

де  $N_1, N_2$  – число циклів навантаження, що відповідають на кривих малоциклової втоми амплітудам  $\varepsilon_{a \text{ пр.}}$  і  $n_\varepsilon \cdot \varepsilon_{a \text{ пр.}}$  відповідно;  $n_N, n_\varepsilon$  – коефіцієнти запасу міцності по числу циклів і деформації;  $\varepsilon_{a \text{ пр.}}$  – приведена до симетричного циклу навантаження амплітуда інтенсивності деформації.

$$\varepsilon_{a \text{ пр.}} = \frac{1+\nu}{1,5 E} (C \sigma_a + \sigma_{-1} - \sigma_N) \quad (15)$$

де  $\nu$  – коефіцієнт Пуассона,  $E$  – модуль пружності сталі,  $C$  – коефіцієнт поточного числа циклів:

$$C = \begin{cases} 1 & \text{при } N_{\text{поточ}} \leq 10^4 \\ \frac{\overline{K_T}}{K_T} & \text{при } N_{\text{поточ}} > 10^4 \end{cases} \quad (16)$$

$\sigma_a$  – амплітуда інтенсивності напружень:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad (17)$$

$\sigma_{-1}$  – межа втоми сталі при симетричному навантаженні;  $\sigma_N$  – межа втоми сталі при несиметричному навантаженні:

$$\sigma_N = \frac{\sigma_{-1}}{1 + \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_B} \cdot \frac{1+r}{1-r}} \quad (18)$$

$\sigma_B$  – межа міцності сталі на розтяг,  $r$  – коефіцієнт асиметрії циклу навантаження,  $\overline{K_T}$  – ефективний коефіцієнт інтенсивності напружень.

Сумарна пошкоджуваність, накопичена в основному металі від сумісної дії повзучості при  $q'$  різних типів сталих режимів, а також циклічних навантажень при  $k'$  різних типів змінних режимів визначається за формулою [4]:

$$P' = P'_{\text{ст}} + P'_{\text{ц}} = \sum_{j=1}^{q'} \frac{t'_{ij}}{t'_{pj}} + \sum_{l=1}^{k'} \frac{n'_l}{N'_{pl}} \quad (19)$$

де  $P'_{\text{ст}}, P'_{\text{ц}}$  – статична та циклічна пошкоджуваність, накопичена в досліджуваній зоні ротора на момент оцінки продовження строку експлуатації;  $t'_{ij}$  – час роботи на  $j$ -ому сталому режимі за температури металу  $T'_j$  і еквівалентних місцевих напружень повзучості  $(\sigma'_{ej})_{\max}$ ;  $t'_{pj}$  – час до настання граничного стану під дією еквівалентних місцевих напружень повзучості  $(\sigma'_{ej})_{\max}$  при температурі металу  $T'_j$ , яке визначається за допомогою діаграми довготривалої міцності матеріалу;  $n'_l$  – число циклів  $l$ -го типу;  $N'_{pl}$  – число циклів до появи втомних тріщин під дією тільки циклічних навантажень  $l$ -го типу;  $q'$  – число різних типів сталих режимів, на момент оцінки, при температурі металу  $T'_j$  і сталих еквівалентних місцевих напружень повзучості  $(\sigma'_{ej})_{\max}$ ;  $k'$  – число різних типів циклів, на момент оцінки, з різними амплітудами приведених деформацій  $\varepsilon'_{al}$ .

Залишкове напрацювання до появи тріщини  $[\tau]_{\text{зал}}$  (в роках) визначається [4]:

$$[\tau]_{\text{зал}} = \frac{1-P'}{P''_p} \quad (20)$$

де  $P''_p$  – прогнозована на наступний за оцінкою період експлуатації осереднена річна пошкоджуваність (річна швидкість вичерпання ресурсу), яка буде

накопичуватись в досліджуваній зоні ротора при чергуванні  $q''$  типів сталих режимів та  $k''$  типів циклів з різними циклічними навантаженнями.

При розрахунку МЦВ в роторі ВТ досліджувались наступні зони (рис. 3 а): 1 – хвостові кріплення першого вінця РС; 2 – осьовий отвір в зоні РС; 3 – галтель перед РС зі сторони передніх кінцевих ущільнень (ПКУ); 4 – термокомпенсаційні канавки диска № 1 зі сторони першого нерегульованого ступеня; 5 – зона між останнім ущільненням першої обойми та першим ущільненням другої обойми ПКУ; 6 – коробка ущільнень в області присосів повітря. Дані щодо НДС на протязі всього терміну пуску з ХС представлені на рис. 3 б. Аналогічні дані, були отримані і для інших видів пуску та дозволили визначити допустиме число циклів за формулами (14-18). Результати розрахунку МЦВ ротора представлено в табл. 1.

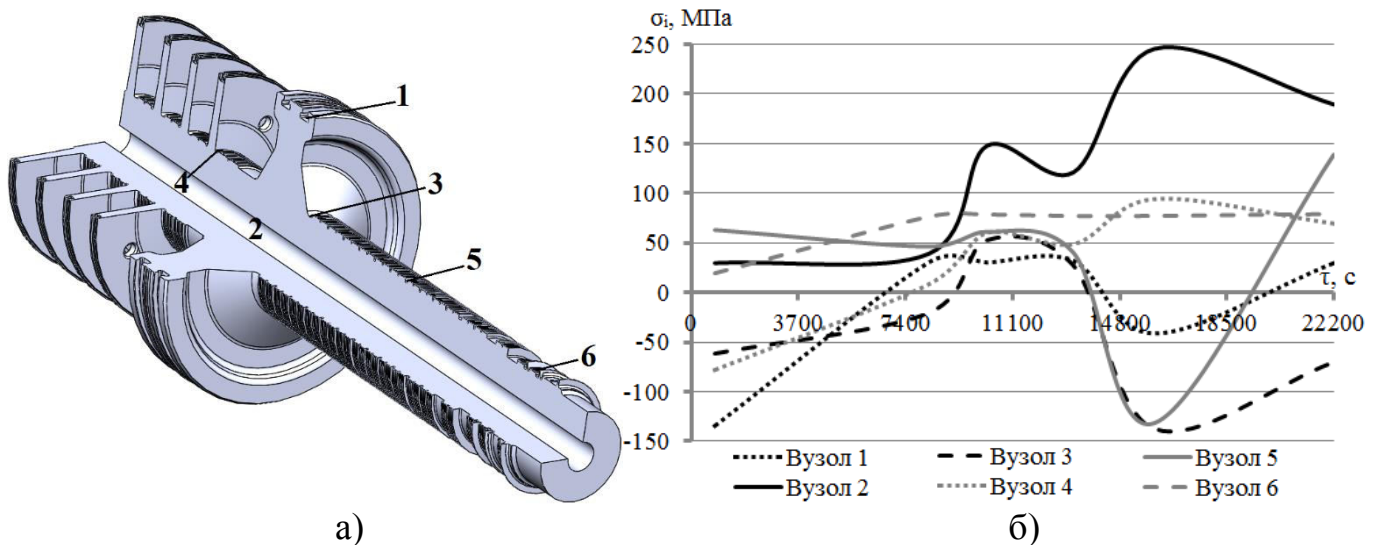


Рис. 3. Характерні вузли (а) та інтенсивність напружень в них при пуску з ХС (б).

Таблиця 1

Розрахункова оцінка малоциклової втоми РВТ при пуску з різних станів

| Тип пуску турбіни | Розрахункова темп. металу $t_{max}, ^\circ\text{C}$ | Інтенсивність напружень, $\sigma_i, \text{МПа}$ | Приведена деформація, $\varepsilon_{a пр}, \%$ | Допустиме число пусків, $N_d$  |
|-------------------|-----------------------------------------------------|-------------------------------------------------|------------------------------------------------|--------------------------------|
|                   |                                                     |                                                 |                                                | $n_N = 5, n_\varepsilon = 1,5$ |
| ГС                | 500                                                 | 210,1                                           | 0,10216                                        | 3040                           |
| НС                | 500                                                 | 178,2                                           | 0,11884                                        | 1840                           |
| ХС                | 500                                                 | 250,1                                           | 0,13605                                        | 1360                           |

За даними електростанції щодо поточного напрацювання та числа пусків, а також за результатами проведених розрахунків було встановлено, що ресурс основного металу вичерпаний на 69 % ( $\Pi'_{ст} = 0,347$ ;  $\Pi'_{ц} = 0,339$ ). Тому, при збереженні умов експлуатації на аналогічному рівні, прогнозований залишковий ресурс складає 92162 год при додатковому допустимому числі циклів – 558.

Для підвищення надійності ПТУ та покращення якості експлуатації рекомендується наступне: провести модернізацію системи контролю основних параметрів турбіни з реєстрацією параметрів, що впливають на надійність; впровадити системи контролю та технічної діагностики ТС та НДС ротора в

реальному часі; з метою уточнення запасів міцності провести дослідження щодо впливу старіння на фізико-механічні властивості сталі за експлуатаційної температури; при кожному наступному плановому продовженні терміну експлуатації проводити додаткове уточнення залишкового ресурсу.

Результати виконаних робіт та наданих рекомендацій були використані Харківською ТЕЦ-5 при продовженні строку експлуатації блоку № 1 (довідка про використання результатів науково-дослідної роботи № 01-15/2280 від 30.11.2016 р.).

**Третій розділ** присвячено розробці технологічного методу управління ресурсом корпусних елементів парових турбін на надкритичні параметри пари через зміну поточних зусиль затяжки груп шпильок у фланцевому з'єднанні.

Раніше проведені числові дослідження напружено-деформованого стану корпусних елементів турбін не враховували наявності зусиль затягу шпильок у фланцевому з'єднанні. Для парових турбін на надкритичні параметри пари, забезпечення парової щільності циліндрів високого тиску досягається високим притискаючим зусиллям затяжки шпильок. Так, для турбіни К-800-240-2, з початковим тиском пари 23,6 МПа, використовуються шпильки з легованої сталі 25Х2М1Ф, поточне зусилля затягу яких, залежить від діаметру та положення у фланці і складає в середньому  $Q_z = 3-4$  МН. В роботі виконано оцінку впливу врахування даних зусиль на НДС та ресурсні показники корпусу ЦВТ турбіни К-800-240-2 блоку № 7 Слов'янської ТЕС.

Проведені числові дослідження показали, що на номінальному режимі експлуатації, врахування реальних поточних зусиль затяжки шпильок спричинило збільшення максимальної інтенсивності напружень на 17,7 % (зі значення  $\sigma_i = 136,4$  МПа до  $\sigma_i = 160,6$  МПа в області задніх кінцевих ущільнень), а також на 2-4 % – для більшості поверхонь проточної частини. На зовнішній поверхні фланців напруження зросли на 70-80 %, через появу контактних напружень (вид А на рис. 4).

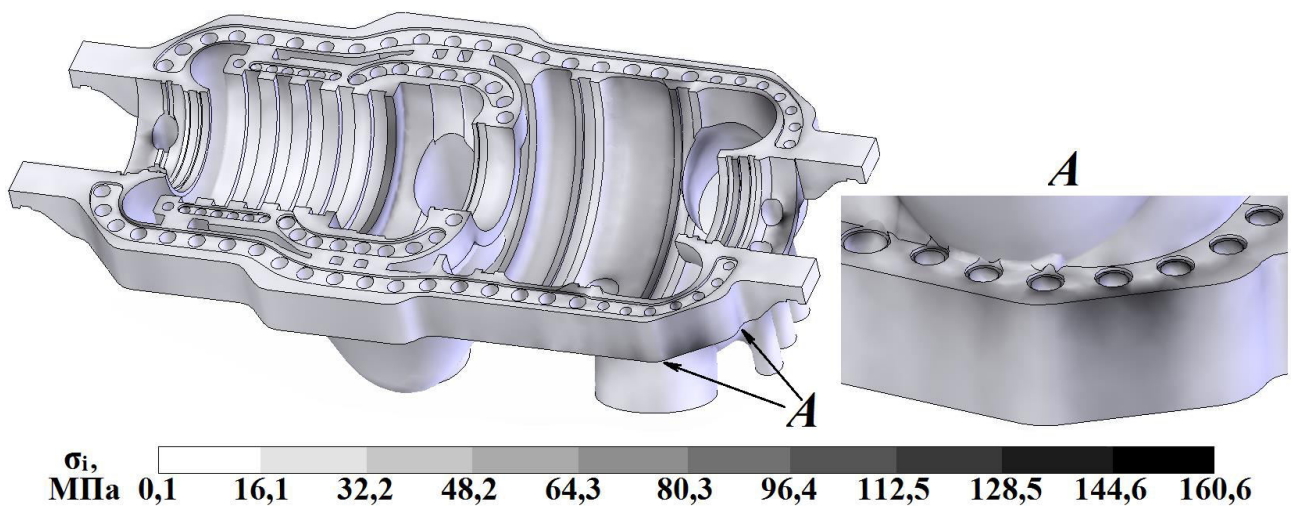


Рис. 4. Напружено-деформований стан корпусу ЦВТ на номінальному режимі експлуатації з врахуванням реальних зусиль затяжки шпильок.

Збільшення максимальної інтенсивності напружень, значно прискорить темпи накопичення статичної пошкоджуваності та знизить довготривалу міцність основного металу корпусних елементів. Можливість зменшення рівню напружень,

через обмеження впливу зусилля затягу шпильок, здатне покращити ресурсні показники корпусу і є задачею управління залишковим ресурсом.

Мінімально-необхідне зусилля затяжки групи шпильок для забезпечення парової щільності розраховується за формулою [5]:

$$Q_{min} = p d \frac{l}{2} \frac{1+3c}{2a-b} \quad (21)$$

де  $p$  – тиск пари в області досліджуваної групи шпильок;  $d$  – внутрішній діаметр корпусу в зоні досліджуваної групи;  $l$  – середня відстань між сусідніми шпильками;  $a, b, c$  – геометричні параметри, що характеризують положення шпильки у фланці.

Через наявність релаксації напружень в шпильках, що, зазвичай, складає 20-30 % від початкового зусилля затягу та беручи до уваги коефіцієнт запасу для деталей такого типу  $n = 1,2$ , поточне зусилля затягу групи шпильок прийнято:

$$Q_z = 1,5 Q_{min} \quad (22)$$

Розраховані поточні зусилля затягу для кожної групи шпильок корпусу ЦВТ турбіни К-800-240-2 блоку № 7 Слов'янської ТЕС представлено на рис. 5. При застосуванні розрахункових зусиль затягу максимальна інтенсивність напружень на номінальному режимі роботи зменшується на 9,3 % ( $\sigma_i = 145,7$  МПа) в зоні заднього кінцевого ущільнення. В області фланцевого з'єднання рівень напружень зменшується на 8-11 %.

Порівняльна оцінка ресурсних показників корпусу ЦВТ турбіни К-800-240-2 блоку № 7 Слов'янської ТЕС за різних зусиль затяжки шпильок наведена в табл. 2.

Аналізуючи отримані дані щодо ресурсу при розрахункових зусиллях затягу, варто відзначити зменшення статичної пошкоджуваності на 7,7 %, а також збільшення залишкового напрацювання на 31456 год в порівнянні з реальними зусиллями.

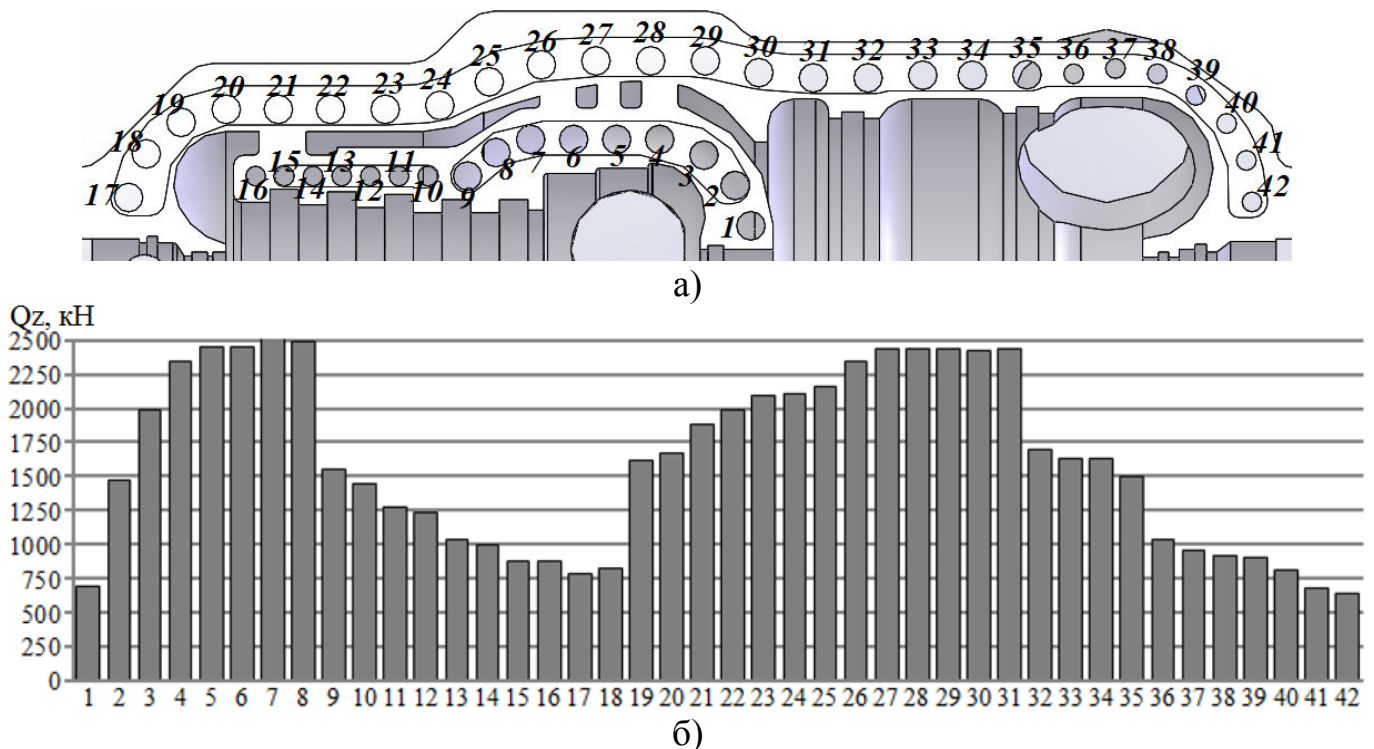


Рис. 5. Нумерація (а) та розрахункові поточні зусилля затяжки (б) груп шпильок.

Таблиця 2

## Ресурсні показники корпусу ЦВТ за різних зусиль зтяжки шпильок

| № | Найменування                                    | Позначення                                       | Без врахування | Реальні зусилля | Розрахункові |
|---|-------------------------------------------------|--------------------------------------------------|----------------|-----------------|--------------|
| 1 | Інтенсивність напружень на номінальному режимі  | $\sigma_{i \max}$ , МПа                          | 136,4          | 160,6           | 145,7        |
| 2 | Статична пошкоджуваність                        | $[P_{\text{ст}}]$                                | 0,663          | 0,7887          | 0,7116       |
| 3 | Допустиме число циклів за різними видами пусків | $[N_{\text{pl}}] n^{\text{ЦВТ}}_{\text{НС}}=303$ | 5600           | 5430            | 5500         |
|   |                                                 | $[N_{\text{pl}}] n^{\text{ЦВТ}}_{\text{ХС}}=46$  | 3640           | 3570            | 3610         |
|   |                                                 | $[N_{\text{pl}}] n^{\text{ЦВТ}}_{\text{ГС}}=151$ | 4420           | 4340            | 4400         |
| 4 | Циклічна пошкоджуваність                        | $[P_{\text{ц}}]$                                 | 0,101          | 0,1035          | 0,1022       |
| 5 | Сумарна пошкоджуваність                         | $[P_{\text{сум}}]$                               | 0,764          | 0,8922          | 0,8139       |
| 6 | Поточне напрацювання                            | $T$ , год                                        | 291811         |                 |              |
| 7 | Індивідуальний залишковий ресурс                | $T_{\text{зал}}$ , год                           | 90083          | 35274           | 66730        |

Проведені числові дослідження доводять ефективність застосування розрахункових зусиль зтяжки шпильок, як технологічного методу управління ресурсом корпусних елементів турбін на надкритичні параметри. Однак, разом з обґрунтуванням доцільності зменшення зусиль зтяжки, необхідно організувати регулярний контроль парової щільності фланців, а також рівню релаксації напружень шпильок під час планово-попереджувальних ремонтів.

**В четвертому розділі** оцінено ефективність зміни конструкції та подачі гарячої пари до передніх кінцевих ущільнень турбіни К-200-130-3, як методів управління залишковим ресурсом.

Проведені раніше, дослідження ТС та НДС парових турбін різної потужності та типу показали, що одними з найбільш напружених елементів є передні та задні кінцеві ущільнення циліндрів. На більшості діючого турбінного обладнання ТЕС України застосовуються кінцеві ущільнення лабіринтного типу. Високі значення інтенсивності напружень в них пов'язані зі складною формою, яка налічує велику кількість геометричних концентраторів напружень, а також відсутністю чітких та обґрунтованих даних щодо впливу температури пари, яка подається до кінцевих ущільнень при різних типах пусків.

Для турбіни К-200-130-3 блоку № 3 Курахівської ТЕС на початкових етапах пуску з ГС, коли температура металу в області ПКУ складає  $t_m = 340-400$  °С, подається ущільнюючий пар з лінії холодного промперегріву  $t_{\text{пп}}^x = 220-250$  °С, що призводить до заохоложування основного металу (суцільні лінії на рис. 6).

При цьому, заводом-виготовлювачем передбачено можливість подачі пари з гарячої лінії промперегріву  $t_{\text{пп}}^r = 490-500$  °С в 2-гу та 1-шу камери ущільнень ЦВТ та ЦСТ, за схемою що на ТЕС не реалізована. Дана схема здатна запобігти заохоложуванню основного металу (рис. 6 штрихові лінії) та зменшити рівень інтенсивності напружень при пусках з ГС.

Найбільш суттєві відмінності НДС виникають в момент часу 2800 с (рис. 7). При подачі холодної пари максимальні напруження сягають  $\sigma_i = 323,3$  МПа в зоні другої камери ПКУ, в той же час, при подачі гарячої пари найбільші напруження в досліджуваній зоні виникають в області розточки під першу обойму ущільнень і складають  $\sigma_i = 141$  МПа, що на 56,4 % менше. Для областей проточної частини та задніх кінцевих ущільнень, рівень напружень відрізняється не більше ніж на 5 %.

Результатом зменшення максимальної інтенсивності напружень стає зменшення амплітуд деформації та збільшення допустимого числа циклів пуску з ГС (табл. 3). Подача гарячої пари до ПКУ при пуску з ГС дозволяє зменшити сумарну пошкоджуваність корпусу ЦВТ на 6 % та збільшити залишковий ресурс з  $T_{зал}^x = 33192$  год до  $T_{зал}^r = 56017$  год.

Аналогічним чином було виконано оцінку впливу зміни схеми подачі ущільнюючої пари на залишковий ресурс ротора СТ тієї ж турбіни.

Аналізуючи розраховані градієнти температур, найбільші напруження від нерівномірності полів температур в області ПКУ мають місце в момент часу 200 с, що підтверджується числовим дослідженням напружено-деформованого стану РСТ. Так, при подачі холодної пари до ПКУ інтенсивність напружень в області першого ущільнення складає  $\sigma_i = 213,1$  МПа ( $\text{grad } t_m = 3120$  К/м), що майже в десять разів перевищує аналогічне значення при подачі гарячої ущільнюючої пари  $\sigma_i = 24,2$  МПа ( $\text{grad } t_m = 380$  К/м).

Впродовж пуску з ГС, при подачі холодної пари до ПКУ, зоною появи максимальної інтенсивності напружень є термокомпенсаційні канавки першої обойми. В момент часу 2800 с максимальні напруження виникають в галтелі регулюючого ступеня зі сторони 14-го ступеня тиску за обох схем організації подачі ущільнюючої пари:  $\sigma_i^x = 323,2$  МПа,  $\sigma_i^r = 206$  МПа.

Організація подачі гарячої пари до передніх кінцевих ущільнень дозволяє встановити допустиме число циклів пуску РСТ на рівні  $N_d^{ГС} = 6600$  (за діючої схеми  $N_d^{ГС} = 3580$ ) при коефіцієнтах запасу по числу циклів  $n_N = 5$  та по деформації

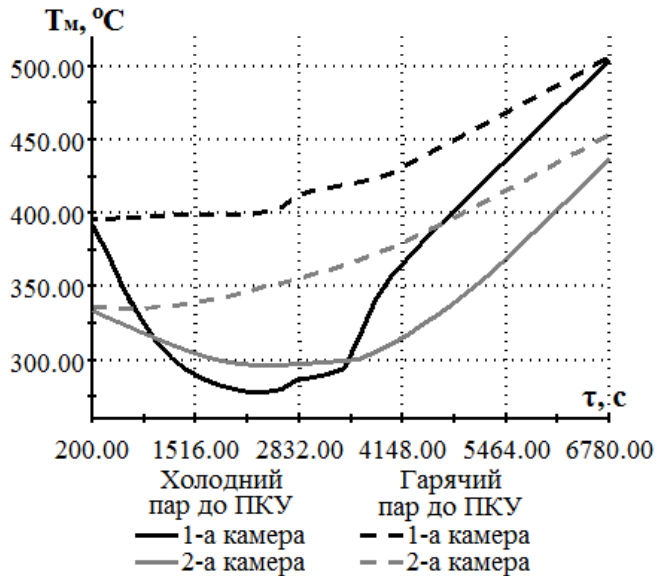


Рис. 6. Зміна температури металу корпусу в області ПКУ при пуску з ГС

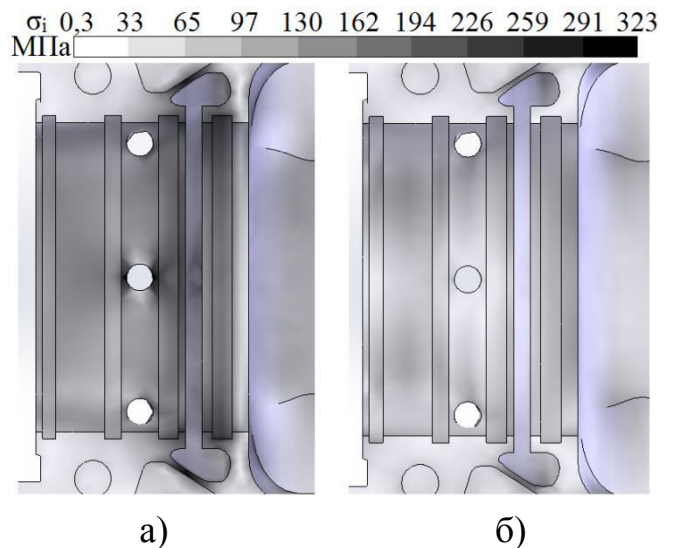


Рис. 7. НДС корпусу в момент часу 2800 с при подачі холодної (а) і гарячої (б) пари до ПКУ

$n_e = 1,5$ . Наслідком цього стає зменшення сумарної пошкоджуваності РСТ 3-го блоку Курахівської ТЕС з  $\Pi_{\text{сум}}^x = 94,2 \%$  до  $\Pi_{\text{сум}}^r = 87,3 \%$  та збільшення залишкового ресурсу до 41764 год (при подачі холодної пари  $T_{\text{зал}}^x = 17766$  год).

Таблиця 3

Ресурсні показники корпусу ЦВТ за різних схем подачі ущільнюючої пари

| № | Найменування                                    | Позначення                                         | Холодна пара на ПКУ | Гаряча пара на ПКУ |
|---|-------------------------------------------------|----------------------------------------------------|---------------------|--------------------|
| 1 | Інтенсивність напружень на номінальному режимі  | $\sigma_{i \max}$ , МПа                            | 108,8               | 108,8              |
| 2 | Статична пошкоджуваність                        | $[\Pi_{\text{ст}}]$                                | 0,4851              | 0,4851             |
| 3 | Допустиме число циклів за різними видами пусків | $[N_{\text{pl}}] n_{\text{ХС}}^{\text{ЦВТ}} = 685$ | 4250                | 4600               |
|   |                                                 | $[N_{\text{pl}}] n_{\text{НС}}^{\text{ЦВТ}} = 233$ | 3950                | 3950               |
|   |                                                 | $[N_{\text{pl}}] n_{\text{ГС}}^{\text{ЦВТ}} = 539$ | 2950                | 4240               |
| 4 | Циклічна пошкоджуваність                        | $[\Pi_{\text{ц}}]$                                 | 0,411               | 0,3512             |
| 5 | Сумарна пошкоджуваність                         | $[\Pi_{\text{сум}}]$                               | 0,8961              | 0,8363             |
| 6 | Поточне напрацювання                            | $T$ , год                                          | 286228              |                    |
| 7 | Індивідуальний залишковий ресурс                | $T_{\text{зал}}$ , год                             | 33192               | 56017              |

Таким чином, подача гарячої ущільнюючої пари до ПКУ циліндру ВТ та СТ є ефективним схемним методом управління ресурсом корпусів та роторів парових турбін, що здатний в значній мірі уповільнити темпи накопичення пошкоджуваності основного металу по механізму малоциклової втоми.

Як зазначалося вище, складна геометрія у поєднанні з високим рівнем температур, може стати причиною появи концентраторів напружень. Так, для РСТ турбіни К-200-130-3 високий рівень напружень в області термокомпенсаційних канавок спостерігається, як на змінних, так і на стаціонарних режимах роботи (рис. 8). Досвід експлуатації на різних ТЕС показує, що часто саме в області канавок виникають пошкодження у вигляді тріщин та розтріскувань. Зазвичай глибина тріщин складає близько 1-3,5 мм та прямим чином залежить від частоти залучення паротурбінної установки до режиму маневрування та кількості пусків.

В якості методу управління ресурсом високотемпературних роторів пропонується зміна конструкції термокомпенсаційних канавок. Проточка геометричних концентраторів напружень дозволить зменшити рівень напружень, однак через погіршення парової щільності ПКУ необхідно виконати заміну сегментів ущільнень з більш нарощеними ущільнюючими вусами для відновлення економічності ПТУ.

З аналізу результатів числового дослідження ТС ротора СТ з проточеними

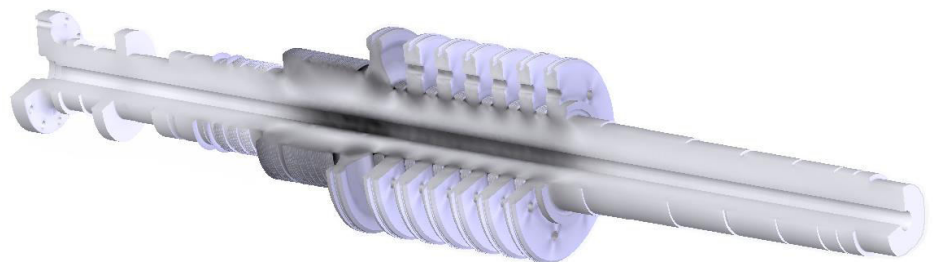


Рис. 8. НДС ротора СТ на номінальному режимі роботи

канавками, слід відзначити, зменшення значення градієнтів температур для всіх пускових режимів в середньому на 400-700 К/м. У відношенні НДС ротора СТ, проточка термокомпенсаційних канавок дозволяє зменшити максимальну інтенсивність напружень за всіх пускових режимів в середньому на 9-32 %. Так при пуску з гарячого стану найбільша відмінність напружень спостерігається в момент часу 5200 с і складає 25 %:  $\sigma_i = 255,9$  МПа для ротора з канавками та  $\sigma_i = 192,2$  МПа для ротора з проточеними термокомпенсаційними канавками. Варто зазначити, що при дослідженні впливу проточки канавок на ТС та НДС ротора СТ розглядалася діюча схема подачі пари до передніх кінцевих ущільнень.

В ході оцінки ресурсних показників РСТ, встановлено позитивний вплив проточки термокомпенсаційних канавок на темпи накопичення статичної та циклічної пошкоджуваності (табл. 4). Так, сумарна пошкоджуваність зменшилась на 4,4 %, а залишковий ресурс збільшився з 17766 год до 32811 год.

Таблиця 4

Ресурсні показники ротора СТ при наявних та проточених теплових канавках

| № | Найменування                                    | Позначення                                       | Наявні канавки | Проточені канавки |
|---|-------------------------------------------------|--------------------------------------------------|----------------|-------------------|
| 1 | Інтенсивність напружень на номінальному режимі  | $\sigma_{i \max}$ , МПа                          | 102,6          | 100,9             |
| 2 | Статична пошкоджув.                             | $[P_{\text{СТ}}]$                                | 0,4654         | 0,4624            |
| 3 | Допустиме число циклів за різними видами пусків | $[N_{\text{pl}}] n_{\text{ХС}}^{\text{ЦВТ}}=685$ | 2400           | 2660              |
|   |                                                 | $[N_{\text{pl}}] n_{\text{НС}}^{\text{ЦВТ}}=233$ | 5800           | 5970              |
|   |                                                 | $[N_{\text{pl}}] n_{\text{ГС}}^{\text{ЦВТ}}=539$ | 3580           | 3900              |
| 4 | Циклічна пошкоджув.                             | $[P_{\text{Ц}}]$                                 | 0,4761         | 0,8972            |
| 5 | Сумарна пошкоджуваність                         | $[P_{\text{сум}}]$                               | 0,9416         | 0,8363            |
| 6 | Поточне напрацювання                            | T, год                                           | 286228         |                   |
| 7 | Індивідуальний залишковий ресурс                | $T_{\text{зал}}$ , год                           | 17766          | 32811             |

Виконання проточки теплових канавок має вагомий вплив на ресурсні показники діючого устаткування і дозволяє значно скоротити затрати основних фондів на заміну старіючих роторів. Зрозуміле зменшення економічності через збільшення зазорів в ПКУ може бути майже повністю нівельоване заміною сегментів ущільнень. Для більш значного покращення ресурсних показників високотемпературних роторів, варто розглядати сумісне застосування зміненої конструкції теплових канавок та подачу гарячої пари до ПКУ.

Проведена порівняльна оцінка отриманих результатів з експериментальними та розрахунковими даними інших авторів (Берлянд В. І., Плоткін Є. Р., Лейзерович О. Ш., Сухінін В. П., Пугачова Т. М.) свідчить про задовільний рівень відхилення результатів. Так, при порівнянні інтенсивності напружень в РСТ з даними авторів [6] різниця отриманих результатів не перевищує 11 % (рис. 9). Відмінність даних по малоциклової втомі складає 4-12,5 %: допустиме число пусків РСТ з холодного стану за результатами розрахунків  $N_d = 2400$ , за даними авторів [7] –  $[N] = 2100$  та  $[N] = 2300$  за даними авторів [8].

Аналогічні порівняння проведені для всіх розроблених моделей комплексної оцінки залишкового ресурсу високотемпературних елементів парових турбін.

**П'ятий розділ** присвячено дослідженню впливу роботи енергетичного обладнання у режимі щоденного пуску-зупинки на аварійність, ресурсні та техніко-економічні показники. Для зменшення темпів зношуваності турбінного устаткування запропоновано режимний метод управління ресурсом.

Характерною особливістю енергосистеми України є нестача пікових та напівпікових потужностей. Через необхідність виконання графіка змінного навантаження, пиловугільні енергоблоки потужністю 200-300 МВт використовуються в маневрених режимах. Аналізуючи дані щодо аварійності пиловугільних ТЕС на період 2012-2015 рр. спостерігається збільшення числа аварійних зупинок на 13-62 % у 2014 р. в порівнянні з 2012 р., що перш за все зв'язано зі збільшенням числа пусків на 18-66 %. Аналогічна ситуація і з кількістю годин аварійних ремонтів на ТЕС. Наприклад, для 8 блоків Придніпровської ТЕС сумарне число годин в аварійних ремонтах у 2012 р. складає 1853 год, у 2014 р. – 4857 год, при сумарній кількості пусків 185 та 307 відповідно. Середнє напрацювання на відмову для блоків потужністю 200 та 300 МВт, за досліджуваний період, складає 1115 та 2057 год відповідно.

У відношенні техніко-економічних показників (ТЕП) протягом 2011-2015 рр. слід зазначити, що середній ККД пиловугільних блоків 200-300 МВт становить близько 31 %, витрата умовного палива – 363-448 г.у.п. на 1 кВт виробленої електроенергії, затрати енергії на власні потреби – 6,5-12 %. Величини ККД (нетто) пиловугільних котлів знаходяться в діапазоні 75-86 %. Коефіцієнти готовності для більшості блоків низькі, тільки в 13 енергоблоків з 89 вони більше 90 %.

Для оцінки впливу змінних режимів роботи обладнання на його показники досліджено режим експлуатації, що відповідає щоденному пуску обладнання з гарячого стану для покриття ранкового та вечірнього піку з подальшою зупинкою для нічного простою. Такий режим можна розглядати, як потенційно найважчий спосіб маневреної експлуатації обладнання блоків 200-300 МВт.

При роботі в режимі щоденного пуску-зупинки ТЕП значно погіршуються. Так, для енергоблоків потужністю 200 МВт значення питомої витрати умовного палива становить від 414,7 до 458,3 г.у.п./кВт·год та від 397,5 до 458,6 г.у.п./кВт·год для блоків 300 МВт. Значення витрати енергії на власні потреби складають від 10,3 до 12,8 % для ТЕС з енергоблоками 200 МВт та 8,9-12,9 % – для енергоблоків

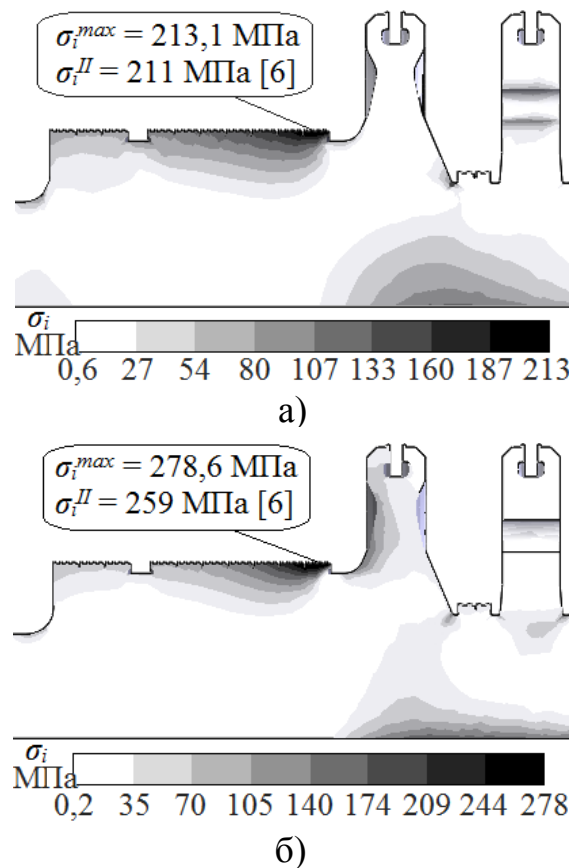


Рис. 9. НДС ротору середнього тиску при пуску з ГС (а) та НС (б)

300 МВт. Крім того, слід відзначити, що вказані питомі показники погіршилися у 2015 році у порівнянні з 2014 роком на 3-12 %, що більш за все пов'язано зі збільшенням частки роботи енергоблоків у режимах регулювання.

Розрахунок ресурсних показників енергетичного устаткування блоків 200-300 МВт показав, що при роботі турбінного обладнання в режимі щоденного пуску-зупинки, річна швидкість вичерпання ресурсу збільшується в 3-9 разів і сягає 7,3-21,9 % на рік, для котельного обладнання темпи зношуваності обладнання зростають в 4-7 разів (8,3-14,4 %/рік). Таким чином, лише за рік роботи енергетичного обладнання в режимі щоденного пуску-зупинки половина енергоблоків вичерпають свій залишковий ресурс і будуть не придатні до подальшої експлуатації (суцільні стовпчики на рис. 10).

На рис. 10 представлено значення прогнозованого залишкового ресурсу енергоблоків 200-300 МВт при збереженні поточного режиму експлуатації (штрихові стовпчики) та при переході до режиму щоденного пуску-зупинки (суцільні). Розрахункова оцінка залишкового ресурсу виконана для чотирьох елементів основного обладнання блоку (ЦВТ та ЦСТ турбіни, котел та паропроводи гострої пари), на рис. 10 наведено найменше з розрахованих значень.

Отримані дані щодо аварійності, ТЕП та ресурсу блоків 200-300 МВт свідчать про непристосованість даного обладнання до роботи в режимі щоденного пуску-зупинки і були використані ТОВ «ДТЕК Енерго» (довідка про використання результатів НДР від 31.03.2016). Однак потреба у маневрених потужностях залишається і поточна структура генерації в ОЕС України не здатна її задовольнити без використання блоків 200-300 МВт в змінних режимах. Саме тому актуальною задачею є вирішення проблеми генерації маневреної електричної енергії з використанням наявного обладнання, при найменшому впливі на залишковий ресурс. Далі пропонується метод управління залишковим ресурсом турбінного обладнання зміною режиму залучення енергоблоку до маневреної експлуатації.

Середня тривалість пуску парових турбін типу К-200-130 з ГС складає 2 год, з НС – 4,5 год, з ХС – 6,5 год. При пусках з ГС повне навантаження турбоагрегату приблизно проходить за 70 хв, при цьому попередній прогрів проточної частини відбувається 30 хв. В таких умовах роботи, метал знаходиться під впливом значних градієнтів температур, що спонукають появу великих амплітуд інтенсивності напружень в окремих вузлах, які значно обмежують допустиме число циклів пуску.

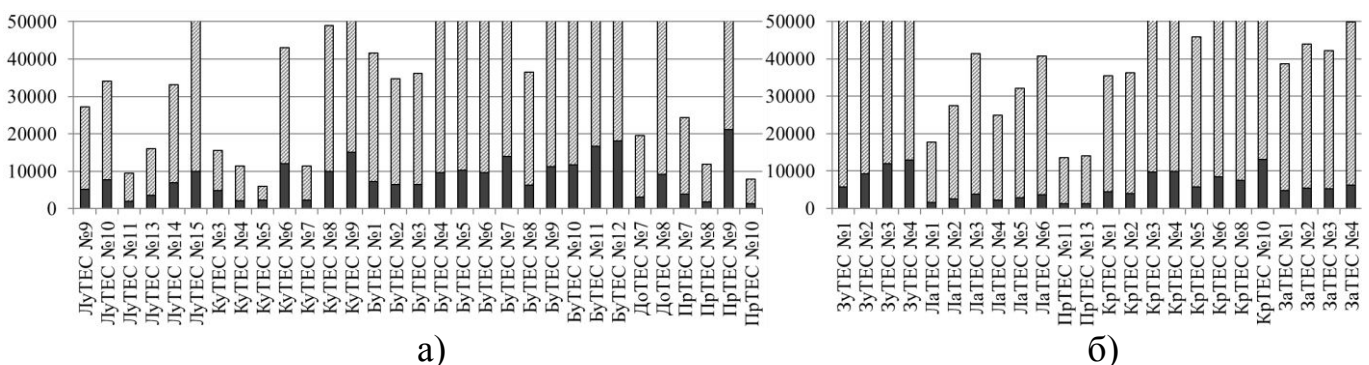


Рис. 10. Залишковий ресурс блоків 200 (а) і 300 МВт (б) в режимі нормальної експлуатації (штрихові стовпчики) та щоденного пуску-зупинки (суцільні)

Для управління залишковим ресурсом турбін пропонується робота енергоблоків згідно спеціального графіку, яка передбачає пуски окремих блоків з НС, подальшу експлуатацію на протязі 14 годин та зупинку на 36-48 годин. Після такого простою середня температура нижньої частини ЦВТ в зоні регулюючого ступеня складає 200-240 °С і є характерною для пуску з НС. Пуск проходить при ковзаючих параметрах пари, повне навантаження турбіни відбувається протягом 3,5 год, що забезпечує більш плавний та рівномірний прогрів проточної частини. Таким чином, рівень амплітуд інтенсивності напружень є меншим ніж при пуску з ГС і допустиме число пусків з НС встановлюється на більшому рівні.

Оцінка ефективності запропонованого методу управління ресурсом виконана для блоків № 3-9 КуТЕС (рис. 11). При роботі в такому режимі темпи зношуваності та залишковий ресурс наближаються до відповідних значень нормальної експлуатації. Наприклад залишковий ресурс енергоблоку № 4 складає 11388 год, а при роботі за спеціальним графіком – 13612 год. Причиною покращення ресурсних показників є зменшення річної статичної пошкоджуваності, оскільки блок значний час простоє. Також, на блоках КуТЕС організована подача «холодної» пари до кінцевих ущільнень ЦВТ та ЦСТ, тому при пусках з НС амплітуди інтенсивності напружень є меншими у порівнянні з пусками з ГС, через менше захолювання металу ущільнень в початкові моменти роботи, тому і циклічна складова пошкоджуваності зменшується. До недоліків даного режиму варто віднести зниження коефіцієнту використання встановленої потужності (28 % – близько 2440 год роботи на рік), а також збільшення необхідної кількості обладнання, що виводиться в режим маневрування, в порівнянні з режимом роботи щодобового пуску-зупинки.

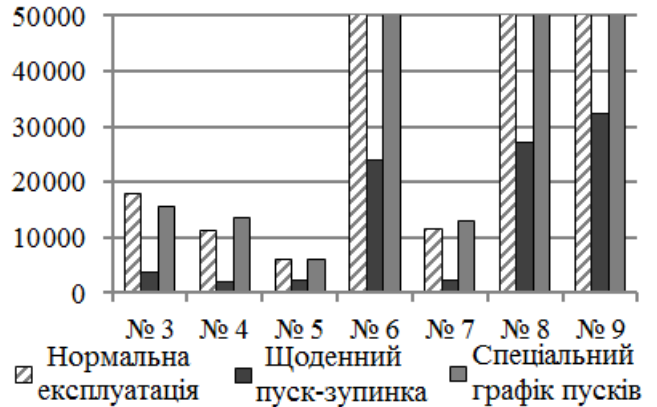


Рис. 11. Залишковий ресурс блоків Курахівської ТЕС за різних режимів маневреної експлуатації

Таким чином, питання раціонального виведення енергетичних потужностей в режим маневрування є багатопараметричною задачею оптимізації управління залишковим ресурсом. Вона має вирішуватись окремо для кожного енергоблоку, щоб врахувати специфіку експлуатації конкретного устаткування. Необхідно досягти найменших темпів зношуваності, при збереженні на задовільному рівні його техніко-економічних показників, таких як питома витрата умовного палива, витрата енергії на власні потреби, коефіцієнт використання встановленої потужності та показників надійності (напрацювання на відмову, коефіцієнт готовності, число аварійних відключень). При цьому, бажано, щоб кількість енергоблоків, які виводяться з базового режиму експлуатації в маневрений була найменшою. Одним із рішень такої задачі може бути розробка принципово нового режиму експлуатації для маневрених блоків. Вона потребує проведення широкого кола досліджень діючого обладнання та має вирішуватись із залученням експлуатуючих організацій, представників заводу-виробника та органів держнагляду.

## ВИСНОВКИ

У результаті виконання дисертаційної роботи розв'язано актуальну науково-практичну проблему управління залишковим ресурсом високотемпературних елементів парових турбін. Основні результати і висновки полягають в наступному:

1. Вдосконалено модель комплексної оцінки теплового та напружено-деформованого стану роторів парових турбін шляхом точного відтворення геометрії, результатів ремонтних відновлень та врахування основних зусиль, що діють на об'єкт. Визначено вплив конструкції та режимних параметрів на ТС, НДС та МЦВ ротора. Надано та обґрунтовано рекомендації щодо продовження терміну експлуатації РВТ турбіни Т-100/120-130 блоку № 1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5» та визначено його залишковий ресурс – 92162 год при додатковому числу пусків – 558.

2. Вперше виконано числове дослідження НДС корпусу ЦВТ турбіни К-800-240-2 з врахуванням зусиль затягу шпильок у фланцевому з'єднанні. Врахування реального поточного зусилля затяжки вносить вагомі зміни до НДС корпусних елементів і збільшує максимальну інтенсивність напружень на 17,7 %.

3. В якості технологічного методу управління ресурсом корпусів турбін на надкритичні параметри пари запропоновано зміну поточного зусилля затяжки шпильок до значення, що в півтора рази перевищує мінімально необхідне зусилля, для забезпечення парової щільності. Даний метод управління дозволив підвищити залишковий ресурс корпусу ЦВТ з 35274 до 66730 год.

4. Виконано порівняльну оцінку впливу зміни конструкції ущільнень та подачі гарячої пари до передніх кінцевих ущільнень на залишковий ресурс високотемпературних елементів. Проточка теплових каналок дозволяє зменшити максимальну інтенсивність напружень за всіх експлуатаційних режимів в середньому на 9-32 % та збільшити допустиме число циклів пуску з різних теплових станів на 3-11 %. Так, для РСТ турбіни К-200-130-3 блоку № 3 Курахівської ТЕС залишковий ресурс збільшився з 17766 до 32811 год.

5. Встановлено, що подача гарячої пари до ПКУ зменшує амплітуди напружень при пусках з ГС та уповільнює темпи накопичення пошкоджуваності за механізмом малоциклової втоми. Для корпусу ЦВТ турбіни К-200-130-3 подача гарячої пари збільшила залишковий ресурс з 33192 до 56017 год та з 17766 до 41764 год – для ротору середнього тиску.

6. Вперше досліджено вплив роботи енергетичного обладнання ТЕС України потужністю 200-300 МВт в режимі щоденного пуску-зупинки на аварійність, швидкість вичерпання ресурсу та ТЕП. Встановлено, що питома витрата умовного палива зростає на 9-13 %, витрата електроенергії на власні потреби – на 16-33 %. Темпи зношуваності турбінного обладнання зростають в 3-9 разів, котельного – в 4-7 разів, що вказує на недопустимість експлуатації енергоблоків в такому режимі

7. Запропоновано метод управління залишковим ресурсом парових турбін зміною режимів маневреної експлуатації. Розглянутий режим роботи згідно спеціального графіку, що передбачає 122 пуски з НС на рік, здатний встановити залишковий ресурс турбінного обладнання на рівні, що характерний для роботи в базовому режимі, але зменшує коефіцієнт використання встановленої потужності.

## ЦИТОВАНА ЛІТЕРАТУРА

1. РТМ 24.020.16-73. Турбины паровые стационарные. Расчёт температурных полей роторов и цилиндров паровых турбин методом электро моделирования. – М., 1973. – № ВК-002/3209. – 104 с.
2. РТМ 108.021.103. Детали паровых стационарных турбин. Расчёт на малоцикловую усталость. – М., 1985. – № АЗ-002/7382. – 49 с.
3. Биргер, И. А., Соппротивление материалов: учебное пособие. Изд. 2-е / И. А. Биргер, Р. Р. Мавлютов. – М.: Ленанд. – 2015. – 560 с. – ISBN 978 5-9710-1808-7.
4. СОУ-Н МЕНВ 40.1-21677681-52:2011 Визначення розрахункового ресурсу та оцінки живучості роторів та корпусних деталей турбіни: методичні вказівки / Міненерговугілля України / М. Г. Шульженко. – Офіц. вид., 2011. – 24 с.
5. Костюк, А. Г. Паровые и газовые турбины: Учебник для вузов / М. А. Трубилов, Г. В. Арсеньев, В. В. Фролов, [и др.]; Под ред. А. Г. Костюка, В. В. Фролова – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 352 с. – ISBN 5-7046-0844-2.
6. Сухинин, В. П. Исследование напряженно-деформированного состояния и термоциклической стойкости ротора среднего давления турбины К-200-130 ЛМЗ / В.П. Сухинин, Т. Н. Пугачева // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та тепло-технічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2008. – № 6. – С. 102–106.
7. Берлянд, В. И. Обобщенные результаты исследований циклической прочности паровых турбин мощностью 160, 200 и 300 МВт при переменных режимах работы / В. И. Берлянд, Е. Р. Плоткин // Теплоэнергетика. – 1992. – № 6. – С. 23-29.
8. Мамонтов, Н. И. Определение остаточного ресурса и продление срока службы турбоагрегата К-200-130 ст. № 9 Луганской ТЭС / Н. И. Мамонтов, Т. Н. Пугачева // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2008. – № 6. – С. 137–144.

## СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Comprehensive rotor service life study for high & intermediate pressure cylinders of high power steam turbines [Text] / V. Peshko, O. Chernousenko, T. Nikulenkova, A. Nikulenkov // Propulsion and Power Research – China : National Laboratory for Aeronautics and Astronautics, 2016 – Volume 5, Issue 4 – pp. 302-309. (**ScienceDirect**) *Здобувачем створено геометричні моделі, отримані дані щодо ТС та НДС роторів, виконано порівняльну оцінку різних схем подачі пари до передніх кінцевих ущільнень.*
2. Черноусенко, О. Ю. Геометрическая модель и граничные условия теплообмена ротора высокого давления турбоустановки Т-100/120-130 ст. № 1 ПАО «Харьковская ТЭЦ-5» [Текст] / О. Ю. Черноусенко, Л. С. Бутовский, В. А. Пешко, О. С. Мороз // Вісник НТУ «ХПІ». – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 11(1233). – С. 16-23. (**Index Copernicus**) *Здобувачем створено геометричну модель ротора високого тиску та виконано розрахунок проточної частини на номінальному та змінних режимах експлуатації.*
3. Черноусенко, О. Ю. Расчетное исследование теплового и напряженно-деформированного состояния ротора высокого давления турбины Т-100/120-130 ст.

№ 1 ПАО «Харьковская ТЭЦ-5» [Текст] / О. Ю. Черноусенко, В. А. Пешко // Вісник НТУ «ХП». – Харків : НТУ «ХП», 2017. – № 9(1231). – С. 34-40. (**Index Copernicus**) *Здобувачем розраховано тепловий та напружено-деформований стан ротора та побудовано криві зміни градієнтів температур.*

4. Черноусенко, О. Ю. Оценка малоциклового усталости, поврежденности и остаточного ресурса ротора высокого давления турбины Т-100/120-130 ст. № 1 ПАО «Харьковская ТЭЦ-5» [Текст] / О. Ю. Черноусенко, В. А. Пешко // Вісник НТУ «ХП». – Харків : НТУ «ХП», 2017. – № 10(1232). – С. 30-37. (**Index Copernicus**) *Здобувачем отримано криві зміни інтенсивності напружень, оцінено малоциклову втому металу, розраховано статичну та циклічну пошкоджуваність.*

5. Черноусенко, О. Ю. Управление ресурсом корпусных деталей паровых турбин [Текст] / О. Ю. Черноусенко, В. А. Пешко // Вісник НТУ «ХП». – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 16(1125). – С. 27-31. (**Index Copernicus**) *Здобувачем отримано дані щодо зміни градієнтів температур та інтенсивності напружень на змінних режимах роботи корпусів.*

6. Черноусенко, О. Ю. Влияние фланцевого соединения и возникающих в нем усилий на ресурсные показатели ЦСД турбины К-200-130 [Текст] / О. Ю. Черноусенко, В. А. Пешко // Вісник НТУ «ХП». – Харків : НТУ «ХП», 2016. – № 9(1181). – С. 113-117. (**Index Copernicus**) *Здобувачем створено геометричну модель корпусу, розраховано мінімально-необхідні зусилля затяжки шпильок та виконано порівняльну оцінку напружено-деформованого стану.*

7. Черноусенко, О. Ю. Влияние работы энергоблоков ТЭС в маневренном режиме на вичерпання ресурсу энергетичного обладнання [Текст] / О.Ю. Черноусенко, В. А. Пешко // Вісник НТУ «ХП». – Харків : НТУ «ХП», 2016. – № 10(1182). – С. 6-16. (**Index Copernicus**) *Здобувачем розраховано ресурсні показники ТЕС при роботі в режимі щоденного пуску-зупинки.*

8. Черноусенко, О. Ю. Влияние работы энергоблоков ТЭС в маневренном режиме на надійність та аварійність энергетичного обладнання [Текст] / О. Ю. Черноусенко, В. А. Пешко // Вісник НТУ «ХП». – Харків : НТУ «ХП», 2016. – № 8(1180). – С. 100-106. (**Index Copernicus**) *Здобувачем розраховано показники надійності ТЕС при роботі в режимі щоденного пуску-зупинки.*

9. Черноусенко, О. Ю. Влияние работы у маневренных режимах энергоблоков ТЭС на техніко-економічні характеристики [Текст] / О. Ю. Черноусенко, Л.С. Бутовський, О.О. Грановська, В.А. Пешко, О.С. Мороз // Проблеми загальної енергетики. – Київ, Ін-т загальної енергетики НАНУ, 2016. – № 2 (45). – С. 21-31. (**Index Copernicus**) *Здобувачем отримано криві зміни техніко-економічних показників роботи в режимі щоденного пуску-зупинки.*

10. Черноусенко, О. Ю. Влияние учета усилий на шпильках на ресурсные показатели ЦСД турбины К-200-130 [Электронный ресурс] / О. Ю. Черноусенко, В. А. Пешко // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования : международная научно-техническая конференция. «Харьков – 2015». – Электрон. дан. – Харьков : ИПМаш им. Подгорного НАНУ, 2015. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM). – Загл. с этикетки диска. *Здобувачем*

*створено геометричну модель корпусу ЦСТ, розраховано мінімально-необхідні зусилля затяжки шпильок та виконано порівняння рівню напружень.*

11. Черноусенко, О. Ю. Вплив ремонтних відновлень корпусів ЦВТ і ЦСТ К-200-130 Луганської ТЕС на залишковий ресурс [Текст] / О. Ю. Черноусенко, В. А. Пешко // «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики»: Тези доповідей. – К. : НТУУ «КПІ», 2013. – С. 97. *Здобувачем виконано огляд літератури з питань тріщиностійкості та ремонтпридатності корпусних елементів турбін.*

12. Черноусенко, О. Ю. Дослідження ресурсних можливостей корпусу ЦСТ турбіни К-200-130 ЛМЗ: геометричне моделювання [Текст] / О. Ю. Черноусенко, В. А. Пешко // «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики»: Тези доповідей. – К. : НТУУ «КПІ», 2015. – С. 114. *Здобувачем створено геометричну модель корпусу ЦСТ з врахуванням ремонтних змін проектної конструкції.*

13. Черноусенко, О. Ю. Швидкість вичерпання ресурсу енергетичного обладнання, що працює в маневреному режимі [Текст] / О. Ю. Черноусенко, В. А. Пешко, В. С. Гусаківський // Матеріали 82 міжнародної наукової конференції молодих учених, аспірантів і студентів “Наукові здобутки молоді – вирішенню проблем харчування людства у XXI столітті” – К.: НУХТ, 2016 р. – Ч.2. – С. 189. *Здобувачем виконано оцінку пошкоджуваності та ресурсу енергоблоків 200-300 МВт пилувугільних ТЕС при роботі в маневреному режимі.*

14. Черноусенко, О. Ю. Вплив роботи в маневреному режимі на економічність енергетичного обладнання [Текст] / О. Ю. Черноусенко, В. А. Пешко, О. С. Мороз // Матеріали 82 міжнародної наукової конференції молодих учених, аспірантів і студентів “Наукові здобутки молоді – вирішенню проблем харчування людства у XXI столітті” – К.: НУХТ, 2016 р. – Ч.2. – С. 190. *Здобувачем розраховано показники економічності пилувугільних ТЕС при роботі в маневреному режимі.*

15. Черноусенко, О. Ю. Надійність та аварійність енергетичного обладнання при роботі в маневрових режимах [Текст] / О. Ю. Черноусенко, В. А. Пешко, І. С. Беднарська // Матеріали 82 міжнародної наукової конференції молодих учених, аспірантів і студентів “Наукові здобутки молоді – вирішенню проблем харчування людства у XXI столітті” – К.: НУХТ, 2016 р. – Ч.2. – С. 191. *Здобувачем виконано розрахунок питомих показників пошкоджуваності та напружування на відмову.*

16. Черноусенко, О. Ю. Оцінка ресурсних показників РВТ турбіни Т-100/120-130 ст. № 1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5» [Текст] / О. Ю. Черноусенко, В. А. Пешко // Матеріали 83 міжнародної наукової конференції молодих учених, аспірантів і студентів “Наукові здобутки молоді – вирішенню проблем харчування людства у XXI столітті” – К.: НУХТ, 2017 р. – Ч.2. – С. 206. *Здобувачем розраховано інтенсивності напружень для різних режимів експлуатації та розраховано залишковий ресурс ротора.*

17. Черноусенко, О. Ю. Вичерпання ресурсу обладнання енергоблоків 300 МВт при роботі в маневреному режимі [Текст] / О. Ю. Черноусенко, В. А. Пешко, О. С. Мороз // «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики»: Тези доповідей. У 2 т. – К. : НТУУ «КПІ», 2016. – Т. 1. – С. 139. *Здобувачем оцінено ресурс енергоблоків 300 МВт при роботі в маневреному режимі.*

18. Черноусенко, О. Ю. Аварійність ТЕС при роботі в маневреному режимі [Текст] / О. Ю. Черноусенко, В. А. Пешко, І. С. Беднарська // «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики»: Тези доповідей. У 2 т. – К. : НТУУ «КПІ», 2016. – Т. 1. – С. 138. *Здобувачем розраховані показники надійності роботи пилувугільних енергоблоків потужністю 200-300 МВт.*

19. Черноусенко, О. Ю. Техніко-економічні показники енергоблоків ТЕС «ДТЕК Енерго» при роботі на змінних навантаженнях [Текст] / О. Ю. Черноусенко, В. А. Пешко, Л. С. Бутовський, [та ін.] // XII Міжнародна науково-практична конференція «Вугільна енергетика: шляхи реконструкції та розвитку» – К., 2016. – С. 80-84. *Здобувачем отримано прогнозовані показники економічності при роботі в режимі щоденного пуску-зупинки.*

## АНОТАЦІЯ

**Пешко В. А. Управління залишковим ресурсом високотемпературних елементів парових турбін.** – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.14.14 – теплові та ядерні енергоустановки. – Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» МОН України, Київ, 2017.

Дисертаційна робота присвячена вирішенню питання управління ресурсом високотемпературних елементів парових турбін великої потужності за допомогою технологічних, конструктивних, схемних та режимних методів. Виконано розрахункову оцінку залишкового ресурсу парових турбін потужністю 100, 200, 300, 800 МВт, що складають основний парк обладнання ТЕС України.

Вперше виконано оцінку ресурсу корпусу ЦВТ турбіни на надкритичні параметри пари з врахуванням зусиль затягу шпильок, запропоновано та обґрунтовано ефективність методу управління ресурсом зміною зусиль затяжки. Досліджено ефективність зміни схеми подачі ущільнюючої пари та реконструкції термокомпенсаційних каналів парових турбін. Визначено вплив роботи блоків 200-300 МВт в режимі частих пусків на аварійність, ресурс та техніко-економічні показники, а також запропоновано метод управління ресурсом зміною режиму маневреної експлуатації енергоблоків.

**Ключові слова:** парова турбіна, тепловий стан, напружено-деформований стан, залишковий ресурс, подовження експлуатації, управління.

## АННОТАЦИЯ

**Пешко В. А. Управление остаточным ресурсом высокотемпературных элементов паровых турбин.** – На правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.14.14 – тепловые и ядерные энергоустановки. – Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского» МОН Украины, Киев, 2017.

Диссертационная работа посвящена решению вопроса управления ресурсом высокотемпературных элементов паровых турбин большой мощности, через уменьшение или ограничение влияния различных технологических, конструкционных, схемных и режимных факторов. Теоретически обоснована и реально подтверждена возможность продления сроков эксплуатации паротурбинного оборудования на некоторых ТЭС Украины.

Работа содержит результаты расчетной оценки остаточного ресурса паровых турбин мощностью 100, 200, 300, 800 МВт, которые составляют основной парк турбинного оборудования на тепловых электростанциях Украины.

Усовершенствована комплексная модель оценки теплового и напряженно-деформированного состояния, статической и циклической усталости ротора высокого давления турбины Т-100/120-130. На базе трехмерного аналога учтены особенности конструкции турбины, реальные графики пуска и результаты ремонтно-восстановительных работ.

Впервые выполнена оценка ресурса корпуса ЦВД турбины на сверхкритические параметры пара с учетом усилий затяжки шпилек. Так, для турбины К-800-240-2 показано существенное влияние фланцевого соединения и усилий, возникающих в нем, на напряженно-деформированное состояние корпусных элементов как на номинальном, так и на переменных режимах работы. Для уменьшения уровня напряжений предложен и обоснован технологический метод управления ресурсом, через изменение усилий затяжки шпилек.

Для турбин типа К-200-130-3 исследована эффективность изменения схемы подачи пара к передним концевым уплотнениям. Показано, что для корпуса высокого давления и ротора среднего давления при пусках из горячего состояния подача уплотняющего пара с линии горячего промперегрева, способна предупредить интенсивное захлаживание основного металла на начальных этапах работы. Следствием этого становится уменьшение темпов накопления поврежденности по механизму малоциклового усталости и увеличения остаточного ресурса.

Конструктивный метод управления ресурсом высокотемпературных роторов паровых турбин, через проточку термокомпенсационных канавок передних концевых уплотнений исследован на базе ротора среднего давления турбины К-200-130-3 блока № 3 Кураховской ТЭС. Проточка геометрических концентраторов напряжений имеет позитивное влияние на напряженно-деформированное состояние исследованного объекта для всех режимов работы и увеличивает остаточный ресурс.

В условиях дефицита манёвренных мощностей в Объединённой энергетической системе Украины, пылеугольные блоки 200-300 МВт всё чаще привлекаются к покрытию неравномерностей суточного графика нагрузок. В работе произведена оценка влияния работы энергоблоков 200-300 МВт ПАО «ДТЭК Энерго» в режиме ежедневного пуска-останова. Показано, что наряду с уменьшением надежности и технико-экономических показателей работы, увеличение числа переменных режимов приводит к ускоренному износу высокотемпературных элементов турбинного и котельного оборудования.

Для предотвращения преждевременной выработки остаточного ресурса турбинного оборудования предложен метод управления ресурсом через изменение режима манёвренной эксплуатации энергоблоков 200 МВт. Согласно полученным результатам, данный режим эксплуатации способен установить остаточный ресурс турбин на уровне, что характерен для базового режима работы.

**Ключевые слова:** паровая турбина, тепловое состояние, напряженно-деформированное состояние, остаточный ресурс, продление эксплуатации, управление.

## SUMMARY

**Peshko V. A. Establishing control over the residual resource of high-temperature elements of steam turbines.** – Manuscript.

Candidate-degree thesis (eng.) by the specialty 05.14.14 – thermal and nuclear power installations. – National Technical University of Ukraine «Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute» MES of Ukraine, Kyiv, 2017.

The thesis is devoted to solving the issue of establishing control over the resource of high-temperature elements of high-power steam turbines by means of technological, constructive, schematic and regime methods. Estimated determination of the residual service life-time of steam turbines with a capacity of 100, 200, 300, 800 MW, which constitute the main park of the equipment of TPP of Ukraine is done.

The service life-time of the turbine casing for supercritical parameters with taking into account the efforts of tightening the studs is determined for the first time. Proposed and justified the effectiveness of the resource control method by changing the tightening forces. The effectiveness of changing sealing steam supply scheme and reconstruction of the thermocompensational grooves of steam turbines are investigated. The influence of the operation of 200-300 MW units in the regime of frequent start-ups on the accident rate, service life-time and economic indicators is determined. The resource control method by changing the mode of maneuvering operation of power units is proposed.

**Keywords:** steam turbine, thermal state, strain-stress state, residual resource, increasing operation-time, establishing control.