

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

**О. Ю. ЧЕРНОУСЕНКО,
Д. В. РИНДЮК,
В. А. ПЕШКО**

**ОЦІНКА ЗАЛИШКОВОГО РЕСУРСУ ТА ПРОДОВЖЕННЯ
ЕКСПЛУАТАЦІЇ ПАРОВИХ ТУРБІН ВЕЛИКОЇ ПОТУЖНОСТІ
(ЧАСТИНА 3)**

МОНОГРАФІЯ

*Рекомендовано Вченою радою КПІ ім. Ігоря Сікорського
як монографія для докторів філософії,
які навчаються за спеціальністю 144 Теплоенергетика*

Київ
КПІ ім. Ігоря Сікорського
2020

Рецензенти:

А. Л. Шубенко – Лауреат державної премії України, чл. - кореспондент НАН України, доктор технічних наук, професор, завідувачий відділом оптимізації процесів і конструкцій турбомашин Інституту проблем машинобудування НАН України.

А. Є. Денисова – доктор технічних наук, професор кафедри теплових електричних станцій та енергозберігаючих технологій, директор УПІ Одеського національного технічного університету.

*Гриф надано Вченою радою КПІ ім. Ігоря Сікорського
(протокол № 7 від 09.11.2020 р.)
за поданням Вченої ради Теплоенергетичного факультету
(протокол № 1 від 28.08.2020 р.)*

Оцінка залишкового ресурсу та продовження експлуатації парових турбін великої потужності (частина 3) Монографія для науковців та докторів філософії за спеціальністю 144 Теплоенергетика / О. Ю. Черноусенко, Д. В. Риндюк, В. А. Пешко // К.: НТУУ «КПІ Ім. Ігоря Сікорського», 2020. – 308 с.

В монографії розглянуті питання достовірної оцінки залишкового ресурсу та продовження терміну експлуатації паротурбінного енергетичного обладнання енергоблоків ТЕЦ потужністю 100-250 МВт, ресурсовизначальних елементів парових турбін потужністю 1000 МВт атомних електростанцій та котлоагрегатів ТЕС. Розглянуті особливості повторного продовження експлуатації високотемпературних елементів парових турбін 200 МВт, а саме роторів, корпусів, стопорних та регулюючих клапанів ЦВТ та ЦСТ. В умовах збільшення частоти залучення енергетичного обладнання до роботи у пікових навантаженнях, проведена технічна оцінка впливу роботи енергоблоків ТЕС в маневреному режимі. Розроблено концепцію технологічного управління ресурсом корпусів турбін на надкритичні параметри пари на прикладі ЦВТ парової турбіни потужністю 800 МВт. Наведено інформаційну технологію визначення раціональних режимів експлуатації високотемпературних елементів ТЕС та управління ресурсом обладнання шляхом оптимізації пусків з різних теплових станів.

Монографія написана для інженерних і науково-технічних кадрів енергетичних виробництв, експлуатаційного персоналу генеруючих енергетичних компаній, ТЕС, ТЕЦ та АЕС, аспірантів, магістрів і студентів енергетичних спеціальностей.

Іл. 167. Таб. 48. Бібліогр.: 171 назв.

Наукове видання

*Черноусенко Ольга Юріївна, докт.техн.наук, проф.
Риндюк Дмитро Вікторович, канд.техн.наук, доц.
Пешко Віталій Анатолійович, канд.техн.наук*

Оцінка залишкового ресурсу та продовження експлуатації парових турбін великої потужності (частина 3)

Зміст

ПЕРЕДМОВА.....	6
ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ ТА ПОЗНАЧЕНЬ	12
1. РОЗРАХУНКОВА ОЦІНКА ЗАЛИШКОВОГО РЕСУРСУ ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ТЕПЛОФІКАЦІЙНИХ ПАРОВИХ ТУРБІН	16
1.1 Аналіз результатів контролю металу ротору високого тиску парової турбіни Т-100/120-130 потужністю 100 МВт енергоблока № 1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5»	16
1.2 Стисла характеристика турбіни Т-100/120-130.....	16
1.3 Результати контролю металу ротора високого тиску парової турбіни Т-100/120-130 потужністю 100 МВт енергоблока № 1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5»	20
1.4 Розрахункове дослідження теплового та напружено-деформованого стану ротору ВТ турбіни Т-100/120-130 ст. № 1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5»	21
1.5 Оцінка малоциклової втоми, довготривалої міцності, пошкоджуваності основного металу та залишкового ресурсу елементів турбіни Т-100/120-130 ст. № 1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5»	49
1.6 Висновки і рекомендації по турбіні Т-100/120-130 енергоблока ТЕЦ	57
1.7 Залишковий ресурс ротора високого тиску турбіни Т-250/300-240	60
1.8 Висновки та рекомендації по турбіні Т-250/300-240 енергоблока ТЕЦ	73
2. РОЗРАХУНКОВА ОЦІНКА ПОШКОДЖУВАНOSTІ І ЗАЛИШКОВОГО РЕСУРСУ ЕЛЕМЕНТІВ ПАРОВИХ ТУРБІН АТОМНИХ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЙ	74
2.1. Стан атомного енергогенеруючого обладнання України	74
2.2. Розрахунок граничних умов для визначення теплового стану ротора високого тиску турбіни К-1000-60/3000 енергоблока АЕС	80
2.3. Розрахункова оцінка теплового та напружено-деформованого стану РВТ парової турбіни К-1000-60/3000 енергоблока АЕС	85
2.4 Ресурсні показники ротора високого тиску турбіни К-1000-60/3000 при експлуатації понад парковий ресурс	93
2.5. Оцінка залишкового ресурсу корпусів високого тиску парових турбін АЕС	100
2.6 Висновки та рекомендації до розділу 2	106
3. РОЗРАХУНКОВЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛООВОГО, НАПРУЖЕНО-	

ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ТА ІНДИВІДУАЛЬНОГО РЕСУРСУ ТРУБОПРОВОДУ КОТЛОАГРЕГАТУ	109
3.1. Геометрична модель трубопроводів котлоагрегатів та методика розрахункових досліджень	109
3.2 Розрахункові дослідження теплового стану трубопроводу котлоагрегату із застосуванням програмного комплексу Solid Works Simulation.	114
3.3. Розрахункові дослідження напружено-деформованого стану трубопроводу котлоагрегату із застосуванням програмного комплексу Solid Works Simulation	117
3.4 Розрахункові дослідження пошкоджуваності та залишкового ресурсу трубопроводу котлоагрегату	119
3.5. Розрахункова оцінка залишкового ресурсу трубопроводу котлоагрегату із застосуванням програмного комплексу ANSYS	119
Висновки до розділу 3	126
4. ОСОБЛИВОСТІ ПОВТОРНОГО ПРОДОВЖЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ПАРОВИХ ТУРБІН 200 МВТ	127
4.1. Режими роботи і технічний аудит парової турбіни К-200-130 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС ТОВ «ДТЕК Східенерго»	129
4.2. Розрахункове дослідження теплового та напружено-деформованого стану роторів ЦВТ і ЦСТ парової турбіни К-200-130 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС	140
4.3. Розрахункове дослідження теплового та напружено-деформованого стану корпусів ЦВТ, ЦСТ турбіни К-200-130 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС	151
4.4. Розрахункове дослідження теплового та напружено-деформованого стану корпусів стопорних та регулюючих клапанів ЦВТ, ЦСТ турбіни К- 200-130 енергоблока К-200-130 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС.	162
4.5. Оцінка малоциклової втоми, довготривалої міцності, пошкоджуваності основного металу та залишкового ресурсу високотемпературних елементів турбіни К-200-130 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС	171
4.6. Висновки та рекомендації до розділу 4	202
5. ТЕХНІЧНА ОЦІНКА ВПЛИВУ РОБОТИ ЕНЕРГОБЛОКІВ ТЕС В МАНЕВРНОМУ РЕЖИМІ (ЩОДЕННИЙ ПУСК–ЗУПИНКА) НА	

АВАРІЙНІСТЬ, РЕСУРС І ЕКОНОМІЧНІСТЬ РОБОТИ	206
5.1. Вплив роботи енергоблоків ТЕС в маневреному режимі на вичерпання ресурсу	208
5.2 Вплив роботи у маневреному режимі (щоденний пуск – зупинка) на аварійність енергоблоків ТЕС «ДТЕК Енерго».....	224
5.3. Вплив роботи у маневреному режимі на техніко-економічні характеристики енергоблоків.....	231
Висновки до розділу 5.....	244
6. УПРАВЛІННЯ РЕСУРСОМ ПАРОВИХ ТУРБІН ВЕЛИКОЇ ПОТУЖНОСТІ.....	247
6.1. Розробка концепції технологічного управління ресурсом корпусів турбін на надкритичні параметри пари	247
6.2. Управління ресурсом турбін 200 МВт оптимізацією пусків з різних теплових станів.....	260
6.3. Інформаційна технологія визначення раціональних режимів експлуатації високотемпературних елементів ТЕС	272
ВИСНОВКИ	287
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	290

ПЕРЕДМОВА

Метою соціальної держави, якою відповідно до Конституції є Україна, має бути всебічне забезпечення добробуту громадян. Однією із найважливіших складових добробуту у цивілізованих державах є забезпечення громадян теплом та електроенергією. Конституцією України передбачено право громадян на їх достатній життєвий рівень та безпечне для життя і здоров'я довкілля, що зобов'язує державу створити відповідні умови для розвитку економіки. Запорукою реалізації цих завдань має стати повне, надійне та екологічно безпечне задоволення потреб населення і суспільного виробництва в енергетичних продуктах [1].

Замість завдань енергозабезпечення кількісного розвитку, яким економіка України слідувала впродовж десятиріч, енергетика повинна перейти на енергозабезпечення сталого розвитку економіки, на що орієнтовані сьогодні розвинуті країни світу.

Позиціонування України на міжнародних енергетичних ринках має певні переваги та недоліки. До безумовних недоліків слід віднести: обмеженість у власних розвіданих ресурсах природного газу, нафти, а також ядерному паливі власного виробництва, диверсифікації джерел постачання енергетичних продуктів, використання переважної частини потужностей власних гідроресурсів, високе техногенне навантаження на довкілля, незадовільний технічний стан частини енергетичних об'єктів, в тому числі систем транспортування енергетичних продуктів. При цьому не можна не відзначити переваги енергетичної галузі України: достатні запаси вугілля та урану і цирконію як складових ядерного палива, надлишкові потужності для транспортування газу, нафти та експорту електроенергії, вигідне географічне та геополітичне становище, розвинута інфраструктура енергетики, високопрофесійний кадровий потенціал.

Інтеграція української енергосистеми до європейської є складовою стратегічної мети України щодо входження до ЄС. На відміну від країн нової хвилі розширення ЄС Україна має достатньо потужні та розвинуті газо-, нафтотранспортні та електричні мережі, поєднані з транспортними мережами ЄС і країн СНД, що дозволяє їй брати участь у формуванні Європейської енергетичної політики та спільного енергетичного ринку, відігравати важливу роль в енергетичній співпраці країн СНД і ЄС [2].

Структура енергогенеруючих потужностей електричних станцій України має тенденцію до збільшення за 2000-2016 рр. за рахунок введених потужностей на АЕС [3, 4]. В загальній структурі встановлених потужностей ЕС України максимальну частку біля 52 % складають ТЕС та ТЕЦ, наступними за часткою біля 26 % складають АЕС. Потім з часткою біля 11 % розташовані ГЕС та ГАЕС.

Останніми в загальній структурі встановлених потужностей з часткою біля 11 % ідуть блок-станції та електростанції на альтернативних джерелах (ВЕС, СЕС, біомаса).

11 місяців 2019 року обсяг виробництва електричної енергії електростанціями, які входять до ОЕС України, досяг 139 745,1 млн. кВт·год., що на 3 734,7 млн. кВт·год. або на 2,6% менше порівняно з відповідним періодом 2018 року. Для порівняння обсяг виробництва електричної енергії у 2016 р. дорівнював 154 817,4 млн. кВт·год. у 2016 р., що на 15 072,3 млн. кВт·год. або на 10,8% менше порівняно з відповідним періодом 2016 року.

При цьому, ТЕС та ТЕЦ вироблено електроенергії 51 107,2 млн. кВт·год., на 865,6 млн. кВт·год., або на 1,7% менше, ніж за відповідний період 2018 року. У 2016 г. електрична енергія, що вироблена на ТЕС (30,86%) та великих ТЕЦ (6,25 %), склала 56 611,6 млн. кВт год. Таким чином, порівняно з 2016 роком виробництво електроенергії на ТЕС та ТЕЦ зменшилось на 5504,4 млн. кВт·год., або на 10,8%.

Атомними електростанціями за 11 місяців 2019 року вироблено електроенергії 74 682,6 млн. кВт·год. , що на 1 654,5 млн. кВт·год., або на 2,2% менше порівняно з аналогічним показником 2018 року. Для порівняння у 2016 році на АЕС вироблено 80 950,0 млн. кВт год , що на 6 267,4 млн. кВт·год., або на 8,4% більше. Коефіцієнт використання встановленої потужності з початку 2019 року становив 67,3% (за відповідний період 2018 року – 68,8%).

Виробництво електроенергії ГЕС та ГАЕС становило 7 229,8 млн. кВт·год. та зменшилось на 4 120,4 млн. кВт·год., або на 36,3% від минулорічного показника. На ГЕС та ГАЕС виробництво електроенергії в 2016 році склало 9 118,7 млн. кВт год , що більше на 1 888,8 млн. кВт год або на 26,2% від аналогічного показника 2019 року.

За 11 місяців 2019 року виробництво електроенергії відновлюваними джерелами енергії (ВЕС, СЕС, біомаса) порівняно з відповідним періодом 2018 року збільшилось на 2 657,5 млн.кВт·год. або на 108,7% та становило 5 102,4 млн. кВт·год. Інші види ЕС з відновлюваними джерелами енергії (ВЕС, СЕС, біомаса) виробили у 2016 році 1 560,3 млн.кВт год., що свідчить про збільшення виробництва електроенергії на 3 542,1 млн. кВт·год. або на 227,1%.

ВЕС та СЕС характеризуються нестабільним виробництвом електроенергії (сезонність, добова нерівномірність, погодні умови тощо) та створюють небаланси. Збільшення виробництва електроенергії відновлюваними джерелами енергії (ВЕС, СЕС) у рази та недостатність маневрових потужностей в енергосистемі України призведе до вимушених системних обмежень для ВЕС та СЕС, що полягають в

обмеженні прийняття в енергосистему 8-10% виробленої електроенергії.

Виробництво електроенергії електростанціями інших видів (блок-станціями та іншими джерелами) порівняно з аналогічним показником 2018 року збільшилось на 248,3 млн. кВт·год., або на 18,1% та становило 1 623,1 млн. кВт·год. Виробництво електроенергії електростанціями інших видів в 2016 році складало 6 576,7 млн. кВт год., що було більше на 4 953,6 млн. кВт год або на 305,2% від аналогічного показника 2019 року.

За 11 місяців 2019 року тепловими та атомними електростанціями і районними котельнями відпущено 18 109,6 тис. Гкал тепла, що на 641,8 тис. Гкал (або на 3,4%) менше показника відповідного періоду 2018 року.

Пилоугільні блоки потужністю 200–300 МВт проектувалися для роботи в базових режимах. З аналізу технічних рішень заводів-виробників енергетичного обладнання та рішень проектних організацій по пускових схемах блоків від 150 до 300 МВт зрозуміло, що при проектуванні енергоблоків 200–300 МВт не ставилось задачі реалізації маневрених режимів. Маневрений режим роботи суттєво впливає на роботу корпусів котлів та турбін, які є одним з аварійно небезпечних елементів ТЕС.

Згідно нормативних документів Мінпаливенерго України [5] парковий ресурс парових турбін К-200-130 і К-300-240 ПАТ ЛМЗ дорівнює 220 тис. год. при кількості пусків 800; парковий ресурс парових турбін К-800-240 ПАТ ЛМЗ дорівнює 150 тис. год. при кількості пусків 400; парковий ресурс парових турбін К-300-240 ПАТ «Турбоатом» дорівнює 200 тис. год. при кількості пусків 600; парковий ресурс парових турбін Т-250/300-240 ПАТ «Турбоатом» дорівнює 220 тис. год. при кількості пусків 800.

Станом на 1.01.2014 з 97 блоків ТЕС України, 56 (з загальною встановленою електричною потужністю 12,5 млн. кВт, 47 %) відпрацювали більше 250 тис годин. З 48 пиловугільних блоків 100–200 МВ (з загальною потужністю 9,9 млн. кВт), що можуть використовуватися як маневрові потужності, 15 блоків (2,6 млн. кВт) відпрацювали більше 250 тис. годин або закриті на реконструкцію чи перебували у довгостроковому резерві з елементами консервації [6].

16 блоків ТЕС України (27 % встановлених потужностей) у 2013 році були поза роботою (в ремонті, реконструкції, консервації). 6,9 млн. кВт потужностей (25% загальної потужності ТЕС) - це пиловугільні блоки, що перебувають в довгостроковому резерві з елементами консервації, та газомазутні блоки, що не експлуатуються: блок ст. № 7 Старобешівської ТЕС, блоки ст. № 12, ст. № 14 Придніпровської ТЕС, блоки ст. № 7, ст. № 9 Криворізької ТЕС, блок ст. № 12 Луганської ТЕС, газомазутні блоки ст. № 5, ст. № 6 Трипільської ТЕС, газомазутні

блоки ст. № 5, ст. № 6, ст. № 7 Запорізької ТЕС, газомазутні блоки ст. № 5, ст. № 6, ст. № 7 Вуглегірської ТЕС [7]. 1,3 млн. кВт потужностей у 2013 році були закриті на реконструкцію та капітальний ремонт (5 %): блок ст. № 8 Добротвірської ТЕС, блок ст. № 2 Трипільської ТЕС, блоки ст. № 2, ст. № 3 Вуглегірської ТЕС, блок ст. № 1 Криворізької ТЕС.

Згідно програми продовження термінів експлуатації енергетичного обладнання АЕС України, з п'ятнадцяти діючих енергоблоків продовжено на 10-20 років роботу блоків № 1, 2 Рівненської (РАЕС), № 1, 2 Запорізької (ЗАЕС) та № 1, 2 Південно - Української (ПУАЕС) атомних електростанцій. Питомі фінансові витрати на виконання вимог нормативних документів, які забезпечують можливість отримання ліцензії на експлуатацію енергоблоків в період додаткового терміну їх роботи, значно менше витрат на будівництво нових енергоблоків. У 2017-2018 роках вичерпався термін експлуатації енергоблоків № 3 РАЕС, № 3, 4 ЗАЕС та № 1 ХАЕС. До 2020 року спливає термін проектної експлуатації атомних енергоблоків № 3 ПУАЕС та № 5 ЗАЕС.

Продовження термінів експлуатації енергоблоків АЕС після завершення проектного терміну, за умови виконання норм ядерної та радіаційної безпеки, є одним з найбільш ефективних шляхів для часткового вирішення проблеми заміщення генеруючих потужностей.

Таким чином, в Україні ресурс більшості енергоблоків ТЕС та ТЕЦ потужністю 100-800 МВт більше паркового значення по нормативним документам [8]. З 15 енергоблоків атомних електростанцій 12 вичерпали парковий ресурс і лише енергоблок № 6 ЗАЕС, що почав функціонувати у 1995 році, енергоблок № 2 ХАЕС, що підключено до об'єднаної енергосистеми України 8 серпня 2004 року, та енергоблок № 4 РАЕС, пуск якого відбувся у жовтні 2004 року, тобто 3 енергоблоки потужністю 1000 МВт ще не спрацювали свій парковий ресурс [9].

Відомо, що для забезпечення стабільної роботи електричних станцій в структурі генеруючих потужностей базові енергоблоки повинні складати 50–55 %, напівпікові енергоблоки – 30–35 %, а пікові енергоблоки – 15 % [10]. Потужності ГЕС і ГАЕС, які можуть бути високоманевровими піковими потужностями, складають лише 10,1 % проти 15 % необхідних для сталої роботи енергосистеми. Енергоблоки ТЕС потужністю 100–150 МВт, які можуть ефективно використовуватись як маневрові напівпікові потужності, складають 18 % проти необхідних 30–35 %. Поширеною практикою є використання в маневрових напівпікових режимах, окрім пиловугільних енергоблоків ТЕС потужністю 100 та 150 МВт, пиловугільних блоків потужністю 200-300 МВт, які для цього не пристосовані. Вони проектувалися для роботи в базових режимах. З аналізу

технічних рішень заводів виробників енергетичного обладнання та рішень проектних організацій по пускових схемах блоків від 150 до 300 МВт зрозуміло, що при проектуванні енергоблоків 200-300 МВт не ставилось задачі реалізації режимів пуск-зупинка щоденно.

Для проходження мінімальних навантажень за наявної структури генеруючих потужностей в ОЕС України використовується зниження навантаження ТЕС і ТЕЦ України. Третину зменшення навантаження покривають ГЕС, інше – вугільні ТЕС з вимушеною зупинкою на 4-6 год 9-16 енергоблоків. Такі непроекtnі зупинки і пуски обладнання ТЕС України прискорюють його зношення, підвищують аварійність блоків і супроводжуються понад нормативними витратами палива [11].

Тривала експлуатація енергетичного обладнання електричних станцій України в маневрових напівпікових режимах призведе до зниження ресурсних показників роботи ТЕС та подальшої заміни цього обладнання на нове. При цьому, така заміна енергетичного обладнання повинна бути технічно та економічно обґрунтована.

В першій частині монографії автора [7] ґрунтовно розглядалися питання комплексного підходу до оцінки залишкового ресурсу та продовженню терміну експлуатації паротурбінного енергетичного обладнання енергоблоків ТЕС з метою оптимізації фінансових витрат. При цьому необхідно залучити широкий спектр даних розрахункових та експериментальних досліджень по уточненню коефіцієнтів запасу міцності, а також ремонтно-відновлювальних змін конструкцій елементів парових турбін. Відомо, що продовження терміну експлуатації паротурбінного енергетичного обладнання енергоблоків ТЕС є найбільш дешевим засобом реновації теплових електростанцій без значного збільшення матеріальних затрат на оновлення енергетичних об'єктів при наявності достовірної оцінки залишкового ресурсу такого обладнання.

В другій частині монографії автора [8] наведено удосконалений комплексний підхід до продовження терміну експлуатації паротурбінного енергетичного обладнання енергоблоків 200-800 МВт ТЕС з використанням даних довготривалої міцності енергетичного обладнання енергоблоків ТЕС та впливу кручення на оцінку залишкового ресурсу валопроводів парових турбін великої потужності. Це дозволило більш точно оцінити залишковий ресурс енергетичного обладнання, також досягти більш прогнозованого продовження терміну експлуатації паротурбінного енергетичного обладнання, сприяти зниженню витрат на переобладнання ТЕС. На реальному об'єкті розрахований термін прогнозованого продовження експлуатації високотемпературних роторів парових турбін

потужністю 200 МВт з урахуванням впливу трьох складових (малоциклова втома, статична пошкоджуваність та пошкоджуваність від крутильних коливань).

В третій частині монографії розглянуті питання достовірної оцінки залишкового ресурсу та продовження терміну експлуатації паротурбінного енергетичного обладнання енергоблоків ТЕЦ потужністю 100-250 МВт. Значну увагу приділено розрахунковій оцінці пошкоджуваності та залишкового ресурсу ресурсовизначальних елементів парових турбін потужністю 1000 МВт атомних електростанцій, розрахунковому дослідженню теплового, напружено-деформованого стану та індивідуального ресурсу трубопроводу котлоагрегату ТЕС. Значна увага в монографії приділена питанням особливостей повторного продовження експлуатації елементів парових турбін 200 МВт. Розглянуті високотемпературні елементи енергетичного обладнання, а саме ротори, корпуси, стопорні та регулюючі клапани ЦВТ та ЦСТ. В умовах збільшення частоти залучення енергетичного обладнання до роботи у пікових навантаженнях, проведена технічна оцінка впливу роботи енергоблоків ТЕС в маневреному режимі.

Розроблено концепцію технологічного управління ресурсом корпусів турбін на надкритичні параметри пари на прикладі ЦВТ парової турбіни потужністю 800 МВт. Наведено інформаційну технологію визначення раціональних режимів експлуатації високотемпературних елементів ТЕС та управління ресурсом турбін 200 МВт оптимізацією пусків з різних теплових станів.

Автор глибоко вдячний рецензентам чл. -кор. НАНУ Шубенко А. Л., д.т.н. Денисовій А. Є. за всі зауваження, що сприяли поліпшенню змісту монографії. Обмежені рамки передмови не дозволяють віддати належне всім колегам, учням, спільна праця і підтримка яких стали фундаментом цієї монографії.

Автор розуміє, що монографія не вільна від недоліків, і буде вдячний за всі побажання, пропозиції, зауваження по даній роботі, що можна надіслати на електронну адресу *tes@kpi.ua* або на сайт *tes.kpi.ua*.

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ ТА ПОЗНАЧЕНЬ

СКОРОЧЕННЯ

АЕС – атомна електростанція
АЗК – автоматизований захисний клапан
АСК – автоматизований стопорний клапан
БуТЕС – Бурштинська ТЕС
ВЕС – вітряна електростанція
ГАЕС – гідроакumuлююча електростанція
ГЕС – гідроелектростанція
ГНД – галузевий нормативний документ
ГС – пуск з гарячого стану металу
ГТУ – газотурбінна установка
ГУ – граничні умови
ДобТЕС – Добротвірська ТЕС
ЗапТЕС – Запорізька ТЕС
ЗТЕС – Зміївська ТЕС
ЗКУ – задні кінцеві ущільнення
ЗуТЕС – Зуївська ТЕС
ДТМ – довготривала міцність
КІН – коефіцієнт інтенсивності напружень
ККД – коефіцієнт корисної дії
КрТЕС – Криворізька ТЕС
КуТЕС – Курахівська ТЕС
ЛадТЕС – Ладизинська ТЕС
ЛуТЕС – Луганська ТЕС
МКЕ – метод кінцевих елементів
МЦВ – мало циклова втома
МПД – магніто-порошкова дефектоскопія
НДС – напружено-деформований стан
НС – пуск із неостиглого стану металу
ОЕС – об'єднана енергетична система
ПАТ – приватне акціонерне товариство
ПГУ – парогазова установка
ПЕОМ – персональна електронна обчислювальна машина
ПКУ – передні кінцеві ущільнення

ППР – планово-попереджувальний ремонт
 ПрТЕС – Придніпровська ТЕС
 ПТУ – паротурбінна установка
 РВТ – ротор високого тиску
 РД – керівний документ
 РНТ – ротор низького тиску
 РСТ – ротор середнього тиску
 РТМ – керівний технічний матеріал
 САПР – система автоматизованого проектування
 СЕС – сонячна електростанція
 СТЕС – Старобешевська ТЕС
 СлТЕС – Славянська ТЕС
 СО – структурна одиниця
 СПП – сепаратор пароперегрівник
 ТА – турбоагрегат
 ТЗ – технічне завдання
 ТЕС – теплова електростанція
 ТЕП – техніко-економічні показники
 ТЕЦ – теплоелектроцентрально
 ТС – тепловий стан
 ТпТЕС – Трипільська ТЕС
 ХС – пуск із холодного стану металу
 ЦВТ – циліндр високого тиску
 ЦСТ – циліндр середнього тиску
 ЦНТ – циліндр низького тиску
 ст. – станційний номер

УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ

$P_{3\max}$, P_3 – тиск за регулюючим ступенем на максимальному та змінному режимах роботи;

$P_{z\max}$, P_z – тиск пари на виході з ЦВТ на максимальному та змінному режимах роботи;

$T_{3\max}$, T_3 – температура за регулюючим ступенем на максимальному та змінному режимах роботи;

G_{\max} , G – витрата пари крізь турбіну на максимальному та змінному режимах роботи;

G_i – поточна витрата крізь i -й клапан, кг/с;

k_o – коефіцієнт початкових параметрів;

F_{jc} – площа j -ї групи сопел, м^2 ;
 m – кількість регулюючих клапанів;
 σ_i – нормальні і дотичні напруження в елементах турбін;
 X_i – масова сила, яка діє в елементах турбін (відцентрова сила, сила тяжіння та інші);
 p_i – зовнішні розподілені навантаження;
 ρ_i – густина матеріалу елемента;
 $\{\varepsilon_{ij}\}$ – вектор деформації;
 $[a]$ – матриця коефіцієнтів пружності;
 $\{\sigma_{ij}\}$ – вектор напружень;
 β – коефіцієнт об'ємного розширення;
 ΔT – зміна температури елементів турбін при експлуатації;
 $\varepsilon_{i \max}, \varepsilon_{i \min}$ – максимальна і мінімальна інтенсивність деформацій;
 N_1, N_2 – кількість циклів, що відповідають амплітудам деформацій $\varepsilon_{a.np}$ і $n_\varepsilon \varepsilon_{a.np}$;
 n_N, n_ε – коефіцієнт запасу міцності по числу циклів і деформації;
 $\varepsilon_{a.np}$ – приведена до симетричного циклу навантаження амплітуда інтенсивності деформацій;
 ν – коефіцієнт Пуассона;
 E – модуль пружності сталі;
 C – коефіцієнт поточного числа циклів;
 σ_{-1} – межа втоми сталі при симетричному навантаженні та при розрахунковій температурі;
 σ_N – межа втоми сталі при несиметричному навантаженні;
 σ_B – межа міцності сталі на розтяг;
 r – коефіцієнт асиметрії циклу навантаження;
 p – коефіцієнт чутливості матеріалу до концентрації напружень;
 $\overline{K_T}$ – ефективний коефіцієнт інтенсивності напружень;
 σ_a – амплітуда інтенсивності напружень;
 $\sigma_{д.п.}(T_1)$ – межа довготривалої міцності при температурі металу T_1 ;
 σ_{\max} – максимальне напруження в циклі;
 $\Pi'_{ст}, \Pi'_{ц}$ – статична та циклічна пошкоджуваність, накопичена в досліджуваній зоні ротору на момент оцінки продовження терміну експлуатації;
 t'_j – час роботи на j -ому сталому режимі за температури металу T'_j і еквівалентних

місцевих напружень повзучості $(\sigma'_{\varepsilon j})_{\max}$;

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 $(\sigma'_{\varepsilon j})_{\max}$;

k' – число різних типів циклів, на момент оцінки, з різними амплітудами приведених інтенсивностей напружень $\Delta\sigma'_l$, або амплітуд деформацій ε'_{al} ;

N_p – число циклів до появи втомної тріщини, що відповідає найбільш жорсткому режиму (режиму з максимальною амплітудою деформації ε_a);

$[\tau]_{\text{ост}}$ – прогнозований залишковий ресурс;

Π''_r – прогнозована на наступний за оцінкою період експлуатації осереднена річна пошкоджувальність (річна швидкість вичерпання ресурсу);

q'' – число різних типів сталих режимів, що відносяться до періоду експлуатації після проведення оцінки і продовження ресурсу;

k'' – число різних типів циклів з циклічними навантаженнями, що відносяться до періоду експлуатації після проведення оцінки і продовження ресурсу.

1. РОЗРАХУНКОВА ОЦІНКА ЗАЛИШКОВОГО РЕСУРСУ ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ТЕПЛОФІКАЦІЙНИХ ПАРОВИХ ТУРБІН

1.1 Аналіз результатів контролю металу ротору високого тиску парової турбіни Т-100/120-130 потужністю 100 МВт енергоблока № 1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5»

Для парових турбін типу Т-100/120-130 розроблена математична модель розрахунку теплового (ТС), напружено-деформованого стану (НДС), малоциклової втоми (МЦУ) та оцінки залишкового ресурсу роторів ЦВТ з урахуванням наявних пошкоджень проектних конструкцій і ремонтно-поновлювальних змін елементів в процесі експлуатації на базі 3D- просторових аналогів для роторів ЦВТ, аналогічно геометричній моделі парової турбіни К-200-130 [12-19, 27-34].

При виборі коефіцієнтів запасу міцності використана експериментальна оцінка малоциклової втоми металу ротора 25Х1М1ФА по фактору малоциклової втоми для парової турбіни потужністю 200 МВт, що працювала в реальних умовах експлуатації на енергетичних об'єктах більше 220 тис. год., з метою оптимізації коефіцієнтів запасу міцності по числу циклів n_N і по деформаціях n_ϵ [20-21, 24-25].

Проведена оцінка і прогнозування залишкового ресурсу високотемпературних елементів парових турбін потужністю 100 МВт з експериментально отриманими коефіцієнтів запасу міцності металу і з тріщинами та розтріскуваннями, що утворилися в реальних умовах експлуатації на енергетичних об'єктах згідно станційних даних пошкоджуваності. Обґрунтовані рекомендації по продовженню строку експлуатації високотемпературного енергетичного обладнання.

1.2 Стисла характеристика турбіни Т-100/120-130

Блок потужністю 100 МВт з паровою турбіною Т-100/120-130 ст. № 1 ПАТ «Харківська ТЕЦ» введений в експлуатацію 20 грудня 1979 р. Напрацювання енергоблока № 1 станом на 17.06.2016 р. становило 201150 год., загальна кількість пусків 802, з них пусків з холодного стану було проведено 110, пусків з неостиглого стану – 142, а пусків з гарячого стану - 550. Основні техніко-економічні і експлуатаційні показники ПАТ «Харківська ТЕЦ-5» наведені в табл. 1.1.

Таблиця 1.1 - Техніко-економічних і експлуатаційних показників ПАТ «Харківська ТЕЦ-5» [22, 26]

Кількість і потужність турбоагрегатів, шт.× МВт	2×110/120 1×250/300
Річне вироблення електроенергії, млн. кВт·год.	3000,0
Відпуск теплової енергії, тис. Гкал	1900,0
Кількість годин використання встановленої електричної потужності, год.	6374
Кількість годин використання теплової потужності, год.	2480
Витрата електроенергії на власні потреби, %	4,76
Витрата електроенергії на відпуск тепла, кВт·год./Гкал	48,2
Паливо газ:	8050 ккал/кг
мазут:	9300 ккал/кг
Витрата умовного палива на 1 відпущену кВт·год., г/(кВт·год.)	295,4
Витрата умовного палива на відпуск тепла, кг/Гкал	173,3

З метою оцінки стану металу ротора ВТ проведено вивчення та систематизація експлуатаційної і ремонтної документації по результатах контролю металу елементів енергетичного обладнання, його пошкоджуваності, по результатах дослідження вирізок та пошкоджених елементів за весь період експлуатації.

Одновальна парова турбіна типу Т-100/120-130-3 номінальної потужності 110000 кВт при 3000 об/хв. з конденсацією та двома опалювальними відборами пари призначена для приводу генератора змінного току типа ТВФ-120-2 потужністю 120000 кВт з водневим охолодженням виробництва Уральського турбомоторного заводу [22, 26]. Потужність в конденсаційному режимі складає 120 МВт, в теплофікаційному режимі – 110 МВт. Максимальна витрата пари дорівнює 485 т/год.

Турбіна розрахована на роботу з параметрами свіжої пари 12,75 МПа (130 ата), 555°C, що вимірювались перед стопорним клапаном. Тиск в конденсаторі становить 0,0057МПа. Номінальна температура охолоджуючої води на вході в конденсатор 20°C.

Турбіна має сім регенеративних відборів і два опалювальних відбори: верхній і нижній, що передбачені для ступінчастого підігріву мережевої води в бойлерах. Відбори пари мають наступні межі регулювання тиску: верхній опалювальний 0,6÷2,5 ата і нижній опалювальний 0,5÷2,0 ата. Регулювальний тиск в опалювальних відборах підтримується в нижньому відборі – при включеному тільки нижньому опалювальному відборі. У верхньому відборі – при включених

двох опалювальних відборах.

Підігрів живильної води здійснюється послідовно в холодильниках основного ежектора і ежектора відсмоктування пари з ущільнень, сальниковому підігрівнику, чотирьох підігрівниках низького тиску, в трьох підігрівниках високого тиску. ПНТ № 1 і №2 живляться парою опалювальних відборів, а інші п'ять – з нерегульованих відборів після 9, 11, 14, 17 і 19 ступенів.

Ротор циліндру високого тиску – суцільно кований, що складається з одного двовінцевого колеса швидкості і 8-ми дисків. Лопатковий апарат РВТ - лівого обертання. Робочі лопатки для зменшення втрат мають осьові ущільнення у кореня і по бандажу, а також радіальні ущільнення по бандажу. До заднього кінця ротору (передній підшипник) приєднується вал насосної групи системи регулювання. Ротор ЦВТ не має насадних втулок в кінцевих ущільненнях, нерухомі гребні ущільнень, що розташовані в циліндрі, підходять до кільцевих канавок і виступів, що виточені безпосередньо на валу. Ротор високого тиску (РВТ) з хромомолібденованадієвої сталі Р2 з першим критичним числом обертів 1615 об/хв.

Турбіна, зазвичай, повинна працювати з двома опалювальними відборами. При роботі з включеними бойлерами № 1 і №2 витрата води крізь два бойлери повинна бути однаковою. Передбачена робота турбіни з повністю зачиненими діафрагмами, тобто режим роботи з протитиском. При цьому турбіна робить по тепловому графіку з мінімальним пропуском пари в конденсатор. Допустимі режими роботи по тепловому графіку обмежуються тиском і температурою в вихлопній частині.

При номінальних параметрах свіжої пари, витраті охолоджуючої води в кількості 16000 м³/год. при температурі 20°C, повністю включеній регенерації, кількість води, що підігрівається в підігрівниках високого тиску, дорівнює 100% витраті пари на турбіну і при роботі турбоустановки по схемі заводу з деаератором б ата та ступінчастим підігрівом мережевої води номінальна сумарна величина опалювальних відборів складає 175 Гкал/год. (біля 340 т/год.). Потужність при цьому залежить від температури підігріву мережевої води і складає: а) при підігріві від 56°C до 103°C біля 107000 кВт; б) при підігріві від 51°C до 92°C біля 110000кВт; в) при підігріві від 54°C до 100°C біля 108000кВт. Дозволяється підігрів мережевої води от 55°C до 125°C при збереженні номінальної величини опалювальних відборів, але при обмеженні потужності. Передбачена можливість роботи турбоустановки на режимі з протитиском, з пропуском крізь вбудований пучок підживлюючої води або мережевої води. Одночасне охолодження конденсатора підживлюючою і циркуляційною водою можливо за умови, що різниця їх

температур на вході в конденсатор не більше 20°C. При пропуску крізь вбудований пучок мережевої води охолодження основної поверхні конденсатору циркуляційною водою не дозволяється.

Максимальне теплове навантаження турбіни з урахуванням тепла пари, що поступає в конденсатор для підігріву підживлюючої або мережевої води, дорівнює 184 Гкал/год. Турбіна може приймати навантаження до 120000 кВт при визначених величинах опалювальних відборів пари. На конденсатному режимі (при опалювальних відборах, що дорівнюють «нулю») перевантаження турбіни вище номінальної потужності 110000 кВт не дозволяється. Перевантаження турбіни здійснюється у відповідності з діаграмою режимів, що надається заводом-виробником.

При роботі турбіни з підігрівом живильної води, що відбувається згідно теплової схеми заводу - виробника, при тиску свіжої пари 130 ата і температурі пари 555°C, при температурі охолоджуючої води 20°C (перед входом в конденсатор), при витраті охолоджуючої води 16000 м³/год., кількість живильної води, що проходить крізь підігрівники високого тиску, рівної витраті пари на турбіну (при даному режимі), завод гарантує наступні питомі витрати пари з допуском 1%, при цьому в гарантії включена витрата пари на ежектори (таб.1.2):

Таблиця 1.2. - Техніко-економічні і експлуатаційні показники на різних режимах

№ п/п	Потужність на клеммах генератора, кВт	Тиск в регул. відборі пари, ата	Темпер. живильної води, °C	Темпер. мережевої води на вході, °C	Тепло, що відпущено споживачу, Гкал/год	ККД генератора %	Питома витрата пари, кг/кВт·с
1	110000	1,0	232	50,8	175	98,7	4,30
2	105000	0,8	229	35,4	160	98,7	4,18
3	100000	1,3	229	56	160	98,7	4,47
4	80000	0,5	210	35	50	98,7	3,84
5	110000	-	222	-	-	98,7	3,62

Схемою трубопроводів передбачена можливість подавання пари в кількості не більше 50 т/год. на номінальному режимі з відбору після 19 ступеня для деаерації підживлюючої води в атмосферному деаераторі. Потужність турбіни і теплове навантаження при цьому відповідно зменшаться.

В період капітального ремонту влітку 2016 року виконувався візуальний контроль і магнітопорошкова дефектоскопія радіусних переходів литих корпусів ЦВТ, ЦСТ і регулюючих клапанів, неруйнівний контроль мікроструктури металу корпусних деталей, контроль роторів ВТ та СТ зі сторони осевого каналу та інші дослідження.

1.3 Результати контролю металу ротора високого тиску парової турбіни Т-100/120-130 потужністю 100 МВт енергоблока № 1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5»

Неруйнівний контроль проводив структурний підрозділ «Контроль і діагностика» ПАТ «Київенерго», Централізована служба по контролю металу (ЦСКМ) і Лабораторія металів ПАТ «Харківська ТЕЦ-5» в липні – серпні 2016 року. По результатах контролю для ротору ВТ парової турбіни Т-100/120-130 потужністю 100 МВт енергоблока № 1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5» необхідно зазначити наступне.

Лабораторія металів ПАТ «Харківська ТЕЦ-5» провела візуальний контроль ротору ВТ (Акт № 607 від 28.07.2016 р.): кінцеві частини валу, вільні від ущільнень, ободи, гребні, полотнища з розвантажувальними отворами, галтелі і полотнища дисків і полу муфт, теплові канавки. Поверхня елементів ротора ВТ схильна до рівномірної газової корозії і покрита окалиною, що щільно зчеплена з основним металом. Ознак корозійних язвин, слідів ерозійного зношення, слідів зачіпань і механічних пошкоджень, слідів електричної корозії на поверхні елементів ротора ВТ не виявлено.

Лабораторія металів ПАТ «Харківська ТЕЦ-5» виконала кольорову дефектоскопію елементів ротора ВТ парової турбіни Т-100/120-130 ст.№ 1 (Висновок № 671 від 1.08.2016 р.). Контролювалися поверхні елементів ротора в доступних місцях: ободи, гребні, розвантажувальні отвори, отвори полу муфт, галтелі дисків, теплові канавки, вхідні та вихідні кромки робочих лопаток, бандажні отвори. На натужній поверхні ротора ВТ дефектів, що перевищують допустимі НД норми, не виявлено.

Структурний підрозділ «Контроль і діагностика» ПАТ «Київенерго», Централізована служба по контролю металу (ЦСКМ) зробили висновок, що при візуальному контролі осьового каналу (Висновок № VT-186-16 по візуальному контролю) тріщин, розшарувань металу, корозії не виявлено. При магнітопорошковому контролі (Висновок № МТ-87-17) на внутрішній поверхні каналу дефектів не виявлено. При ультразвуковому контролі (Висновок № UT-92-16) на поверхні каналу в поперековому і повздовжньому розрізі ротора ВТ дефектів не виявлено.

Проведено мікроструктурний аналіз підповерхневого шару металу ротора ВТ методом реплік і вимірювання твердості металу першої по ходу пари ступені і полу муфти в районі осьового каналу ротора ВТ. Мікроструктура металу ротора відповідає вимогам СОУ-Н МПЕ 40.1.17.401:2004 (протокол ЦСКМ від 12.08.2016 р. № 34785-34788).

По результатах проведеного технічного аудиту стану металу ротора ВТ дефектів не виявлено, тому в процесі перевірконого розрахунку при моделюванні геометрії в ротор ВТ не вносилися зміни в проектну конструкцію заводу - виробника.

Висновок по результатах неруйнівного контролю дав змогу визнати, що згідно рішення експертно-технічної комісії в 2016 р. ротор ВТ парової турбіни Т-100/120-130 потужністю 100 МВт енергоблока № 1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5» визнаний придатним для подальшої експлуатації при параметрах пари $P=13$ МПа, $T=555^{\circ}$ С до наступного технічного діагностування за умови позитивних результатів інших досліджень.

1.4 Розрахункове дослідження теплового та напружено-деформованого стану ротору ВТ турбіни Т-100/120-130 ст. № 1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5»

1.4.1 Режими роботи турбіни Т-100/120-130

Розрахункові дослідження напружено-деформованого стану роторів турбоустановки Т-100/120-130 ст. № 1 проведені для запропонованих замовником найбільш характерних в практиці експлуатації ТЕЦ режимів роботи, характеристика яких приведена в таблиці 1.3. Графіки пусків з різних теплових станів надані цехом налагодження і лабораторією металів ПАТ «Харківська ТЕЦ-5» (рис. 1.1-1.3). Температури пари і тиски на пускових режимах, а також електричні навантаження взяті з графіків пусків з різних теплових станів.

Графіки пусків з ХС і неостиглих станів по типу НС і ГС взяті окремо для ЦВТ. Графіки побудовані згідно даних самописців енергоблока Т-100/120-130 ст. № 1, що надані котлотурбінним цехом, і наведені на рис. 2.1-2.3 для пуску з ХС, НС і ГС.

Таблиця 1.3 - Характеристика пускових режимів енергоблока ст. № 1 з турбіною Т-100/120-130

Назва режиму пуску	Температура корпусів ЦВТ і ЦСТ перед пуском, $^{\circ}\text{C}$	Тривалість навантаження, хв.
Пуск з ХС	до 150	370 (6 год. 10 хв.)
Пуск з НС	240	315 (5 год. 15 хв.)
Пуск з ГС	405-460	235 (3 год. 55 хв.)

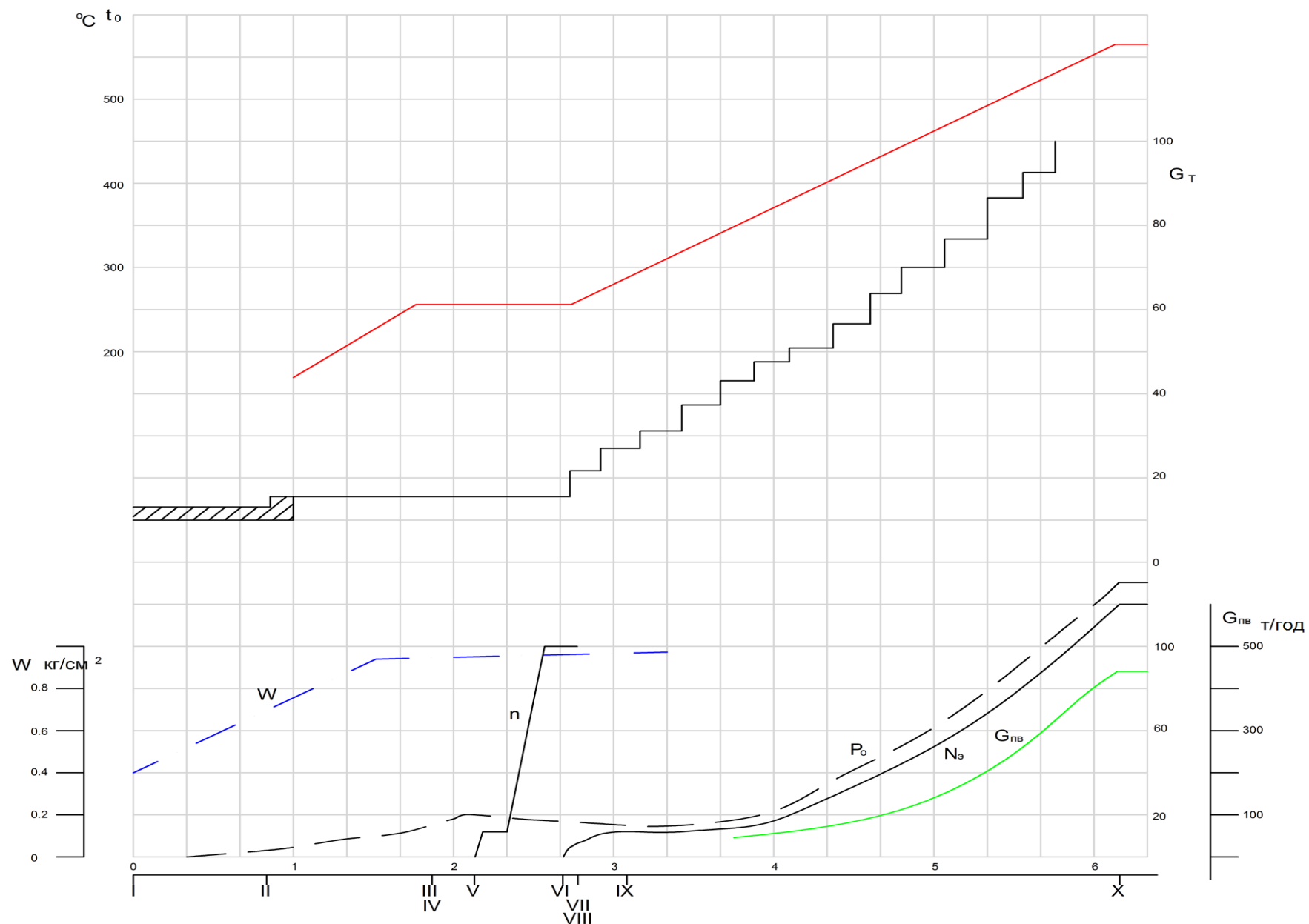


Рис. 1.1. Графік-завдання пуску з холодного стану (ХС) парової турбіни Т-100/120-130 ст. № 1 (ЦВТ, $t_{\text{мет}} = 100-150^{\circ}\text{C}$)

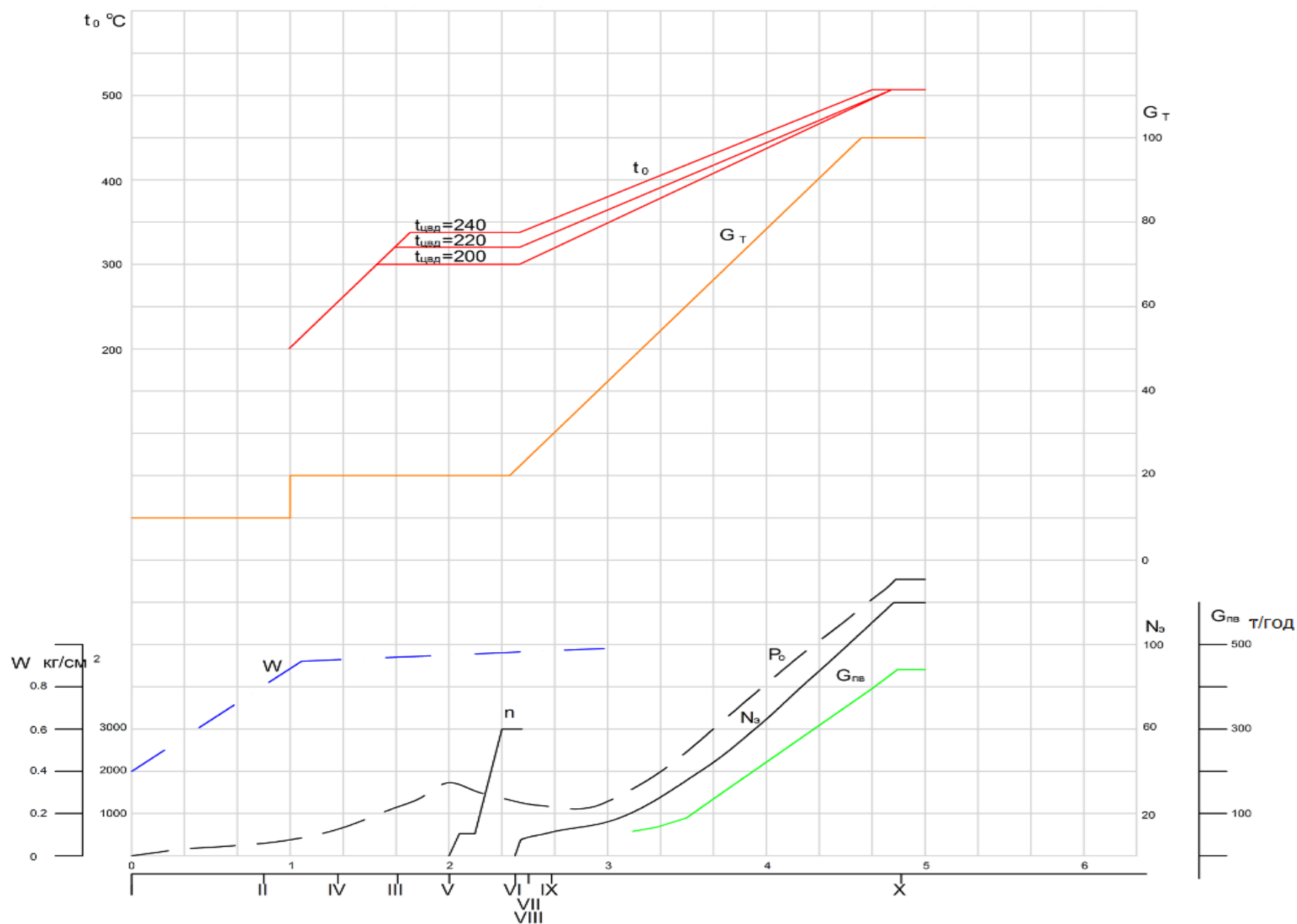


Рис. 1.2. Графік-завдання пуску з нестиглого стану (НС) парової турбіни Т-100/120-130 ст. № 1 (ЦВТ, $t_{\text{мет}} = 200-240$ $^{\circ}\text{C}$)

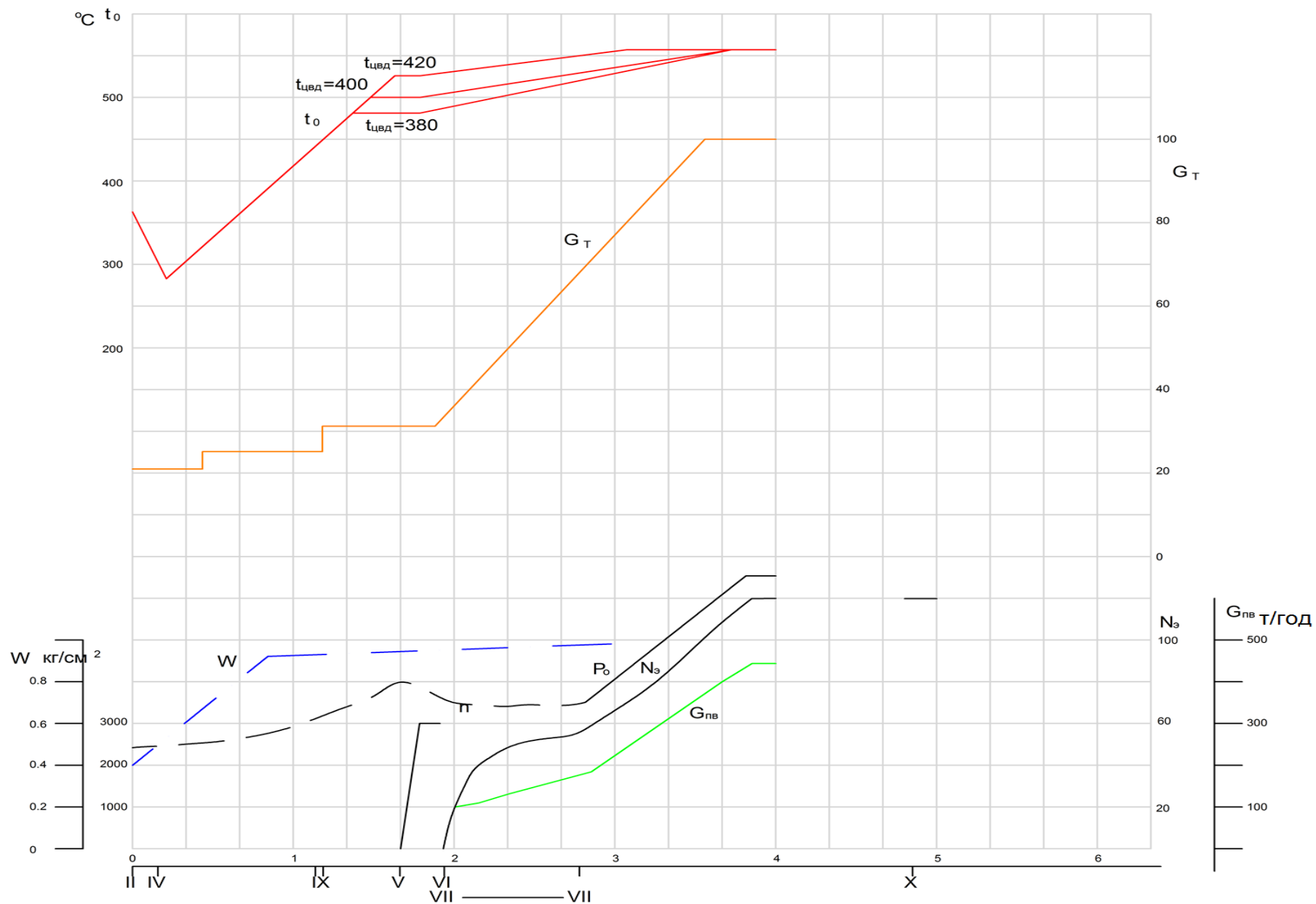


Рис. 1.3. Графік-завдання пуску з гарячого стану (ГС) парової турбіни Т-100/120-130 ст. № 1 (ЦВТ, $t_{мет} > 400^\circ\text{C}$)

В роторах РВТ технологічні особливості розглянутих режимів роботи турбоустановки враховувались завданням теплових граничних умов I-IV роду і об'ємних відцентрових зусиль. Враховувалось також силове навантаження від тиску пари на номінальному та змінних режимах роботи. Коефіцієнти тепловіддачі α враховувались по критеріальних залежностях [23-24, 35-36]. На інших поверхнях та ребрах моделі ГУ III роду знаходилися з використанням лінійної інтерполяції. На поверхні осьової проточки задавалися умови відсутності теплообміну. Для режиму простою турбоагрегату, згідно РТМ [23, 35], задавалися також умови теплоізоляції по всій проточній частині. Як матеріал РВТ вибрано леговану сталь Р2МА (25Х1М1Ф). Теплофізичні і фізико-механічні характеристики сталі Р2МА в залежності від температури задавалися по даних нормативних документів [25, 37].

1.4.2 Геометричне моделювання і граничні умови високотемпературних елементів турбіни Т-100/120-130 ст. № 1

На першому етапі перевірного розрахунку розроблена методика створення просторових конструкцій елементів турбомашин з використанням програмного продукту Solidworks для ротора ВТ, з урахуванням технологічних вибірок матеріалу елементів обладнання, які утворилися при механічній обробці тріщин, розтріскувань і промоїн на поверхнях роторів. Технологічні вибірки матеріалу елементів обладнання отримані з експериментальних даних візуального контролю і магнітопорошкової діагностики (МПД). Це дані експлуатуючих організацій і лабораторій металу електричних станцій. Зміна проектної конструкції основних високотемпературних елементів парової турбіни на реальну конструкцію відповідно ремонтно-відновлювальним роботам, які проводилися за період експлуатації 201150 ч, викличе і відповідні зміни теплового, напружено-деформованого стану високотемпературних елементів парової турбіни і будуть впливати на загальний термін експлуатації. При цьому такий вплив буде не завжди направлений в бік погіршення індивідуального ресурсу. Так, наприклад, проточка канавок роторів з метою видалення тріщин зі збільшенням розмірів канавок викликає зменшення рівня напружень і збільшення ресурсу обладнання.

По результатах проведеного технічного аудиту (див. п. 1.1.2) стану металу ротора ВТ дефектів не виявлено, тому в процесі перевірного розрахунку при моделюванні геометрії в ротор ВТ не вносилися зміни в проектну конструкцію заводу-виробника. Геометрична модель ротора високого тиску (РВТ) наведена на рис. 1.4. Для раціоналізації розрахунків вибрані в моделі регулююча ступінь і перші чотири нерегульовані ступені ЦВТ, де температура металу ротора ВТ дуже

висока та мають місце максимальні градієнти температур на пускових режимах.

На другому етапі перевірного розрахунку розроблений спосіб вирішення за допомогою програмних комплексів Solidworks крайової задачі нестационарної теплопровідності з заданням граничних умов (ГУ) теплообміну на поверхнях ротора ВТ на базі створених геометричних 3-D моделей. ГУ відповідали експлуатаційним режимам по типу пусків з холодного, гарячого і неостиглого станів, а також стаціонарного режиму роботи.

При завданні ГУ враховувались схеми витоків пари в ущільненнях, реальні графіки пусків з різних теплових станів (холодного, гарячого і неостиглого). Для прикладу ГУ при пусках з холодного стану по типу ХС, з неостиглого стану по типу НС (табл. 1.4-1.5) та з гарячого стану по типу ГС для РВТ наведені в роботі [26].

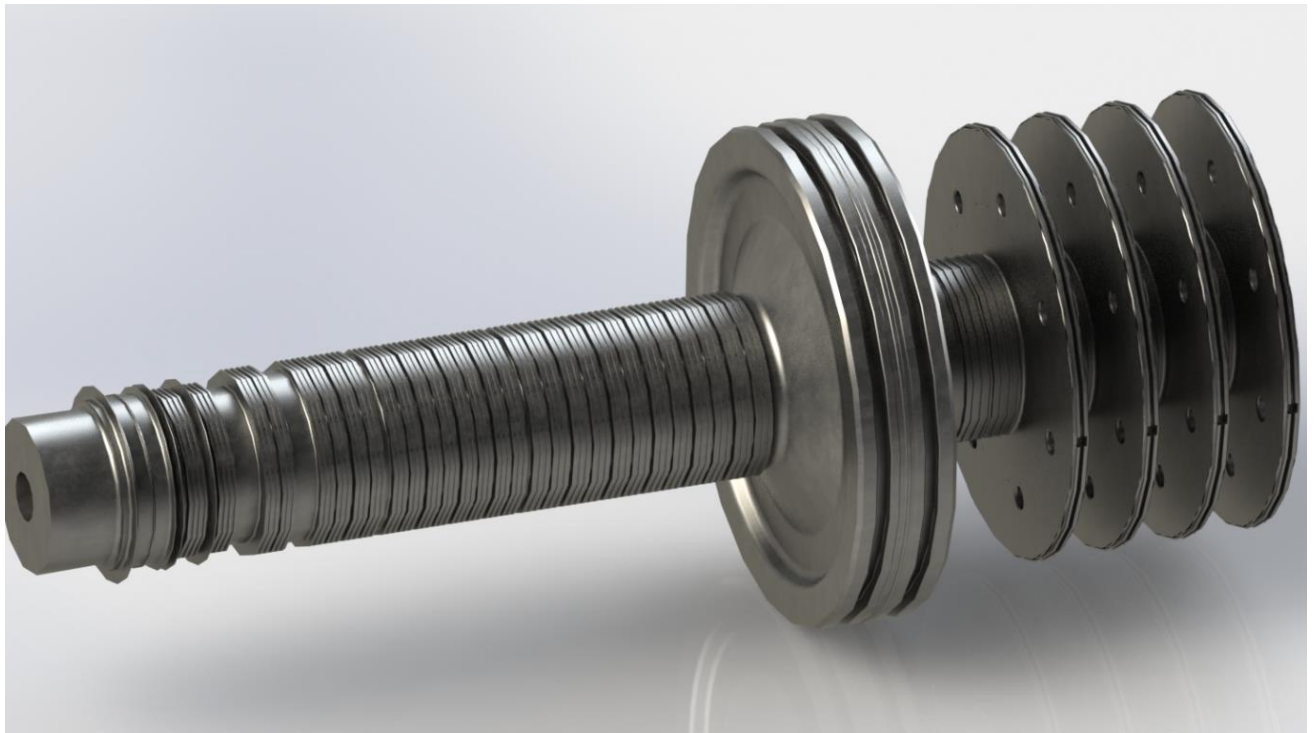


Рис. 1.4. Геометрична модель РВТ парової турбіни Т-100/120-130 ст. № 1.

Крайова задача нестационарної теплопровідності вирішується за допомогою рівняння виду [23, 57]:

$$\text{div}[\lambda(T) \cdot \text{grad}(T)] = c(T) \cdot \gamma(T) \cdot \frac{\partial T}{\partial \tau} \quad (1.1)$$

де λ , c , γ – функції температури і координати при початковій умові $T_0 = T(x, y, z, 0) = f_0(x, y, z)$ і граничних умовах I, II, III, IV роду.

На поверхнях ротору ЦВТ задавались нестационарні ГУ I-IV роду, з врахуванням експлуатаційних змінних режимів роботи.

ГУ I роду задаються коли відома температура поверхні тіла в поточний момент часу та мають вигляд:

$$T_{\text{ст}} = f(x, y, z, \tau) \quad (1.2)$$

ГУ II роду задаються по тепловому потоку на поверхні тіла $q_{\text{ст}}$ для ізольованих поверхонь:

$$q = -\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right) = f_2(x, y, z, \tau) \quad (1.3)$$

ГУ III роду задаються по температурі пари і закономірності теплообміну між середовищем та поверхнею тіла у вигляді:

$$-\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right) = \alpha(t_{\text{сер}} - t_{\text{ст}}) \quad (1.4)$$

ГУ IV роду відповідають ідеальному контакту твердих тіл, коли обидва тіла на межі їх дотику мають однакові температури та теплові потоки:

$$\begin{cases} T_{\text{ст}_1} = T_{\text{ст}_2} \\ -\lambda_1 \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_1 = -\lambda_2 \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_2 \end{cases} \quad (1.5)$$

Граничні умови теплообміну розраховуються у відповідності до реальних графіків пуску (дані самописців котлотурбінного цеху електростанції) та вимог керівних документацій та технічних матеріалів [23,27].

Коефіцієнти тепловіддачі α для різних ділянок роторів і корпусів визначались згідно критеріальних рівнянь [23, 35].

При визначенні граничних умов теплообміну РВТ необхідно мати інформацію, щодо його характерних розмірів та виконати детальний розрахунок проточної частини на номінальному режимі експлуатації. В ході детального розрахунку відсіку визначають 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 нестаціонарних режимах роботи використовується розрахункова оцінка наведених вище параметрів пару для витрат, що відповідають графікам пусків (рис. 2.1-2.3).

Після визначення основних параметрів на номінальному та змінному режимі експлуатації можна безпосередньо перейти до визначення граничних умов I-IV роду, порядок розрахунку яких регламентується РТМ 24.020.16-73 [23, 55] та залежить від досліджуваної поверхні ротору.

Таблиця 1.4 - Граничні умови до розрахунку теплового і напружено-деформованого стану РВТ турбоагрегату Т-100/120-130 ст. № 1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5» при пуску по типу НС $t_{мет} = 240^{\circ}C$

Номер точки	Параметр	Розмірність	Характеристика етапів пуску												
			Подача пари до КУ	Розпал пальника	Товчок ротора до 500	Витримка при 500	Розгін до 3000	Витримка на XX і	Навантаження до 10	Витримка при 10 МВт	Навантаження до 30	Витримка при 30 МВт	Навантаження до 40	Витримка при 40 МВт	Навантаження до 120 МВт
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
	τ	хв.	0	50	122	127	138	143	153	0	200	0	215	0	315
2,3	t	$^{\circ}C$			240	240	240	240	240		240		240		240
	α	Вт/(м ² $^{\circ}C$)			11,9	11,9	39,2	39,2	39,2		39,2		39,2		39,2
10,11	t	$^{\circ}C$			140	140	140	140	140		140		140		140
	α	Вт/(м ² $^{\circ}C$)			20,07	20,07	84,18	84,18	84,18		84,18		84,18		84,18
16,17	t	$^{\circ}C$			105	105	141	141	141		117		132		142
	α	Вт/(м ² $^{\circ}C$)			950	950	1480	1480	1660		1380		1650		2320
22,23	t	$^{\circ}C$			210	210	210	210	220		250		280		379
	α	Вт/(м ² $^{\circ}C$)			83,91	83,91	351,9	351,9	374,2		511,7		641,6		1243
28,29	t	$^{\circ}C$			303	303	303	303	318		370		386		458
	α	Вт/(м ² $^{\circ}C$)			2300	2300	3170	3170	3180		5810		7480		17400
34,35	t	$^{\circ}C$			296	296	296	296	310		360		376		450
	α	Вт/(м ² $^{\circ}C$)			4490	4490	4490	4490	4660		8060		9910		22430
38,39	t	$^{\circ}C$			290	290	290	290	304		354		368		445
	α	Вт/(м ² $^{\circ}C$)			240	240	1010	1010	1030		1700		2120		3980
42,43	t	$^{\circ}C$			280	280	280	280	295		341		356		420
	α	Вт/(м ² $^{\circ}C$)			140	140	570	570	600		920		1150		2280
50,51	t	$^{\circ}C$			269	269	269	269	294		329		344		405
	α	Вт/(м ² $^{\circ}C$)			120	120	520	520	540		800		1040		2000
58,59	t	$^{\circ}C$			258	258	258	258	272		314		327		385
	α	Вт/(м ² $^{\circ}C$)			110	110	480	480	470		750		970		1770
62,63	t	$^{\circ}C$			256	256	256	256	271		313		326		382
	α	Вт/(м ² $^{\circ}C$)			190	190	790	790	820		1290		1620		3060

Таблиця 1.5 – Змінення тиску пари в МПа на ділянках РВТ турбоагрегату Т-100/120-130 ст. № 1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5» при пуску по типу НС,
 $t_{мет}=240^{\circ}C$

Номер точки	Характеристика етапів пуску												
	Подача пари до КУ	Розпал пальників	Товчок ротора до 500 об/хв.	Витримка при 500 об/хв.	Розгін до 3000 об/хв.	Витримка на XX і синхрон.	Навантаж. ення до 10 МВт	Витримка при 10 МВт	Навантаж. ення до 30 МВт	Витримка при 30 МВт	Навантаж. ення до 40 МВт	Витримка при 40 МВт	Навантаж. ення до 120 МВт
1	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
	0	50	122	127	138	143	153	0	200	0	215	0	315
1,2,3,4			0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
5,6,7,8			0,095	0,095	0,095	0,095	0,095	0,095	0,095	0,095	0,095	0,095	0,095
9,10,11,12			0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11
13,14,15,16			0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07
17,18,19,20			0,14	0,14	0,45	0,45	0,45	0,45	0,24	0,24	0,28	0,28	0,38
21,22,23,24			0,7	0,7	0,8	0,8	0,9	0,9	1,1	1,1	1,4	1,4	3,5
25,26,27,28			1,62	1,62	1,62	1,62	1,65	1,65	4,02	4,02	4,02	4,02	9,1
29			1,62	1,62	1,62	1,62	1,63	1,63	3,1	3,1	3,95	3,95	9
30			1,605	1,605	1,605	1,605	1,61	1,61	3,05	3,05	3,93	3,93	8,85
31,32,33,34			1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	3,02	3,02	3,86	3,86	8,83
35,36,37,38			1,48	1,48	1,48	1,48	1,46	1,46	2,75	2,75	3,51	3,51	7,8
39,40,41,42			1,426	1,426	1,426	1,426	1,461	1,461	2,72	2,72	3,49	3,49	7,7
43,44,45,46			1,35	1,35	1,35	1,35	1,36	1,36	2,45	2,45	3,21	3,21	6,9
47,48,49,50			1,31	1,31	1,31	1,31	1,3	1,3	2,4	2,4	3,19	3,19	6,8
51,52,53,54			1,2	1,2	1,2	1,2	1,18	1,18	2,22	2,22	2,8	2,8	6
55,56,57,58			1,18	1,18	1,18	1,18	1,17	1,17	2,19	2,19	2,75	2,75	5,9
59,60,61,62			1,07	1,07	1,07	1,07	1,08	1,08	1,17	1,17	2,47	2,47	5,2
63,64,65,66			1,06	1,06	1,06	1,06	1,06	1,06	1,14	1,14	2,45	2,45	5,2

Так, для частини поверхні ротору, що знаходиться в підшипниках, коефіцієнт тепловіддачі визначається за допомогою критеріального рівняння виду:

$$Nu = 6 \cdot (Re_m \cdot Pr_m)^{0,23} \cdot d_{ш}/l_{ш} \quad (1.6)$$

де $d_{ш}$ – діаметр шийки валу РВТ;

$l_{ш}$ – довжина поверхні шийки валу РВТ, що омивається маслом.

При чому в даному випадку, для визначення критеріїв подібності Рейнольдса та Прандтля, визначаючим розміром є діаметр шийки валу $d_{ш}$, визначаючою швидкістю – кругова швидкість на даному діаметрі u , а визначаючою температурою – середньоарифметична температура масла на вході та виході з підшипника t_m .

Теплообмін на бокових поверхнях ротору, що контактують з повітрям, описується критеріальним рівнянням:

$$Nu = 0,11 \cdot (0,5 \cdot Re^2 + Gr)^{0,33} \quad (1.7)$$

для діапазону $10^5 < 0,5 \cdot Re + Gr < 10^9$.

В якості визначаючого розміру приймають зовнішній діаметр ротору, за визначаючу швидкість беруть кругову швидкість ротору на зовнішньому радіусі. Визначаюча температура - це середня температура граничного шару.

Критеріальні рівняння для стінок дисків ротору:

$$\begin{cases} Nu = 0,36 \cdot Re^{0,5}, \text{ при } Re < 2,4 \cdot 10^5 \\ Nu = 0,015 \cdot Re, \text{ при } Re > 1 \cdot 10^6 \end{cases} \quad (1.8)$$

В якості визначаючого розміру приймають радіус розрахункового перерізу, за визначаючу швидкість береться кругова швидкість на даному радіусі. Визначаюча температура - це температура середовища, що омиває диск.

Коефіцієнт тепловіддачі від пару до міжлопаткових поверхонь ротору визначається:

$$\begin{cases} Nu = 0,32 \cdot Re^{0,8}, \text{ при } Re \geq 10^5 \\ Nu = 0,66 \cdot Re^{0,5}, \text{ при } Re < 10^5 \end{cases} \quad (1.9)$$

В якості визначаючого розміру приймають довжину поверхні у напрямку лопатки. За визначаючу швидкість береться середньоарифметичне значення відносної швидкості на вході та виході з робочої лопатки. Визначаюча температура - середньоарифметична температура середовища на вході та виході з робочої лопатки.

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

$$\begin{cases} Nu = 0,256 Re^{0,6} \left(\frac{s}{\delta}\right)^{-0,085} \left(\frac{h}{\delta}\right)^{-0,075} Pr^{0,43}, \text{ при } 2,4 \cdot 10^2 < Re < 8,7 \cdot 10^3 \\ Nu = 0,0454 Re^{0,8} \left(\frac{s}{\delta}\right)^{-0,1} \left(\frac{h}{\delta}\right)^{-0,1} Pr^{0,43}, \text{ при } 8,7 \cdot 10^3 < Re < 1,7 \cdot 10^5 \end{cases} \quad (1.10)$$

де s – крок між гребнями ущільнень;

h – відстань між поверхнею ротору та корпусу циліндру;

δ – зазор між поверхнею ротору та гребнями ущільнень.

Для ступінчатих ущільнень:

$$\begin{cases} Nu = 2,04 Re^{0,5} \left(\frac{h}{\delta}\right)^{-0,56} Pr^{0,43}, \text{ при } Re \leq 1 \cdot 10^4 \\ Nu = 0,476 Re^{0,7} \left(\frac{h}{\delta}\right)^{-0,56} Pr^{0,43}, \text{ при } 6 \cdot 10^3 < Re < 1,2 \cdot 10^5 \end{cases} \quad (1.11)$$

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

$$Nu = \frac{0,052}{k} Re^{0,9} \left(\frac{\delta}{h}\right)^{0,7} Pr^{0,43}, \text{ при } 3,5 \cdot 10^3 < Re < 2,5 \cdot 10^4 \quad (1.12)$$

де $k = \frac{G}{f \sqrt{g (p_1^2 - p_2^2) / zRT}}$ – коефіцієнт витрати для даного типу ущільнення

($k = 0,6 \div 1,3$);

z – кількість гребців ущільнень;

p_1, p_2 – повний тиск перед лабіринтом та за ним.

Для наведених вище типів ущільнень визначаючим розміром є подвійна величина зазору $2 \cdot \delta$.

Визначаюча швидкість- це середня швидкість пари в ущільненні:

$$W_{cp} = G_y \cdot v_{cp} / F_y \quad (1.13)$$

де $G_y = \mu_y \cdot F_y \cdot \sqrt{\frac{p_0}{v_0}} \sqrt{\frac{1 - (p_2/p_1)^2}{z}}$ – витрата пари через ущільнення;

$F_y = 3,14 \cdot d_y \cdot \delta$ – робоча площа ущільнень.

Визначаючою температурою є середньоарифметична температура пари на вході та виході з ущільнень.

При визначенні ГУ при нестационарних режимах роботи використовувалась розрахункова оцінка температури пари на змінних режимах на поверхнях елементів парової турбіни. При різких змінах режиму роботи турбіни в проточній частині відбувається швидка зміна температур пари. Експериментально встановлено, що на початкових стадіях пуску енергоблока заміряні штатними

датчиками значення температур свіжої пари і пари проміжного перегріву як по швидкостях їх зміни, так і по статичному рівню нижче істинних змін температури пари. Тому запропонована наступна розрахункова методика оцінки температури на змінних режимах роботи парових турбін (на прикладі розрахункового визначення температури пари в камері регулюючого ступеня, яка практично співпадає з температурою за регулюючим ступенем).

Розрахунок параметрів потоку в системі паророзподілення та регулюючого ступеня починають з визначення тиску за стопорним клапаном і перед регулюючими клапанами за формулою [24, 36]:

$$P_1 = P_0 [1 - (2 \dots 3\%) (G / G_{\max})^2]. \quad (1.14)$$

Залежність тиску пара в камері регулюючого ступеня на змінному режимі визначалися за формулою Стодола - Флюгеля

$$P_3 / P_{3\max} = (G / G_{\max}) \sqrt{(T_3 / T_{3\max}) \left\{ 1 - (P_{3\max} / P_{z\max})^2 \right\} / \left[1 - (P_3 / P_z)^2 \right] }, \quad (1.15)$$

де $P_{3\max}$ и $T_{3\max}$ – тиск і температура за регулюючим ступенем на максимальному режимі роботи (при G_{\max});

$P_{z\max}$ – тиск пари на виході з ЦВТ на максимальному режимі роботи;

P_3, T_3, P_z – поточні значення тиску і температури за регулюючим ступенем) та тиск пари на виході з ЦВТ.

Для урахування впливу температури на першій ітерації процес вважали ізотермічним, а потім визначали температуру пари за регулюючим ступенем (T_3) та уточнювали розрахунок в процесі повторних ітерацій. При сопловому паророзподіленні конденсаційних турбін впуск пари в турбіну управлявся декількома регулюючими клапанами. Від кожного клапана, що відчиняється в заданій послідовності, пара направлялася до окремого соплового сегменту. Площа сегментів сопел визначалася в тепловому розрахунку турбіни, або по рівнянню нерозривності для кожної групи сопел. Тиск за регулюючими клапанами на змінному режимі розраховували за коефіцієнтом витрати з рівняння нерозривності у вигляді

$$\mu_i = G_i / (k_o F_{jc} P_3), \quad (1.16)$$

де G_i – поточне значення витрати крізь i -й клапан, кг/с;

$i=1 \dots n$; n – число точок розбивки витрат на змінному режимі;

k_o – коефіцієнт початкових параметрів;

F_{jc} – площа j -й групи сопел, м²;

$j=1 \dots m$; m – число регулюючих клапанів.

Визначивши коефіцієнт витрати μ_i , за експериментальними кривими $\mu=f(P_3/P_2)$, розраховували тиск за регулюючими клапанами P_2 . При розрахунку кожної подальшої групи сопел уточнювали витрату крізь попередню групу при

повністю відкритому $(j-1)$ -м регулюючому клапані за рівнянням нерозривності.

Для визначення температури за регулюючим ступенем на змінному режимі роботи турбоустановки для поточних значень витрат пари G_i будували процес розширення пари в групі регулюючих клапанів та регулюючого ступеню. Ентальпія змішування h_1 (ентальпія початку розширення пари в групі нерегульованих ступенів) визначалася за формулою

$$h_1 = h_0 - \sum (G_j \times H_{j0}) / G, \quad (1.17)$$

де G_j – поточна витрата крізь j -й регулюючий клапан;

h_0 – ентальпія свіжої пари;

H_{j0} – адіабатичний перепад ентальпій на регулюючому ступеню, що визначається за тиском за регулюючими клапанами P_2 і тиском в камері регулюючого ступеня P_3 .

Потім за ентальпією змішування в точці початку розширення пари в групі нерегульованих ступенів визначалася температура пари за регулюючим ступенем по термодинамічним таблицям води і водяної пари або по спрощеним формулам. Розрахунок повторювали з урахуванням впливу неізотермічності.

Потужність турбіни розраховували як суму потужностей регулюючого ступеня та групи нерегульованих ступенів за формулою

$$N_i = N_{ipc} + G H_0 \eta_{0i}, \quad (1.18)$$

де N_{ipc} – потужності регулюючого ступеня;

G – витрата пари крізь групу нерегульованих ступенів турбіни, що дорівнює поточному значенню витрати крізь всі клапани;

H_0 – адіабатичний перепад ентальпій на нерегульованих ступенях;

η_{0i} – відносний внутрішній ККД групи нерегульованих ступенів.

Для визначення потужності регулюючого ступеня використовували відому формулу

$$N_{ipc} = \eta_{0i}^{pc} \cdot (\sum G_j \cdot H_{j0}), \quad (1.19)$$

де η_{0i}^{pc} – відносний внутрішній ККД регулюючого ступеня;

G_j – поточна витрати крізь j -тий регулюючий клапан;

H_{j0} – адіабатичний перепад ентальпій, що визначається за тисками за регулюючими клапанами P_2 .

Температура пари T_3 в камері регулюючого ступеня турбіни для неізотермічної течії, що отримана розрахунковим шляхом по описаній методиці, показує, що неізотермічність вносить змінення по тисках в P - G діаграму при сопловому паророзподілення порядку 9 %.

Розбіжність експериментальних та розрахункових даних складає біля 4 %, що дозволяє використовувати запропоновану методику визначення граничних

умов теплообміну – температури пари в камері регулюючого ступеня турбіни – для розрахункової оцінки теплового стану роторів і корпусів на змінних режимах роботи.

Приклад розрахованих граничних умов до оцінки теплового та напружено-деформованого стану металу ротору ВТ парової турбіни Т-100/120-130 ст. № 1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5» при пуску з неостиглого стану ($t_{\text{мет}} = 200-240\text{ }^{\circ}\text{C}$) представлений в табл. 2.2-2.3. Аналогічні дані отримано для пуску з холодного, гарячого стану, а також для номінального режиму роботи та наведено в роботі [26].

З використанням геометричної моделі високотемпературного ротору ВТ турбіни Т-100/120-130 ст. № 1 і ГУ для основних пускових режимів експлуатації, що характерні для енергоблока потужністю 100 МВт ПАТ «Харківська ТЕЦ-5», проводили розрахунки теплового і напружено-деформованого стану у нестационарній постановці.

1.4.3 Розрахункове дослідження теплового та напружено-деформованого стану ротору ВТ турбіни Т-100/120-130 ст. № 1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5»

Перевірочний розрахунок теплового і напружено-деформованого станів ротора ЦВТ на досліджуваних режимах роботи здійснено в тривимірній постановці з урахуванням розвантажувальних отворів в дисках роторів. Розрахункове дослідження виконано для найбільш навантажених ділянках ротору в відповідних зонах проточної частини турбоустановки. Граничні умови на поверхнях теплообміну задано згідно рекомендацій [23, 55]. Матеріал ротору вибраний згідно паспорту: легована сталь марки Р2МА (25Х1М1ФА). Теплофізичні та фізико-механічні характеристики сталі Р2МА в залежності від температури задано у відповідності з [25, 37].

Перед виконанням чисельного експерименту було виконано попереднє розбиття моделі на розрахункову сітку, що налічувала 92320 кінцевих елементів. Для точності розрахунків сітка виконана нерівномірною та згущена в областях кінцевих ущільнень, термічних компенсаційних канавок, розвантажувальних отворів та хвостових кріплень робочих лопаток.

ТС і НДС ротору ЦВТ турбіни Т-100/120-130 ст. № 1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5» розраховували для трьох варіантів пускових режимів (ГС, НС і ХС) по технології пуску, яка використовується на енергоблока Харківська ТЕЦ-5. Вибір таких режимів обумовлений вимогами замовника та аналізом розрахунків НДС енергоблоків №3,4,5,6,7,8,9 СЕ «Курахівська ТЕС» і № 11,13,14,15 СЕ

«Луганська ТЕС» [28, 29, 19, 20]. Граничні умови для розрахунків ТС визначались з використанням реальних пускових графіків, наданих Харківською ТЕЦ -5 і найбільш характерних для розглянутої ТЕЦ, а також кореспондуються з даними звітів про науково-дослідницькі роботи НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського» [20, 21, 28-32, 19-25].

Вихідні дані для розрахунків ТС ротор ВТ кореговані з урахуванням графіків пуску і особливостей течії пари в проточній частині. Для розрахунку НДС використані результати ТС ротору ВТ. Враховувались також механічні навантаження від відцентрових сил та тиску пари. Для аналізу напружено-деформованого стану ротору ВТ бралися характерні перетини та вузлові точки, в яких градієнти температур мали максимальні значення.

При розрахунковому дослідженні теплового стану РВТ вирішувалась задача з врахуванням радіальної та осьової нерівномірності розподілення температури. Перед початком розрахунку температурних полів ротору ВТ при пусках з різних теплових станів вирішена задача початкового теплового стану металу, виходячи з інформації щодо часу простою енергоблока та режиму остигання турбоустановки.

Напружено-деформований стан РВТ парової турбіни Т-100/120-130 ст. № 1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5» розраховано при сумісному вирішенні рівнянь рівноваги, що в тензометричній формі має вигляд [33, 34, 38-39]

$$\{\sigma_{il}\}_{j} + \rho X_i = 0; i, j = 1, 2, 3, p_i = f(x, y, z, 0), \quad (1.20)$$

де $\{\sigma_i\}_j$ – нормальні та дотичні напруженості в елементах турбіни;

X_i – масова сила, що діє в елементах турбіни (сила тяжіння, відцентрова сила, тощо);

p_i – зовнішнє розподілене навантаження;

ρ_i – густина матеріалу елемента.

Одночасно вирішувались рівняння сумісності деформацій і закон пружності, що в матричній формі мають вигляд

$$\{\varepsilon_{ij}\} = [a]\{\sigma_{ij}\} + \{\beta \times \Delta T\}, \quad (1.21)$$

де $\{\varepsilon_{ij}\}$ – вектор деформацій;

$[a]$ – матриця коефіцієнтів пружності;

$\{\sigma_{ij}\}$ – вектор напружень;

$\{\beta \cdot \Delta T\}$ – вектор температурних деформацій;

β – коефіцієнт об'ємного розширення;

ΔT – зміна температури елементів турбіни при експлуатації.

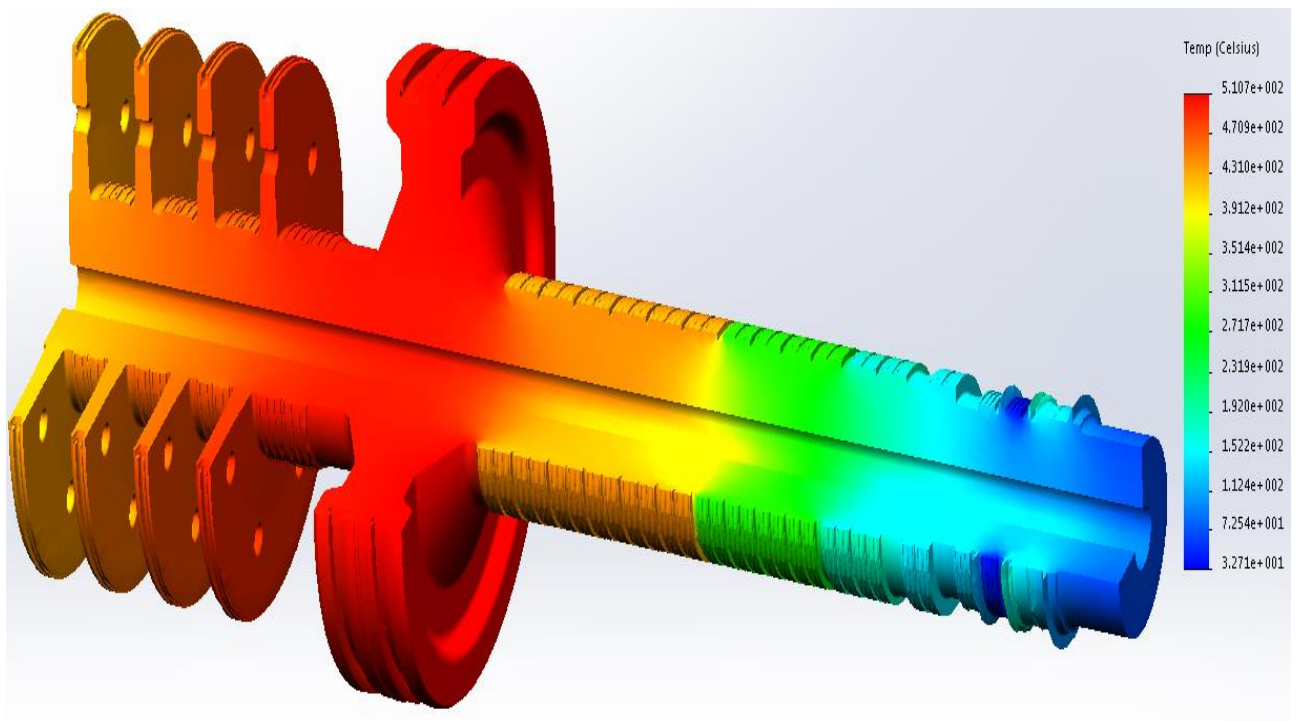
Тепловий і напружено-деформований стан ротору ВТ парової турбіни Т-100/120-130 ст. № 1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5» при номінальному режимі роботи

представлено на рис. 1.5. Також показані головні напруження σ_1 , σ_2 , σ_3 на рис. 1.6.

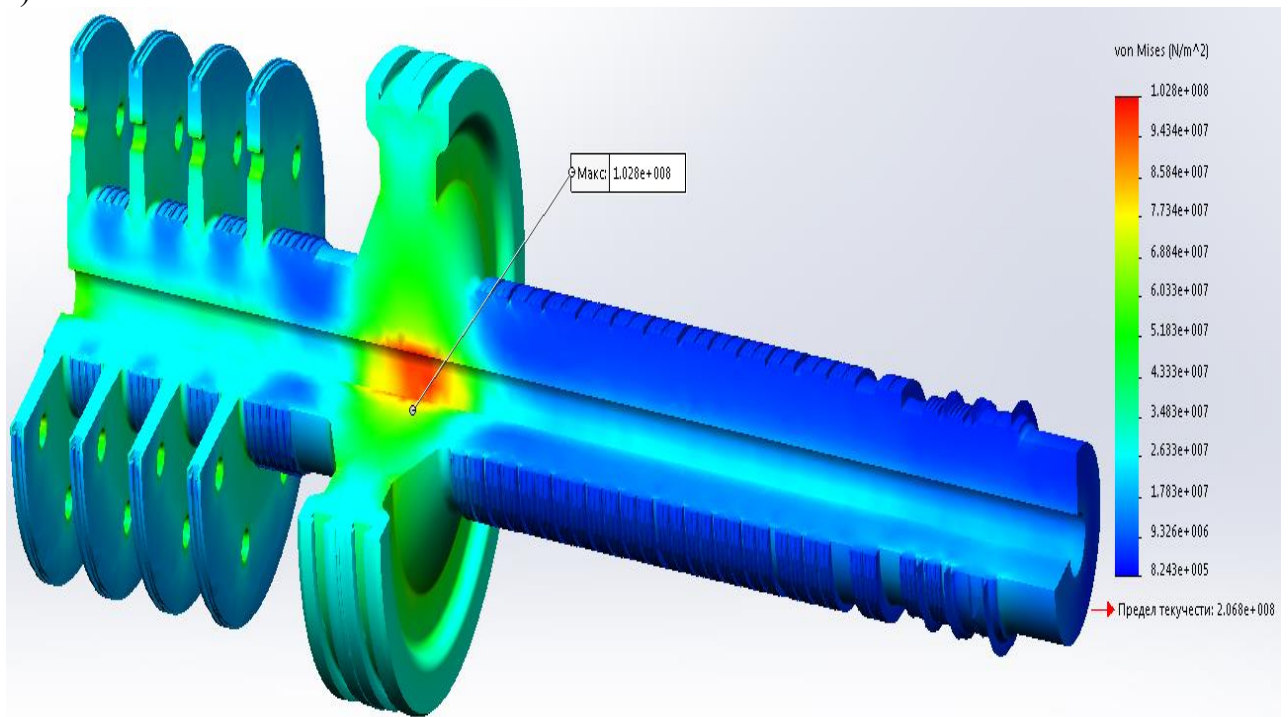
Найбільш значні напруження на стаціонарному режимі роботи виникають в зоні осьового отвору під регулюючим ступенем ($\sigma_i = 102,8$ МПа), яке пов'язано з тим, що регулююча ступінь є значним зосередженням маси, тому відцентрові сили, які діють на ротор, досягають найбільших значень саме в цій області (рис. 1.5 б). Також температура металу регулюючого ступеню (рис. 1.5 а) є найбільшою при стаціонарній експлуатації ротору ВТ.

Іншими концентраторами напружень є термічні компенсаційні канавки та розвантажувальні отвори дисків нерегулюючих ступенів РВТ. У відношенні термокомпенсаційних канавок поява локальних збільшень напружень пов'язана з їх геометрією та різкими радіусними переходами. Проточка термокомпенсаційних канавок є одним із методів управління залишковим ресурсом роторів парових турбін [33, 34, 38-39]. Що стосується розвантажувальних отворів, то великі напруження в цій області пояснюються перепадами температур на вхідному та вихідному перерізі отвору, а також відносно невелика товщина дисків ступенів, що провокує збільшення градієнтів температур в цих зонах.

Значення та знак головних напружень σ_1 , σ_2 , σ_3 (рис. 1.6) дозволяє визначити знак інтенсивності умовних пружних напружень та потім визначити їх амплітуду, що дозволить розрахувати залишковий ресурс РВТ.

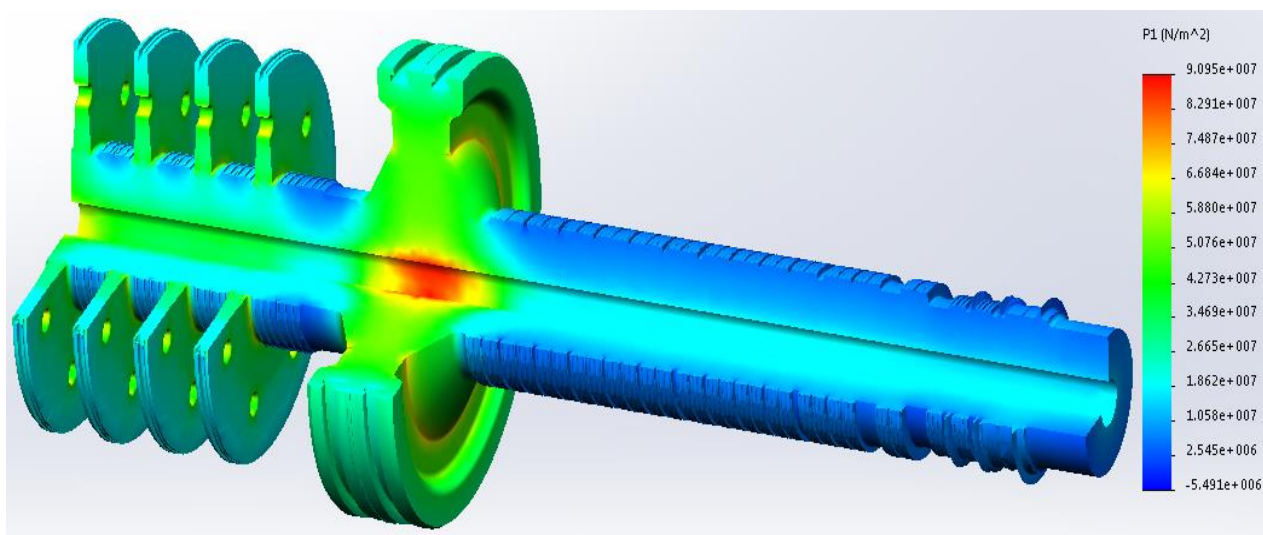


а) тепловий стан

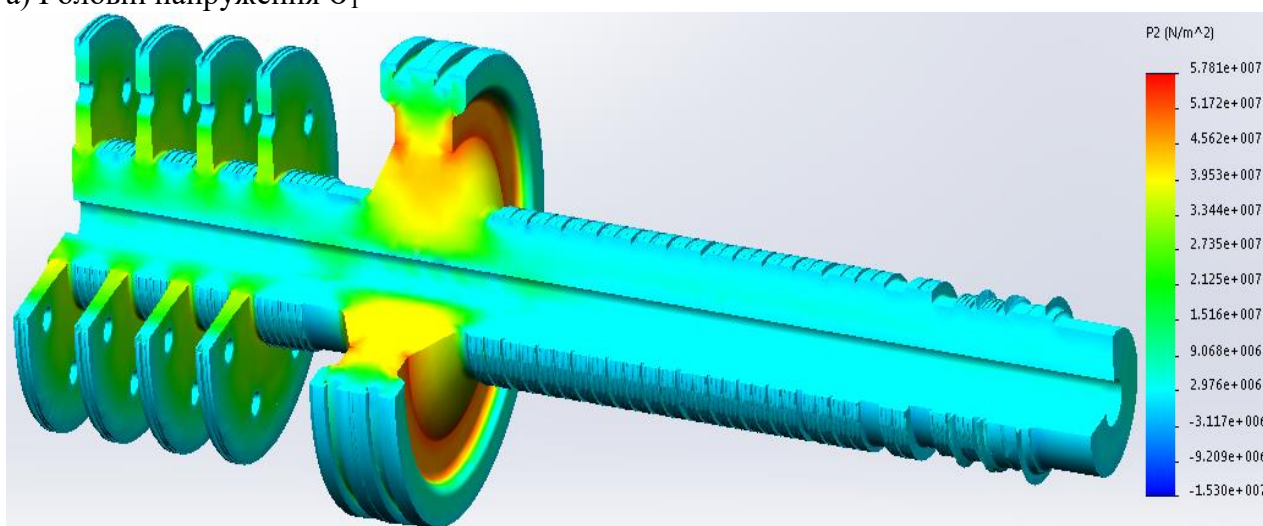


б) сумарна інтенсивність напружень по Мізесу

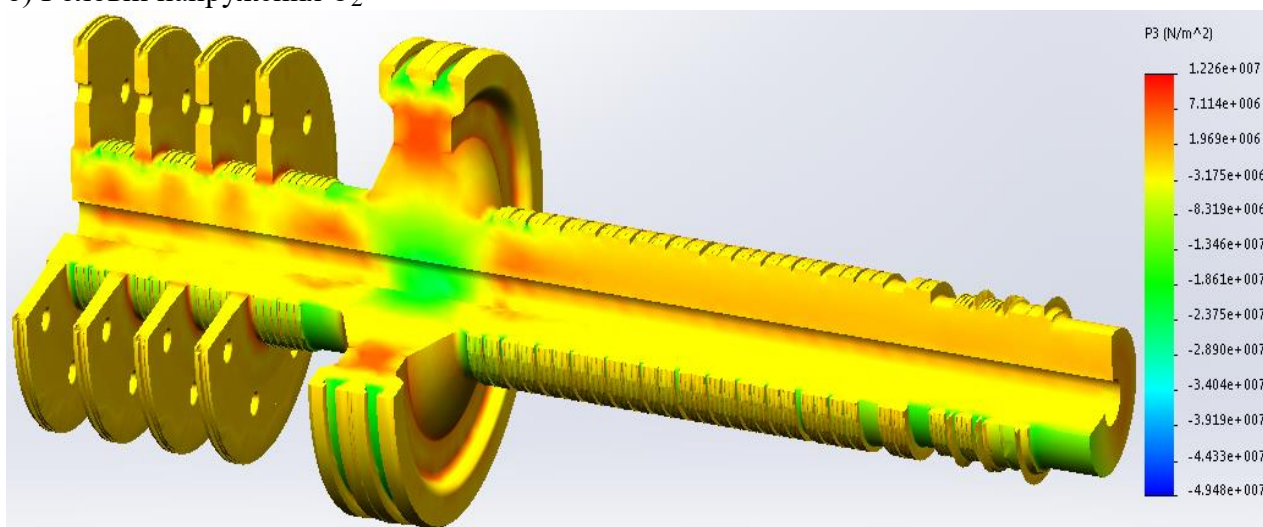
Рис. 1.5 Тепловий (а) і напружено-деформований (б) стан ротору ВТ парової турбіни Т-100/120-130 ст. № 1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5» на номінальному режимі експлуатації.



а) Головні напруження σ_1



б) Головні напруження σ_2



в) Головні напруження σ_3

Рис. 1.6. Головні напруження σ_1 (а), σ_2 (б), σ_3 (в) ротору ВТ парової турбіни Т-100/120-130 ст. № 1 ПАО ПАТ «Харківська ТЕЦ-5» на номінальному режимі експлуатації.

Характерні перетини, де виникають максимальні градієнти температур, для РВТ наведені на рис. 1.7-1.10. При пусках з неостиглого стану градієнти температур найбільш значні в моменти часу 800 с, 8400 с, 9300 с та 12900 с. Саме в ці моменти часу значення інтенсивності напружень досягають найбільших значень, що вказує на домінуючий вплив температурних напружень на загальний напружено-деформований стан РВТ.

Варто відзначити, що найбільших значень температурні градієнти досягають на межі сусідніх обойм ущільнень (рис. 1.7 вузли 9 та 11), що пояснюється великими перепадами температур пари на початку поточної обойми ущільнень та наприкінці попередньої обойми ущільнень. Такий перепад пов'язаний з охолодженням пари при проходженні ущільнень в межах однієї обойми.

При пусках з гарячого стану для РВТ градієнти температур значні в момент часу 800 с і 7200 с (рис. 1.8 а), при цьому максимум градієнта температур виникає в зоні передніх кінцевих ущільнень (рис. 1.10 а). При пусках з неостиглого стану для РВТ градієнти температур значні в момент часу 800 с, 8400 с, 9300 с (рис. 1.2.8 б), а також максимум градієнта температур розташований в зоні передніх кінцевих ущільнень (рис. 1.10 б). При пусках з холодного стану для РВТ максимальний градієнт температур виникає в момент часу 16000 с в характерних точках ротору РТ (рис. 1.7 в), зростає при виході енергоблока на повне навантаження в 100 МВт, а також максимум градієнта температур виникає в зоні передніх кінцевих ущільнень (рис. 1.10 в).

При пусках з гарячого стану для РВТ тепловий стан досягає 485 °С в зоні регулюючого та перших трьох нерегульованих ступенів, а в зоні третьої обойми передніх кінцевих ущільнень дорівнює 145 °С в момент часу 7200 с (рис. 1.11-1.14). Максимальні інтенсивності умовних пружних напружень у момент часу 7200 с дорівнюють на осевій розточці ротору диска першого ступеню РВТ $\sigma_i = 158$ МПа, а так в зоні передніх кінцевих ущільнень $\sigma_i = 210$ МПа. Значення розмахів максимальної інтенсивності умовних пружних напружень, що визначають індивідуальний ресурс для РВТ, при пуску з ГС складають 87,15 МПа (рис. 1.14) при температурі металу $t_m = 500$ °С і мають місце у осевій розточці ротору ВТ в зоні регулюючого ступеня (точка 1 на рис. 1.6).

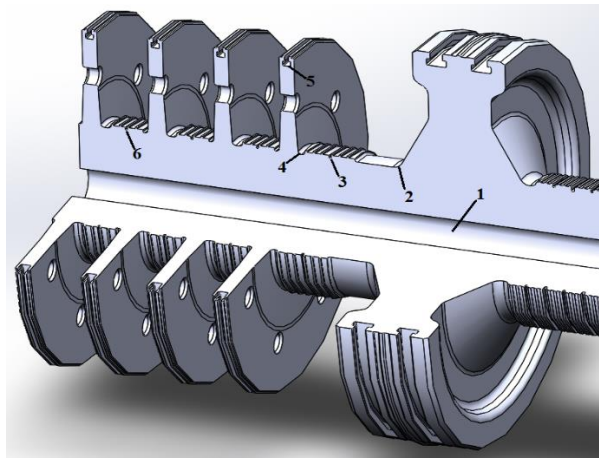
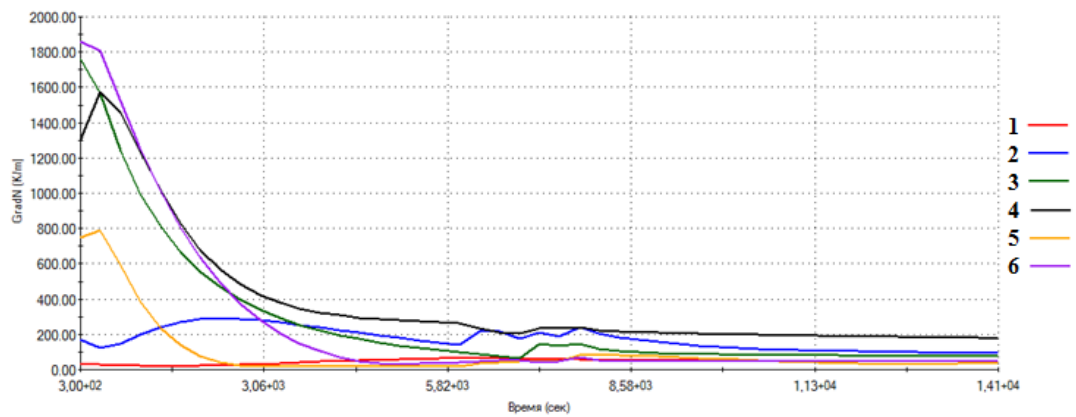
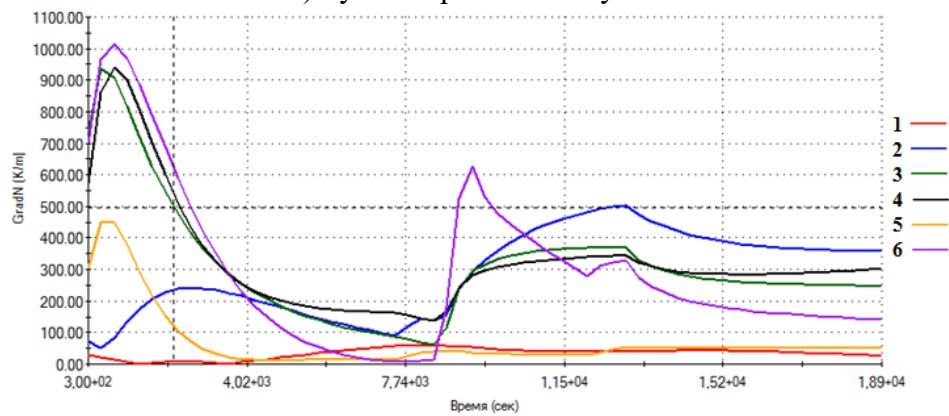


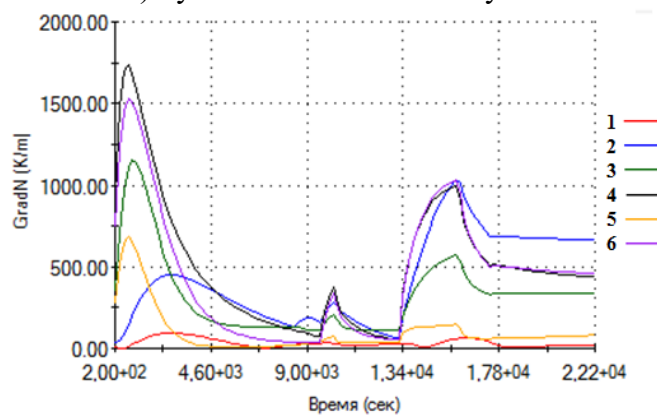
Рис. 1.7. Характерні перетини максимальних градієнтів температур для РВТ (ділянка 1)



а) пуск з гарячого стану ГС



б) пуск з нестиглого стану НС



в) пуск з холодного стану ХС

Рис. 1.8. Градієнти температур для РВТ (а - пуск з ГС; б - пуск з НС; в – пуск з ХС).

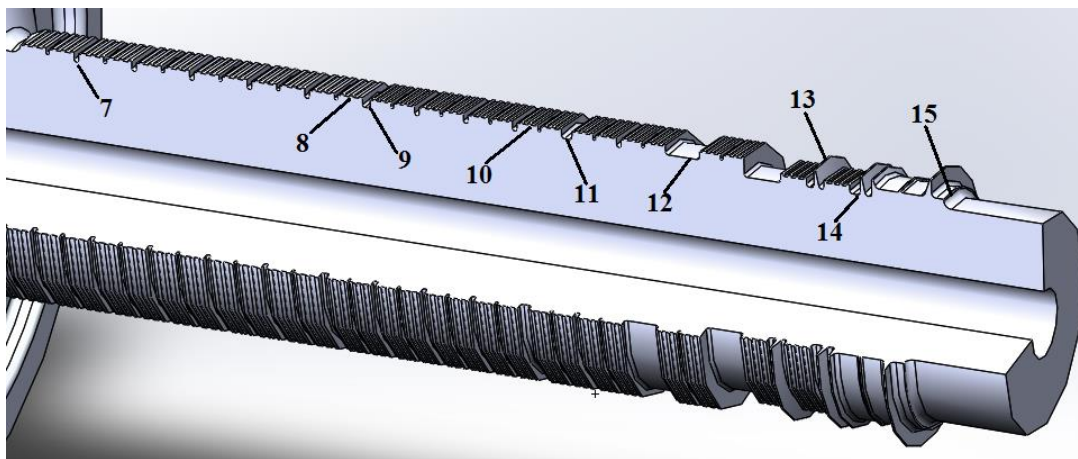
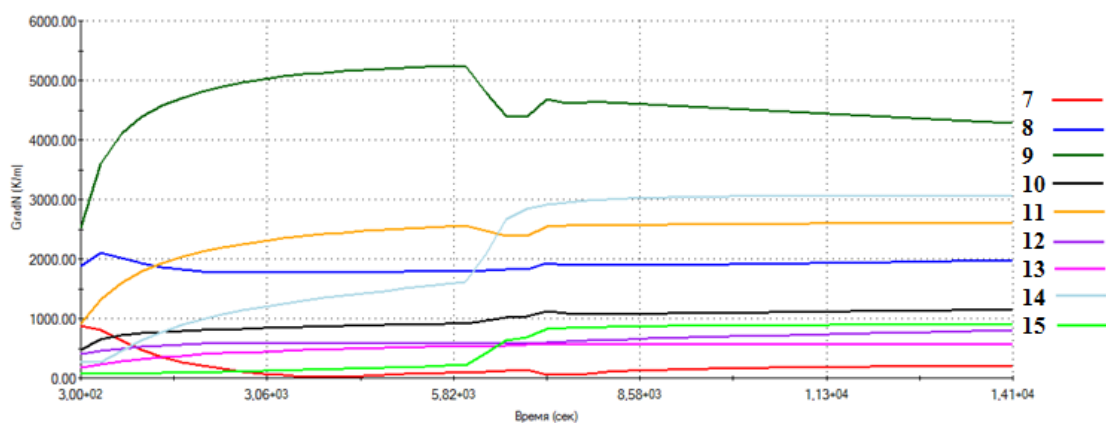
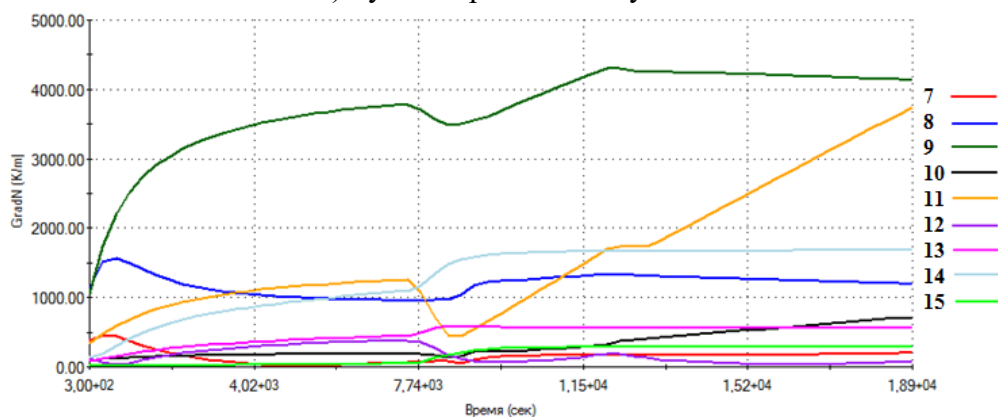


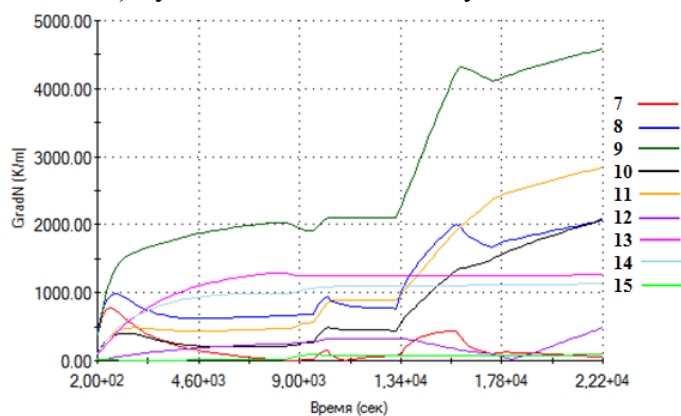
Рис. 1.9. Характерні перетини максимальних градієнтів температур для РВТ (ділянка 2).



а) пуск з гарячого стану ГС

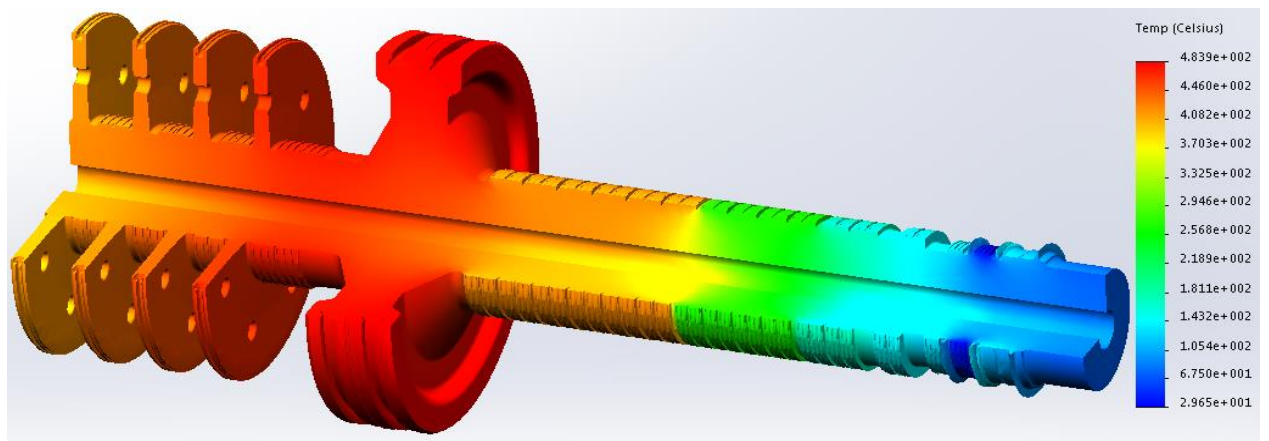


б) пуск з неостиглого стану НС НС

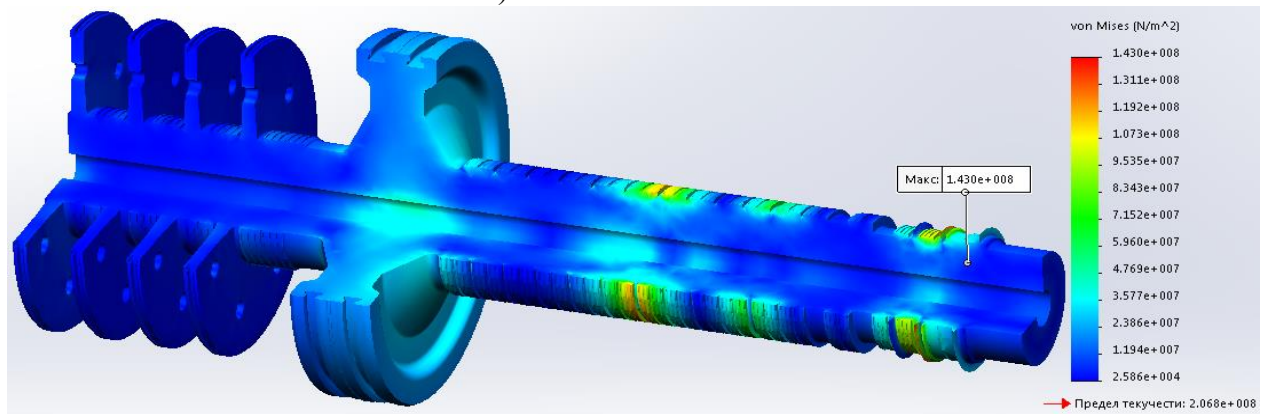


в) пуск з холодного стану ХС

Рис. 1.10. Градієнти температур для РВТ (а - пуск з ГС; а - пуск з НС; б – пуск з ХС).

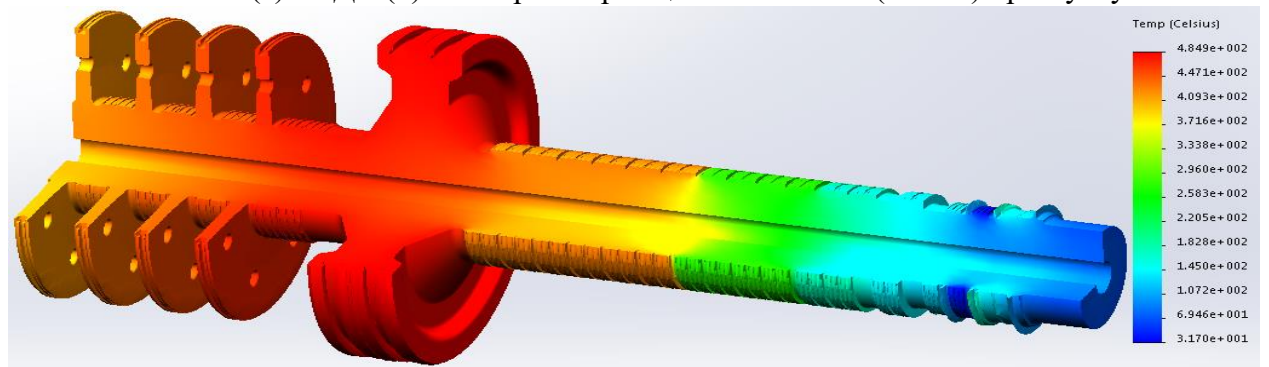


а) Тепловий стан РВТ

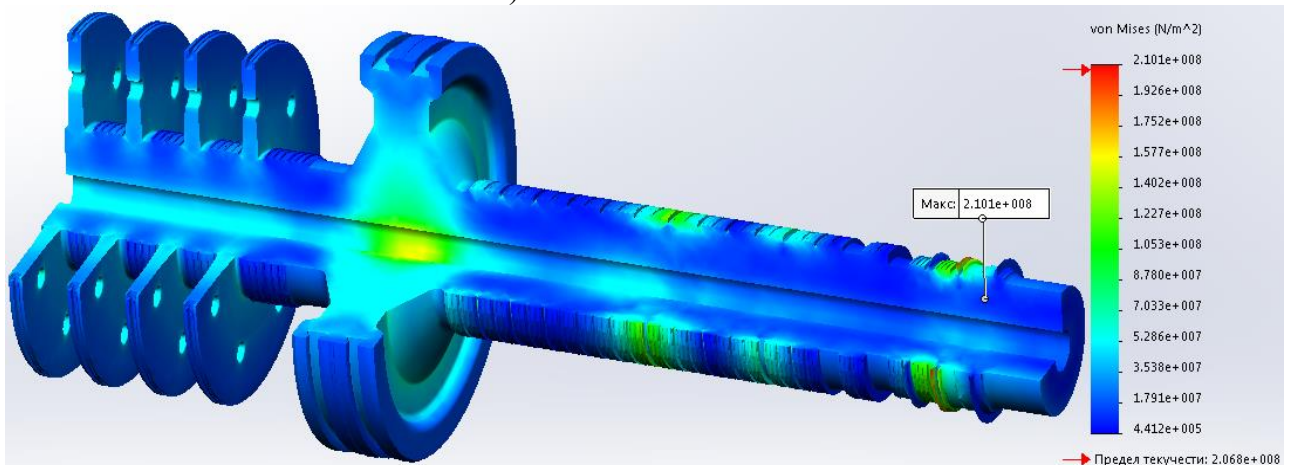


б) Напружено-деформований стан РВТ

Рис. 1.11. ТС (а) і НДС (б) РВТ при витримці на 500 об/хв. (6300 с) при пуску з ГС.

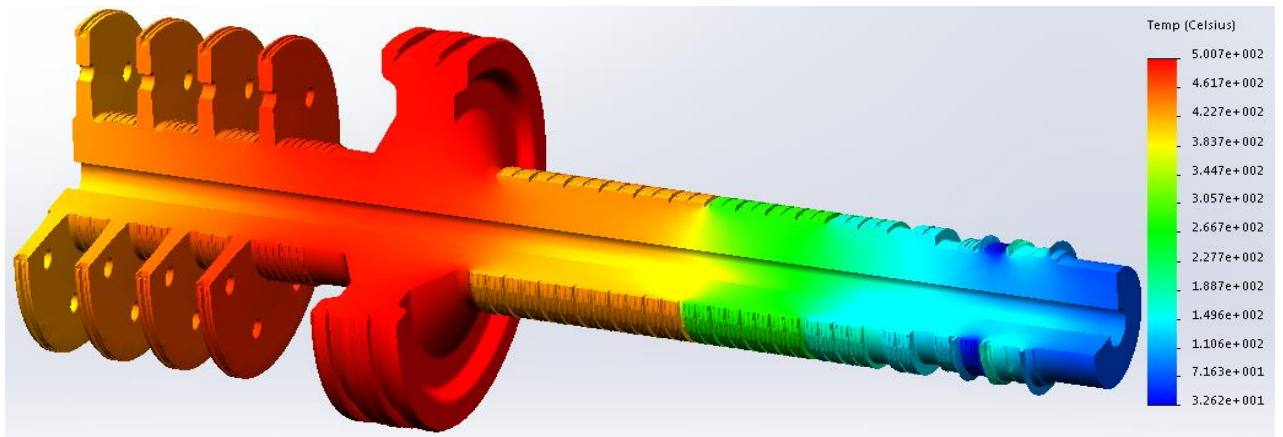


а) Тепловий стан РВТ

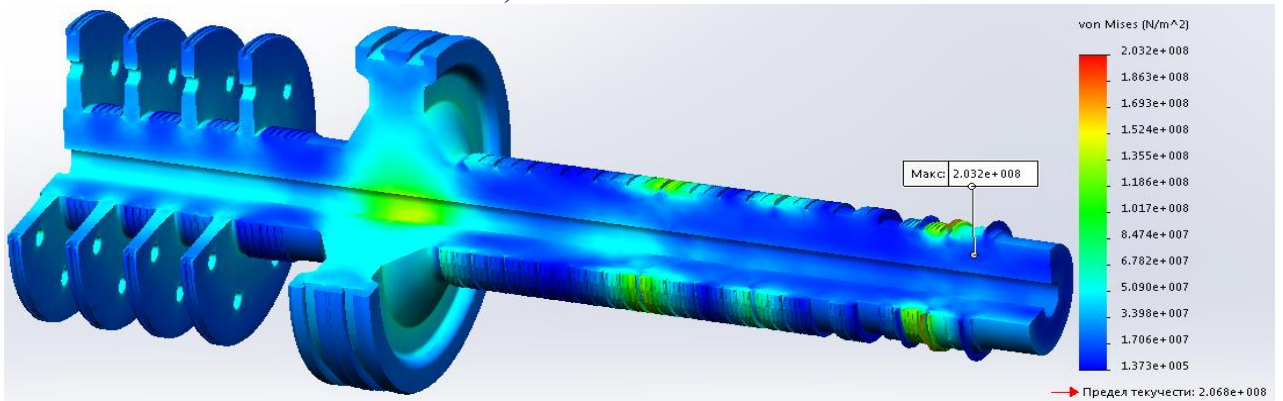


б) Напружено-деформований стан РВТ

Рис. 1.12. ТС (а) і НДС (б) РВД при виході на 3000 об/хв. (7200 с) при пуску з ГС.

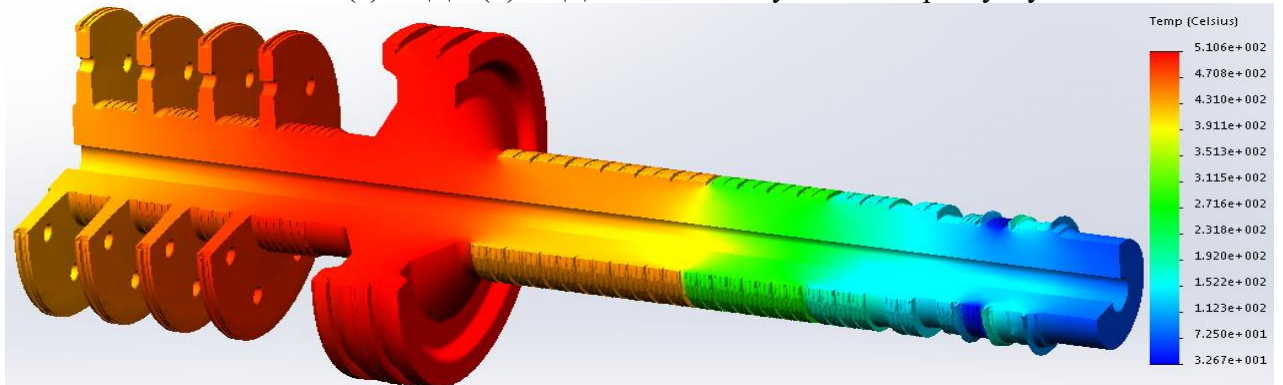


а) Тепловий стан РВД

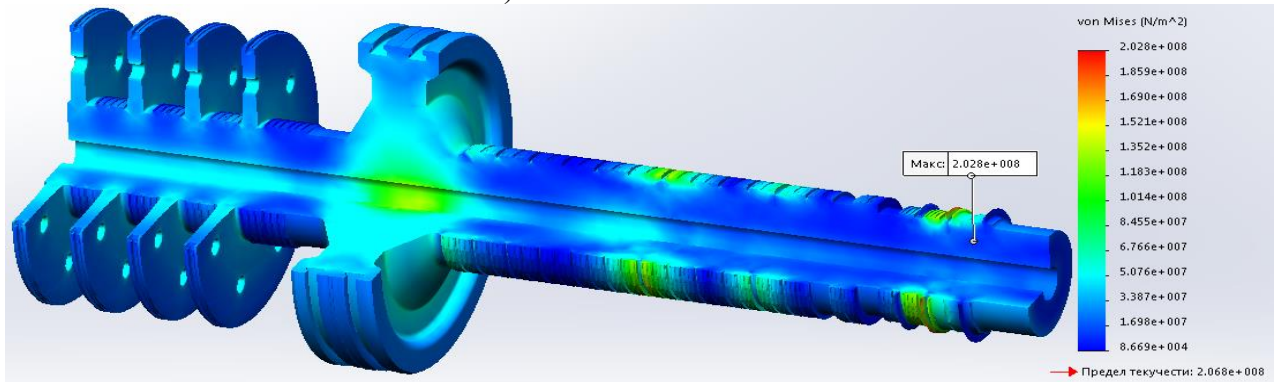


б) Напряжено-деформований стан РВД

Рис. 1.13. ТС (а) і НДС (б) РВД в момент часу 10800 с при пуску з ГС.



а) Тепловий стан РВД



б) Напряжено-деформований стан РВД

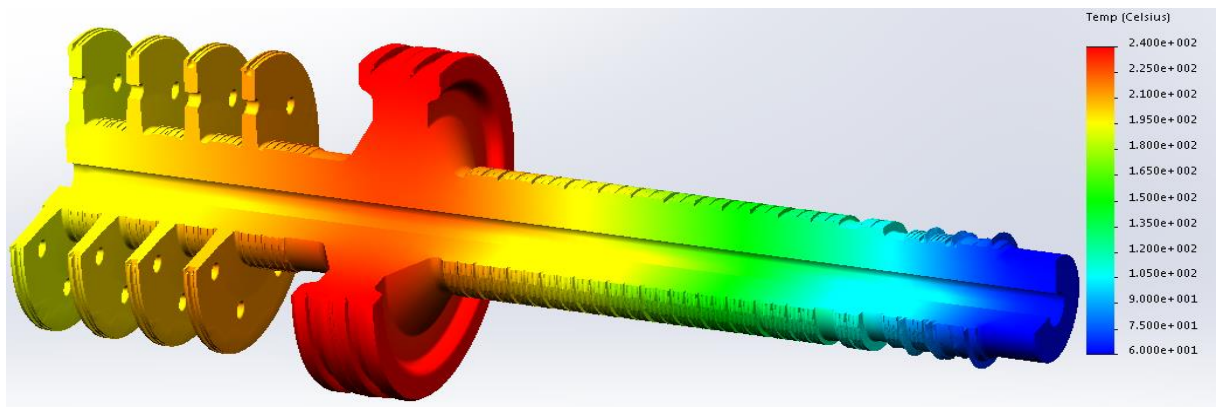
Рис. 1.14. ТС (а) і НДС (б) РВД при виході на потужність 100 МВт (14100 с) при пуску з ГС.

В результаті перепадів градієнтів температур для РВТ при пусках з неостиглого стану НС зони максимальної інтенсивності напружень з'являються як на осьовій розточці диска першого ступеня ($\sigma_i = 178$ МПа), так і в зоні передніх кінцевих ущільнень на межі першої та другої обойми ($\sigma_i = 154$ МПа) наприкінці терміну пуску (18900 с) (рис. 1.15-1.18). Тепловий стан РВТ в цей момент часу змінюється від 423-458 °С в зоні регулюючого ступеня і перших двох ступенів тиску до 136 °С в зоні третьої обойми передніх кінцевих ущільнень.

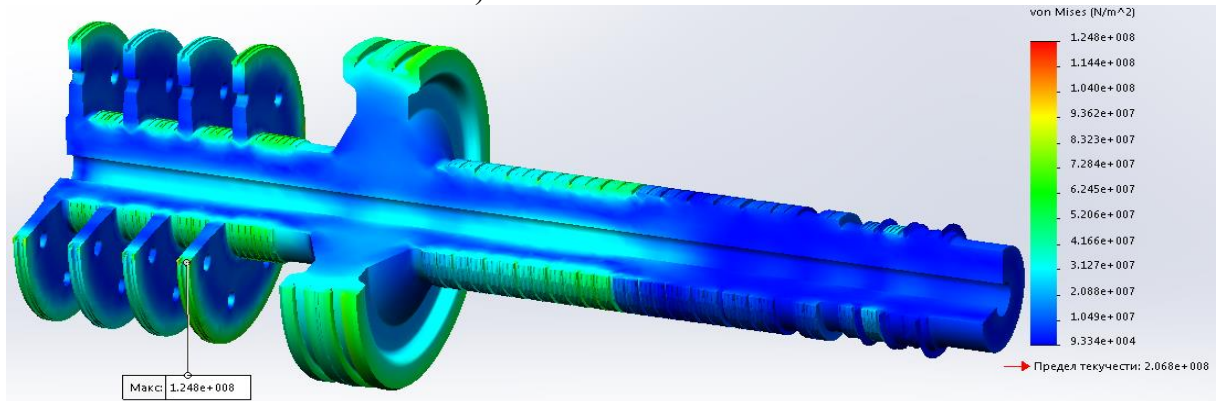
Для РВД при пусках з неостиглого стану по типу НС значний градієнт температур виникає в кінці режиму навантаження (18900 с), а також в моменти часу 9300 с і 12900 с. Великі значення інтенсивності умовних пружних напружень спостерігаються в зоні передніх кінцевих ущільнень ($\sigma_i = 77-154$ МПа) і в осьовому отворі в зоні першого ступеню ($\sigma_i = 133-178$ МПа) в кінці режиму навантаження (18900 с). Найбільші значення інтенсивності умовних пружних напружень мають місце в зоні осевого отвору першого двохвінцевого ступеня швидкості ($\sigma_i = 178$ МПа) в момент виходу на номінальний режим експлуатації з потужністю 100 МВт.

При пусках з холодного стану для РВТ найбільші значення інтенсивності умовних пружних напружень спостерігаються у осьовій розточці в зоні першого регулюючого двохвінцевого ступеня швидкості на рівні $\sigma_i = 124-250$ МПа і на валу в зоні передніх кінцевих ущільнень ($\sigma_i = 76-113$ МПа) (рис. 1.19-1.22). Тепловий стан РВТ при пусках по типу ХС міняються від 510 °С в зоні регулюючого та перших трьох нерегульованих ступенів до 137 °С в зоні третьої обойми передніх кінцевих ущільнень.

Значення максимальної інтенсивності умовних пружних напружень мають місце в зоні першого регулюючого двохвінцевого ступеня швидкості ($\sigma_i = 250$ МПа) в момент часу $\tau = 16000$ с і на рівні $\sigma_i = 197$ МПа при виході на номінальний режим роботи з потужністю 100 МВт в момент часу $\tau = 22200$ с. Інтенсивності умовних пружних напружень в теплових канавках передніх кінцевих ущільнень РВТ також значні та складають порядку $\sigma_i = 148-167$ МПа, що показано на фрагменті РВТ (см. рис. 1.22). Значення амплітуди максимальної інтенсивності умовних пружних напружень, що визначають індивідуальний ресурс для РВТ, при пуску з ХС становлять 135 МПа при температурі металу ротору $t_m = 500$ °С.

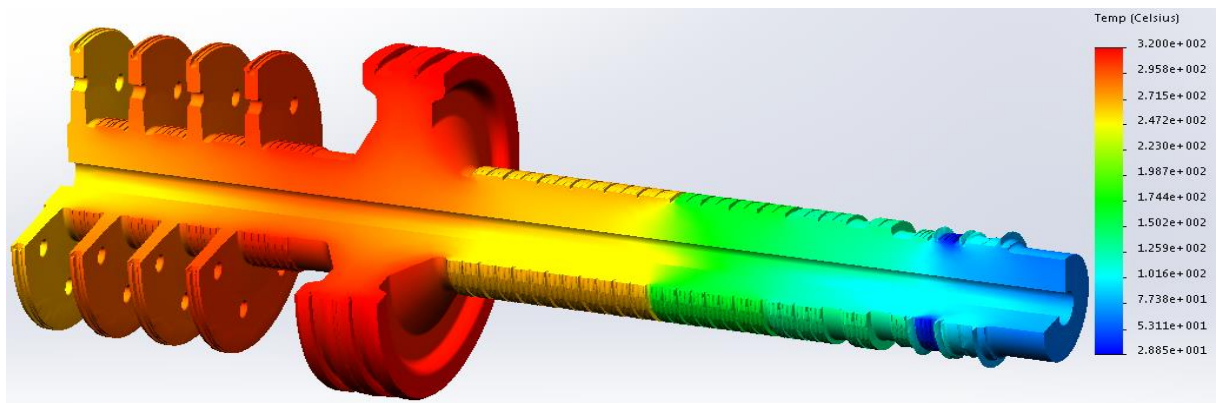


а) Тепловий стан РВД

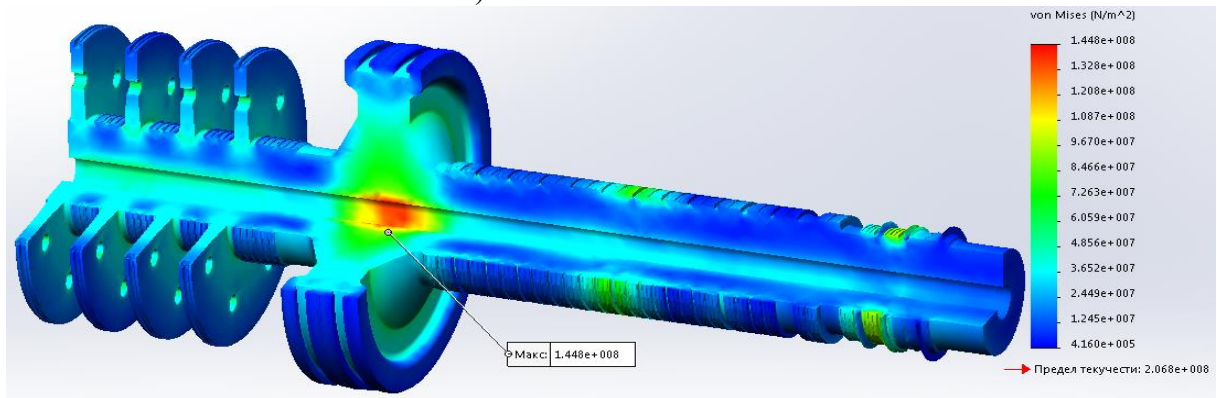


б) Напряжено-деформований стан РВД

Рис. 1.15. ТС (а) і НДС (б) РВД при 0 об/хв. (600 с) при пуску з НС.

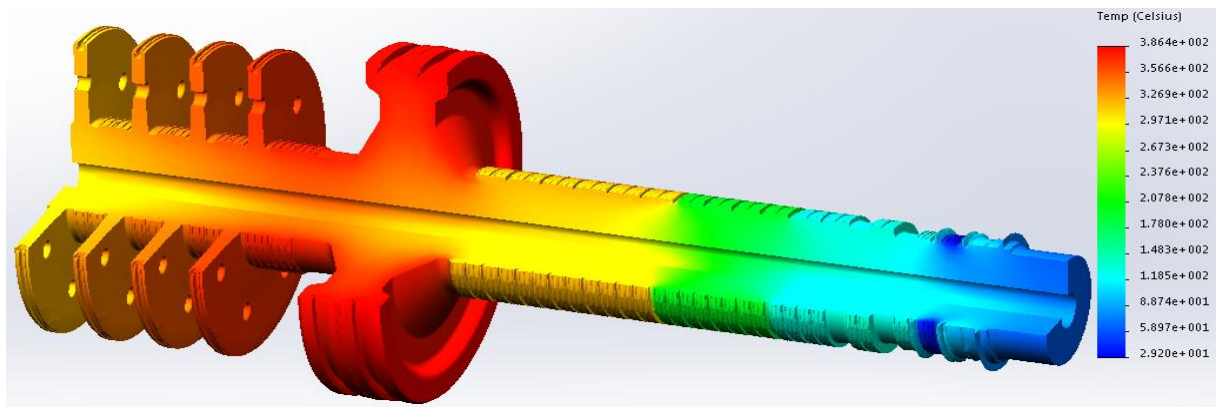


а) Тепловий стан РВД

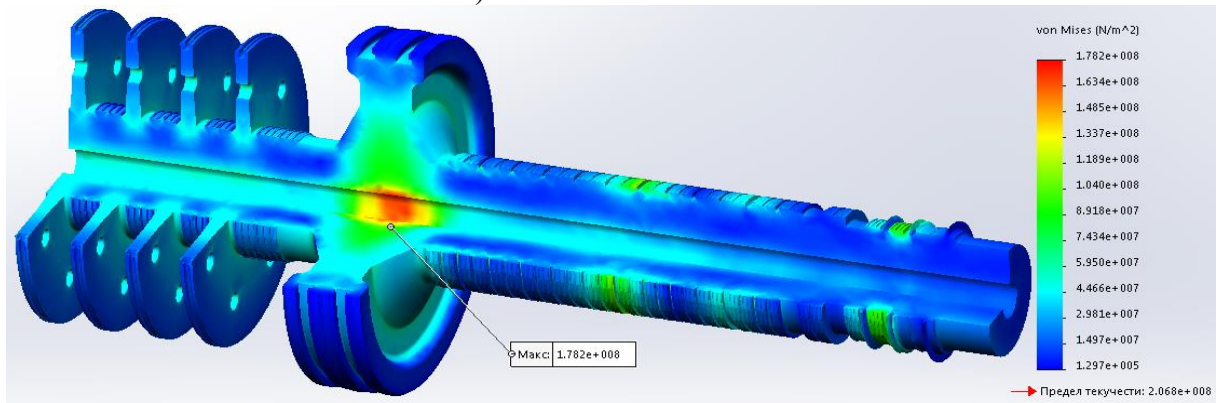


б) Напряжено-деформований стан РВД

Рис. 1.16. ТС (а) і НДС (б) РВД при виході на 3000 об/хв. (9300 с) при пуску з НС.

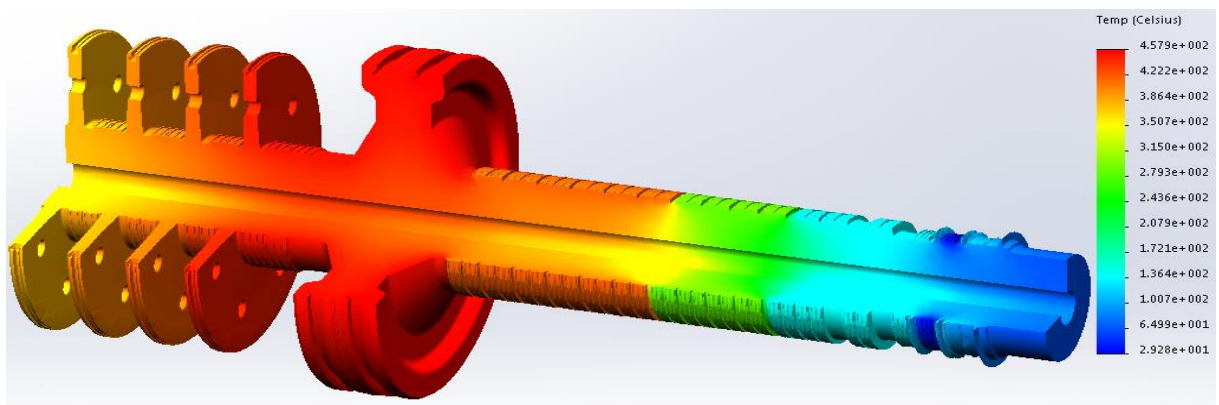


а) Тепловий стан РВТ

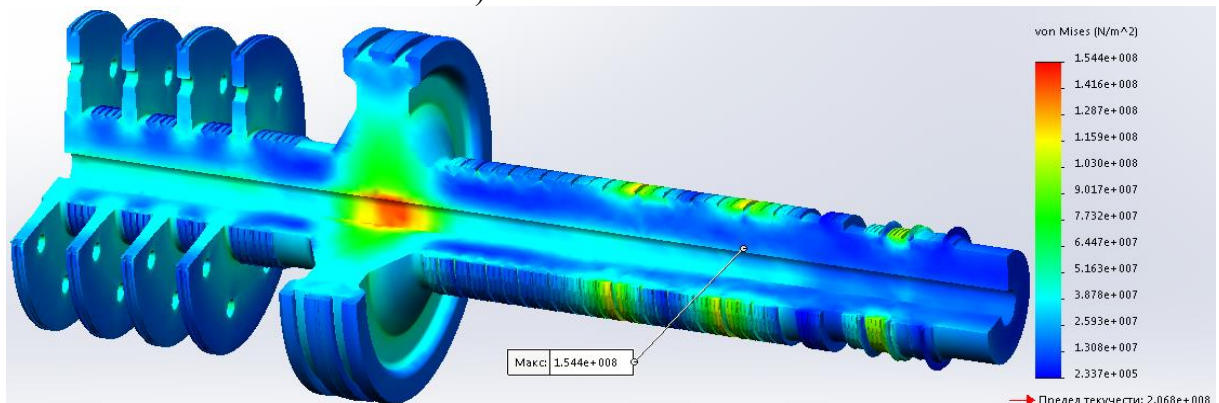


б) Напряжено-деформований стан РВТ

Рис. 1.17. ТС (а) і НДС (б) РВД в момент часу 12900 с при пуску з НС.

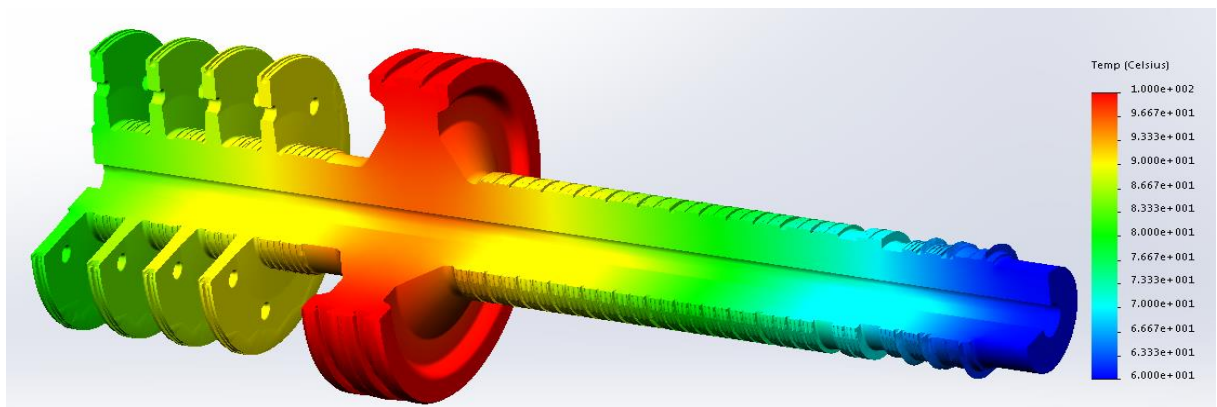


а) Тепловий стан РВТ

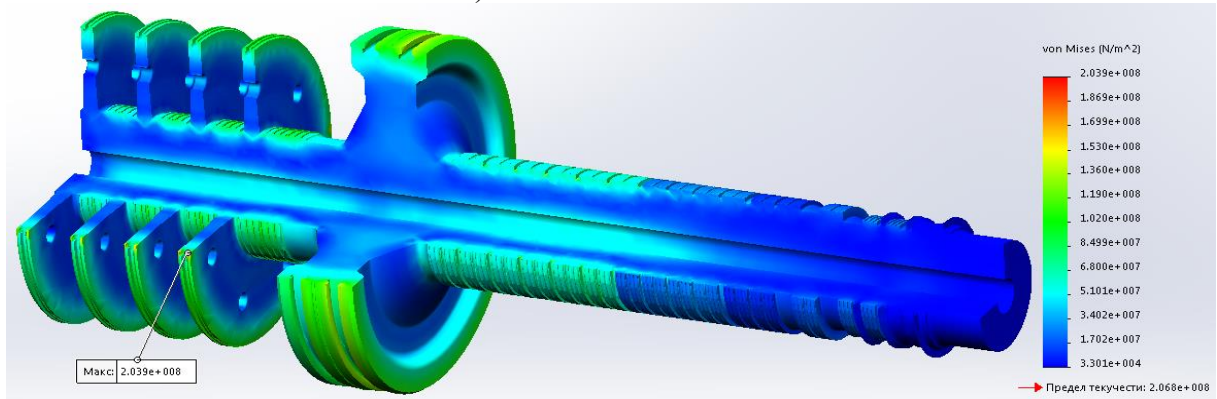


б) Напряжено-деформований стан РВТ

Рис. 1.18. ТС (а) і НДС (б) РВД при виході на номінальний режим (18900 с) при пуску з НС.

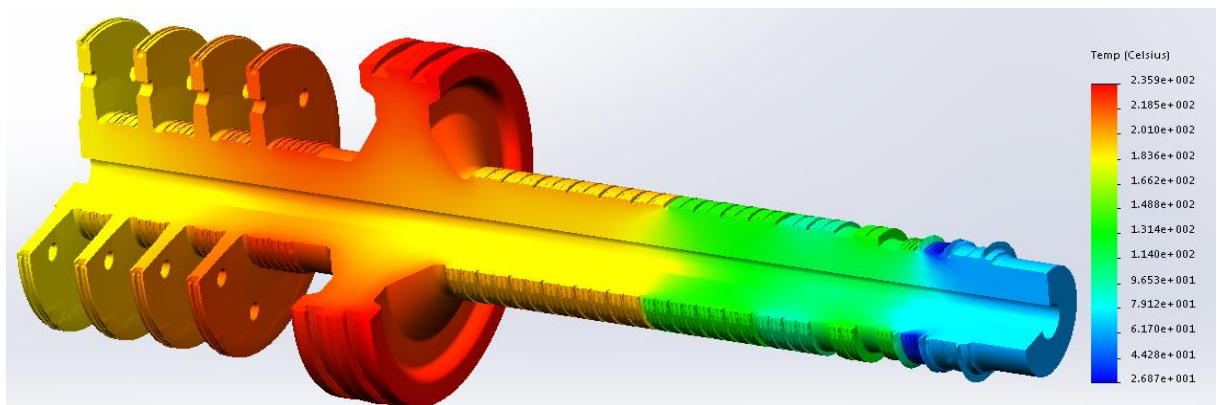


а) Тепловий стан РВТ

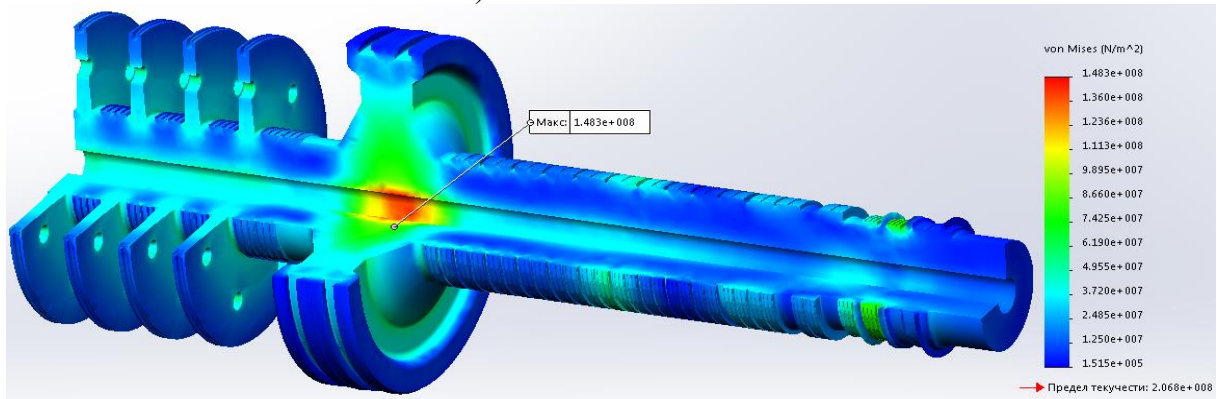


б) Напряжено-деформований стан РВТ

Рис. 1.19. ТС (а) і НДС (б) РВТ при 0 об/хв. (800 с) при пуску з ХС.

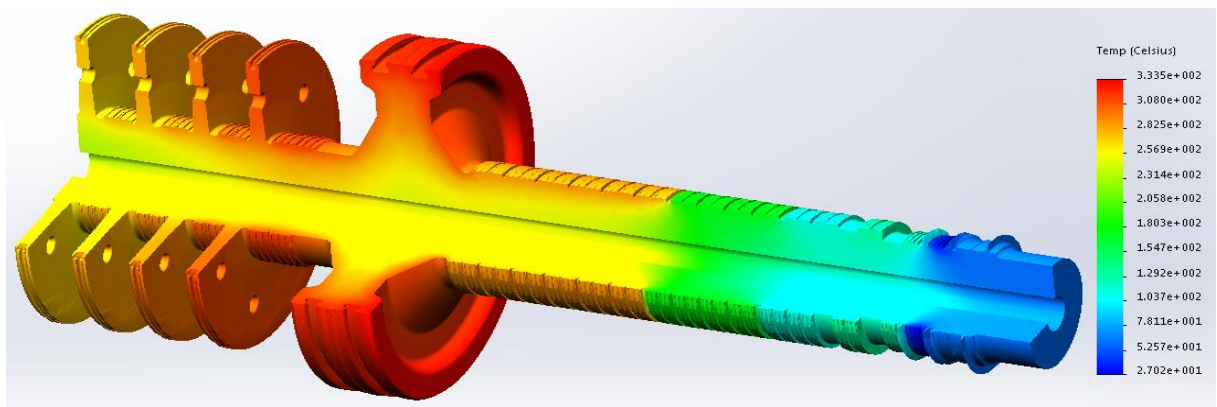


а) Тепловий стан РВТ

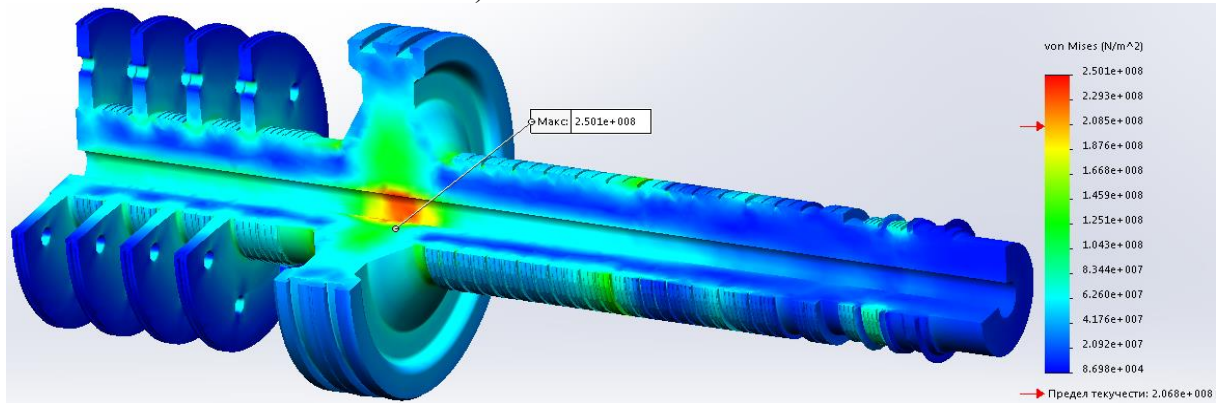


б) Напряжено-деформований стан РВТ

Рис. 1.20. ТС (а) і НДС (б) РВТ при виході на 3000 об/хв. (10200 с) при пуску з ХС.

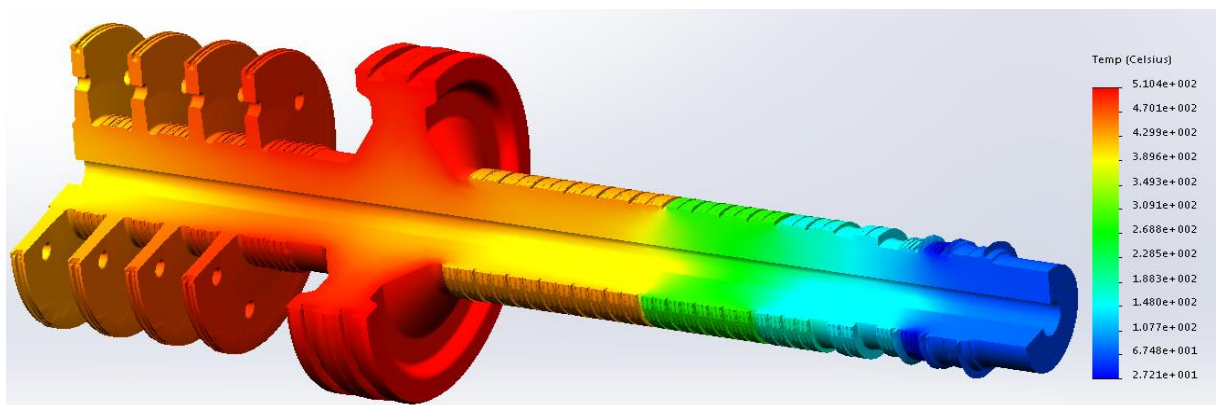


а) Тепловий стан РВТ

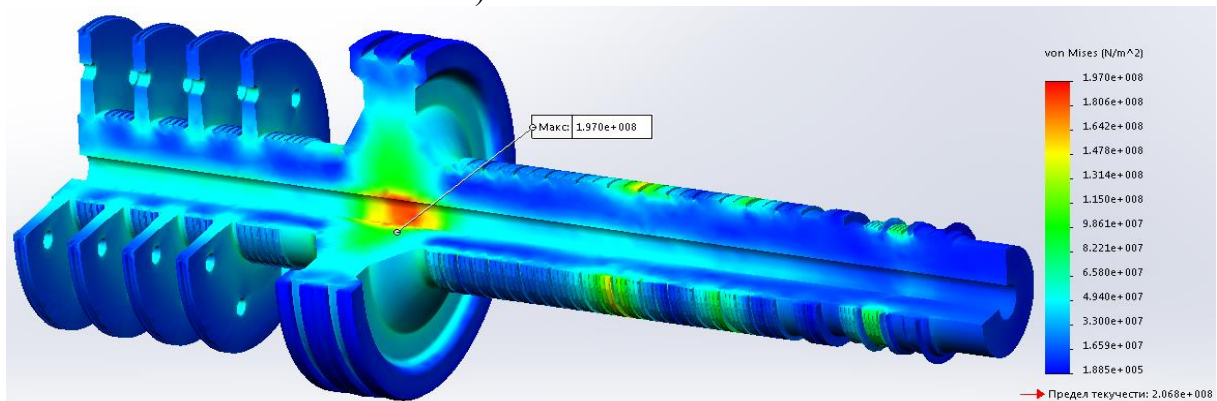


б) Напряжено-деформований стан РВТ

Рис. 1.21. ТС (а) і НДС (б) РВТ в момент часу 16000 с при пуску з ХС.



а) Тепловий стан РВТ



б) Напряжено-деформований стан РВТ

Рис. 1.22. ТС (а) і НДС (б) РВТ при виході на номінальний режим (22200 с) при пуску з ХС.

1.5 Оцінка малоциклової втоми, довготривалої міцності, пошкоджуваності основного металу та залишкового ресурсу елементів турбіни Т-100/120-130 ст. № 1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5»

На основі аналізу діючих навантажень (температурних, навантажень від тиску, відцентрових, сил реакції опор, тощо) і температурних полів, а також отриманих максимальних і мінімальних значень напружень при стаціонарних та змінних режимах роботи обрано найбільш навантажені області елементів турбіни, для яких виконується перевірочний розрахунок на малоциклову втомлюваність. Для ротору ВТ турбіни Т-100/120-130 ст. № 1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5», визначаючий ресурсні показники, рівень інтенсивності сумарних напружень має місце в зоні першої регулюючої двохвінцевої ступені швидкості, на ободі дисків в зоні хвостових лопаток, а також в області теплових канавок передніх кінцевих ущільнень ротору.

Розрахунок на малоциклову втомлюваність виконано з використанням методу Найбера по амплітудах інтенсивності місцевих пружно-пластичних деформацій при розрахунковій температурі в цій області [27, 56]. За розрахункову температуру t_i приймається максимальна температура у вузлі, що розглядається $t_{i \max}$ і дорівнює температурі при номінальному режимі експлуатації.

Амплітуда інтенсивності деформації згідно [25, 37] визначалась за значеннями інтенсивності деформації на протязі циклу навантаження (початковий стан – навантаження – номінальний режим – розвантаження – початковий стан) з використанням формули

$$\varepsilon_a = \frac{1}{2} \left(\varepsilon_{i \max} - \varepsilon_{i \min} \right), \quad (1.22)$$

де $\varepsilon_{i \max}$, $\varepsilon_{i \min}$ - максимальне і мінімальне значення інтенсивності деформації в циклі навантаження.

Число циклів навантаження до появи тріщини визначалось за експериментальними кривими малоциклової втомлюваності, що отримані за результатами випробувань зразків на розтяг-стиснення при жорсткому симетричному циклі і постійній температурі (ГОСТ 25.502-79). Допустиме число циклів приймалось за експериментальними кривими [25, 37] меншим з двох значень

$$N_D = \min \left\{ \frac{N_1}{n_N}; N_2 \right\}, \quad (1.23)$$

де N_1 , N_2 - число циклів навантаження, що відповідають на кривих мало

циклової втомлюваності амплітудам $\varepsilon_{a.pr.}$ і $n_\varepsilon \cdot \varepsilon_{a.pr.}$ відповідно;

n_N, n_ε – коефіцієнт запасу міцності по числу циклів і деформації;

$\varepsilon_{a.pr.}$ – приведена до симетричного циклу навантаження амплітуда інтенсивності деформації з врахуванням ефективного коефіцієнту інтенсивності напружень $\overline{K_T}$.

Приведена до симетричного циклу навантаження амплітуда інтенсивності деформації розраховується по формулі:

$$\varepsilon_{a.pr.} = \frac{1+\nu}{1,5E} (C\sigma_a + \sigma_{-1} - \sigma_N), \quad (1.24)$$

$$C = \begin{cases} 1, & \text{при } N \leq 10^4; \\ \frac{\overline{K_T}}{K_T}, & \text{при } N|_{C=1} > 10^4; \end{cases} \quad \sigma_N = \frac{\sigma_{-1}}{1 + \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_B} \frac{1+r}{1-r}}; \quad \sigma_a = \frac{(\sigma_{\max} + \sigma_{\min})}{2},$$

де $\overline{K_T} = 1 + p(K_T - 1)$;

σ_{-1} - межа втомлюваності сталі при симетричному навантаженні;

r - коефіцієнт асиметрії циклу навантаження;

p - коефіцієнт чутливості матеріалу до концентрації напружень.

При підвищених температурах, коли проявляється повзучість матеріалу при номінальному режимі експлуатації, допустиме число циклів знаходиться так

$$N_d = \left[1 - \left| \frac{1,25\sigma^c}{\sigma_{d.п.}} \right|^q \right] \min \left\{ \frac{N_1}{n_N}; N_2 \right\}, \quad (1.25)$$

де σ^c - інтенсивність напружень в точці, що розглядається за сталої повзучості; $\sigma_{d.п.}$ - межа довготривалої міцності для моменту часу, визначеного заданими технічними умовами;

q - показник степені в рівнянні довготривалої міцності ($t = B\sigma^{-q}$) в інтервалі $1 \div 2 \cdot 10^5$ год. експлуатації [37].

Приведена до симетричного ізотермічного циклу навантаження при розрахунковій температурі амплітуда інтенсивності деформацій визначалася за формулою

$$\varepsilon_{a.pr.} = \frac{1+\nu}{1,5E} (C\sigma_a + \min\{\sigma_{-1}; \sigma_{d.п.}\} - \min\{\sigma_N; \sigma_N^c\}), \quad (1.26)$$

$$\sigma_N^c = \begin{cases} \min \left\{ \frac{\sigma_a \sigma_{д.п.}(T_1)}{|\sigma_{\max}|}, \frac{\sigma_a \sigma_{д.п.}(T_2)}{|\sigma_{\max} - 2\sigma_a|} \right\}, & \text{при } \sigma_a < \bar{\sigma}_{0,2}^y \\ \min \{ \sigma_{д.п.}(T_1); \sigma_{д.п.}(T_2) \}, & \text{при } \sigma_a > \bar{\sigma}_{0,2}^y \end{cases}$$

де σ_N^c – межа втомлюваності сталі при несиметричному навантаженні і

при сталій повзучості; σ_a - амплітуда інтенсивності напружень в розрахунковій точці деталі, $\sigma_{д.п.}(T_1)$, $\sigma_{д.п.}(T_2)$ - межі довготривалої міцності за строк експлуатації, що відповідають температурі T_1 і T_2 ;

σ_{\max} - максимальне напруження в циклі.

Сумарна пошкоджуваність Π' , накопичена в металі роторів, від сумісної дії повзучості для різних типів сталих режимів q' і циклічних навантажень для різних типів змінних режимів k' визначається за формулою [27, 35, 36, 40-42]:

$$\Pi' = \Pi'_{ст} + \Pi'_{ц} = \sum_{j=1}^{q'} \frac{t'_j}{t'_{pj}} + \sum_{l=1}^{k'} \frac{n'_l}{N'_{pl}}, \quad (1.27)$$

де $\Pi'_{ст}$, $\Pi'_{ц}$, - статична та циклічна пошкоджуваність, накопичена в досліджуваній зоні ротору на момент оцінки продовження строку експлуатації;

t'_j - час роботи на j -ому сталому режимі за температури металу T'_j і еквівалентних місцевих напружень повзучості $(\sigma'_{эj})_{\max}$;

t'_{pj} - час до настання граничного стану під дією еквівалентних місцевих напружень повзучості $(\sigma'_{эj})_{\max}$ 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 $(\sigma'_{эj})_{\max}$;

k' – число різних типів циклів, на момент оцінки, з різними амплітудами приведеної інтенсивності напружень $\Delta\sigma'$, або амплітуд деформацій ε'_{al} .

Штрихом відмічені всі величини, що стосуються попереднього до аналізу періоду експлуатації.

Якщо за даними електростанції не відоме розподілення пусків за типами,

а лише відоме їх загальне число n за час до моменту оцінки, то накопичена циклічна пошкоджувальність Π'_c визначається в запас по спрощеній формулі:

$$\Pi'_c = n / N_p, \quad (1.28)$$

де N_p - число циклів до появи втомної тріщини, що відповідає найбільш жорсткому режиму (режиму з максимальною амплітудою деформації ε_a).

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

$$[\tau]_{\text{ост}} = \frac{1 - \Pi'}{\Pi''_r}, \quad (1.29)$$

де Π''_r - прогнозована на наступний за оцінкою період експлуатації осереднена річна пошкоджувальність (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. Двома штрихами відмічені всі величини, що відносяться до періоду експлуатації після проведення оцінки і продовження ресурсу.

Прогнозований залишковий строк експлуатації високотемпературного обладнання парових турбін визначається за формулою

$$[\tau]_{\text{ост}} = \frac{1}{\Pi'}. \quad (1.30)$$

При розрахунках на малоциклову втомлюваність в роторі ВТ за результатами розрахунків напружено-деформованого стану досліджувались наступні зони: 1 – хвостові кріплення першого вінця регулюючого ступеню (РС); 2 – осьовий отвір ротора ВТ в зоні РС; 3 – галтель перед регулюючим ступенем зі сторони передніх кінцевих ущільнень; 4 – термічні компенсаційні канавки диска № 1 зі сторони першої нерегульованої ступені; 5 – зона між останнім ущільненням першої обойми та першим ущільненням другої обойми передніх кінцевих ущільнень; 6 – коробка ущільнень в області присосів повітря. Ці вузли представлені на рис. 1.23.

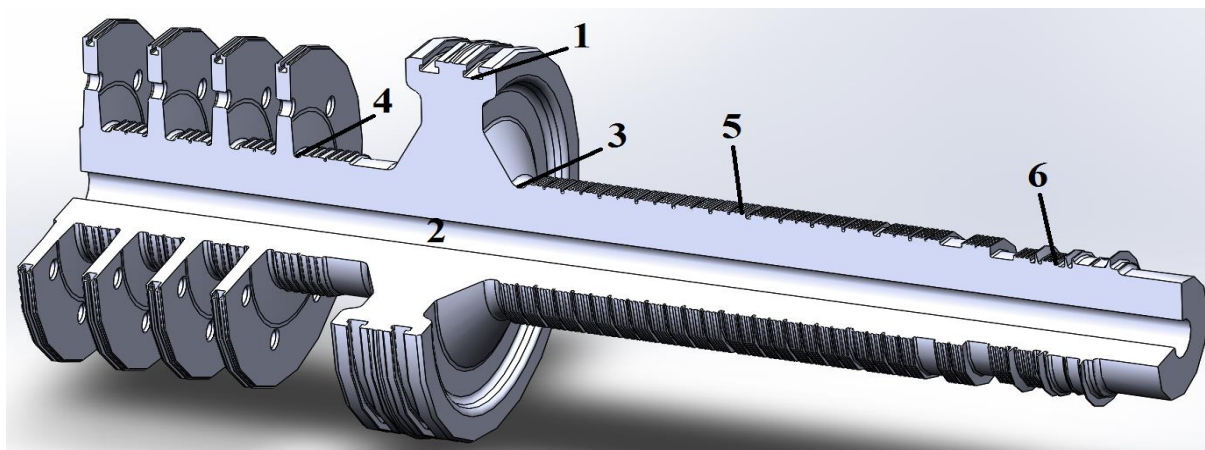


Рис. 1.23. Характерні вузли ротора ВТ при дослідженні на малоциклову втому

В досліджуваних вузлах розраховано інтенсивності умовних пружних напружень, головні напруження на протязі всього терміну пуску для всіх типів пусків. Будувались графіки динаміки зміни інтенсивності умовних пружних напружень, по осі ординат відкладалися інтенсивності напружень, а по осі абсцис – час пуску з різних теплових станів (рис. 1.24, 3.2-3.10).

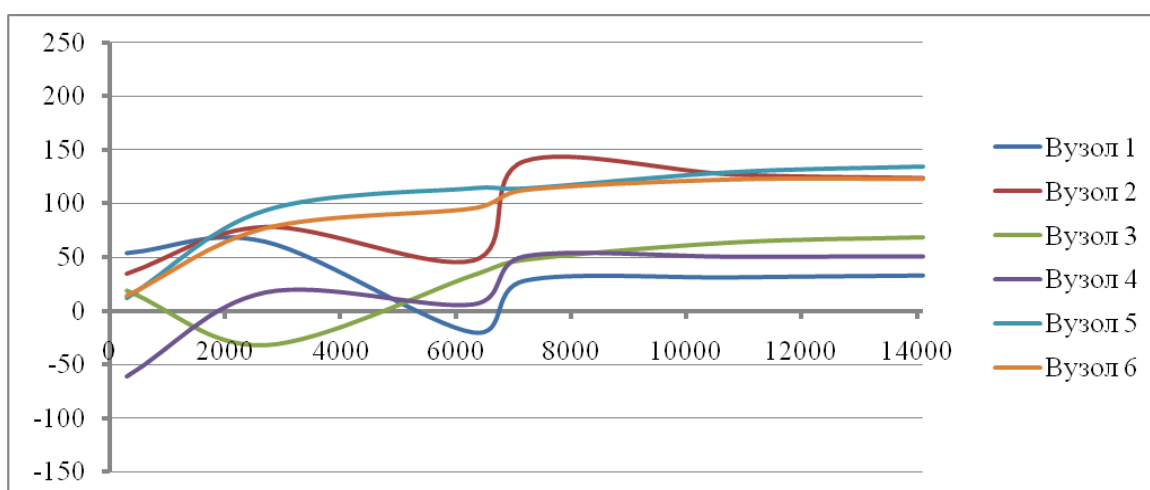


Рис. 1.24. Інтенсивності умовних пружних напружень при пуску з ГС

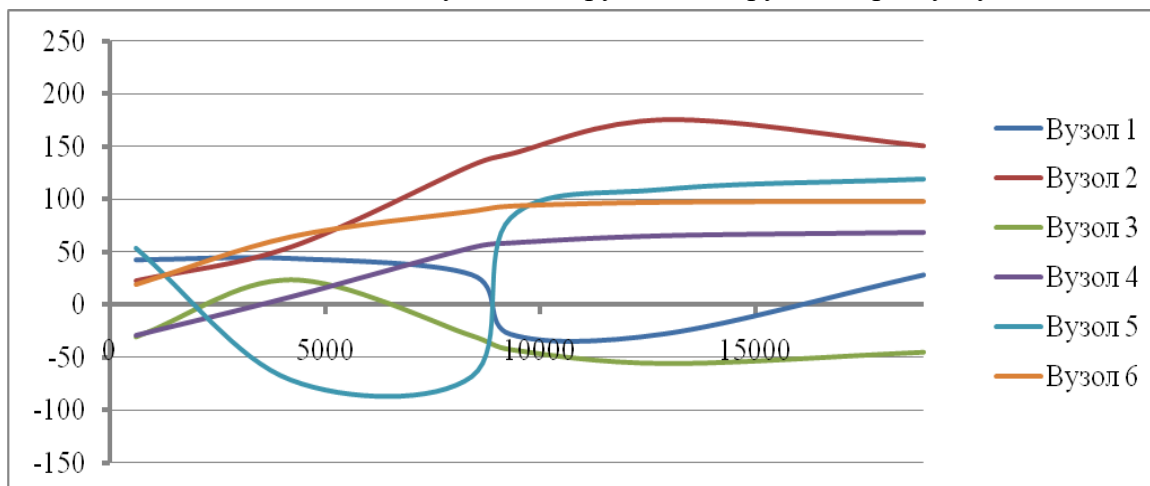


Рис. 1.25. Інтенсивності умовних пружних напружень при пуску з НС

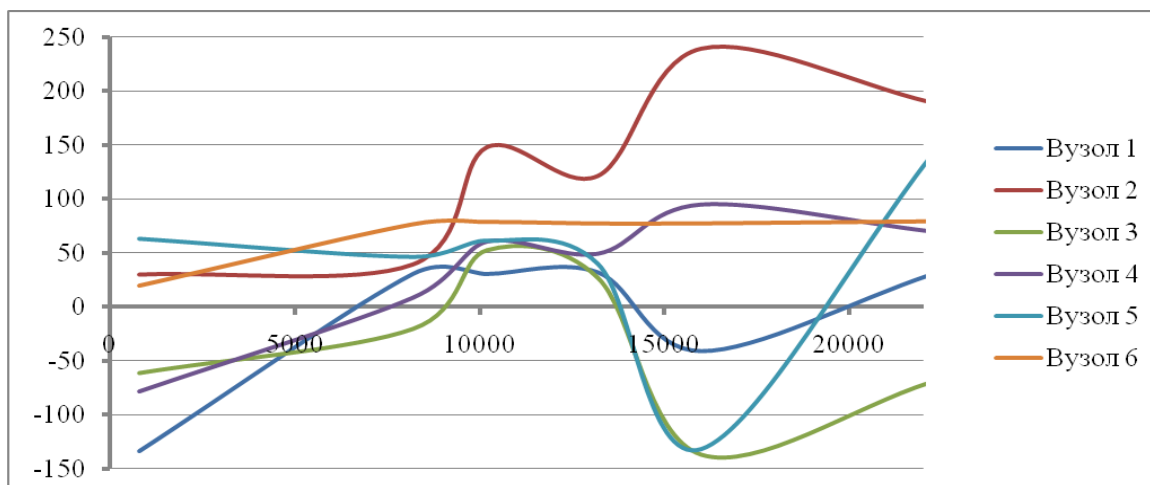


Рис. 1.26. Інтенсивності умовних пружних напружень при пуску з ХС

За графіками визначалися часові точки, де розмах інтенсивності умовних пружних напружень був максимальним. Ці точки використовувались для визначення пошкоджуваності від малоциклової втоми ротору ВТ для пускових режимів з гарячого, неостиглого і холодного станів по типу ГС, НС, ХС (табл.1.6-1.8).

Таблиця 1.6 - Розрахункова оцінка малоциклової втоми металу РВТ турбіни Т-100/120-130 ст. № 1 ПАО «Харківська ТЕЦ-5» при пуску з ХС

	σ_a , МПа	$t_{ном}$, С	E, ГПа	r	σ_B , МПа	σ_{-1} , МПа	σ_N , МПа	$\epsilon_{a.пр.}$, %	Nдоп
1	83,15	511	179	-1	549	411,75	411,75	0,03964	>10000
2	135	500	180	-0,1264	551	413,25	261,275	0,13605	1360
3	94,7	506	179,6	-1	550	412,5	412,5	0,04499	>10000
4	86,4	493	181	-0,8305	552	414	387,117	0,05341	>10000
5	135,35	436	186	-0,9475	558	418,5	410,203	0,0659	>10000
6	49,25	34	214	-0,2421	646	484,5	332,392	0,08029	>10000

Таблиця 1.7 - Розрахункова оцінка малоциклової втоми металу РВТ турбіни Т-100/120-130 ст. № 1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5» при пуску з НС

	σ_a , МПа	$t_{ном}$, С	E, ГПа	r	σ_B , МПа	σ_{-1} , МПа	σ_N , МПа	$\epsilon_{a.пр.}$, %	Nдоп
1	36,2	511	179	-0,6417	549	411,75	353,836	0,04487	>10000
2	98,85	500	180	-0,1271	551	413,25	261,418	0,11884	1840
3	40,15	506	179,6	-1	550	412,5	412,5	0,01908	>10000
4	49	493	181	-0,4224	552	414	317,341	0,06867	>10000
5	95,4	436	186	-0,5927	558	418,5	351,142	0,07467	>10000
6	58,25	34	214	-0,1912	646	484,5	321,025	0,08841	>10000

Таблиця 1.8 - Розрахункова оцінка малоциклової втоми металу РВТ турбіни Т-100/120-130 ст. № 1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5» при пуску з ГС

	σ_a , МПа	$t_{ном}$, °C	E, ГПа	r	σ_B , МПа	σ_{-1} , МПа	σ_N , МПа	$\varepsilon_{a.пр.}$, %	N _{доп}
1	41,95	511	179	-0,3089	549	411,75	294,948	0,07568	>10000
2	87,15	500	180	-0,2495	551	413,25	284,899	0,10216	3040
3	50,6	506	179,6	-0,4688	550	412,5	324,485	0,06586	>10000
4	56	493	181	-1	552	414	414	0,0264	>10000
5	72,9	436	186	-0,0856	558	418,5	256,483	0,10778	>10000
6	68,7	34	214	-0,1144	646	484,5	303,558	0,09955	>10000

В розрахунках на малоциклову втому приймалися в відповідності з рекомендаціями РТМ [25, 37] коефіцієнти запасу по числу циклів $n_N=5$ і по деформаціях $n_\varepsilon=1,5$. Отримано допустиме число циклів навантаження до появи втомної тріщини N_d . Розрахунки проведені для пускових режимів з гарячого, неостиглого і холодного станів по типу ГС, НС, ХС. Результати розрахунків для РВТ представлено в таблиці 1.9.

Таблиця 1.9 - Розрахункова оцінка малоциклової втоми металу РВТ турбіни Т-100/120-130 ст. № 1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5»

Тип пуску турбіни	Температура по товщині РВТ t_{max} , °C	Інтенсивність напружень, σ_i , 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 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5» станом на 17.06.16 напрацювання енергоблока № 1 складає 201150 год. і 802 пуски з різних теплових станів. Пусків з холодного стану для енергоблока ст.№ 1 по даних ПАТ «Харківська ТЕЦ-5» було проведено 110, пусків з неостиглого стану 142, а пусків з гарячого стану 550.

З врахуванням оцінки малоциклової втоми металу РВТ парової турбіни Т-100/120-130 ст. № 1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5» (табл. 1.9.) розрахункова оцінка пошкоджуваності, залишкового допустимого напрацювання в роках і індивідуального ресурсу ротору ВТ згідно рекомендаціях РТМ і РД [25, 27 40, 42] представлена в таблиці 1.10.

Необхідно при визначенні залишкового ресурсу роторів мати на увазі, що оцінка короткочасної статичної міцності роторів виконується за номінальним напруженням від відцентрових (ВЦС) сил без урахування температурних напружень і їх концентрації $\sigma_{\text{imax}} = \sigma_{\text{ВЦС}}$, а також за максимальним значенням номінального еквівалентного напруження σ_e згідно рекомендацій [25, 27, 40, 42]. Коефіцієнт запасу по межі текучості матеріалу суцільно кованих роторів σ_{02}^B при розрахунковій температурі t на стаціонарному режимі повинен задовольняти умові $n'_T, n''_T \geq 1,6$.

Якщо за даними, що надані електростанцією, неможливо точно встановити кількість різних типів пусків у зв'язку з відсутністю статистики пусків з різних теплових станів, а достовірно відомо лише їх загальна кількість $n_{\text{общ}}$ за час експлуатації, то циклічна пошкоджуваність визначається в запас по спрощеній формулі відповідно до рекомендацій [25, 27, 40, 42]. При цьому в формулі приймається число циклів до появи тріщини $[N_{\text{min}}]$, яке відповідає найбільш жорсткому типу пуску з максимальною амплітудою інтенсивності деформації в досліджуваній зоні. Отриману розрахункову оцінку пошкоджуваності, залишкового напрацювання в роках та індивідуального ресурсу по спрощеній формулі можна розглядати як максимально низький прогноз індивідуального ресурсу для елементів парової турбіни Т-100/120-130 ст. № 1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5» (таб.1.10. пункти 15-20).

Варто також мати на увазі, що реальні значення пошкоджуваності можуть мати тенденцію до зниження з наступних причин:

- зупинки з примусовим розхолоджуванням можуть збільшувати амплітуду інтенсивності напружень;
- при напрацюваннях обладнання понад 200 тис. год. має місце певна деградація властивостей металу;
- відхилення реальних пускових графіків від графіків, визначених інструкцією по експлуатації, за рахунок впливу людського фактору;
- відсутність повних даних про реальний стан металу роторів в даний момент експлуатації.

Таким чином, розрахунковий ресурс металу РВТ турбоагрегату Т-100/120-130 ст. № 1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5» вичерпаний на 69 %. Циклічна пошкоджуваність, яка визначається в запас за спрощеною формулою згідно рекомендацій [25, 40], становить для РВТ 59%. Допустиме додаткове розрахункове число пусків для РВТ складе близько 558 пусків в самому консервативному варіанті, коли в розрахунку використано мінімальну допустиму кількість пусків 1360 при пуску з холодного стану (п.5 таб.1.10).

Таблиця 1.10 - Розрахункова оцінка пошкоджуваності, залишкового напрацювання та індивідуального ресурсу РВТ енергоблока № 1 ПАТ «Харківська ТЕЦ 5»

№п/п	Найменування	Формула	Значення
1.	Температура металу	$t, ^\circ\text{C}$	508
2.	Інтенсивність напружень	$\sigma_{\text{імах}}, \text{МПа}$	102,8
3.	Межа текучості	$\sigma_{02}^B, \text{МПа}$	551
4.	Запас міцності $\sigma_{\text{імах}}$	$n'_T = \sigma_{02}^B / \sigma_{\text{імах}}$	5,36
5.	Допустиме число циклів за різними видами пусків	$[N_{\text{pl}}] n^{\text{РВД}}_{\text{HC}} = 142$	1840
		$[N_{\text{pl}}] n^{\text{РВД}}_{\text{XC}} = 110$	1360
		$[N_{\text{pl}}] n^{\text{РВД}}_{\text{TC}} = 550$	3040
6.	Циклічна пошкоджуваність	$[\Pi_{\text{ц}}] = \sum n_i / [N_{\text{pl}}]$	0,339
7.	Статична пошкоджуваність	$[\Pi_{\text{ст}}] = \sum t_i / [t_{\text{pl}}]$	0,3468
8.	Сумарна пошкоджуваність	$[\Pi_{\text{сум}}] = [\Pi_{\text{ц}}] + [\Pi_{\text{ст}}]$	0,6858
9.	Поточне напрацювання	$T, \text{час}$	201150
10.	Середнє число годин роботи в рік	$\tau_{\text{год}} = T/z$	5436,5
11.	Залишкове напрацювання в роках	$G = 1 - [\Pi'] / [\Pi'_r], \text{год.}$	17
12.	Індивідуальний залишковий ресурс	$T_{\text{ост}} = G \times \tau_{\text{год}}, \text{год.}$	92162
13.	Загальне число пусків	$N_{\text{заг}}$	802
14.	Циклічна пошкоджуваність (спрощена формула)	$[\Pi_{\text{ц}}]_{\text{спрощ.}} = \sum n_{\text{заг}} / [N_{\text{min}}]$	0,5897
15.	Сумарна пошкоджуваність (спрощена формула)	$[\Pi_{\text{сум}}]_{\text{спрощ.}} = [\Pi_{\text{ц}}]_{\text{спрощ.}} + [\Pi_{\text{ст}}]$	0,9365
16.	Індивідуальний залишковий ресурс (спрощена формула)	$T'_{\text{зал}} = G \times \tau_{\text{год}}, \text{год.}$	21977
17.	Залишковий ресурс.	$T_{\text{зал}}, \text{год}$	92162

Індивідуальний залишковий ресурс становить 92162 год., а з урахуванням спрощеної формули в запас 21977 год. в самому консервативному випадку, як максимально низький прогноз. Аналіз отриманих результатів дозволяє продовжити експлуатацію роторів ВТ на 50000 годин при кількості пусків, що не перевищує 558 пусків [37,38].

1.6 Висновки і рекомендації по турбіні Т-100/120-130 енергоблока ТЕЦ

Висновки проведених досліджень, щодо визначення ресурсних показників турбіни Т-100/120-130 енергоблока ТЕЦ:

1. Оцінка індивідуального залишкового ресурсу високотемпературних елементів парових турбін потребує проведення геометричного моделювання

та чисельного експерименту, що імітує експлуатацію енергетичного обладнання за певного температурного режиму. Даний чисельний експеримент дозволяє отримати нестационарні дані про тепловий стан досліджуваного об'єкту. Наступним кроком є розрахунок напружено-деформованого стану високотемпературних елементів, для якого необхідно встановити вид та інтенсивність зусиль, які діють на відповідний елемент. Так, для роторів парових турбін до таких зусиль слід віднести температурні напруження, зусилля від тиску теплоносія, відцентрові сили обертання ротору та реакції його опор.

2. Дані щодо теплового стану досліджуваного елементу отримуються в ході вирішення крайової задачі нестационарної теплопровідності з завданням граничних умов теплообміну на поверхнях валу РВТ, що відповідають певному експлуатаційному режиму (стаціонарний режим, пуск з холодного стану металу, пуск з неостиглого стану та пуск з гарячого стану).

3. Напружено-деформований стан оцінюється для всіх моментів часу відповідного експлуатаційного режиму та дає можливість встановити попередні механізми старіння основного металу. На основі аналізу діючих навантажень і температурних полів, а також отриманих максимальних і мінімальних значень напружень при стаціонарних та змінних режимах роботи обираються найбільш навантажені області елементів турбіни, для яких виконується перевірочний розрахунок на мало циклову втомлюваність. В ході перевірочного розрахунку визначаються значення амплітуди інтенсивності деформацій для кожного досліджуваного вузла, за значенням яких визначається приведена до симетричного циклу навантаження амплітуда інтенсивності деформації. За експериментальними кривими мало циклової втомлюваності, що отримані на основі випробувань зразків на розтяг-стиснення при жорсткому симетричному циклі і постійній температурі, визначається допустиме число циклів пуску з різних теплових станів, яке дозволяє оцінити поточний рівень циклічної пошкоджуваності основного металу та провести розрахунок індивідуального залишкового ресурсу.

4. Розрахунки на малоциклову втому РВТ парової турбіни Т-100/120-130 ст. № 1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5» показали, що розрахунковий ступінь вичерпання ресурсу металу ротору ВТ складає біля 33,9 %. Допустиме додаткове розрахункове число пусків для РВТ складе близько 558 пусків. Розрахунки на статичну пошкоджуваність РВТ парової турбіни Т-100/120-130 ст. № 1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5» показали, що розрахунковий ступінь вичерпання ресурсу металу ротору ВТ складає біля 34,68 %.

5. Розрахунковий ресурс металу РВТ турбоагрегату Т-100/120-130 ст. № 1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5» вичерпаний на 69 %. Циклічна пошкоджуваність, яка визначається в запас за спрощеною формулою, становить 59 %. Допустиме додаткове розрахункове число пусків для РВТ складе близько 558 пусків в самому консервативному варіанті, коли в розрахунку використано мінімальну допустиму кількість пусків 1360 при пуску з холодного стану. Запаси короточасної статичної міцності ротору ніде не виходять за межі допустимих ($n'_T, n''_T \geq 1,6$), що дозволяє подальшу експлуатацію. Індивідуальний залишковий ресурс становить 92162 год., а з урахуванням спрощеної формули в запас 21977 год. в самому консервативному випадку, як максимально низький прогноз.

6. Аналіз результатів неруйнівного контролю металу ротору ВТ турбоагрегату Т-100/120-130 ст. № 1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5» за весь період експлуатації свідчить про задовільний стан і разом з результатами проведених розрахунків повинні бути враховані при складанні рішення експертної технічної комісії про продовження терміну експлуатації елементів турбіни. Аналіз отриманих результатів дозволяє продовжити експлуатацію роторів ВТ на 50000 годин при кількості пусків, що не перевищує 558 пусків.

Для підвищення надійності експлуатації елементів турбіни, зменшення температурних навантажень та покращення якості експлуатації рекомендується впровадити наступні заходи:

1. Провести модернізацію системи контролю основних параметрів турбіни з реєстрацією параметрів, що впливають на надійність експлуатації.
2. Впровадити системи моніторингу вібраційної активності турбоагрегатів з діагностикою стану елементів валопроводу, в тому числі і на наявність тріщин в роторі [39-41].
3. Впровадити системи контролю і технічної діагностики теплового і напружено-деформованого стану роторів високого тиску, що базуються на моделюванні теплового (ТС) і напружено-деформованого стану (НДС) обладнання у реальному часі [42-44].
4. З метою уточнення запасів міцності металу роторів ЦВТ по деформаціях n_ϵ , по числу циклів n_N до появи тріщин, по межах текучості n_T та запасів по номінальним напруженням $n_{дп}$ провести дослідження по впливу старіння на зміну фізико-механічних властивостей конструкційних легированих сталей при експлуатаційних і підвищених температурах.
5. При кожному наступному плановому продовженні експлуатації для

енергетичного обладнання, що пропрацювало більше 220 тис. год. (СОУ-Н МПЕ 40.17.401:2004), проводити додаткове уточнення індивідуального ресурсу високотемпературного енергетичного обладнання парової турбіни Т-100/120-130, що складається з наступних етапів:

- Експериментальне дослідження при планово-попереджувальних ремонтах, згідно нормативних документів – неруйнівний контроль металу для виявлення дефектів і експериментальної оцінки наявних пошкоджень, дослідження структури і властивостей металу високотемпературних елементів турбін.

- Експериментальне дослідження по впливу старіння на зміну фізико-механічних властивостей конструкційних легованих сталей при експлуатаційних температурах (з метою уточнення запасів міцності металу РВТ по деформаціях n_ϵ , числу циклів n_N , по межах текучості n_T и запасів по номінальним напруженням $n_{дп}$).

- Перевірочний розрахунок індивідуального ресурсу енергоблока з урахуванням фактичних даних про властивості металу та режими експлуатації, змінення конструкцій при планово-попереджувальних ремонтах, особливостей пускових і змінних режимів роботи та інше, а також експериментального дослідження металу РВТ.

- Технічний аудит стану обладнання на поточний момент.

- Експертну оцінку стану високотемпературного обладнання парових турбін з зазначенням можливості продовження експлуатації понад парковий ресурс.

1.7 Залишковий ресурс ротора високого тиску турбіни Т-250/300-240

Значна частина парових турбін Т-250/300-240, при роботі в базових і маневрових режимах, вичерпали або наближаються до вичерпання свого паркового ресурсу. Під час експлуатації в обладнанні виникають пошкодження, проводяться ремонтно-відновлювальні роботи, спрацьовується ресурс основних вузлів у зв'язку з втомою металу, що негативно впливає на здатність обладнання ефективно та безперебійно працювати в енергосистемі України. Тому важливим є дослідження теплофікаційних турбоустановок, що відпрацювали свій парковий ресурс, для прогнозування залишкового ресурсу та продовження їх строку експлуатації [1, 2, 45-47]. В умовах різкого зростання вартості модернізації, особливо виготовлення нового турбінного обладнання, і з урахуванням того, що ряд турбін цього типу знаходиться в цілком

задовільному стані, вельми актуальною стала проблема уточненого розрахункового аналізу для можливості (за умовами міцності і довговічності) подальшого продовження індивідуального ресурсу турбін цього типу в залежності від фактичного стану металу, динаміки пошкоджуваності.

Основними факторами, що визначають вичерпання ресурсу, є нестационарні температурні та силові впливи робочого середовища на елементи установки, що викликають зміну теплового стану, високотемпературну повзучість металу і циклову втому, пов'язану з циклічними навантаженнями в пуско - зупиночних режимах. Також суттєвим стає статична пошкоджуваність на базових режимах роботи для обладнання, що вичерпало парковий ресурс.

У ряді випадків ступінь небезпеки ерозійних та корозійних пошкоджень може бути оцінена лише на основі експериментальних даних (або досвіду експлуатації) про потенційну небезпеку розвитку тріщин при таких пошкодженнях.

Пошкодження роторів парових турбін може бути обумовлено різними причинами: наявністю в металі металургійних дефектів, порушення технології виготовлення ротора, відхилення від діючих стандартів і помилки при проектуванні, порушення пускових - зупиночних режимів і експлуатаційних інструкцій, низька якість ремонту [2, 3, 48].

Прогнозування фактичного ресурсу роторів парових турбін в даний час є одним з основних завдань діагностики роторів з великим напрацюванням і зі складними умовами навантаження. Складність оцінки експлуатаційної надійності суцільно кованих роторів пов'язана з наявністю в них декількох високонавантажених зон, в яких пошкоджуваність накопичується за різними механізмами.

Довговічність і міцність ротора залежать від його теплового та напружено – деформованого станів. Якщо для елементів корпусів турбін може бути безпосередньо проведено вимірювання поля температур, то для роторів такий спосіб неможливий, і тому розрахункове дослідження є основною інформацією для оцінки ресурсу їх роботи [4, 49].

В роботі [4, 49] перевага надавалась РВТ, а саме тепловим канавкам в зоні входу та на середині проміжного ущільнення ротора ВТ. Було доведено, що швидкість пуску обмежують напруження в роторі ЦВТ, висунуто пропозицію щодо можливості зниження напружень шляхом попереднього прогріву ротора при мінімально можливій частоті обертання ротора не менше 500 хв^{-1} .

Для компенсаційних канавок термічні напруги є визначальними з точки зору ймовірності появи тріщин на пускових режимах роботи, але канавки не визначають ресурс турбін в базовому режимі. Повний ресурс ротора складається з часу від зародження тріщини до її поширення до критичного розміру. У зоні обода диска і осьового каналу визначальними є напруги, що спричинені відцентровими силами та змінюються в часі внаслідок повзучості. Циклічно діючі напруги для тієї та іншої зони нижче межі текучості і пошкоджувальність тут невелика. За момент руйнування приймається час, коли коефіцієнт інтенсивності або розкриття тріщини досягає критичних значень [5, 37].

Зростання тріщини є наслідком дії як стаціонарних, так і циклічних напружень. Для ободів і осьового каналу циклічні напруги нижче межі текучості, їх впливом можна знехтувати тільки на стадії до зародження тріщини, в стадії росту вони істотно впливають на результат [6, 38].

Досліджено тепловий та напружено-деформований стан ротора високого тиску парової турбіни Т-250/300-240 з урахуванням результатів ремонтно-відновлювальних робіт; проведено оцінку малоциклової та статичної утомленості, залишкового ресурсу; порівняння циклічної пошкоджувальності, залишкового напрацювання та ресурсу ротора ЦВТ до та після проведення ремонтно-відновлювальних робіт з урахуванням уточнених коефіцієнтів запасу.

1.7.1 Геометричне моделювання ротору високого тиску турбіни Т-250/300-240

Парова теплофікаційна турбіна типу Т-250/300-240 Уральського турбомоторного заводу з проміжним перегрівом і двома опалювальними відборами пари призначена для безпосереднього приводу турбогенератора типу ТВВ-320-2 Ленінградського заводу «Електросила» і відпуску тепла для потреб опалення.

Свіжа пара від котла з тиском 240 кгс/см^2 і температурою 540°C підводиться в середню частину ЦВТ турбіни від двох окремих блоків клапанів по десятих пропускних трубах діаметром $168\cdot28 \text{ мм}$.

ЦВТ виконаний двоциліндровим і має 12 ступенів тиску. Його проточна частина має два послідовних потоки. У внутрішньому циліндрі розташована одновінцева регулююча ступінь і 5 ступенів тиску, в зовнішньому циліндрі розташовані ще 6 ступенів тиску. Пара, входячи у внутрішній циліндр,

рухається в сторону переднього підшипника (лівий потік). Виходячи з внутрішнього циліндра, пара в просторі між циліндрами розвертається на 180° , омиває зовні внутрішній циліндр і проходить 6 ступенів тиску зовнішнього циліндра (правий потік).

Ротор ЦВТ є суцільно кований, має 12 ступенів тиску, в тому числі одно в'язцеву регулюючу ступінь. Упорні диски і напівмуфта виконані заодно з ротором. Лопатковий апарат з 1-ої по 6-ту ступені - лівого обертавання. Робочі лопатки для зменшення перетоків пари мають осьові ущільнення біля кореня і по бандажу, а також радіальні надбандажні ущільнення. На ступенях 1-6 додатково передбачені радіальні ущільнення біля кореня лопатки.

На першому етапі перевірного розрахунку було створено просторовий аналог РВТ із застосуванням програмного продукту Solidworks (рис. 1.27) з урахуванням технологічних вибірок матеріалу елементів обладнання. Ці вибірки утворилися при механічній обробці тріщин, розтріскувань і вимоїн на поверхні ротора. Технологічні вибірки матеріалу елементів обладнання отримані виходячи з експериментальних даних візуального контролю і магнітної порошкової діагностики (дані експлуатуючих організацій та лабораторій металу електричних станцій).

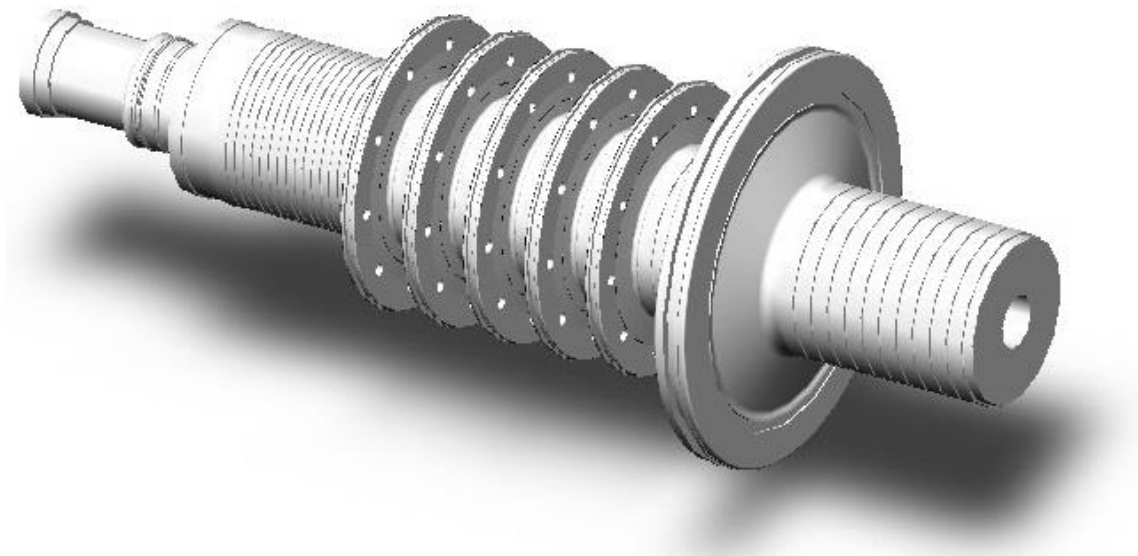


Рис. 1.27 – 3-D просторовий аналог РВТ турбіни Т-250/300-240 (1-6 ступінь та кінцеві ущільнення)

Зміни проектної конструкції основних високотемпературних елементів парової турбіни на реальну конструкцію відповідно ремонтно-відновлювальних робіт, які виникли за період експлуатації, викличуть і певні зміни теплового, напружено-деформованого стану високотемпературних

елементів парової турбіни і будуть впливати на загальний термін експлуатації. При цьому такий вплив буде не завжди направлений в сторону погіршення індивідуального ресурсу. Так, наприклад, проточка канавок роторів, з метою усунення тріщин, викликає зменшення рівня напружень і продовження ресурсу [7, 50-51].

1.7.2 Тепловий стан, напружено-деформований стан, мало циклова втома, статична пошкоджуваність і залишковий ресурс ротора ВТ турбіни Т-250/300-240

При оцінці залишкового ресурсу парової турбіни виконується розрахункова оцінка теплового (ТС), напружено-деформованого стану (НДС), малоциклової втоми (МЦУ), пошкодження і залишкового ресурсу ротора з урахуванням як фактичних даних про режими експлуатації парової турбіни великої потужності і властивостей металу її основних елементів, так і ремонтно-відновлювальних заходів по основних елементах обладнання.

Для парових турбін ТЕС в сучасних умовах енергетичного ринку України через часте залучення їх до регулювання електричного навантаження при продовженні експлуатації актуальною стала не тільки оцінка залишкового напрацювання, а й визначення допустимої кількості пусків і можливості подальшої роботи в змінному графіку. При розрахунку допустимої кількості циклів до появи тріщин в цих умовах експериментальним шляхом уточнюються коефіцієнти запасу міцності по напруженням і деформації [5-7, 52-54]. Для аналізу теплового, напружено-деформованого стану розглянуті три експлуатаційних режими: пуск з холодного стану по типу ХС ($t_{0\text{мет}} = 100\text{ }^{\circ}\text{C}$), з неостиглого стану НС-1 ($t_{0\text{мет}} = 250\text{ }^{\circ}\text{C}$) і НС-2 ($t_{0\text{мет}} = 410\text{ }^{\circ}\text{C}$).

Згідно типової інструкції поштовх ротора здійснюється відкриттям регулюючих клапанів високого тиску, при цьому частота обертання ротора підвищується спочатку до 800 об / хв.. і далі, після контрольного огляду турбіни, до 1300-1400 об/хв. На цій частоті робиться витримка близько 30-40 хв. При цьому значна витрата пари (близько 50 т/год.) зумовлює високі значення коефіцієнтів тепловіддачі від пари до ротора на різних ділянках на рівні 1500-2000 Вт/м²·С. Однак, існує можливість зниження коефіцієнтів тепловіддачі шляхом попереднього прогріву РВТ при мінімально можливій частоті обертання ротора (не більше 500 об/хв.). Цей прогрів здійснюється парою, що пройшла через ЦВТ і скидається з гарячих ниток проміжного перегріву в конденсатор при закритих стопорних клапанах. При підвищенні

температури свіжої пари до 0,8-1,0 МПа відкриттям регулюючих клапанів здійснюється поштовх ротора і підвищення частоти обертання до 500 об/хв. На цій частоті обертання робиться сорокахвилинна витримка, після чого частота обертання підвищується до 3000 об/хв. Такий захід дозволяє знизити температурні напруження в критичній зоні РВТ - ПП з 610 до 510 МПа на вході в ущільнення і з 740 до 650 МПа в районі 9-ї канавки.

Методика розрахунку граничних умов теплообміну, теплового та напружено-деформованого стану високотемпературних елементів парових турбін детально наведена в п. 1.4.2 даної монографії та в роботі [9, 53]. Граничні умови (ГУ) для РВТ розраховані із застосуванням графіків пусків з різних теплових станів у точках (рис. 1.28), що визначені нормативними документами [8, 27]. РВТ виготовлений з низьколегованої хроммолібден - ванадієвої сталі марки Р2МА (25Х1М1ФА), теплофізичні та фізико-механічні характеристики якої залежать від температури та задавалися відповідно [7, 25].

Перед виконанням чисельного експерименту було виконано розбиття моделі на розрахункову сітку, що налічувала 250000 кінцевих елементів.

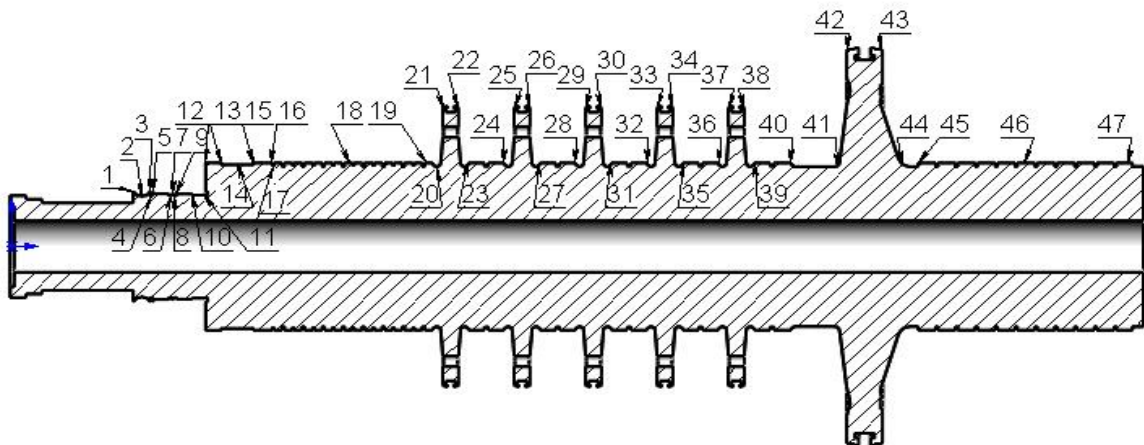


Рис. 1.28 – Нормативні точки визначення ГУ у РВТ турбіни Т-250/300-240

Розрахунковий аналіз теплового стану ротору ВТ показав, що максимальні різниці температур при пуску з ХС виникають в зоні діафрагмового ущільнення 2-го ступеня ($\Delta t_1 = 96^\circ\text{C}$), в зоні входу пари в ПУ ($\Delta t_2 = 117^\circ\text{C}$) і в зоні виходу пари з ПУ ($\Delta t_3 = 115^\circ\text{C}$). У всіх зазначених зонах радіальні різниці температур досягають свого максимального значення приблизно через 5 хв. після поштовху ротора (рис. 1.29).

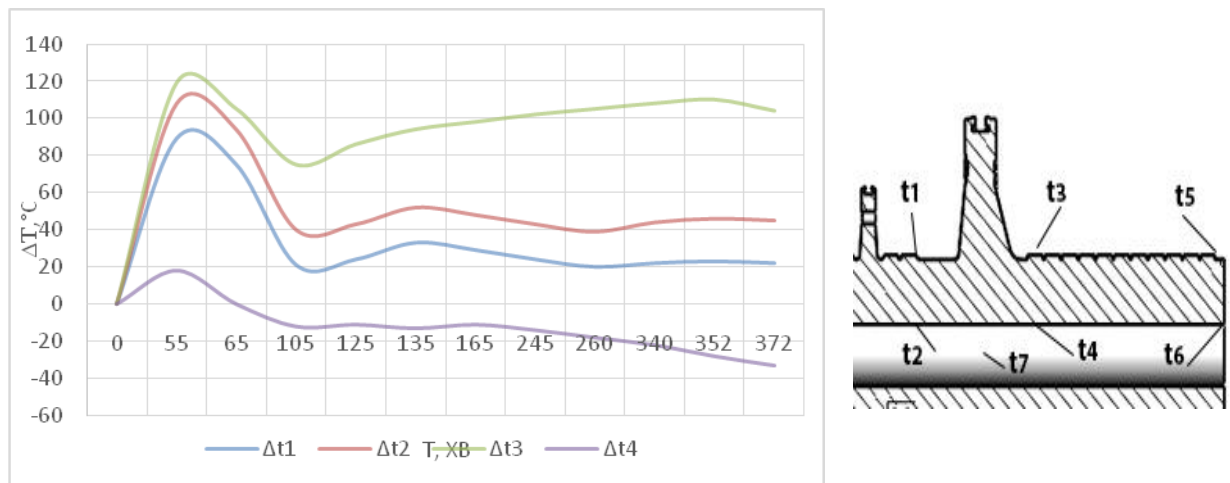


Рис. 1.29 – Градієнти температур у характерних точках РВТ турбіни Т-250/300-240 при пуску з ХС

При подальшому прогріванні різниця температур різко зменшується та максимальна радіальна нерівномірність температур спостерігається в зоні виходу пари з ПУ ($\Delta t_3 = 115^\circ\text{C}$), вона значно перевищує температурні різниці в інших зонах. Причина цього явища полягає в наступному: пара, що омиває ротор в ПУ, має температуру лише на $10\text{-}50^\circ\text{C}$ нижче температури пари перед соплами РС. Це зниження відбувається внаслідок теплообміну з менш прогрітими, на початкових стадіях пуску, ділянками ротора і статора. Дроселювання пари при його русі по ущільненню призводить до незначного зниження температури пари на виході з ПУ. Таким чином, поверхня ротора в зоні виходу з ПУ омивається паром з досить високою температурою при значних коефіцієнтах тепловіддачі, а в зоні, що безпосередньо примикає до зазначеної, більш холодним паром, з температурою, що відповідає виходу з 6-го ступеня. В результаті в зоні виходу з проміжного ущільнення встановлюється вагоме двомірне температурне поле. Інтенсивний прогрів зовнішньої поверхні ротора, з одного боку, і перетікання тепла в глибинних шарах металу в сторону більш холодного перетину, з іншого боку, обумовлюють формування значних радіальних температурних різниць в цьому перерізі - до 100°C .

Необхідно зазначити, що під диском РС РВТ турбіни Т-250/300-240 утворюється "холодна пляма", що обумовлено великою металоємністю та розмірами даної частини ротора.

Зонами виникнення найбільших температурних напружень в РВТ турбіни Т-250/300-240 є теплові канавки діафрагмового ущільнення 2-го (осьові напруження $\Delta\sigma_z^{\max} = -443\text{ МПа}$, тангенціальні напруги $\Delta\sigma_\theta^{\max} = -268\text{ МПа}$), в зоні входу пари в проміжне ущільнення

($\Delta\sigma_z^{\max} = -607$ МПа, $\Delta\sigma_\theta^{\max} = -326$ МПа), в зоні 9-ої канавки, що знаходиться посередині ПУ ($\Delta\sigma_z^{\max} = -732$ МПа, $\Delta\sigma_\theta^{\max} = -354$ МПа) і в зоні виходу пари з ПУ ($\Delta\sigma_z^{\max} = -529$ МПа, $\Delta\sigma_\theta^{\max} = -304$ МПа). Максимальні тангенціальні напруження σ_θ в цих зонах приблизно в 1,6 рази менше осьових напружень (рис. 1.30-1.31).

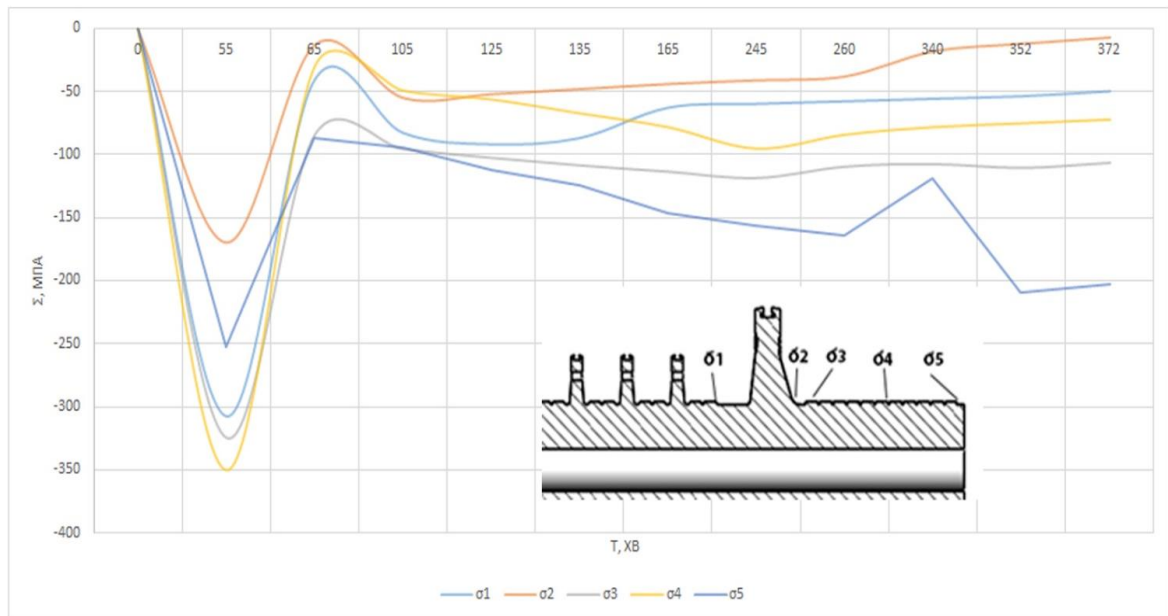


Рис. 1.30 – Розрахункові криві зміни тангенціальних температурних напружень в РВТ турбіни Т-250/300-240: σ_1 - температурні напруження на дні теплової канавки діафрагмового ущільнення 2-го ступеня; σ_2 - на поверхні передньої галтелі диска РС; σ_3 - на дні теплової канавки в зоні входу в ПУ; σ_4 - на дні теплової канавки посередині ПУ; σ_5 - на дні теплової канавки в зоні виходу з ПУ.

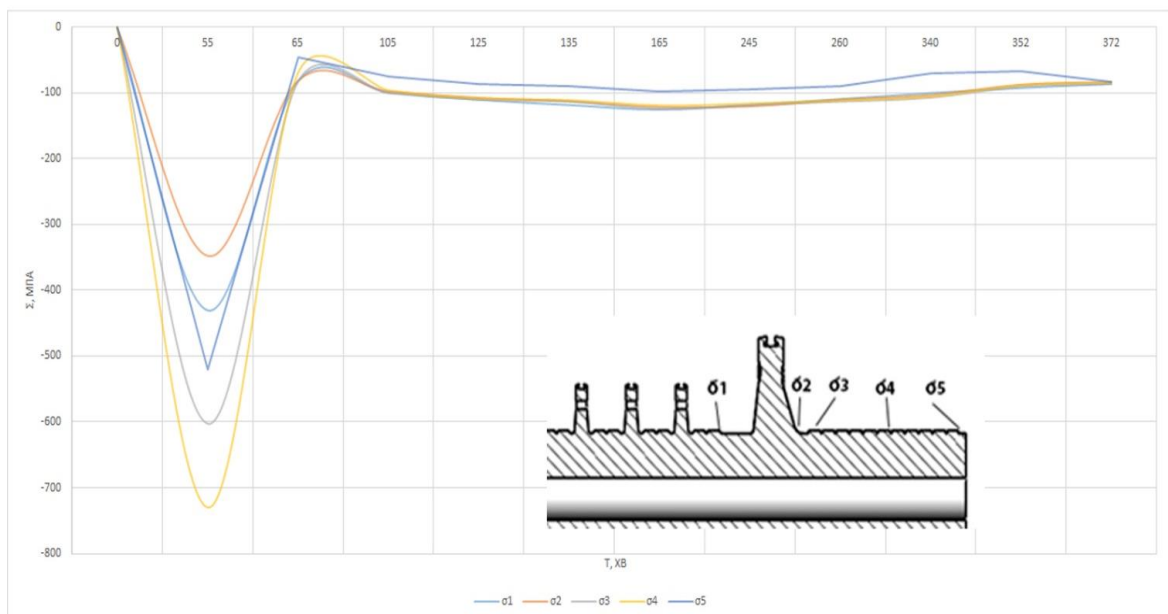


Рис. 1.31 – Розрахункові криві зміни осьових температурних напружень в РВТ турбіни Т-250/300-240: σ_1 - температурні напруження на дні теплової канавки діафрагмового ущільнення 2-го ступеня; σ_2 - на поверхні передньої галтелі диска РС; σ_3 - на дні теплової канавки в зоні входу в ПУ; σ_4 - на дні теплової канавки посередині ПУ; σ_5 - на дні теплової канавки в зоні виходу з ПУ

Максимальні напруження в РВТ в початковий момент пуску виникають на дні теплової канавки, що знаходиться приблизно посередині ПУ (9-та канавка). Напруження в цій зоні перевищують напруги в зоні входу і виходу з ПУ. Однак, вже через 10 хв. після поштовху ротора напруги на середині ПУ стають менше напружень в зонах входу і виходу. Це явище обумовлене неоднозначним впливом двовірності температурного поля на температурні напруження. На початковому етапі прогріву різниця температур по радіусу ротора в кінцевих ділянках проміжного ущільнення виявляється менше, ніж на середині (внаслідок осьового відтоку теплоти в сторону диска РС і 7-го ступеня, відповідно). Однак внаслідок більш швидкого прогріву ділянки ротора на середині ПУ радіальна різниця температур в цій зоні починає швидко знижуватися, а радіальні різниці температур в зонах входу і виходу з ПУ продовжують залишатися значними внаслідок відтоку теплоти в глибинних шарах металу ротора в осьовому напрямку.

Приблизно через 50 хв. з моменту подачі пари в турбіну максимальні напруження в роторі спостерігаються в зоні виходу з ПУ. Причому осьова складова цих напруг невелика, але тангенціальні напруги ($\sigma_{\theta} = -220$ МПа) більш ніж в 2 рази перевищують напруги в інших критичних зонах.

Необхідно відзначити, що на початковому етапі пуску максимальні тангенціальні та осьові напруження в цій зоні спостерігаються на дні теплової канавки. При подальшому навантаженні осьові температурні напруги σ_z різко знижуються і навіть змінюють знак (виникають напруження розтягу), проте місце їх максимуму залишається колишнім. У той же час зона максимуму тангенціальних напружень σ_{θ} зміщується на поверхню ротора. Тангенціальні напруження в цій зоні досягають максимуму $\sigma_{\theta} = -220$ МПа через 3,5 години після поштовху ротора. Температура металу поверхні ротора в цій зоні в цей момент часу дорівнює 487 °С. Межа текучості металу ротора при цій температурі дорівнює 405 МПа, а межа тривалої міцності 235 МПа. Напруження на поверхні переддислової галтелі РС приблизно в 1,5-2 рази менше напружень на дні теплових канавок в вище перелічених зонах.

Тепловий стан ротору ВТ парової турбіни Т-250/300-240 №3 ПАТ «Київська ТЕЦ-5» при пуску з холодного стану в різні моменти часу показано на рис. 1.32.

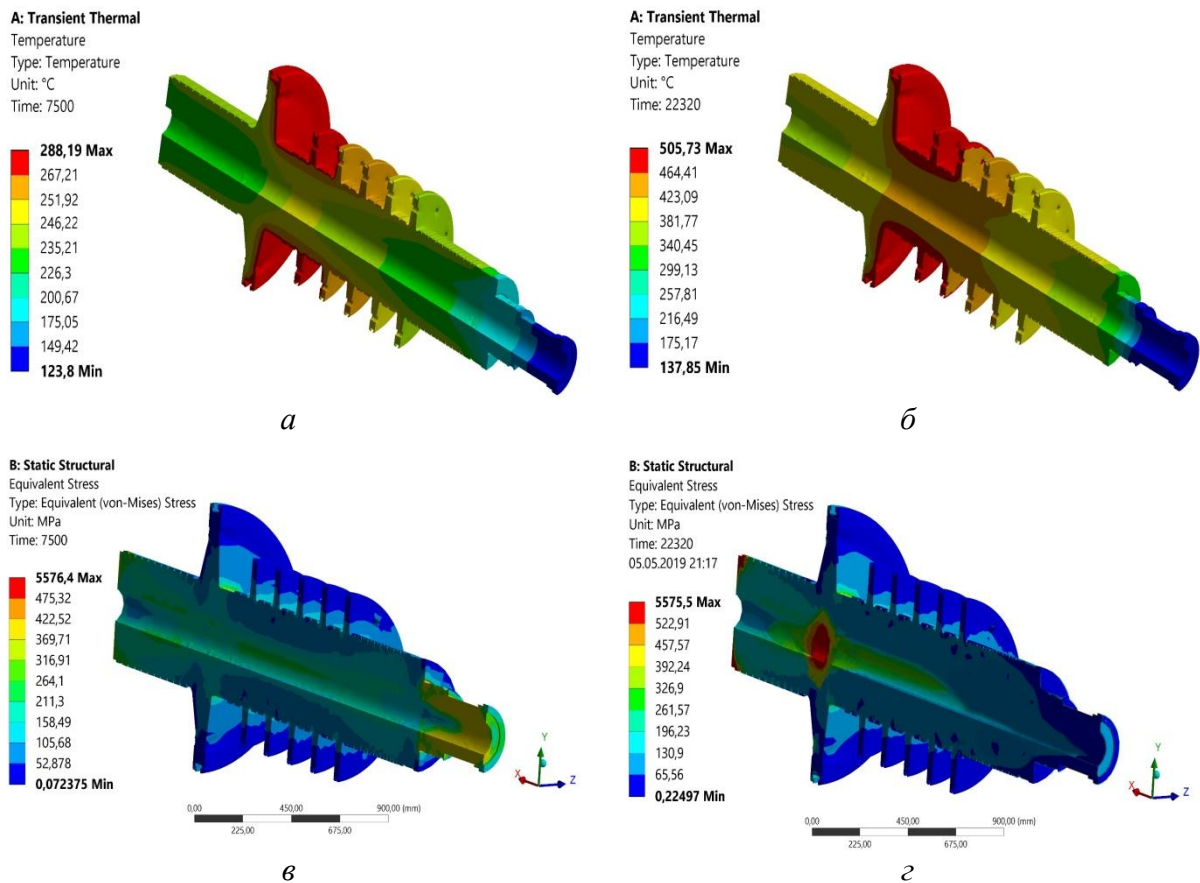


Рис. 1.32 – Тепловий і напружено-деформований стан РВТ при пуску з ХС (НС-1): *а* – ТС витримка на холостому ході (125 хв); *б* – ТС номінальний режим; *в* – НДС на холостому ході; *г* – НДС номінальний режим (372 хв)

Зонами виникнення найбільших температурних напружень в РВТ турбіни Т-250/300-240 є теплові канавки діафрагмового ущільнення 2-го (осьові напруження $\Delta\sigma_z^{\max} = -443$ МПа, тангенціальні напруги $\Delta\sigma_\theta^{\max} = -268$ МПа), в зоні входу пари в проміжне ущільнення ($\Delta\sigma_z^{\max} = -607$ МПа, $\Delta\sigma_\theta^{\max} = -326$ МПа), в зоні 9-ої канавки, що знаходиться посередині ПУ $\Delta\sigma_z^{\max} = -732$ МПа, $\Delta\sigma_\theta^{\max} = -354$ МПа) і в зоні виходу пари з ПУ ($\Delta\sigma_z^{\max} = -529$ МПа, $\Delta\sigma_\theta^{\max} = -304$ МПа).

Максимальні тангенціальні напруження σ_θ в цих зонах приблизно в 1,6 рази менше осьових напружень. Напруження по осях для номінального режиму показані на рис. 1.32б.

На основі аналізу діючих навантажень (температурних, навантажень від тиску, відцентрових, сил реакції опор, тощо) і температурних полів, а також отриманих максимальних і мінімальних значень напружень при стаціонарних та змінних режимах роботи обрано найбільш навантажені області елементів турбіни, для яких виконується перевірочний розрахунок на мало циклову втому. Методика розрахунку пошкоджуваності від малоциклової втоми, статичної пошкоджуваності, сумарної пошкоджуваності та залишкового

ресурсу детально описана у п. 1.5 даної монографії.

Для ротору ВТ турбіни Т-250/300-240 ст. № 3 ПАТ «Київська ТЕЦ-5» визначаючий ресурсні показники, рівень інтенсивності сумарних напружень має місце в зоні РС, теплових канавок діафрагмового ущільнення 2-го, в зоні входу пари в проміжне ущільнення, в зоні 9-ої канавки, що знаходиться посередині ПУ і в зоні виходу пари з ПУ.

Розрахунок на малоциклову втоми виконано з використанням методу Нейбера по амплітудах інтенсивності місцевих пружно-пластичних деформацій при розрахунковій температурі в цій області [7, 27]. За розрахункову температуру приймається максимальна температура у вузлі, що розглядається і дорівнює температурі при номінальному режимі.

Розрахункова оцінка малоциклової втоми виконувалась з використанням комплексу програм НТУУ «КПІ» та програмних комплексів ANSYS і SolidWorks Simulation. У розрахунках застосовувалися експериментально отримані коефіцієнти запасу міцності по кількості циклів і деформацій. Перевищення коефіцієнтів запасу міцності на стадії проектування нового обладнання можна пояснити з точки зору відсутності досвіду експлуатації парових турбін, але після тривалої експлуатації можливо коригування коефіцієнтів запасу міцності за кількістю циклів і деформацій за умови проведення додаткових досліджень металу. Крім того, проводилося визначення розрахункових температур металу ротора ЦВТ для подальшого їх використання при розрахунках кількості циклів до руйнування. Контрольна розрахункова температура металу в окремих точках приймалася по максимальній напрузі в зафіксований проміжок часу. Збільшення температури металу до номінальної, як цього вимагає нормативна документація [7, 27], викликає необґрунтоване зменшення ресурсних характеристик елементів парових турбін і має сенс лише на етапі проектування нового обладнання, коли ще не відомо, як будуть себе вести нові конструкції в експлуатації.

На основі описаної вище методики оцінки допустимої кількості циклів до появи тріщин, сумарного пошкодження, залишкового допустимого напрацювання і залишкового терміну експлуатації (п. 1.5) з урахуванням зростання тріщин отримано дані щодо залишкового ресурсу ротора високого тиску турбіни Т-250/300-240.

Розрахункова оцінка малоциклової втоми при пуску з ХС, НС та ГС для п'яти контрольних точок 1 - температурні напруження на дні теплової канавки діафрагмового ущільнення 2-го ступеня; 2 - на поверхні передньої галтелі диска РС; 3 - на дні теплової канавки в зоні входу в ПУ; 4 - на дні теплової

канавки посередині ПУ; 5 - на дні теплової канавки в зоні виходу з ПУ наведені у табл. 1.11-1.14.

Таблиця 1.11 – Розрахункова оцінка малоциклової втоми при пуску з ХС

№	σ_a , МПа	$t_{\text{ном}}$, °C	E, ГПа	r	σ_B , МПа	σ_{-1} , МПа	σ_N , МПа	ε_a пр, %
1	165,32	502	179,98	-0,249	549	412,12	434,92	0,1326
2	118,82	505	179,93	-0,383	551	413,03	282,53	0,0125
3	93,63	497	180,43	-0,136	552	413,87	315,42	0,0423
4	71,26	483	181,72	-0,418	553	414	486,17	0,0971
5	79,71	492	181,05	-0,231	552	413,93	319,69	0,0753

Таблиця 1.12 – Розрахункова оцінка малоциклової втоми при пуску з НС

№	σ_a , МПа	$t_{\text{ном}}$, °C	E, ГПа	r	σ_B , МПа	σ_{-1} , МПа	σ_N , МПа	ε_a пр, %
1	114,31	502	179,98	-0,132	549	412,12	294,95	0,1268
2	93,52	505	179,93	-0,835	551	413,03	284,9	0,0115
3	69,79	497	180,43	-0,526	552	413,87	324,49	0,0375
4	71,57	483	181,72	-0,428	553	414	414,11	0,0485
5	66,73	492	181,05	-0,832	552	413,93	303,56	0,0667

Таблиця 1.13 – Розрахункова оцінка малоциклової втоми при пуску з ГС

№	σ_a , МПа	$t_{\text{ном}}$, °C	E, ГПа	r	σ_B , МПа	σ_{-1} , МПа	σ_N , МПа	ε_a пр, %
1	85,32	502	179,98	-0,324	549	412,12	282,64	0,0556
2	78,82	505	179,93	-0,241	551	413,03	268,37	0,1102
3	53,63	497	180,43	-0,468	552	413,87	312,75	0,0653
4	48,26	483	181,72	-1	553	414	394,93	0,0265
5	54,71	492	181,05	-0,053	552	413,93	307,53	0,0454

Таблиця 1.14 – Розрахункова оцінка малоциклової втоми при пуску з різних теплових станів РВТ

Тип пуску	Температура по товщині ротора t_{max} , °C	Інтенсивність напружень σ_i , МПа	Приведена деформація ε_a пр, %	Допустиме число пусків N_d
ГС	505	231,7	0,1102	3300
НС	505	195,3	0,1268	1800
ХС	505	276,6	0,1326	1400

За даними ПАТ «Київська ТЕЦ-5» станом на 1.01.18 напрацювання енергоблока №3 складає 213 000 год. (середньорічне напрацювання 4953 год.) і 897 пусків з різних теплових станів, зокрема 114 пуски з ХС, 310 пуски з НС та 473 пусків з ГС. Енергоблок №3 ПАТ «Київська ТЕЦ-5» введений в експлуатацію у грудні 1974 року.

З врахуванням оцінки малоциклової втоми, розрахункова оцінка пошкоджуваності основного металу ротору ВТ турбіни Т-250/300-240 ст. № 3 ПАТ «Київська ТЕЦ-5» та індивідуального ресурсу представлена в табл. 5.

Коефіцієнти запасу міцності за кількістю циклів і деформацій прийняті на рівні 5 та 1,5, а допустимий час до появи тріщин вибраний на рівні 370 тис. год. згідно рекомендацій [5, 6, 9]. Таким чином, розрахунковий ресурс металу РВТ турбіни Т-250/300-240 ст.№3 ПАТ «Київська ТЕЦ-5» вичерпаний на 97 % (п.8 таб.1.15).

Таблиця 1.15 – Розрахункова оцінка пошкоджуваності, залишкового напрацювання та індивідуального ресурсу РВТ енергоблока №3 ПАТ «Київська ТЕЦ-5»

№ п/п	Найменування	Формула	Значення
1.	Температура металу	$t, ^\circ\text{C}$	505
2.	Інтенсивність напружень	$\sigma_{\text{imax}}, \text{МПа}$	276,6
3.	Межа текучості	$\sigma_{02}^B, \text{МПа}$	528
4.	Запас міцності по σ_{imax}	$n'_T = \sigma_{02}^B / \sigma_{\text{imax}}$	5,14
5.	Допустиме число циклів по різним типам пусків	$[N_{pl}] n^{\text{ІВТ}}_{\text{ГС}}=473$	3300
		$[N_{pl}] n^{\text{ІВТ}}_{\text{НС}}=310$	1800
		$[N_{pl}] n^{\text{ІВТ}}_{\text{ХС}}=114$	1400
6.	Циклічна пошкоджуваність	$[\Pi_{\text{ц}}] = \sum n_i / [N_{pl}]$	0,399
7.	Статична пошкоджуваність	$[\Pi_{\text{ст}}] = \sum t_i / [t_{pl}]$	0,576/0,474
8.	Сумарна пошкоджуваність	$[\Pi_{\text{сум}}] = [\Pi_{\text{ц}}] + [\Pi_{\text{ст}}]$	0,975/0,873
9.	Загальне число пусків	$N_{\text{заг}}$	897
10.	Поточне напрацювання	$T, \text{год}$	213000
11.	Середньорічне напрацювання	$T_{\text{річ}} = T/z, \text{год.}$	4953,49
12.	Залишкове напрацювання в роках	$G = 1 - [\Pi'] / [\Pi_{\text{Г}}''], \text{років}$	1,1/6,35
13.	Залишковий ресурс	$T_{\text{заг}} = G \times T, \text{год.}$	5449/31455

Тоді залишковий ресурс металу РВТ складає 5449 год. і подальша експлуатація його не можлива. Статична складова загальної пошкоджуваності може бути оцінена з використанням експериментальних кривих довготривалої міцності [5, 6, 55-59]. У цьому випадку допустимий час до появи тріщин може бути збільшений до 450 тис. год. і статична складова загальної пошкоджуваності складе 47,4 %. Сумарна пошкоджуваність становить 87 %, залишковий ресурс металу РВТ складає 31455 год. і подальша експлуатація можлива впродовж 6 років. Допустиме додаткове розрахункове число пусків для РВТ складе близько 503 пуски в самому консервативному варіанті, коли в розрахунку використано мінімальну допустиму кількість пусків 1400 при пуску з ХС. Запаси короточасної статичної міцності ротору ніде не виходять за межі допустимих ($n'_T, n''_T \geq 1,6$), що дозволяє подальшу експлуатацію до наступного планово - попереджувального ремонту.

Варто мати на увазі, що реальні значення пошкоджуваності можуть відрізнятися з наступних причин: зупинки з наступним розхолодженням можуть збільшувати амплітуду інтенсивності напружень, при напрацюваннях

обладнання понад 200 тис. год. має місце деградація властивостей металу, відхилення реальних пускових графіків від графіків, визначених інструкцією по експлуатації, за рахунок впливу людського фактору, відсутність повних даних про реальний стан металу роторів в даний момент часу.

Відмінною особливістю розрахункової оцінки залишкового ресурсу є, по-перше, обов'язкове врахування ремонтно-відновлювальних заходів за результатами неруйнівного контролю в планово-попереджувальному ремонті, проведеному при продовженні експлуатації. По-друге, обов'язкове врахування змінних в процесі тривалої експлуатації властивостей металу парової турбіни Т-250/300-240.

Таким чином, термін експлуатації РВТ турбіни Т-250/300-240 ст.№3 ПАТ «Київська ТЕЦ-5» може бути продовжений на 30 тис. год. при кількості пусків, що дорівнює половині паркової кількості, а саме 400 пусків.

1.8 Висновки та рекомендації по турбіні Т-250/300-240 енергоблока ТЕЦ

1. Розрахунки на малоциклову втому і статичну пошкоджуваність РВТ турбіни Т-250/300-240 ст. № 3 ПАТ «Київська ТЕЦ-5» визначили, що сумарна пошкоджуваність металу склала 87 %.

2. Беручи до уваги, що залишковий ресурс ротора ВТ склав 31455 год., можна допустити продовження експлуатації РВТ турбіни Т-250/300-240 ст. № 3 ПАТ «Київська ТЕЦ-5» на 30 тис. год. при додатковій кількості пусків, що дорівнює половині паркової кількості, а саме 400 пусків

3. Для підвищення надійності експлуатації енергетичного обладнання необхідно впровадити системи контролю і технічної діагностики, що базуються на моделюванні теплового і напружено-деформованого стану в реальному часі.

4. При кожному наступному плановому продовженні експлуатації для енергетичного обладнання, що пропрацювало понад парковий ресурс, проводити додаткове уточнення залишкового ресурсу згідно нормативних документів.

2. РОЗРАХУНКОВА ОЦІНКА ПОШКОДЖУВАНOSTІ І ЗАЛИШКОВОГО РЕСУРСУ ЕЛЕМЕНТІВ ПАРОВИХ ТУРБІН АТОМНИХ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЙ

2.1. Стан атомного енергогенеруючого обладнання України

Процес нарощування енергетичних потужностей, що направлений на забезпечення зростаючого попиту споживання електроенергії, ускладнений наявністю значної кількості енергоблоків, які відпрацювали проектний термін експлуатації. Але вітчизняна і закордонна практика показує, що фактичний термін експлуатації енергоблоків часто суттєво перевищує проектний термін експлуатації, заявлений виробником. Продовження терміну експлуатації діючих енергоблоків є загальноприйнятою міжнародною практикою, що забезпечує підтримку виробництва електроенергії на досягнутому рівні до введення нових енергогенеруючих потужностей.

Подовження терміну експлуатації діючих енергоблоків електростанцій світу є одним із найбільш ефективних напрямів забезпечення окупності капіталовкладень в енергетичну галузь, що коливаються в діапазоні від 15 до 40 % вартості нової електростанції. Визначення технічного стану обладнання, аналіз пошкоджень та відмов, причин і механізмів виникнення дефектів металу, вивчення причин і механізмів його старіння є однією із основ забезпечення надійної, безпечної експлуатації та визначення можливості подовження терміну експлуатації обладнання теплових і атомних електростанцій, в тому числі турбін.

Стан енергетичного обладнання енергоблоків в Україні ускладнюється тим, що електростанції здійснюють свою діяльність в умовах постійного недофінансування. Наслідком роботи на морально і фізично застарілому обладнанні являється висока питома витрата палива і високі показники забруднення навколишнього середовища.

Ресурс енергоустановки в цілому суттєво залежить від ресурсу турбіни, тому що її заміна приведе до різкого росту витрат. Ротори парових турбін є ресурсовизначальними елементами парової турбіни. Умови їх експлуатації, а саме високий рівень температур і напруг, обумовлюють характер протікання процесів повзучості і малоциклової втоми. Прогнозування фактичного ресурсу роторів парових турбін в даний час є одним з основних завдань

діагностики роторів з великим напрацюванням і у зв'язку зі складними умовами їх навантаження.

За перший період роботи (до 1983 р.) ротори високого і середнього тиску турбін всіх типів показали себе надійними. В подальшому було виявлено закономірне зниження міцнісних властивостей роторних сталей, проте воно не супроводжувалося зниженням пластичності і тріщиностійкості, тому залишався значний запас міцності включаючи довготривалу міцність. Це дозволило вдвічі подовжити парковий ресурс турбін потужністю 200 МВт.

Подальші дослідження в 1984–1994 рр. дали підстави для припущення можливості подальшого подовження ресурсу турбін великої потужності, проте вже на основі індивідуального підходу до оцінки стану кожної конкретної турбіни. Такий підхід дав можливість повніше враховувати індивідуальні особливості і резерви кожного агрегату (реальні особливості його експлуатації, фактичний стан металу), індивідуальні недоліки об'єкту. Це дозволяє у кожному конкретному випадку вирішувати задачу про вибір варіанту подовження ресурсу з урахуванням реальних можливостей власника (електростанції, енергосистеми) в частині об'єму відновного ремонту, реконструкції, часткової заміни вузлів і деталей, оснащення додатковими засобами контролю і діагностики, нарешті, корегування подальших режимів експлуатації [60-64].

За період з 80-х років по сьогоднішній день проведений комплекс науково-дослідних робіт і накопичений досвід експлуатації, які дозволяють збільшити паркові терміни експлуатації турбін більш ніж в 2 рази. Вироблені підходи до подовження терміну служби обладнання, яке знаходиться на різних стадіях вичерпання фізичного ресурсу [6, 65].

Ситуація, яка склалась на енергетичному ринку України, свідчить про необхідність збільшення робочих потужностей, що відповідно вимагає оновлення або повну заміну обладнання теплових електростанцій впродовж наступних 15-20 років. В Україні 74 енергоблоки ТЕС потужністю 150-800 МВт із 102 знаходяться на межі перевищення паркового ресурсу (220 тис. годин). Напрацювання турбін великої потужності показано на рис. 2.1.

З 2007 року ДТЕК модернізував 17 енергоблоків. В рамках даної модернізації відбулось оновлення або заміна практично всього обладнання енергоблоків: котлів, турбін, генераторів, трансформаторів і допоміжного електрообладнання, впроваджені автоматичні системи управління технологічними процесами. Це дозволило подовжити термін експлуатації

енергоблоків, в тому числі збільшити встановлену потужність, розширити діапазон маневреності, досягти зниження питомої витрати палива на виробництво кВт·год., що позитивно вплинуло на екологічні характеристики ТЕС.

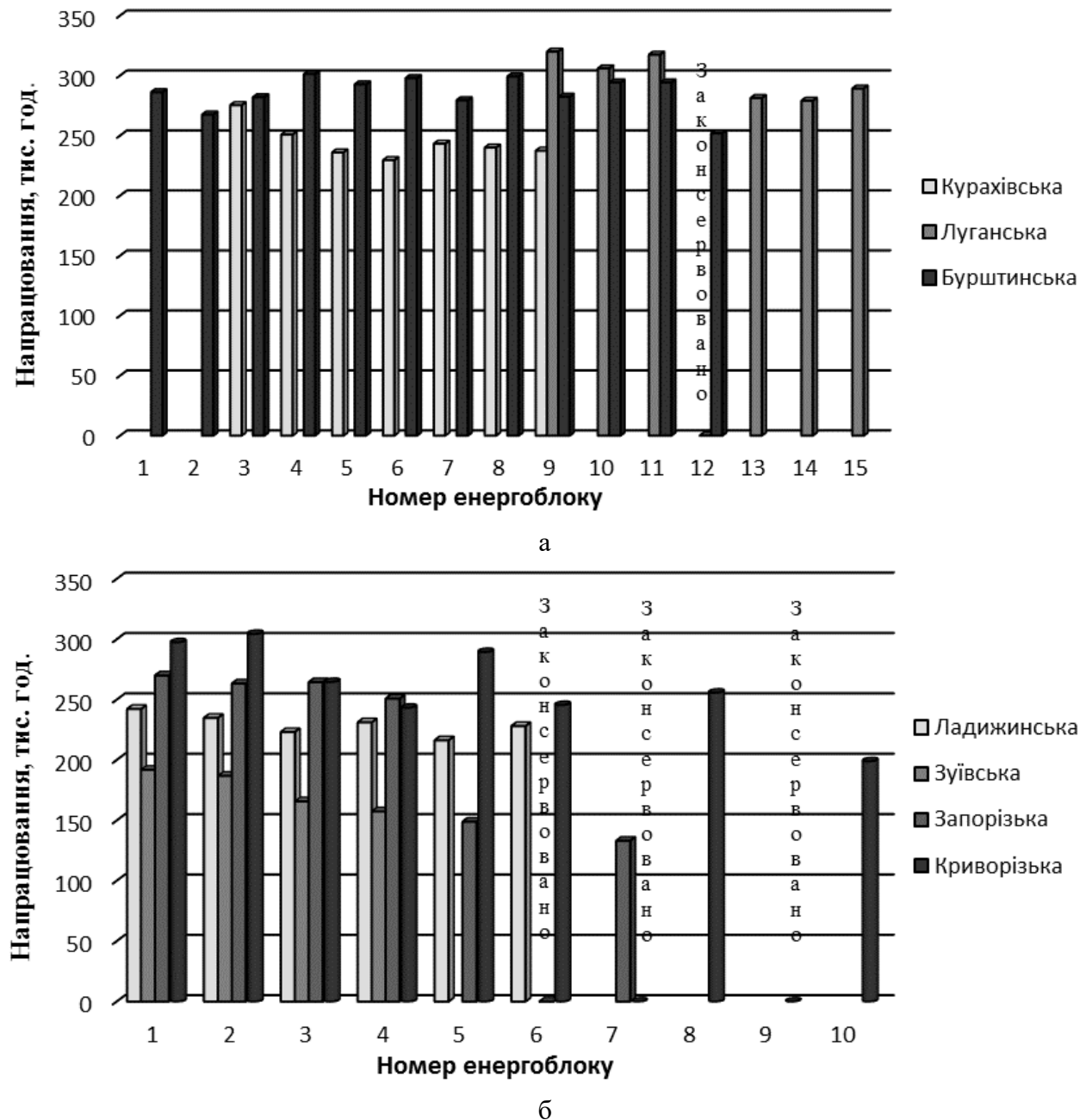


Рис. 2.1 – Напрацювання турбін теплових електростанцій ДТЕК станом на 01.01.2015 р.: а – напрацювання турбін потужністю 200 МВт; б – напрацювання турбін потужністю 300 МВт

Модернізація ТЕС направлена на забезпечення надійного і безперебійного виробництва електроенергії. Реконструкція енергоблоків дала

ОЕС України додаткові 324 МВт потужності. На 2020 – 2030 рр. компанією заплановане комплексне впровадження АСУ.

В той же час, аналіз стану атомних енергоблоків України показує, що у значної частини енергоблоків добігає кінця проектний термін експлуатації, або проектний термін вже був подовжений (рис. 2.2).

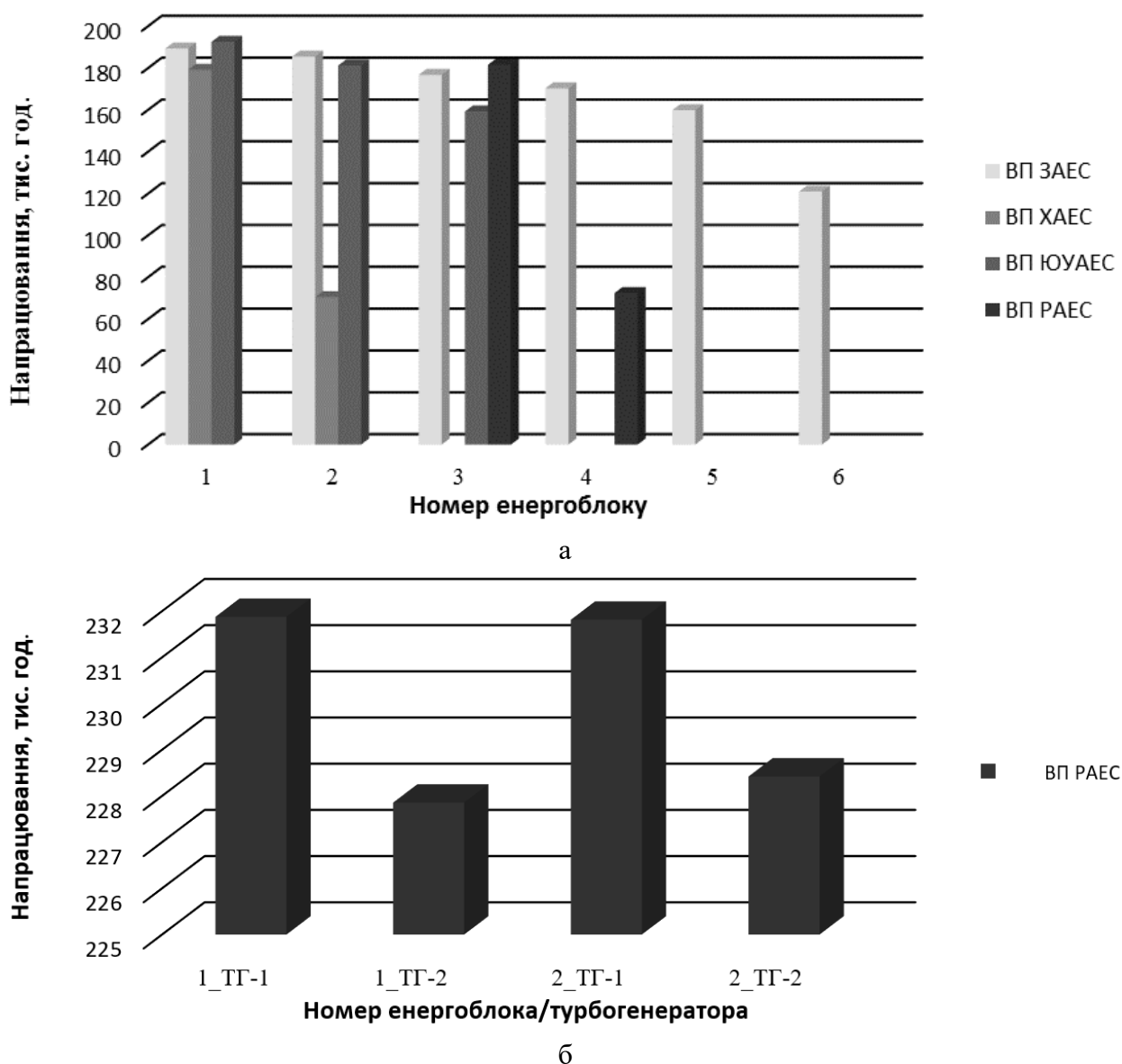


Рис. 2.2 – Напрацювання турбін атомних електростанцій станом на 01.01.2015 р.: а – напрацювання турбін потужністю 1000 МВт; б – напрацювання турбін потужністю 220 МВт

Україна в даний час має 15 енергоблоків на чотирьох атомних електростанціях із встановленою загальною потужністю 13,835 ГВт, що експлуатуються державним підприємством Національна атомна енергогенеруюча компанія "Енергоатом". Проблема вичерпання ресурсу

енергетичного обладнання є спільною для світової ядерної промисловості. Але досвід експлуатації атомних електростанцій показав, що фактичний термін служби основного обладнання набагато вищий, ніж передбачалось в минулому.

Експлуатація у понадпроектний термін може бути дозволена тільки за умови, що рівень безпеки енергоблока АЕС не нижче, ніж встановлений в чинних нормах і правилах з ядерної та радіаційної безпеки [66-69].

Рішення про доцільність здійснення заходів з подовження експлуатації енергоблока АЕС приймає експлуатуюча організація, виходячи з можливості забезпечення безпеки на рівні, встановленому в чинних нормах і правилах з ядерної та радіаційної безпеки, шляхом проведення аналізу економічних факторів та технічного стану критичних елементів блока АЕС. Одним з таких критичних елементів є турбіна.

В якості індивідуального залишкового ресурсу турбіни слід приймати напрацювання турбіни від моменту контролю її технічного стану до переходу в граничний стан.

В основу оцінки залишкового ресурсу турбіни повинні бути покладені:

- індивідуальний підхід до прогнозування граничного стану турбіни та її складових частин;
- принцип «безпечної експлуатації за технічним станом», згідно з яким, оцінка технічного стану турбіни здійснюється по визначальних параметрах технічного стану, що забезпечує її надійну та безпечну експлуатацію згідно нормативної, технічної та проектної документації;
- експертна оцінка технічного стану і залишкового ресурсу.

Значний прогрес в області удосконалення проточних частин парових турбін ТЕС і АЕС визначив появу нових високоефективних методів модернізації діючого енергетичного обладнання зі значним підвищенням їх техніко-економічних та експлуатаційних показників. У ВАТ «Турбоатом» були розроблені та реалізовані проекти модернізації турбін типу К-220-44, що працюють на АЕС України.

В 2014 році відбулося зниження об'ємів генерації електроенергії ТЕЦ, що обумовлено введенням уряду лімітів на споживання природного газу, який служить основною сировиною для виробництва. Для покриття утвореного дефіциту потужностей було підняте базове навантаження на АЕС. Атомні станції збільшили виробництво електроенергії на 6,2 % (88,4 млрд. кВт год.).

Енергетичне обладнання енергоблоків інших країн потребує подовження терміну експлуатації. Промислово розвинені країни Заходу також

подовжують термін експлуатації раніше встановленого енергетичного обладнання, але подовженням терміну експлуатації конкретної енергоустановки починають займатись по мірі вичерпання її проектного ресурсу. У світі виконують не тільки повне оновлення енергетичних установок на основі обладнання нового покоління, але й заходи з реконструкції та модернізації діючого енергетичного обладнання із застосуванням удосконалених елементів, деталей і вузлів. Найбільш ефективним є технічне переозброєння з використанням сучасних технологій.

Американські спеціалісти [70] вважають, що при розрахунковому ресурсі елементів обладнання електростанції від 30 до 40 років їх доцільно експлуатувати до наробітку 50–80 років. В США також роблять спроби контролювати ріст тріщин в роторах до граничної величини. Згідно оцінок американських енергетиків подовження терміну служби енергетичного обладнання може складати до 20-30 % вартості будівництва нової ТЕС, що дозволяє вважати подовження ресурсу достатньо вигідним з економічної точки зору.

При підході німецьких вчених до даного питання поєднуються розрахункові методи, результати контролю металу і дослідження зразків. Вони доповнюють один одного, оскільки часто застосувати дефектоскопію і інші інструментальні методи достатньо складно.

Аналогічний підхід використовується і в інших країнах світу, як в Україні – проводиться розрахунковий аналіз з максимальним врахуванням результатів експериментальних досліджень і виявляються найбільш напружені елементи. Після чого ці елементи перевіряються за допомогою методів інструментального контролю.

Основною проблемою забезпечення стійкого функціонування енергоблоків теплових і атомних електростанцій є подовження ресурсу та покращення їх маневреності при забезпеченні надійності роботи. Стан обладнання ТЕС та АЕС викликає обґрунтоване занепокоєння, що обумовлює необхідність прийняття невідкладних дій для стабілізації ситуації в енергетиці, в першу чергу, для покращення технічного стану обладнання та реалізації заходів по створенню нового обладнання для генеруючих потужностей з урахуванням проблем енергоефективності та екологічної сумісності з навколишнім середовищем.

2.2. Розрахунок граничних умов для визначення теплового стану ротора високого тиску турбіни К-1000-60/3000 енергоблока АЕС

При продовженні терміну експлуатації турбіни АЕС проводиться комплекс робіт з оцінки технічного стану турбіни, зокрема роботи, спрямовані на виявлення та аналіз пошкоджень, дефектів, встановлення причин і механізмів їх виникнення та можливого розвитку. При цьому оцінюється залишковий ресурс і розробляються рекомендації з управління старінням з метою забезпечення надійної і безпечної експлуатації турбіни в понад проектний період. Одним із способів оцінки залишкового ресурсу є застосування програмних засобів на базі кінцево-елементного методу розв'язання диференціальних рівнянь, а також інтегральних рівнянь. У даній монографії представлені результати розрахунку граничних умов для визначення теплового стану і подальшої оцінки ресурсу ротора високого тиску турбіни АЕС К-1000-60/3000 із застосуванням програмних засобів на базі кінцево-елементного методу. Ротор високого тиску був умовно розбитий на певні ділянки, для яких були визначені коефіцієнти тепловіддачі від парового середовища до тіла ротора в залежності від типового графіка пуску турбіни з холодного, неостиглого і гарячого станів.

В Україні ядерна енергетика займає провідне місце в забезпеченні енергетичних потреб народного господарства. АЕС виробляють близько половини споживаної електроенергії. Так, виробіток електроенергії атомними електростанціями коливається від 50% за січень-липень 2018 року до 58% за січень-травень 2017 року. В умовах значного вичерпання ресурсу енергетичного обладнання та дефіциту органічного палива на теплових електростанціях надійність роботи ядерної енергетики позитивно впливає на соціально-економічний розвиток України.

В Україні реалізується програма продовження термінів експлуатації енергетичного обладнання АЕС. З п'ятнадцяти діючих в Україні енергоблоків термін експлуатації енергоблоків № 1 і 2 Рівненської АЕС було продовжено на 20 років. Енергоблок № 1 Південно-Української АЕС працюватиме протягом додаткових 10 років. Досвід проведених робіт показав, що питомі фінансові витрати на виконання вимог нормативних документів, які забезпечують можливість отримання ліцензії на експлуатацію енергоблоків в період додаткового строку служби, значно менше витрат на будівництво нових енергоблоків.

У 2017-2018 роках вичерпався термін експлуатації енергоблоків № 3

РАЕС, № 3, 4 ЗАЕС та № 1 Хмельницької АЕС. До 2020 року спливає термін проектної експлуатації атомних енергоблоків № 3 ЮУАЕС та № 5 ЗАЕС. У світовій атомній енергетиці до 2020 р. приблизно 80 % енергоблоків АЕС вичерпають проектний ресурс. Як свідчить світовий досвід, продовження термінів експлуатації енергоблоків АЕС після завершення проектного терміну експлуатації є потенційно можливим і, за умови виконання норм ядерної та радіаційної безпеки, одним з найбільш ефективних шляхів для часткового вирішення проблеми заміщення генеруючих потужностей [68, 71].

Перегляд раніше встановлених термінів служби енергетичного обладнання енергоблоків АЕС передбачає оцінку залишкового ресурсу енергетичного обладнання, яка відбувається на базі визначення теплового та напружено-деформованого стану окремих елементів парових турбін [72].

Завдання дослідження полягає у визначенні граничних умов теплообміну ротору ЦВТ парової турбіни К-1000-60/3000 при пуску з неостиглого стану (НС) за період від 0 до 19200 с згідно графіків пуску. Також необхідно визначити початкові умови прогріву та дослідити інтенсивності умовних пружних напружень по всіх поверхнях ротору ЦВТ за весь період пуску.

Турбіна К-1000-60/3000 – парова, конденсаційна, з нерегульованими відборами пари, з проміжною сепарацією і одноступінчастим паровим проміжним перегрівом, розрахована для роботи в блоці з реактором ВВЕР 1000. Циліндр високого тиску розташований в середній частині турбіни, а циліндри низького тиску – симетрично по обидві сторони ЦВТ (по два ЦНТ з кожної сторони) [73].

Ротор ЦВТ – суцільно кований, з постійним кореневим діаметром усіх ступенів. Кріплення робочих лопаток усіх ступенів до дисків валу виконується за допомогою хвостовиків видельчатого типу із зовнішньою виделкою, що закриває обід диску. Для зменшення перетоку пари, в зазорах між тілом діафрагми та валом, виконані діафрагмові ущільнення, що представляють собою сегменти ущільнень, розміщених в розточках діафрагм. В діафрагмах другого і п'ятого ступенів встановлено по одному ряду сегментів, а в діафрагмах третього і четвертого ступенів – по два ряди.

В місцях виходу ротора з корпусу встановлено кінцеві ущільнення, що призначені для запобігання присосів повітря в турбіну на етапах набору вакууму та при роботі на низьковитратних режимах експлуатації, а також для запобігання витоку пари в машзал при близьких до номінального режимів роботи. Кінцеві ущільнення представляють собою сегменти, що розміщені в обоймах та виточки гребнеподібної форми на валу. Сегменти мають

ущільнюючі вуса, які разом з гребнями на роторі утворюють лабіринти з радіальним зазором 0,75 мм. З камери ущільнень зі сторони проточної частини відбувається відвід протікань пари або підвід ущільнюючої пари на режимах, коли тиск пари на виході з ЦВТ нижче, ніж атмосферний, а з камінної камери зі сторони атмосфери відбувається відсмоктування пароповітряної суміші.

Тиск свіжої пари перед стопорними клапанами високого тиску складає 60 кгс/см², а температура – 274,3 °С. Витрата пари на турбоустановку складає 5870 т/год. Тиск пари на виході з ЦВТ – 4,5 кгс/см².

При визначенні ГУ згідно до рекомендацій [23] враховувалися схеми витоків пари в ущільненнях, реальні графіки пуску з різних теплових станів (холодного і гарячого). Пуски турбіни проводились згідно до відповідних графіків-завдань:

- 1) при температурі металу зовнішньої поверхні фланця ЦВТ в зоні паровпуску $T_{\text{фл.ЦВТ}} < 100$ °С – згідно графіка-завдання пуску з холодного стану;
- 2) при температурі $T_{\text{фл.ЦВТ}} = 100\text{-}150$ °С – згідно графіка-завдання пуску з неостиглого стану;
- 3) при температурі $T_{\text{фл.ЦВТ}} > 150$ °С – згідно графіка-завдання пуску з гарячого стану.

Граничні умови теплообміну розраховані відповідно до типових експлуатаційних режимів, а саме стаціонарного режиму роботи та пусків з холодного, неостиглого та гарячого станів металу. Приклад такого розрахунку наведено в [74].

Режими роботи типової турбіни К-1000-60/3000 розглянуто згідно інструкції по експлуатації парової турбіни К-1000-60/3000, що визначає порядок і умови експлуатації турбоустановки. Розрахункові дослідження елементів турбоустановки К-1000-60/3000 проведені для найбільш характерних в експлуатації АЕС режимів роботи (табл. 2.1).

Таблиця 2.1 – Характеристика пускових режимів турбіни К-1000-60/3000

Найменування режиму пуску	Температура фланців ЦВТ перед пуском, °С	Тривалість навантаження, хв.
Пуск з ХС	100	379
Пуск з НС	120	320
Пуск з ГС	150	260

При температурі металу зовнішньої поверхні фланців ЦВТ в зоні паровпуску, що відрізняється від температури, наведеної в графіку-завданні, пуск турбіни відбувався по найближчому графіку, що відповідав більш холодному стану. Температури свіжої пари і пари після СПП не мали різких

коливань. Якщо в процесі експлуатації турбоустановки відбувалося підвищення тиску пари в конденсаторі понад допустимі значення, виконувались заходи по відновленню тиску пари в конденсаторі згідно вимог діючих інструкцій на АЕС. В роботі використовувались графіки пусків з холодного стану (ХС), нестиглого стану НС і гарячого стану ГС. Для прикладу графік пуску з різних теплових станів парової турбіни К-1000-60/3000 представлений на рис. 2.3.

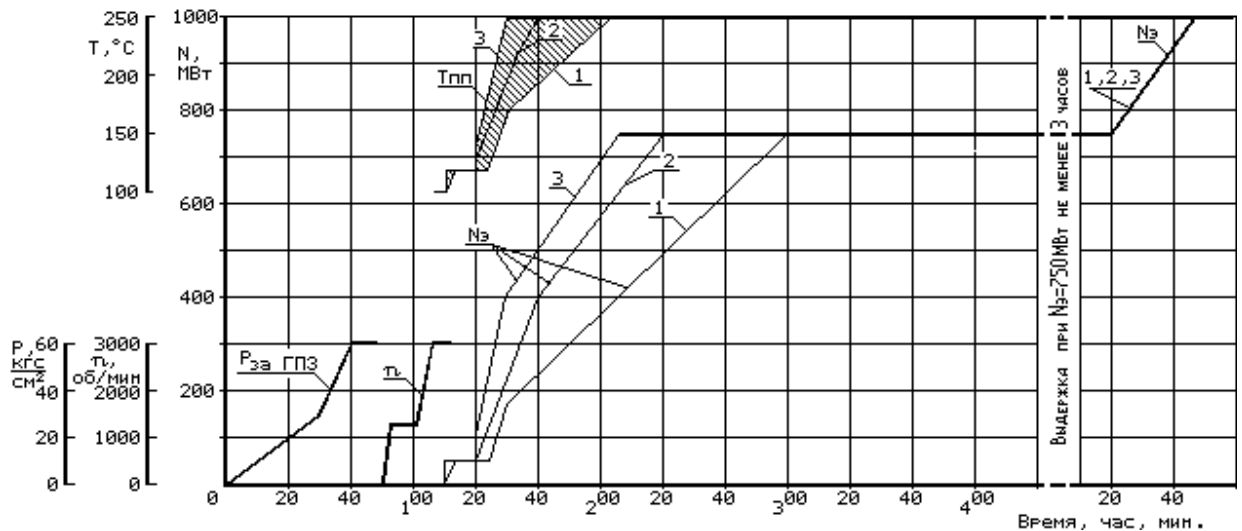


Рис. 2.3 – Графік-завдання пуску турбіни К-1000-60/3000 з ХС, НС, ГС [74]: 1 – при початковій температурі фланців ЦВТ менше 100 °C; 2 – 100-150 °C; 3 – більше 150 °C

На першому етапі перевірного розрахунку розроблена методика створення просторових аналогів елементів турбомашин з застосуванням програмного продукту *Solidworks* для ротору ЦВТ (рис. 2.4). Для конструктивно складних роторів ЦВТ враховуються тривимірні конструкції з розвантажувальними отворами, виделковими хвостовиками з зовнішньою виделкою, що закриває обід диску. Побудова геометричної моделі виконувалась на основі паспортного креслення турбіни К-1000-60/3000. Спочатку побудовано ескіз (профіль обертання) для ротору з вихідних даних.

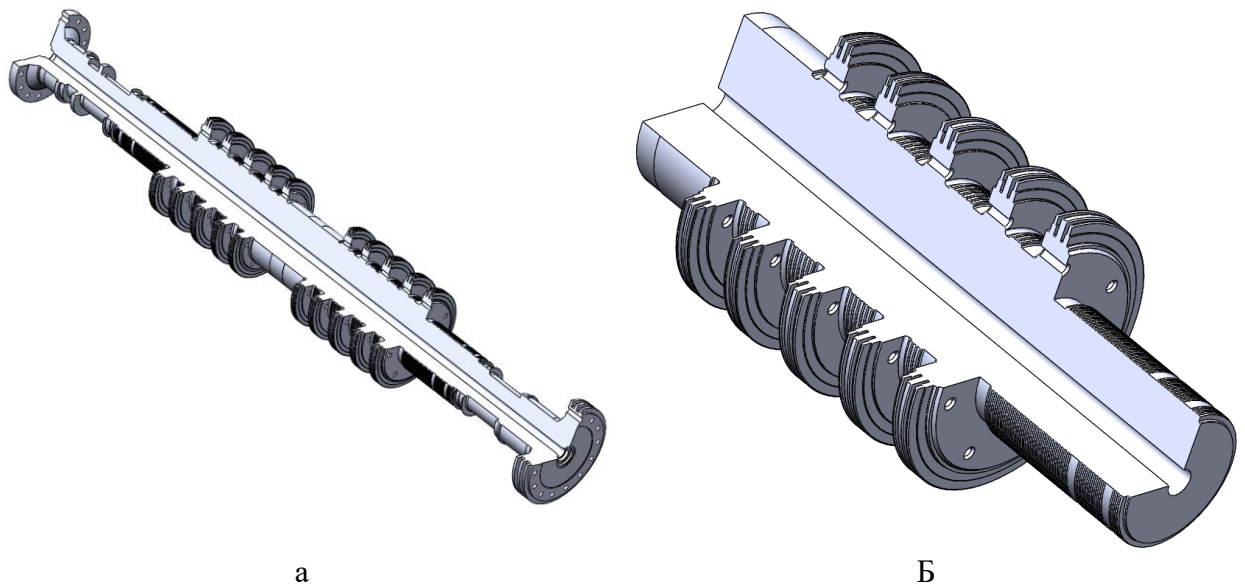


Рис. 2.4 – 3-D просторовий аналог ротору циліндру високого тиску парової турбіни:
а – повна модель РВТ; б – досліджувана модель РВТ

Схема розбивки ротору високого тиску типової турбіни К-1000-60/3000 на характерні ділянки, для яких виконувався розрахунок значень температури, тиску і коефіцієнтів тепловіддачі, представлена на рис. 2.5. Характерні ділянки вибирались з урахуванням симетрії, а також особливостей теплообміну.

Слід відзначити, що при завданні граничних умов необхідно врахувати схеми витоків пари в ущільненнях, реальні графіки пусків з різних теплових станів.

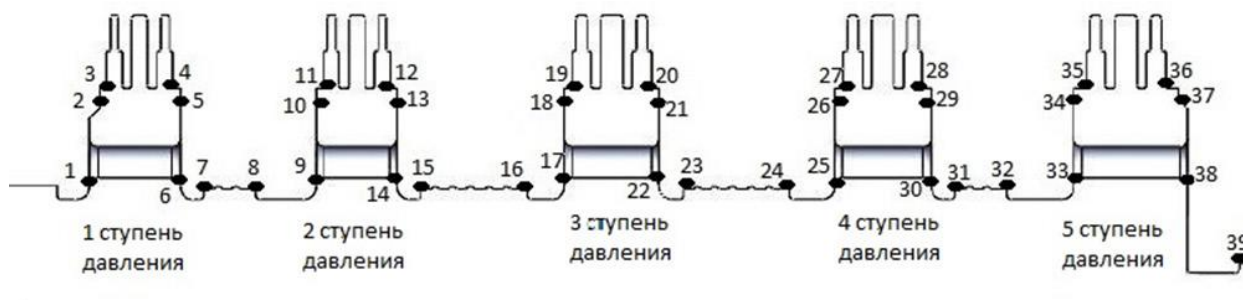


Рис. 2.5 – Схема розташування ділянок розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі по поверхнях РВТ турбіни К-1000-60/3000: 1–39 – характерні розрахункові ділянки

Після визначення основних параметрів на номінальному та змінному режимі експлуатації можна безпосередньо перейти до визначення граничних умов I-IV роду, порядок розрахунку яких регламентується РТМ [23], залежить від досліджуваної поверхні ротору та докладно викладені у першому розділі (п.1.4.2).

При наявності вологої пари на поверхнях камер відбору та ділянках корпусів межциліндрових просторів ЦВТ коефіцієнти тепловіддачі

розраховували за допомогою розробленого комплексу програм чисельного дослідження газової динаміки і теплообміну пари в камерах відбору і між циліндрових просторах вологопарових турбін [75, 77]. Для прикладу (рис. 2.6) наведено розподілення відносного коефіцієнта тепловіддачі вздовж поверхні РВТ парової турбіни К-1000-60/3000 для пуску з холодного стану.

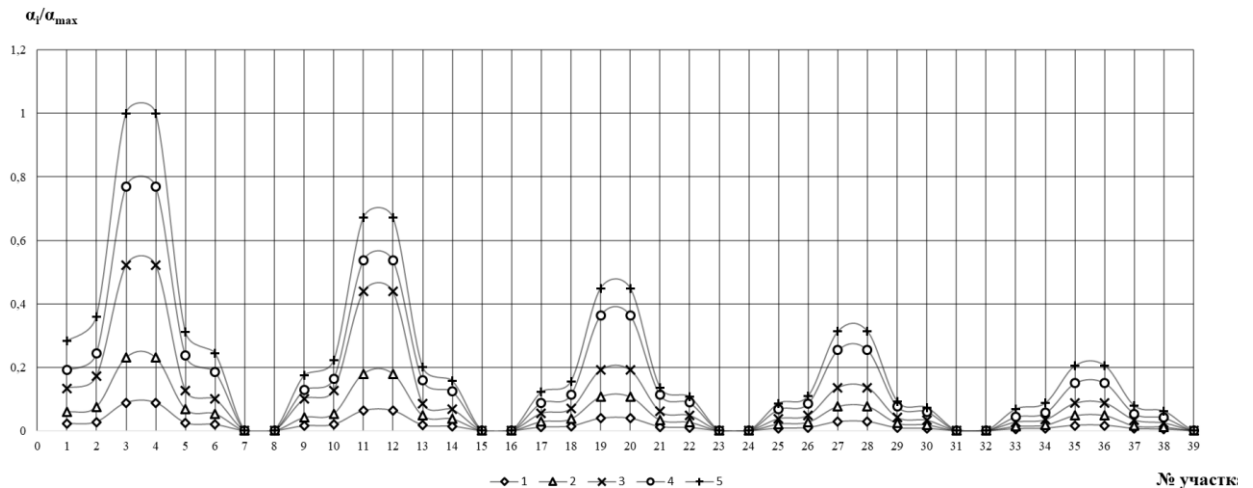


Рис. 2.6 – Розподілення відносного коефіцієнта тепловіддачі вздовж поверхні РВТ парової турбіни К-1000-60/3000 для пуску з холодного стану при наступних відносних значеннях витрати пари: 1 – $G/G_0 = 0,06$; 2 – $G/G_0 = 0,2$; 3 – $G/G_0 = 0,4$; 4 – $G/G_0 = 0,8$; 5 – $G/G_0 = 1,0$

2.3. Розрахункова оцінка теплового та напружено-деформованого стану РВТ парової турбіни К-1000-60/3000 енергоблока АЕС

Для виконання розрахункової оцінки теплового (ТС) та напружено-деформованого стану (НДС) ротора високого тиску парової турбіни К-1000-60/3000 враховано фактичні дані про режими експлуатації парової турбіни, властивості металу її основних елементів згідно нормативних документів [78]. Для конструктивно-складного ротора ЦВТ геометрична модель виконана у тривимірній постановці з врахуванням основних конструктивних елементів. Оскільки ротор високого тиску турбіни К-1000-60/3000 в області проточної частини та кінцевих ущільнень є геометрично симетричним та характер процесів, що перебігають в лівій та правій частині є аналогічним, було прийнято рішення скоротити досліджувану область від першого ступеня до останньої камери кінцевого ущільнення правої частини ротора (рис. 2.4 б).

На другому етапі перевірконого розрахунку розроблений спосіб вирішення за допомогою програмних комплексів *SOLIDWorks* крайової задачі нестационарної теплопровідності із завданням граничних умов (ГУ)

теплообміну на поверхнях корпусу ЦВТ на базі створених геометричних 3-D моделей (див. п.1.4.2). ГУ відповідали експлуатаційним режимам по типу пусків з холодного стану, неостиглого стану і гарячого стану, а також стаціонарного режиму [53].

Третій етап перевірконого розрахунку містить визначення НДС ротору ЦВТ з урахуванням просторової складної геометрії (див. п.1.5). Напружено-деформований стан визначався для наступних видів напруг: напруги від тиску, відцентрових сил та температурних напружень. Розрахунки проводилися з використанням програмного комплексу *SolidWorks Simulation*. Матеріал ротору ЦВТ парової турбіни К-1000-60/3000 є легована сталь 30ХНЗМ1ФА.

Теплофізичні та фізико-механічні характеристики сталі 30ХНЗМ1ФА задавалися в залежності від температури відповідно до рекомендацій [25,78]. ТС і НДС ротору ЦВТ турбіни К-1000-60/3000 розраховувався для пуску з різних теплових станів, а саме пусків з холодного стану, неостиглого стану і гарячого стану, а також стаціонарного режиму.

На номінальному режимі роботи наведено тепловий та напружено-деформований стан РВТ (рис. 2.7). Рівень температур відповідає номінальному режиму в проточній частині і складає 270 °С на першому ступені та 160-270 °С на п'ятому ступені. Максимальна інтенсивність умовних пружних напружень дорівнює 158 МПа в осьовому отворі та розвантажувальних отворах дисків всіх п'яти ступенів. В інших зонах РВТ інтенсивність умовних пружних напружень складає від 105 МПа до 66 МПа.

Високий рівень інтенсивності напружень в області осьового отвору пояснюється великими значеннями відцентрових сил, що діють на значні зосередження маси, якими є диски ступенів тиску та їх робочі лопатки. При чому, найбільший рівень напружень спостерігається ближче до п'ятого ступеня, який є найбільш масивним та облопачений найважчими лопатками.

Пускові режими роботи турбоустановки розглянуті у нестационарній постановці, з результатами щодо ТС та НДС в кожен момент пускового часу. Окрему зацікавленість на змінних режимах роботи представляє інформація щодо нерівномірності температурних полів у часі, яка представлена у вигляді динаміки зміни градієнта температур для найбільш характерних областей РВТ [79].

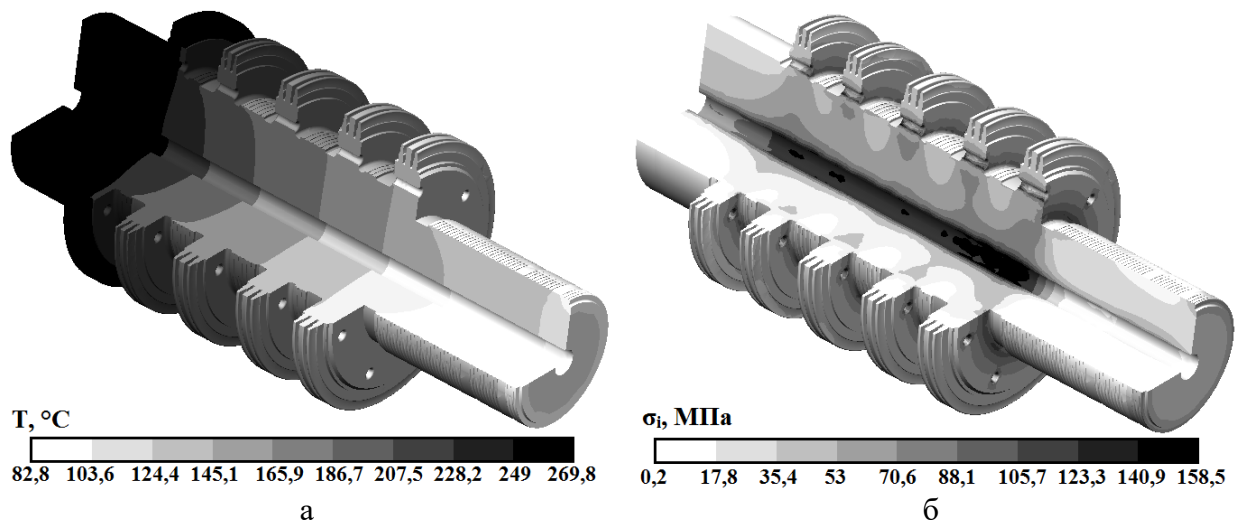
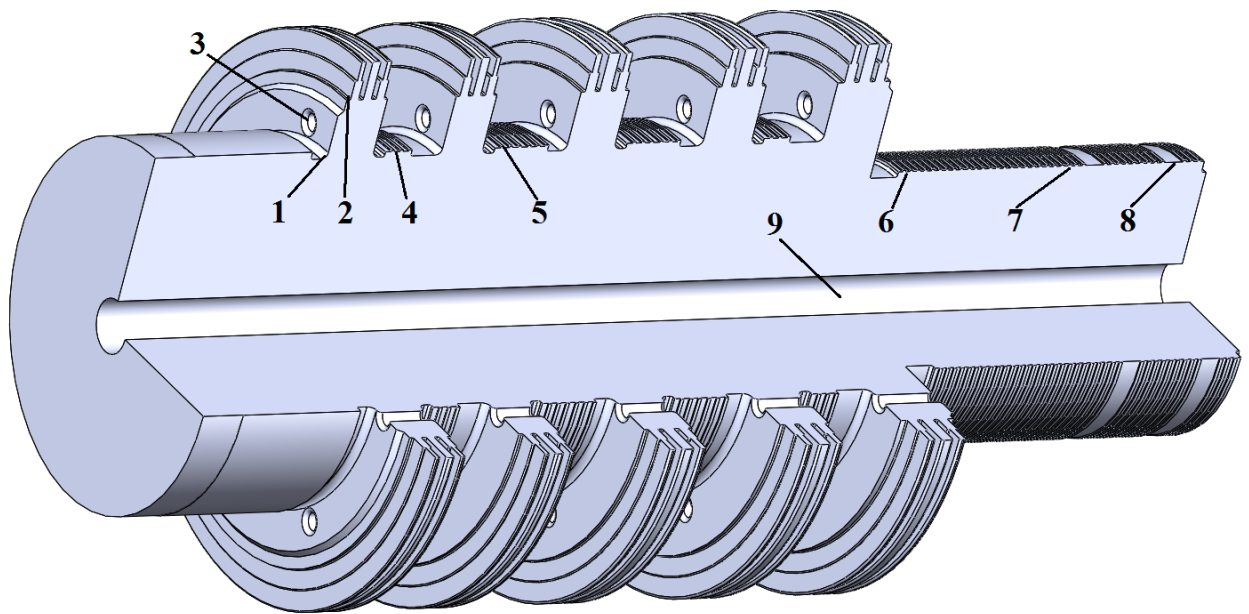


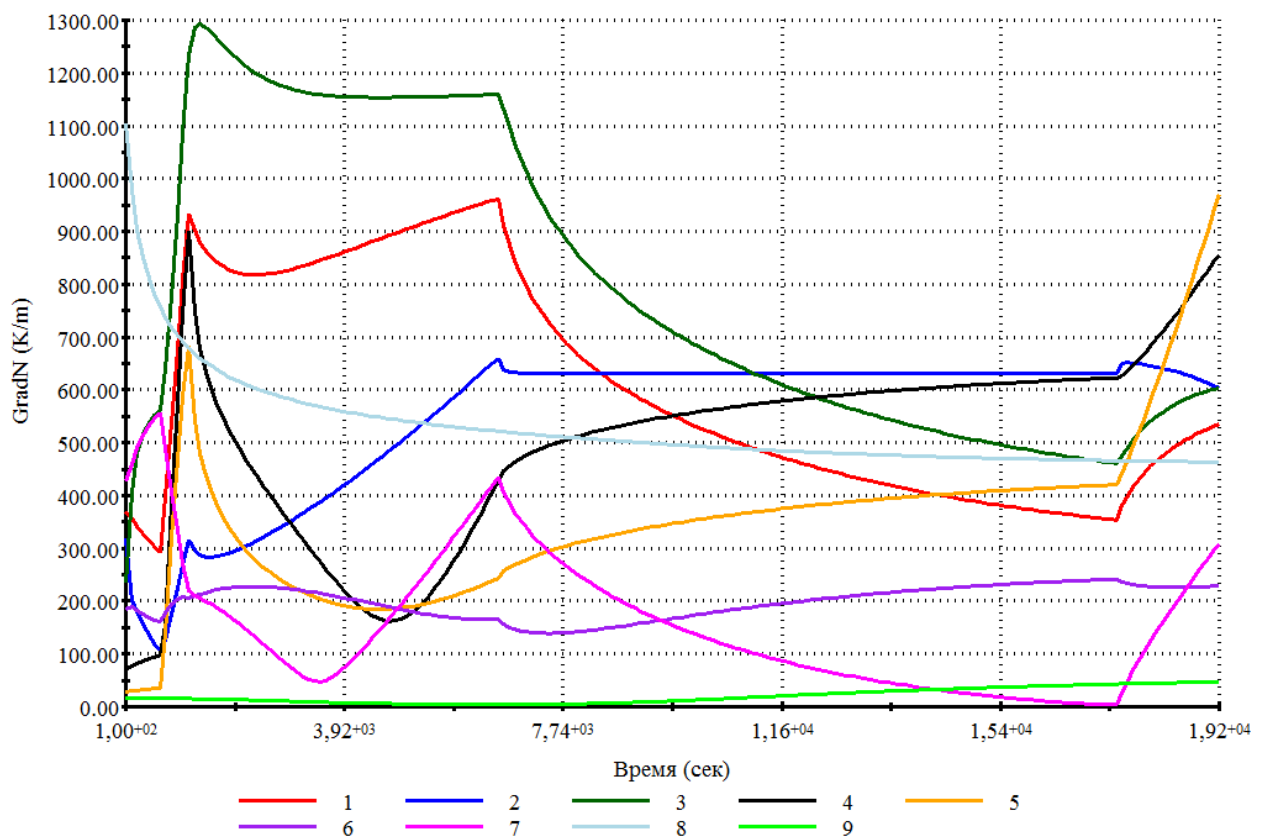
Рис. 2.7 – ТС та НДС для РВТ на номінальному режимі роботи:
а – тепловий стан РВТ; б – напружено – деформований стан РВТ

Характерні вузли 1-9 досліджуваної моделі відповідають максимальним градієнтам температур та максимальній інтенсивності умовних пружних напружень. При пусках з нестиглого стану НС максимальний градієнт температур виникає в РВТ по всіх контрольних вузлах при початковому наборі оборотів у момент часу 1500 - 1800 с і для певних досліджуваних областей складає $\text{grad}T = 1200 \text{ K/m}$ (рис. 2.8). Потім з'являється другий локальний максимальний градієнт температур у момент часу 5000 - 5500 с. Останній локальний максимальний градієнт температур має місце в кінці пуску у момент часу 19200 с. В цілому, слід відзначити рівень значень градієнта температур не вище 1300 K/m протягом пуску з холодного стану, що свідчить про незначну нерівномірність температурного поля.

Тепловий стан РВТ при пуску з нестиглого стану складає 156°C в початковий період пуску (рис. 2.9 а) та 270°C при виході енергоблока на номінальний режим роботи (рис. 2.9 б). В кінці пуску з нестиглого стану РВТ прогрівається до 270°C на першому ступені та $160\text{-}270^\circ\text{C}$ на другому - п'ятому ступені (рис. 2.9 б).



a



б

Рис. 2.8 – Характерні вузли 1-9 досліджуваної моделі (а) та графіки зміни градієнтів температур для РВТ при пуску з НС (б): а – характерні вузли досліджуваної моделі: 1 – передня галтель першого ступеня тиску; 2 – область переходу від полотна до хвостового з'єднання диска першого ступеня, 3 – розвантажувальний отвір першого ступеня; 4 – другий гребінь сегмента діафрагмового ущільнення другого ступеня; 5 – останній гребінь першого сегмента кінцевого ущільнення, 6 – зона РВТ за передостаннім сегментом кінцевого ущільнення; б – зміна градієнтів температур для РВТ

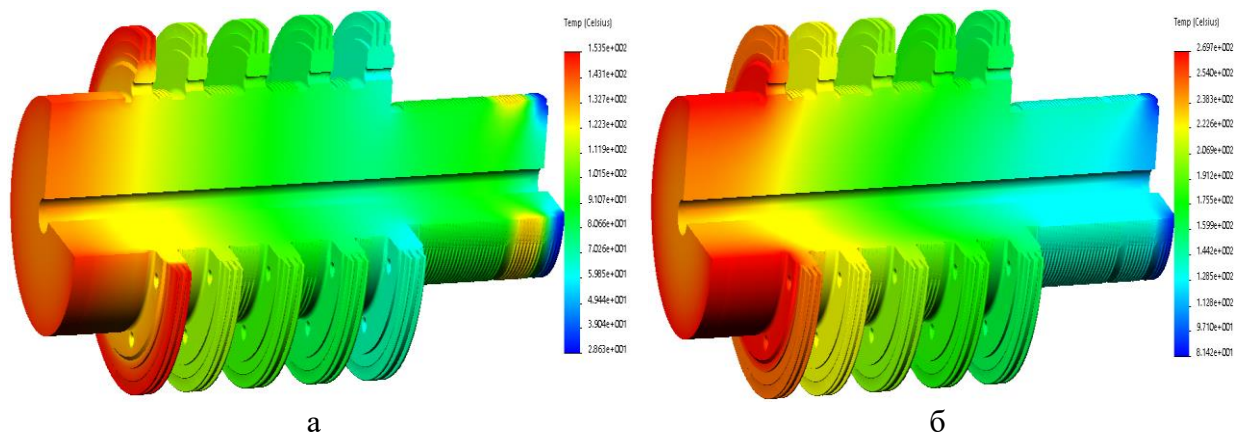


Рис. 2.9 – ТС для РВТ при пуску з НС-1: а – тепловий стан РВТ в момент часу 100 с; б – тепловий стан РВТ в момент часу 9000 с.

Максимальна інтенсивність умовних пружних напружень має місце у момент часу 6600 с з початку пуску з НС та дорівнює 235 МПа в осьовому отворі та розвантажувальних отворах дисків всіх п'яти ступенів. В інших зонах РВТ інтенсивність умовних пружних напружень складає від 156 МПа до 58 МПа (рис. 2.10 б). Максимальна інтенсивність умовних пружних напружень у початковий момент часу 100 с з початку пуску з НС дорівнює 68 МПа в зоні задніх кінцевих ущільнень ЦВТ та 62 МПа на диску першого ступеня в зоні виделкового хвостовика (рис. 2.10 а).

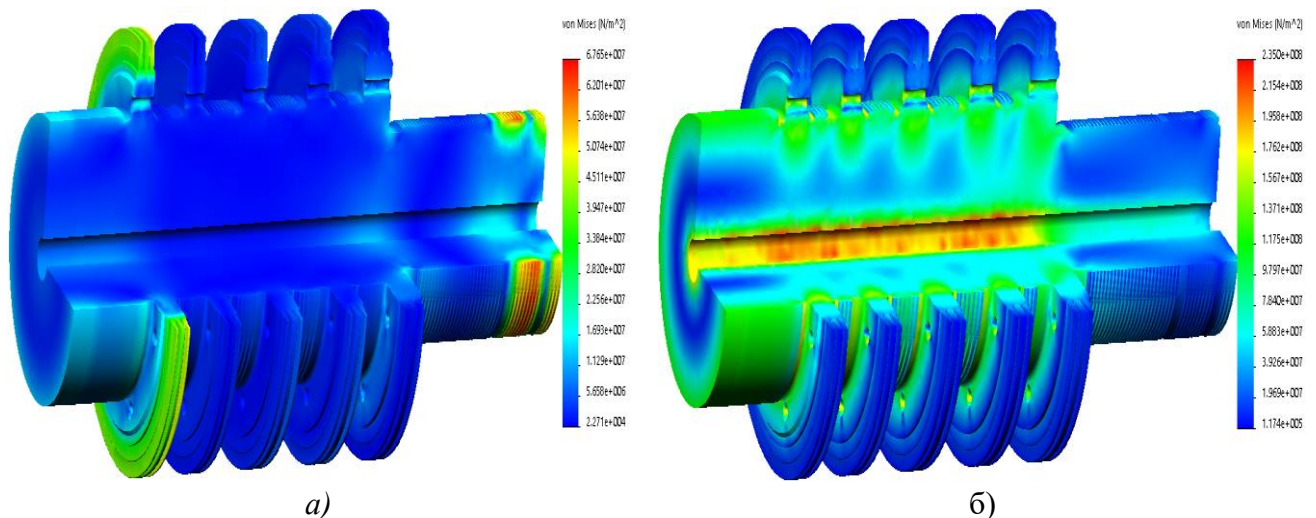


Рис. 2.10 – НДС для РВТ при пуску з НС: а – напружено-деформований стан РВТ в момент часу 100 с; б – напружено-деформований стан РВТ в момент часу 6600 с

На рис. 2.11 представлено характер зміни градієнтів температур при пуску з холодного стану металу. Градієнт температур досягає свого максимального значення на початкових етапах пуску (рис. 2.11 б) і для певних досліджуваних областей складає $\text{grad}T = 1200 \text{ K/m}$. Наступні локальні максимуми значень градієнта температур спостерігаються в момент часу 10200 с та наприкінці пускового режиму. В цілому, слід відзначити рівень значень градієнта температур не вище 1300 K/m протягом пуску з холодного стану, що свідчить про незначну нерівномірність температурного поля.

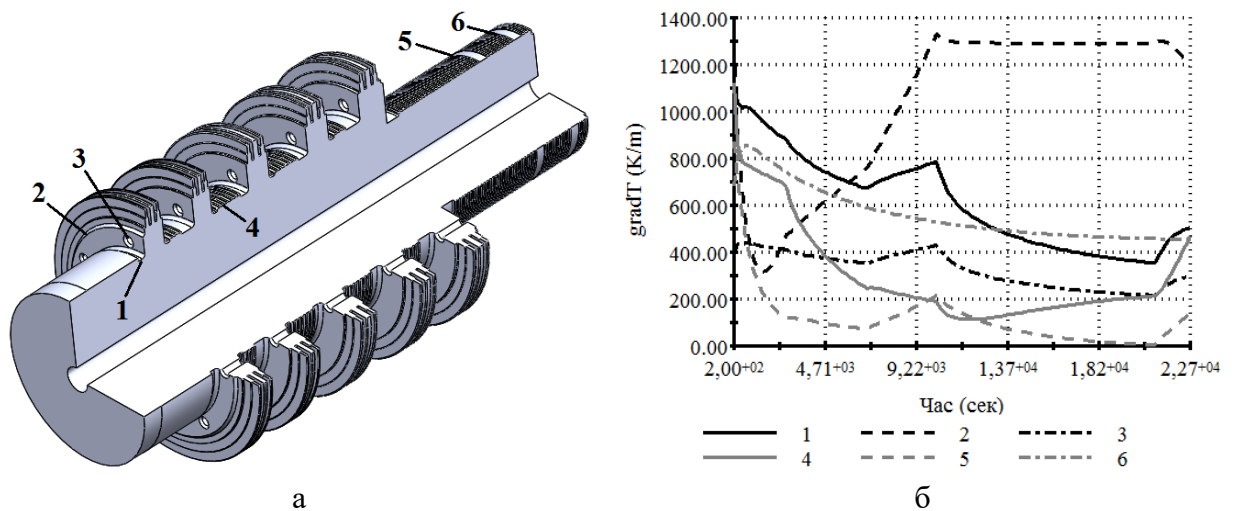


Рис. 2.11 – Характерні вузли 1-9 досліджуваної моделі (а) та графіки зміни градієнтів температур для РВТ при пуску з ХС (б): а – характерні вузли досліджуваної моделі: 1 – передня галтель першого ступеня тиску; 2 – область переходу від полотна до хвостового з'єднання диска першого ступеня, 3 – розвантажувальний отвір першого ступеня; 4 – другий гребінь сегмента діафрагмового ущільнення другого ступеня; 5 – останній гребінь першого сегмента кінцевого ущільнення, 6 – зона РВТ за передостаннім сегментом кінцевого ущільнення; б – зміна градієнтів температур для РВТ

Самі температурні поля для моментів часу 3200 с та 10200 с наведено на рис. 2.12. Максимальне значення температур основного металу ротора ЦВТ спостерігається на першому ступені і змінюється від 157°C на початкових етапах роботи, до 270°C - на номінальному режимі експлуатації.

У відношенні напружено-деформованого стану, слід відзначити, що найвищі значення інтенсивності умовних пружних напружень при пуску з ХС, спостерігаються на початкових етапах. Це пояснюється високими значеннями градієнтів температур, що пов'язані з контактом свіжої пари з температурою $170\text{-}186^\circ\text{C}$ з відносно непрогрітим матеріалом ротора. При цьому складова відцентрових сил має незначний вплив на напружено-деформований стан, оскільки у ці моменти часу частота обертання ротора визначається валоповоротним пристроєм і складає близько $4\text{-}6 \text{ об/хв}$.

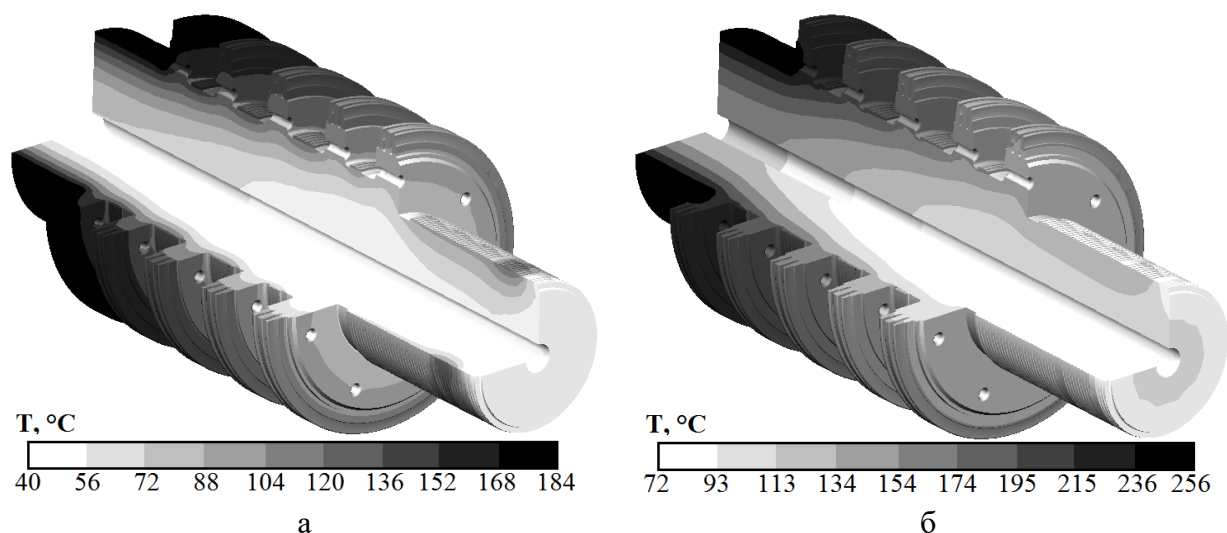


Рис. 2.12 – Тепловий стан ротора високого тиску при пуску з ХС в момент часу:
а – 3200 с; б – 10200 с

Максимальні значення інтенсивності напружень відповідають моменту часу 1400 с (рис. 2.13 а) і складають $\sigma_i = 263$ МПа для розвантажувальних отворів диску першого ступеня. Ці значення зберігаються майже незмінними до моменту часу 6800 с (рис. 2.13 б), починаючи з якого спостерігається поступове зменшення загального рівню напружень безпосередньо до завершення пускового етапу турбоустановки.

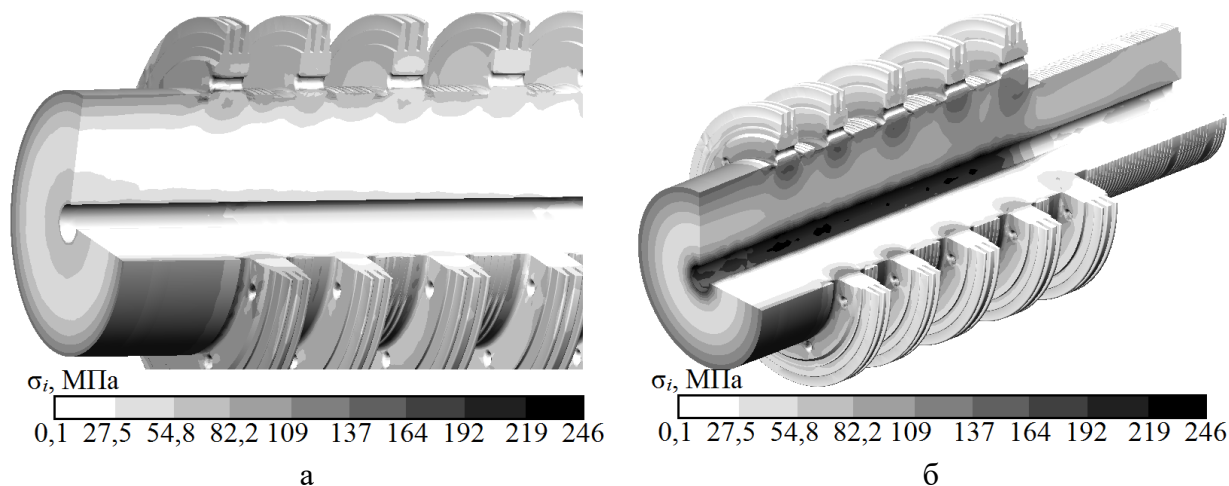


Рис. 2.13 – Напружено-деформований стан РВТ при пуску з ХС в момент часу:
а – 1400 с; б – 6800 с

Починаючи з 6800 с (рис. 2.13 б) частота обертання турбіни сягає свого номінального значення (3000 об/хв.) і зонами високих напружень стають не лише розвантажувальні отвори та галтельні переходи дисків ступенів, а й осьовий отвір ротора, що пов'язано зі значним збільшенням впливу

відцентрових сил.

Тривалість пуску з гарячого стану металу для турбіни К-1000-60/3000 складає 15600 с. Характер зміни градієнтів температур представлено на рис. 2.14 а. Максимальне значення $\text{grad}T = 1580 \text{ K/m}$ спостерігається в області передньої галтелі першого ступеня тиску в момент часу 1200 с. Наступні локальні максимуми значень градієнта температур спостерігаються в момент часу 3200 с та наприкінці пускового режиму в момент часу 15600 с.

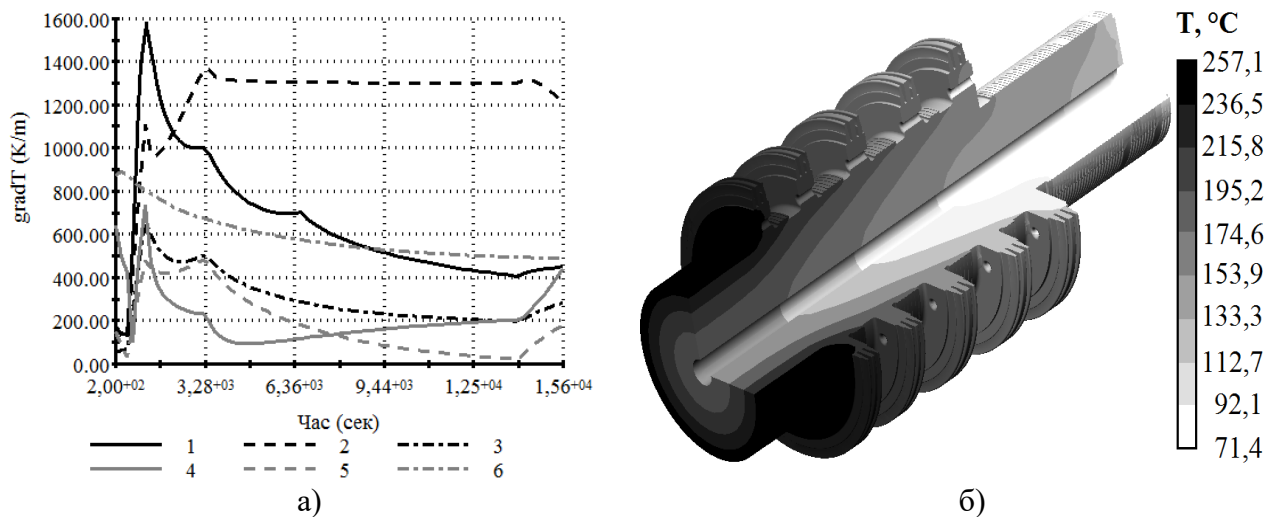


Рис. 2.14 – Тепловий стан РВТ турбіни К-1000-60/3000 при пуску з гарячого стану: а – зміна градієнтів температур; б – тепловий стан в момент часу 6600 с

Як і у випадку пуску з холодного стану, при пуску з гарячого стану спостерігається високе значення градієнту температур для хвостових з'єднань дисків ротора, зокрема для першого диску $\text{grad}T = 1400 \text{ K/m}$.

Тепловий стан РВТ при пуску з гарячого стану ГС представлений на рис. 2.14 б для моменту часу $\tau = 6600 \text{ с}$. Значення температур для проточної частини ротора змінюється від $254 \text{ }^\circ\text{C}$ на першому ступені тиску до $168 \text{ }^\circ\text{C}$ – на п'ятому ступені.

При дослідженні напружено-деформованого стану РВТ в період пуску з гарячого стану встановлено, що на початкових етапах пуску, коли свіжа пара має температуру $170 \text{ }^\circ\text{C}$, а частота обертання ротора визначається валобертовим пристроєм, рівень інтенсивності напружень для всього валу не перевищує 75 МПа . Лише з моменту часу 1200 с, інтенсивність напружень стрибкоподібно зростає до $\sigma_i = 177 \text{ МПа}$ в області передньої галтелі першого ступеня і далі продовжує повільно зростати.

Максимальний рівень інтенсивності напружень в роторі високого тиску турбіни К-1000-60/3000 при пуску з гарячого стану ГС має місце в момент часу 3200 с, коли частота обертання валу є номінальною ($n_0 = 3000 \text{ об/хв.}$),

параметри пари, що подається в турбіну є близькими до номінальних ($t_{\text{п}} = 254^{\circ}\text{C}$), а нерівномірність температурного поля описується високими значеннями градієнтів температур $\text{grad}T = 1000\text{-}1350 \text{ K/м}$. Всі вказані вище фактори спричиняють появу інтенсивності напружень $\sigma_i = 226 \text{ МПа}$ в області осьового отвору валу та $\sigma_i = 170\text{-}188 \text{ МПа}$ в областях галтелей та розвантажувальних отворів усіх п'яти ступенів тиску (рис. 2.15 а). При пуску турбоустановки значення інтенсивності напружень поступово зменшуються від 207 МПа в момент часу 6600 с (рис. 2.15 б) до 166 МПа , що мають місце при виході на номінальний режим роботи в момент часу 15600 с в осьовому отворі ротора.

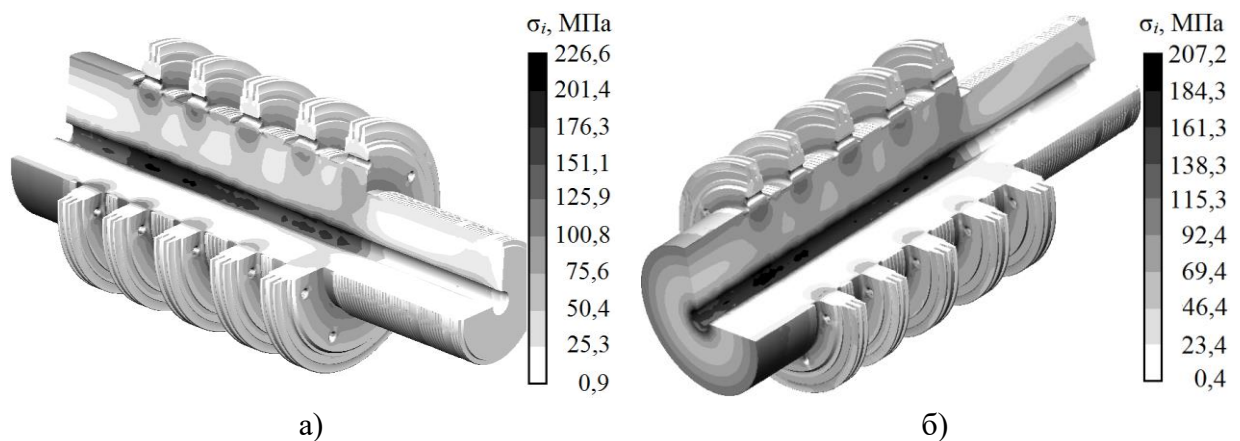


Рис. 2.15 – Напружено-деформований стан РВТ при пуску з ГС в момент часу:
а – 3200 с ; б – 6600 с

Таким чином, на номінальному і близьких до нього режимах максимальна інтенсивність умовних пружних напружень виникає у осьовому отворі ближче до п'ятого ступеня. Це можна пояснити тим, що п'ятий ступень більш широкий і його лопатки довші, відповідно, ступень більш важкий [80].

2.4 Ресурсні показники ротора високого тиску турбіни К-1000-60/3000 при експлуатації понад парковий ресурс

При розрахунковому дослідженні ресурсних показників ротора циліндру високого тиску (РВТ) парової турбіни К-1000-60/3000 блока 1000 МВт державного підприємства НАЕК «Енергоатом» при експлуатації понад парковий ресурс згідно нормативних документів проводилося розрахункове дослідження залишкового ресурсу та допустимої кількості пусків з різних теплових станів при циклічному навантаженні, при статичному навантаженні та оцінка можливості подальшого продовження експлуатації понад парковий ресурс ротора циліндру високого тиску парової турбіни К-1000-60/3000 [81].

Дослідження теплового стану ротора високого тиску передбачає рішення краєвої задачі нестационарної теплопровідності, для чого задаються граничні умови теплообміну на поверхнях об'єкту, згідно до розробленого програмного комплексу [53]. Враховувалися схеми витоків пари в проточній частині та в ущільненнях, а також реальні графіки роботи за типових експлуатаційних режимів, а саме стаціонарного та пусків з холодного, неостиглого та гарячого станів.

НДС оцінювався у пружно пластичній постановці з використанням скінчено-елементного методу дискретизації розрахункової області. Враховувалися основні типи напружень, а саме температурні, нерівномірність температурних полів, напруження від тиску та відцентрові сили. Результати розрахунку теплового та напружено-деформованого станів РВТ за типових режимів експлуатації представлені в роботі [79].

Розрахункова оцінка накопиченої циклічної пошкоджуваності турбінного обладнання, відповідно до нормативних документів [36], повинна виконуватись за допустимими числами циклів пуску з різних теплових станів. Для цього застосовуються експериментальні криві мало циклової втоми для конкретної сталі, з якої виготовлено досліджуваний елемент турбіни.

Ключовою особливістю розрахункової моделі є те, що експериментальні криві мало циклової втоми для сталі 30ХНЗМ1ФА, з якої виготовлений об'єкт дослідження, в літературі відсутні, тому пропонується вести розрахунок допустимого числа циклів за кореляційними залежностями мало циклової втоми [27]:

$$N_d = \left[1 - \left| \frac{1,25\sigma^c}{\sigma_{д.п.}} \right|^q \right] \min \left\{ \frac{N_1}{n_N}; N_2 \right\} \quad (2.1)$$

$$N_{1,2} = \left[\frac{\frac{1}{4} \ln \frac{100}{100 - \psi_{д.п.}}}{C(n_{1,2}\varepsilon_a + \frac{1-2\nu}{3E} \sigma_i) - \frac{\bar{\sigma}_N}{E}} \right]^{\frac{1}{0,6}}$$

де σ^c – інтенсивність напружень в стані сталої повзучості;

$\sigma_{д.п.}$ – межа довготривалої міцності;

q – показник ступеня в рівнянні довготривалої міцності;

n_N – запас міцності за числом циклів;

$\psi_{д.п.}$ – довготривала пластичність, що визначається за медіанними

значеннями для кожного рівня температур $\theta_1 \div \theta_2$;

θ_1 і θ_2 – температури, що відповідають максимальній та мінімальній інтенсивності деформації в циклі навантаження;

C – коефіцієнт поточного числа циклів:

$$C = \begin{cases} 1, & \text{при } N \leq 10^4 \\ \frac{\overline{K_T}}{K_T}, & \text{при } N > 10^4 \end{cases} \quad (2.2)$$

$n_1 = 1$; $n_2 = n_e$ – коефіцієнти запасу міцності;

ε_a – амплітуда інтенсивності деформації в циклі:

$$\varepsilon_a = \frac{1 + \nu}{1,5 \cdot E} \{C \cdot \sigma_a + \min(\sigma_{-1}; \sigma_{д.м.}) - \min(\sigma_N; \sigma_N^e)\}$$

ν – коефіцієнт Пуассона;

E – модуль Юнга для максимальної температури в циклі t_m ;

$\bar{\sigma}_N = \min\{\sigma_N; \sigma_N^e\}$ – межа втоми при несиметричному циклі

навантаження;

$$\sigma_N = \frac{\sigma_{-1}}{1 + \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_B} \cdot \frac{1+r}{1-r}} \quad (2.3)$$

$$\sigma_N^e = \begin{cases} \min\left\{\frac{\sigma_a \cdot \sigma_{д.м.}(\theta_1)}{|\sigma_{max}|}; \frac{\sigma_a \cdot \sigma_{д.м.}(\theta_2)}{|\sigma_{max} - 2 \cdot \sigma_a|}\right\}, & \text{при } \sigma_a < \overline{\sigma_{0,2}^H} \\ \min\{\sigma_{д.м.}(\theta_1); \sigma_{д.м.}(\theta_2)\}, & \text{при } \sigma_a \geq \overline{\sigma_{0,2}^H} \end{cases}$$

r – коефіцієнт асиметрії циклу навантаження:

$$r = \begin{cases} \max\left\{\frac{\sigma_{max} - 2\sigma_a}{\sigma_{max}}; -1\right\}, & \text{при } \sigma_{max} > 0 \\ -1, & \text{при } \sigma_{max} \leq 0 \end{cases}$$

$\sigma_{д.м.}(\theta_1)$, $\sigma_{д.м.}(\theta_2)$ – межі довготривалої міцності, що відповідають температурам θ_1 і θ_2 ;

σ_{max} – максимальна напруженість в циклі;

σ_a – амплітуда інтенсивності напружень;

$\overline{\sigma_{0,2}^H}$ – середнє значення приведених до розрахункової температури

циклічних меж текучості матеріалу при температурах θ_1 і θ_2 .

Оцінка ресурсних показників енергетичного устаткування виконується на базі розрахунку статичної та циклічної пошкоджуваності металу. Для цього необхідно мати дані щодо теплового та напружено-деформованого станів турбіни за всіх типових режимів експлуатації.

Тепловий та напружено-деформований стан для стаціонарного режиму роботи виконано у квазістаціонарній постановці [80]. Рівень температур складає 270 °С для першого ступеня та 165-228 °С з другого по четвертий ступені. Максимальна інтенсивність напружень спостерігається в осьовому отворі та в розвантажувальних отворах дисків всіх п'яти ступенів $\sigma_i = 158$ МПа. В інших характерних зонах РВТ інтенсивність напружень складає 66-105 МПа. Високий рівень інтенсивності напружень в області осьового отвору пояснюється великими значеннями відцентрових сил, що діють на значні зосередження маси, якими є диски ступенів тиску та їх робочі лопатки. При чому, найбільший рівень напружень спостерігається ближче до п'ятого ступеня, який є найбільш масивним та облопачений найважчими лопатками (рис. 2.16).

Пускові режими роботи розглянуті у нестаціонарній постановці. Окремий інтерес на змінних режимах роботи представляє інформація щодо нерівномірності температурних полів у часі, яка представлена у вигляді динаміки зміни градієнта температур для найбільш характерних областей [76, 77].

Так, для пуску з холодного стану градієнт температур досягає свого максимального значення на початкових етапах пуску і для певних досліджуваних областей складає $\text{grad}T = 1200$ К/м. В цілому, рівень значень градієнта температур не перевищує 1300 К/м протягом пуску з холодного стану, що свідчить про помірну нерівномірність температурного поля.

У відношенні напружено-деформованого стану слід відзначити, що найвищі по модулю значення інтенсивності напружень спостерігаються на початкових етапах пуску з холодного стану – $\sigma_i = 231$ МПа для розвантажувальних отворів диску першого ступеня (рис. 2). Ці значення зберігаються майже незмінними до моменту часу 6800 с, починаючи з якого спостерігається поступове зменшення загального рівня напружень безпосередньо до завершення пускового етапу турбіни. Починаючи з 6800 с частота обертання турбіни сягає свого номінального значення (3000 об/хв.) і зонами високих напружень стають галтельні переходи дисків ступенів та осьовий отвір ротора (рис. 2.17).

Аналогічні дані отримано і для режиму пуску з гарячого стану (рис. 2.18). Проведені розрахунки дозволяють оцінити довготривалу міцність та стійкість до мало циклової втоми основного металу ротора. Для цього було обрано РВТ К-1000-60/3000 блока № 3 Рівненської АЕС.

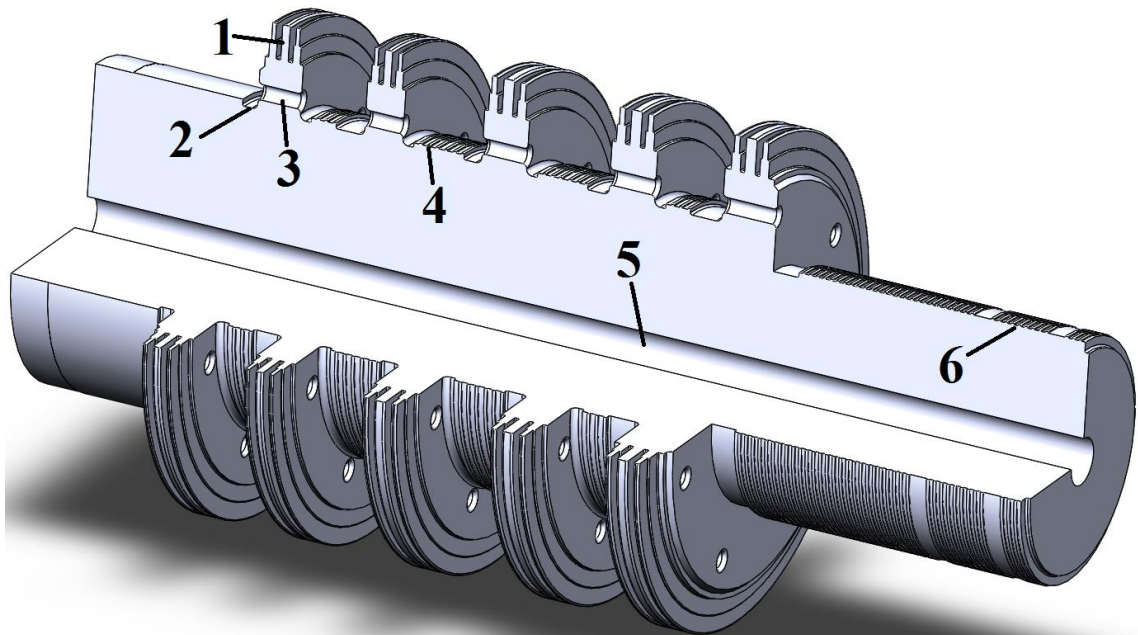


Рис. 2.16. Характерні області дослідження ротора високого тиску турбіни К-1000-60/3000: 1 – хвостове кріплення 1-го ступеня, 2 – гальтель 1-го ступеня з боку паровпуску, 3 – розвантажувальний отвір 1-го ступеня, 4 – діафрагмові ущільнення 2-го ступеня, 5 – осьовий отвір в області 4-го і 5-го ступенів, 6 – другий ступінь кінцевих ущільнень

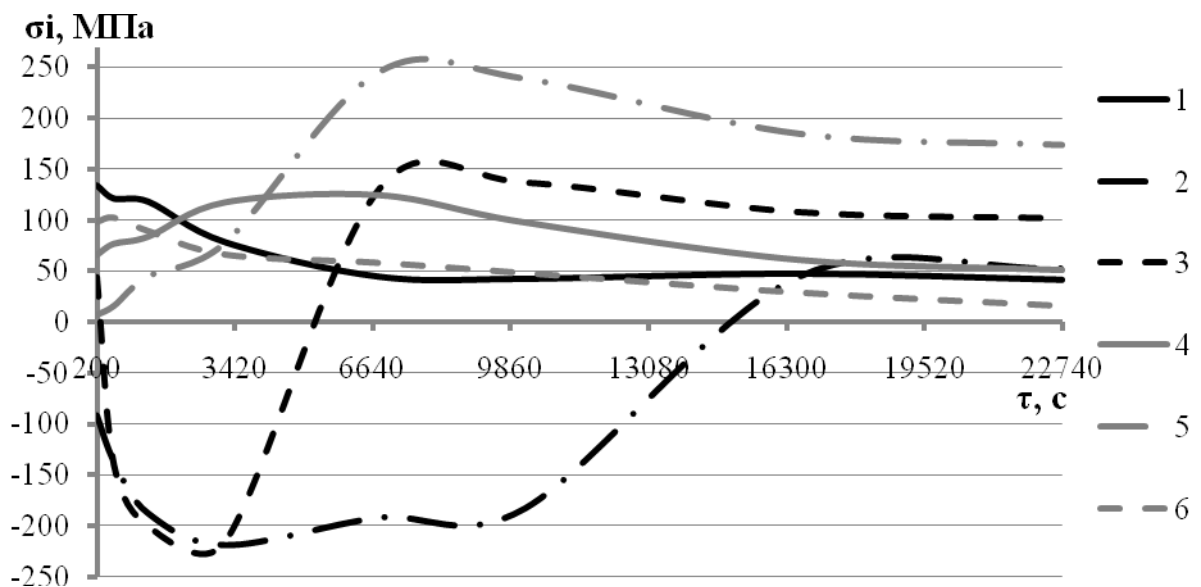


Рис. 2.17. Динаміка зміни інтенсивності напружень в характерних областях дослідження РВТ К-1000-60/3000 протягом пуску з холодного стану

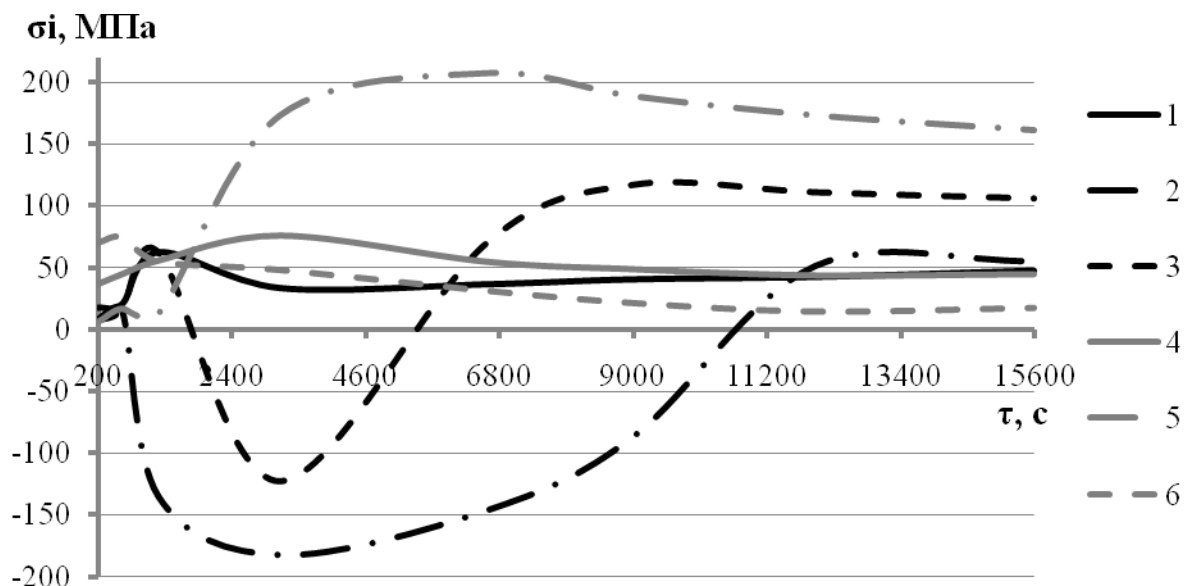


Рис. 2.18. Динаміка зміни інтенсивності напружень в характерних областях дослідження РВТ К-1000-60/3000 протягом пуску з гарячого стану

Ресурсні паркові характеристики турбіни К-1000-60/3000 згідно даних НАЕК «Енергоатом» є наступними: термін експлуатації – не менше 30 років, допустима паркова кількість пусків – 600, кількість пусків впродовж року – 20. Термін експлуатації розрахований для досягнення граничного стану, виходячи з забезпечення максимально допустимої кількості циклів у рік.

При проведенні планово-попереджувальних ремонтних робіт на енергоблоці № 3 Рівненської АЕС у 2014 р. показники напрацювання за період експлуатації склали (станом на 01.07.2014 р.): загальна кількість пусків – 230, кількість пусків з холодного стану – 49, кількість пусків з гарячого стану – 181, напрацювання – 177919 год. Таким чином, у відсотковому співвідношенні кількість пусків з холодного стану становить 21,3 %, кількість пусків з

г

а

р

я

Згідно даних НАЕК «Енергоатом» допустимий парковий термін експлуатації складає не менше 30 років, що відповідає для базових енергоблоків 220 тис. год. експлуатації. Коефіцієнти запасу міцності в розрахунках прийняті відповідно 10 для запасу міцності по кількості циклів та 1,5 для запасу міцності по деформаціях згідно нормативних документів [25].

Результати розрахункового дослідження ресурсних характеристик ротора високого тиску турбіни К-1000-60/3000 блока № 3 Рівненської АЕС наведені у табл. 2.2. Малоциклова втома оцінена за допустимими значеннями

н

у

чисел пуску з різних теплових станів, які були розраховані з використанням кореляційних залежностей втомлюваності сталі 30ХНЗМ1ФА, з якої виготовлений РВТ [82]. Розрахована циклічна пошкоджуваність основного металу становить $P_{\text{Ц}} = 11\%$, при цьому розрахована статична пошкоджуваність $P_{\text{СТ}}$ дорівнює 95%. Це прогнозовано свідчить про менш вагомий вплив мало циклової втоми, як механізму руйнування ротора в порівнянні з вичерпанням довготривалої міцності (див. табл. 2.2).

Статична пошкоджуваність оцінена за парковим ресурсом 220 тис. год. згідно нормативних документів [27] та становить $P_{\text{СТ}} = 95\%$. Сумарна пошкоджуваність основного металу становить $P_{\text{СУМ}} = 107\%$, тобто перевищує 100 %. Це свідчить про вичерпання ресурсу РВТ турбіни К-1000-60/3000 при парковому напрацюванні 220 тис. год.

Таблиця 2.2 – Ресурсні характеристики ротора високого тиску турбіни К-1000-60/3000 блока № 3 Рівненської АЕС

Величина	Розмірність	Значення	
Напрацювання енергоблока	[год.]	209690	
Загальне число пусків	-	271	
Річне напрацювання	год./рік]		
Рік введення в експлуатацію			
Поточне число пусків з різних теплових станів	ХС	58	
	ГС	213	
Інтенсивність напружень на номінальному режимі роботи	[МПа]	158,5	
Допустиме число циклів пуску з різних теплових станів	ХС	1945	
	ГС	2591	
Циклічна пошкоджуваність	[%]	11,20	
Допустиме число годин роботи	[год.]	220000	270000
Статична пошкоджуваність	[%]		
Сумарна пошкоджуваність	[%]	106,6	88,86
Залишковий ресурс	[год.]	<0 Ресурс вичерпаний	26287

Авторами статті були проведені експериментальні дослідження

Д
о
в
г
т
р
и

Аналогічні дані, щодо сталі 30ХНЗМ1ФА, з якої виготовлено РВТ турбіни К-1000-60/3000, у літературі відсутні. Зрозумілим є те, що через

відмінність фізико-механічних властивостей сталей 25Х1М1ФА та 30ХН3М1ФА їхні криві довготривалої міцності також будуть відрізнятися. Проте, враховуючи, що робоча температура металу РВТ турбіни К-200-130 становить 540 °С, а турбіни К-1000-60/3000 – 270 °С, пропонується виконати оцінку статичної пошкоджуваності РВТ блока № 3 Рівненської АЕС з застосуванням кривих довготривалої міцності сталі 25Х1М1ФА при температурі 500 °С, як розрахунок в запас міцності. Додатково, слід врахувати, що до турбін АЕС висуваються вищі вимоги щодо надійності роботи. Тому пропонується прийняти допустиме число годин експлуатації сталі РВТ турбіни К-1000-60/3000 на рівні 270 тис. год. Тоді розрахована статична пошкоджуваність $P_{ст}$ дорівнюватиме 78 %, а сумарна пошкоджуваність основного металу становить $P_{сум} = 89$ %.

Якщо експертна комісія, що складається згідно СОУ-Н МПЕ 40.17.401:2004 [5] з представників електричної станції, спеціалізованих і інших організацій, може прийняти допустимий час роботи металу на рівні 270 тис. год., то розрахована сумарна пошкоджуваність $P_{сум} = 89$ %, а залишковий ресурс металу РВТ турбоагрегату К-1000-60/3000 енергоблока № 3 Рівненської АЕС складе 26287 год. Це дозволить продовжити експлуатацію РВТ парової турбіни К-1000-60/3000 на 25 тис. год.

2.5. Оцінка залишкового ресурсу корпусів високого тиску парових турбін АЕС

Досвід експлуатації атомних станцій дозволяє обґрунтувати перегляд раніше встановлених термінів служби устаткування і енергоблоків АЕС. В зв'язку з тим, що в грудні 2016 року спливає назначений термін експлуатації енергоблока № 3 Рівненської АЕС з реактором типу ВВЕР-1000 (В-320) і турбіною К-1000-60/3000. Виникла потреба оцінки залишкового ресурсу енергетичного обладнання такого типу для забезпечення надійного енергоспоживання і зниження витрат на введення нових енергоблоків.

Як вже зазначалося, турбіна К-1000-60/3000 - парова, конденсаційна, з нерегульованими відборами пари, з проміжною сепарацією і одноступінчастим паровим проміжним перегрівом, розрахована для роботи в блоці з реактором ВВЕР 1000. Циліндр високого тиску розташований в середній частині турбіни, а циліндри низького тиску - симетрично по обидві сторони ЦВТ (по два ЦНТ з кожної сторони). Циліндр високого тиску (ЦВТ) має два потоки по п'ять ступенів тиску, складається із зовнішнього і

внутрішнього корпусів. У внутрішньому корпусі встановлені діафрагми перших двох ступенів кожного потоку; діафрагми інших щаблів кріпляться в обоймах, розташованих в розточеннях зовнішнього корпусу. Підведення пари в ЦВТ виконано боковим, по двох патрубках Ду-800, які розташовані в нижній половині корпусу (по одному з кожного боку турбіни).

У монографії при оцінці залишкового ресурсу елементів парових турбін виконується розрахункова оцінка теплового (ТС), напружено-деформованого стану (НДС), малоциклової втоми (МЦВ), пошкоджуваності і залишкового ресурсу корпусу ЦВТ з урахуванням фактичних даних про режими експлуатації парової турбіни великої потужності і властивостей металу її основних елементів згідно нормативних документів [25, 27]. Крім того, для конструктивно складних корпусів ЦВТ враховуються тривимірні конструкції з фланцями горизонтального роз'єму, патрубків підведення пару та інших складних елементів.

На першому етапі перевірного розрахунку розроблена методика створення просторових аналогів елементів турбомашин з застосуванням програмного продукту Solidworks для корпусу ЦВТ (рис. 2.19). Побудова геометричної моделі виконувалась на основі паспортного креслення турбіни К-1000-60/3000. Спочатку побудовано ескіз (профіль обертання) для корпусу з вихідних даних. Габаритна довжина корпусу циліндру складає 5400 мм, зовнішній радіус – 1450 мм.

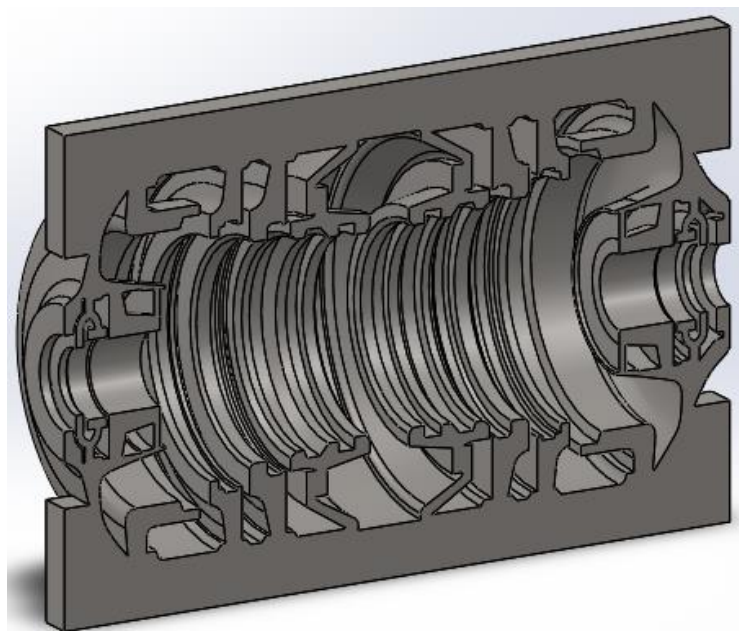


Рис. 2.19. 3-D просторовий аналог корпусу циліндру високого тиску парової турбіни.

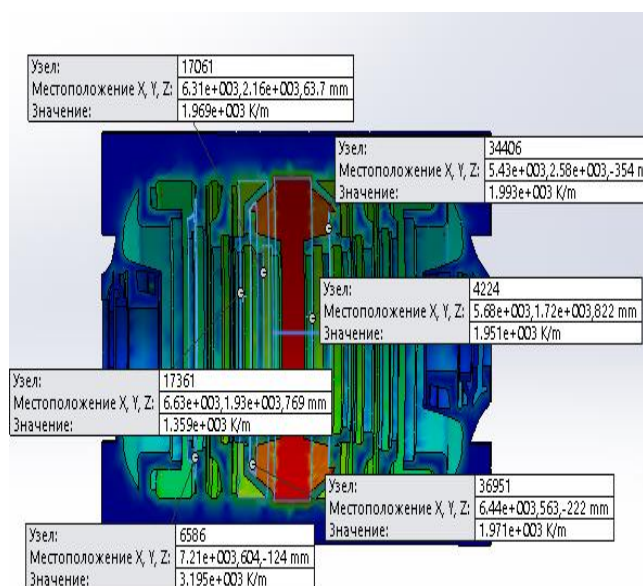
На другому етапі перевірного розрахунку розроблений спосіб

вирішення за допомогою програмних комплексів ANSYS і COSMOSWorks крайової задачі нестационарної теплопровідності із завданням граничних умов (ГУ) теплообміну на поверхнях корпусу ЦВТ на базі створених геометричних 3-D моделей. ГУ відповідали експлуатаційним режимам по типу пусків з холодного стану і гарячого станів, стаціонарного режиму [74]. При визначенні ГУ згідно до рекомендацій [23] враховувалися схеми витоків пари в ущільненнях, реальні графіки пуску з різних теплових станів (холодного і гарячого), попадання конденсату в проточну частину парової турбіни. Задавалась відсутність або наявність ізоляції по всій довжині фланців.

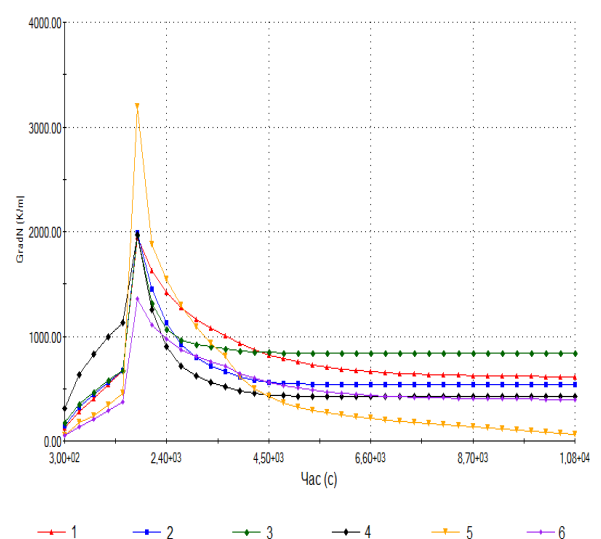
Третій етап перевірконого розрахунку містить визначення з використанням програмних комплексів ANSYS і COSMOSWorks НДС корпусу ЦВТ з урахуванням просторової складної геометрії. Напружено-деформований стан визначався для наступних видів напруг: напруги від тиску та температурних напружень.

Розрахунки проводилися з використанням програмного комплексу SolidWorks Simulation. Матеріал корпусів є легована сталь 15X1М1ФЛ. Теплофізичні та фізико-механічні характеристики сталі 15X1М1ФЛ задавалися в залежності від температури відповідно до рекомендацій [5]. ТС і НДС корпусу ЦВТ турбіни К-1000-60/3000 розраховувалося для пуску з гарячого стану (ГС) та пуску з холодного стану (ХС).

При пусках з холодного стану ХС максимальний градієнт температур виникає в ЦВТ по всіх контрольним вузлах при початковому наборі оборотів (1800 с). На рис. 2.20 наведено графіки зміни градієнтів температур при пуску з ХС і характерні точки максимальних градієнтів температур для ЦВТ.



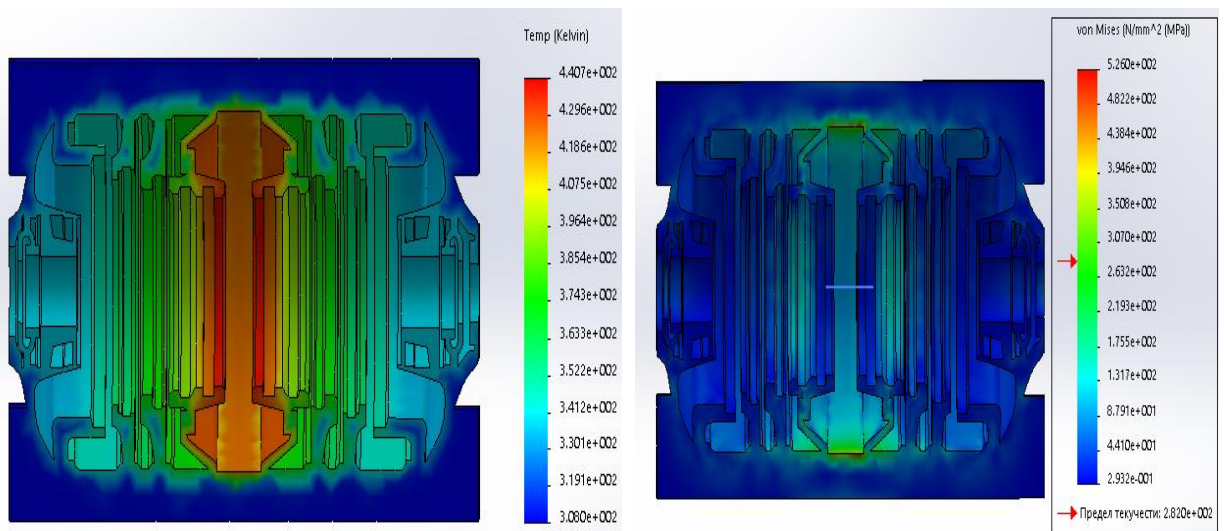
а) максимальні градієнти температур



б) зміна градієнтів температур для ЦВТ

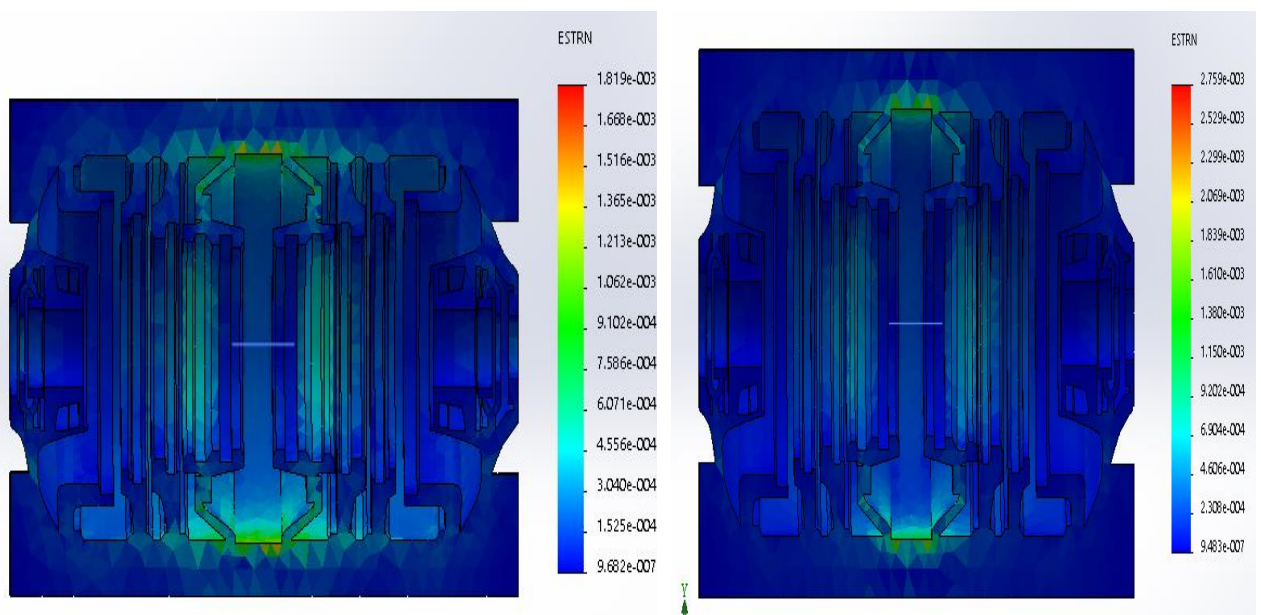
Рис. 2.20 Характерні точки максимальних градієнтів температур (а) для ЦВТ; графіки зміни градієнтів температур при пуску з ХС (б).

Максимальна величина інтенсивності умовних пружних напружень від спільного впливу різниці температури і тиску пари в ЦВТ відмічена в частині впуску пари біля фланців (рис. 2.21б). Величина їх складає $\sigma_{\text{imax}} = 526 \text{ МПа}$ при пусках з ХС.



а) тепловий стан ЦВТ б) напружено-деформований стан ЦВТ
Рис. 2.21. ТС для ЦВТ (а); НДС для ЦВТ (б) при пуску з ХС в момент часу 1800 с.

Приведена деформація корпусу від впливу температурних напружень та тиску пари (рис. 2.22) складає 0,0018 % при пуску з ХС в момент часу 1800 с та 0,00276 % при пуску з ГС в момент часу 360 с, що відповідає допустимим нормам в 0,09%.

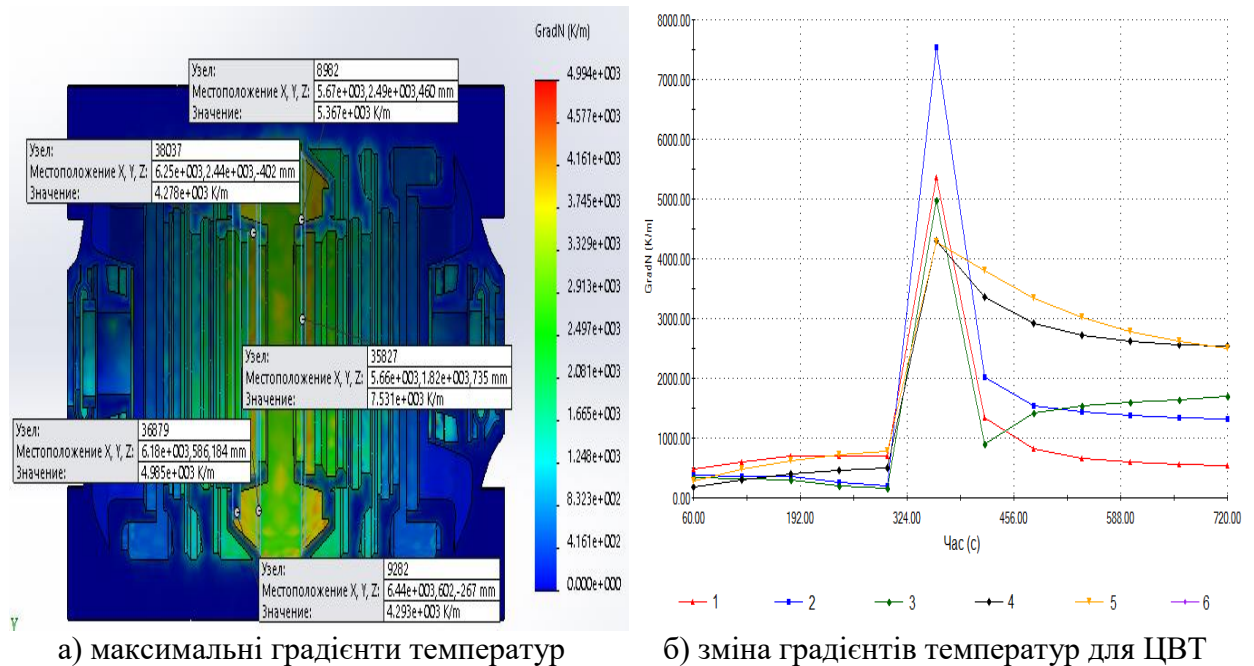


а) пуск з ХС в момент часу 1800 с

б) зміна градієнтів температур для ЦВТ

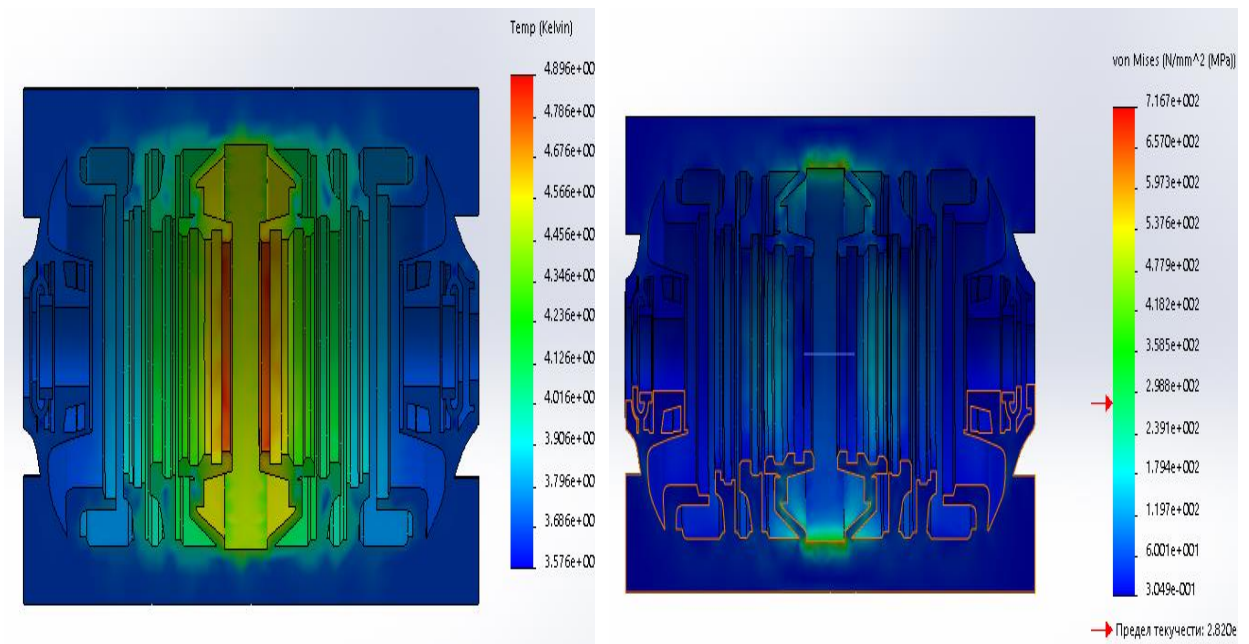
Рис. 2.22. Деформація ЦВТ при пуску з ХС в момент часу 1800 с (а) та ГС 360 с (б).

Максимальний градієнт температур при пусках з гарячого стану (ГС) виникає в ЦВТ по всіх контрольним вузлах в момент часу 360 с. На рис. 2.23 наведено графіки зміни градієнтів температур при пуску з ГС і характерні точки максимальних градієнтів температур для ЦВТ.



а) максимальні градієнти температур б) зміна градієнтів температур для ЦВТ
Рис. 2.23. Характерні точки максимальних градієнтів температур (а) для ЦВТ; графіки зміни градієнтів температур при пуску з ГС (б).

Як видно з епюри напружень (рис. 2.24 б), в частині корпусу, де здійснюється паровпуск поблизу фланців відмічена максимальна величина інтенсивності умовних пружних напружень від спільного впливу різниці температури і тиску пари в ЦВТ. Величина їх складає $\sigma_{\text{imax}} = 716,7$ МПа при пусках з ГС.



а) тепловий стан ЦВТ

б) напружено-деформований стан ЦВТ

Рис. 2.24. ТС для ЦВТ (а); НДС для ЦВТ (б) при пуску з ГС в момент часу 360 с.

На четвертому етапі зроблено розрахункову оцінку мало циклової втоми з використанням комплексу програм НТУУ «КПІ» і програмних комплексів ANSYS і COSMOSWorks на базі розрахункової зміни НДС корпусу ЦВТ. Розрахунки виконувалися відповідно до рекомендацій нормативних документів [25]. Використовувалися експериментальні залежності втоми сталі при ізотермічному симетричному циклі навантаження. Результати розрахункової оцінки мало циклової втоми міцності металу ЦВТ представлені в табл.2.3.

Таблиця 2.3. Розрахункова оцінка мало циклової втоми металу корпусу ЦВТ турбіни.

ЦВТ	Температура по товщині стінки корпусу, $t_{max}, ^\circ C$	Інтенсивність напружень, σ_i , МПа	Приведена деформація, ε_a пр, %	Допустиме число пусків, N_d
				$n_{ц}=5$ $n_{е}=1, 5$
ХС	155	520,0	0,1543	6000
ГС	180	700,0	0,2023	2000

З урахуванням даних по ТС, НДС, оцінки малоциклової втоми металу ЦВТ парової турбіни К-1000-60/3000 (табл. 2.3) розрахункова оцінка пошкоджуваності, залишкового допустимого напрацювання в роках та індивідуального ресурсу корпусу ЦВТ для енергоблока ст. № 3 Рівненської АЕС представлена в таблиці 2.4. Оцінка короточасної статичної міцності корпусів ЦВТ виконується згідно з рекомендаціями [27].

Таблиця 2.4. Розрахункова оцінка пошкодження та індивідуального ресурсу корпусу ЦВТ турбіни.

№п/п	Назва	Формула	ЦВТ
1.	Температура металу	$t, ^\circ\text{C}$	180
2.	Інтенсивність напружень	$\sigma_{\text{imax}}, \text{МПа}$	88
3.	Границя текучості	$\sigma_{02}^B, \text{МПа}$	282
4.	Номінальне еквівалентне напруження	$2\tau_{\text{max}} = \sigma_3, \text{МПа}$	90,0
5.	Запас міцності σ_{imax}	$n'_T = \sigma_{02}^B / \sigma_{\text{imax}}$	3,2045
6.	Запас міцності по σ_3	$n''_T = \sigma_{02}^B / 2\tau_{\text{max}}$	3,1333
7.	Допустиме число циклів по різним типам пусків	$[N_{pl}] n^{\text{ЦВТ}}_{\text{XC}}=51$	6000
		$[N_{pl}] n^{\text{ЦВТ}}_{\text{ГC}}=190$	2000
8.	Циклічна пошкоджуваність	$[P_{\text{ц}}] = \sum n_l / [N_{pl}]$	0,1035
9.	Допустимий час роботи металу	$[t_{pl}]$	$3,7 \times 10^5$
10.	Число годин роботи на рік	$\tau_{\text{год}} = T/z$	6100,0
11.	Річна циклічна пошкоджуваність	$[P_{\text{г}}''] = \sum n_{lr} / [N_{pl}]$	0,003569
12.	Річна статична пошкоджуваність	$[P_{\text{ст}}''] = \sum \tau_{\text{год}} / [t_{pl}]$	0,016486
13.	Сумарна пошкоджуваність за рік	$[P_{\text{г}}''] = [P_{\text{ст}}''] + [P_{\text{ц}}'']$	0,020055
14.	Залишкове напрацювання	$G = 1 - [P'] / [P_{\text{г}}''], \text{рік}$	44,7
15.	Залишковий ресурс	$T_{\text{зал}} = G \times \tau_{\text{год}}, \text{год.}$	272676,48
16.	Загальна кількість пусків	$N_{\text{заг}}$	241
17.	Циклічна пошкоджуваність (спрощена формула)	$[P_{\text{ц}}]_{\text{упрощ.}} = \sum n_{\text{заг}} / [N_{\text{min}}]$	0,1205
18.	Залишкове напрацювання (спрощена формула)	$G = 1 - [P'] / [P_{\text{г}}''], \text{рік}$	43,85
19.	Залишковий ресурс (спрощена формула)	$T_{\text{зал}} = G \times \tau_{\text{год}}, \text{год}$	267505,8

Таким чином, розрахунковий ресурс металу корпусу ЦВТ турбоагрегату К-1000-60/3000 ст. №3 Рівненської АЕС вироблений на 10,35%. Запаси короточасної статичної міцності корпусу ЦВТ ніде не виходять за межі допустимих ($n'_T \geq 1,5$), що дозволяє подальшу експлуатацію. Згідно розрахунків, індивідуальний залишковий ресурс корпусу ЦВТ парової турбіни К-1000-60/3000 становить 267505,8 години, що дозволяє продовжити експлуатацію корпусу ЦВТ на 10 років, по умовах роботи реактора [84].

2.6 Висновки та рекомендації до розділу 2

1. Для парової турбіни К-1000-60/3000 вдосконалено математичну модель теплового (ТС) та напружено-деформованого стану (НДС) ротору ЦВТ парової турбіни на базі 3D-просторових аналогів. Розглянуто типові

експлуатаційні режими, а саме стаціонарний режим роботи та пуски з холодного, неостиглого та гарячого станів металу.

2. Створено геометричну 3D- модель ротора високого тиску турбіни К-1000-60/3000 з розвантажувальними отворами, виделковими хвостовиками з зовнішньою виделкою, що закриває обід диску, та зоною задніх кінцевих ущільнень.

3. За допомогою та фізичного моделювання отримано розрахункові дані по ТС та НДС ротору високого тиску парової турбіни К-1000-60/3000 блока 1000 МВт АЕС з урахуванням реальних умов експлуатації. Максимальна інтенсивність умовних пружних напружень має місце у момент часу 6600 с з початку пуску з НС та дорівнює 235 МПа в осьовому отворі та розвантажувальних отворах дисків всіх п'яти ступенів.

4. Встановлено, що зонами концентрації напружень є галтельні округлення та розвантажувальні отвори перших ступенів, а також осьовий отвір турбіни в області четвертого та п'ятого ступенів. Визначено, що для ротора високого тиску домінуючий вплив на напружено-деформований стан має відцентрова сила, що діє на масивні обертові елементи турбіни. Встановлено, що максимальне значення інтенсивності напружень на стаціонарному режимі роботи виникає в області осьового отвору валу під п'ятим ступенем тиску і складає $\sigma_i = 158$ МПа.

5. При пуску з холодного стану максимальний рівень інтенсивності напружень ($\sigma_i = 263$ МПа) виникає в момент часу 1400 с і пов'язаний із сумісною дією температурних напружень та нерівномірністю температурного поля. При пуску з гарячого стану ГС максимальний рівень інтенсивності напружень ($\sigma_i = 226$ МПа) виникає в момент часу 3200 с в області осьового отвору валу. При пуску з неостиглого стану НС-1 максимальний рівень інтенсивності напружень ($\sigma_i = 235$ МПа) виникає в момент часу 6600 с.

6. За результатами проведення чисельних досліджень ресурсних показників РВТ турбіни К-1000-60/3000 сумарна пошкоджуваність складає 107 %, в тому числі циклічна пошкоджуваність – 11 % та статична пошкоджуваність – 95 % при парковому напрацюванні 220000 год. Таким чином, подальша експлуатація РВТ блока № 3 Рівненської АЕС не допускається.

7. Якщо експертна комісія, що складається згідно СОУ-Н МПЕ 40.17.401:2004 [2] з представників електричної станції, спеціалізованих і інших організацій, може прийняти допустимий час роботи металу на рівні 270 тис. год., то залишковий ресурс металу РВТ турбоагрегату К-1000-60/3000

енергоблока № 3 Рівненської АЕС складе 26287 год. Це дозволить продовжити експлуатацію РВТ парової турбіни К-1000-60/3000 на 25 тис. год.

8. Для парової турбіни К-1000-60/3000 створено математичну модель теплового (ТС), напружено-деформованого стану (НДС), малоциклової та статичної втоми корпусу ЦВТ парової турбіни на базі 3D- просторових аналогів для корпусу ЦВТ. За допомогою математичного та фізичного моделювання отримано розрахункові дані по ТС, НДС та залишкового ресурсу енергетичного обладнання парової турбіни К-1000-60/3000 Рівненської АЕС з урахуванням реальних умов експлуатації .

9. Обґрунтовано рекомендації щодо продовження терміну експлуатації парової турбіни К-1000-60/3000 блока №3 Рівненської АЕС.

3. РОЗРАХУНКОВЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОВОГО, НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ТА ІНДИВІДУАЛЬНОГО РЕСУРСУ ТРУБОПРОВОДУ КОТЛОАГРЕГАТУ

3.1. Геометрична модель трубопроводів котлоагрегатів та методика розрахункових досліджень

Україна належить до енергодефіцитних країн і задовольняє свої потреби в паливно-енергетичних ресурсах за рахунок імпорту інших коштовних енергоносіїв, зокрема, природного газу – на 80 %, нафти – на 80%, ядерного палива на 100 % . В енергетиці України експлуатується значна кількість енергетичних та промислових котлів різної потужності, печей, сушил, газотурбінних установок тощо, що відпрацювали термін експлуатації. Досвід роботи таких установок показує, що одним із суттєвих факторів, які погіршують надійність та економічність, є нерівномірність розподілу палива в топковій камері, як у просторі, так і у часі [85]. Це призводить до порушення температурного та теплогідравлічного режимів поверхонь нагріву, виникнення додаткових термоциклічних навантажень на метал і зрештою до аварії установки.

Порушення оптимального співвідношення «паливо-повітря» в окремих пальниках і в топковій камері в цілому викликає надмірну як хімічну, так і механічну неповноту згоряння палива, а також викиди оксидів азоту більше, ніж допускається Європейськими нормами [86, 87].

На основі літературних джерел та дослідів експлуатації парових котлів теплових електростанцій доведено, що найбільш суттєвими факторами, що погіршують надійність та економічність енергетичного обладнання, є нерівномірність розподілу палива в топковій камері котлів як у просторі, так і у часі, що призводить до порушення температурного та теплогідравлічного режимів поверхонь нагріву та виникнення додаткових термоциклічних навантажень на метал, а також порушення оптимальних співвідношень «паливо-повітря» в окремих пальниках і в топковій камері в цілому, що викликає надмірну неповноту згорання палива як хімічну, так і механічну.

Одним з основних елементів вогнетехнічних установок, від характеристик якого в значній мірі залежить їх ефективність, економічність, термін роботи, формування розподілу теплових потоків в топковому просторі тощо, є пальниковий пристрій. Досвід експлуатації пальникових пристроїв, які використовуються в енергетиці та промисловості, показує, що в багатьох

випадках вони мають низькі техніко-економічні показники, особливо при роботі на змінних параметрах робочого процесу, що здебільшого пов'язане з застарілими методами організації в них робочого процесу. Такі пальники характеризуються збільшеними викидами оксидів азоту, вузьким діапазоном роботи щодо зміни режимних параметрів, а також неефективною роботою на часткових навантаженнях.

Головний підхід у розробці високоефективних пальників полягає в тому, що в них, по-перше, використовується така схема організації сумішоутворення палива і окислювача, яка забезпечує оптимальне співвідношення компонентів горіння, по-друге, реалізується мікрофакельне високоефективне спалювання палив в системі стабілізаторів порівняно невеликого розміру, по-третє, забезпечується надійна стабілізація процесу горіння за рахунок наявності зон рециркуляції за стабілізаторами та можливість роботи в широкому діапазоні режимів по швидкості повітряного потоку та коефіцієнту надлишку повітря [88-90]. Важливою особливістю розробленої технології організації процесу горіння в системі стабілізаторів є модульність конструкції, а саме, можливість розробляти пальникові пристрої різної потужності за рахунок зміни кількості стабілізаторів, кожен з котрих може розглядатися як окремий пальниковий пристрій. Завдяки такій організації робочого процесу з'являється можливість впливати на процес горіння і довжину факелу за окремими стабілізаторами, формувати довжину факелу в топковому просторі і розподілення теплових потоків.

Наукова новизна роботи базується також на використанні нових методичних підходів до вирішення поставлених завдань на основі теорії локалізації, що дозволить суттєво підвищити ефективність моделювання досліджуваних процесів. Застосування вказаних підходів дасть можливість суттєво спростити постановку та процес розв'язання задач з урахуванням ефектів локалізації впливу певних умов однозначності.

В основу високоефективної технології спалювання газу покладено результати попередніх досліджень кафедри ТЕУ Т та АЕС НТУУ «КПІ» з розробки технології реалізації в мікродифузійних пальниках стабілізаторного типу та забезпечення максимальної теплової ефективності процесу горіння і формування поля температур продуктів згоряння [91].

Важливим фактором необхідності розробки пальникових пристроїв нового типу є те, що в енергетиці України експлуатується значна кількість енергетичних та промислових котлів різної потужності, печей, сушил, газотурбінних установок тощо, що відпрацювали термін експлуатації. Досвід

роботи таких установок показав, що однією з проблем подальшого функціонування є наявність істотної невідповідності між реальним та розрахунковим розподіленням теплових потоків в топковому просторі [92-98]. Це призводить до термічних перекосів в елементах обладнання, виникнення напружень і зрештою до їх аварії. За цих обставин є необхідність проведення робіт з визначення стану найбільш термонапружених елементів, оцінка залишкового ресурсу, видача рекомендацій щодо своєчасного зняття їх з експлуатації або розробка порівняно заощадливих заходів для продовження терміну експлуатації цих агрегатів.

Так, наприклад, для котлів ДКВР-20-13 причини аварійних зупинок розподіляються наступним чином: перепад труб фронтового екрану – 45%, деформації і розриви бокових екранів – 37%, перепад пароперегрівників – 7%, пошкодження обмурівки, облицювання, обшивки – 4%. Тобто більше 80% аварійних зупинок котлів пов'язані з перегрівом екранних труб. Найважливішою причиною таких перегрівів вважаються високі локальні теплові потоки від факелу [99].

У сучасній літературі недостатньо матеріалів щодо комплексного підходу до вирішення проблеми впливу газодинаміки та теплообміну на термонапружений стан високотемпературних елементів з використанням комп'ютерного моделювання. Діагностування стану металу обладнання та продовження терміну його експлуатації є сьогодні безальтернативним засобом надійного енергозабезпечення країни. За розрахунками сума інвестицій, що вкладені в продовження експлуатації, в 3–5 разів менше, ніж введення в дію нових потужностей [100, 101]. Врахування пошкоджень від впливу високого рівня місцевих температур газів, локальної нерівномірності їх температури та достовірна оцінка залишкового ресурсу високотемпературних елементів є актуальними і дозволять забезпечити надійну та довготривалу експлуатацію енергогенеруючого устаткування.

В монографії наведена оцінка залишкового ресурсу та продовження терміну експлуатації теплоенергетичного устаткування на основі розрахункового дослідження впливу рівня та локальної нерівномірності температур.

Розрахункові дослідження теплового, напружено-деформованого стану та залишкового ресурсу трубопроводу котлоагрегату містить побудову просторового 3D аналогу котлоагрегату (рис. 3.1). Побудовано комплексу модель, яка включає пальниковий пристрій, який створений трьома стабілізаторами шириною $B_{\text{ст}} = 15$ мм, що розміщувались в каналі шириною

150 мм з кроком $t_{ст} = 50$ мм, та циліндричну трубу діаметром 32х6 мм і довжиною 150 мм. Потік газів, які утворювались після пального пристрою, обтікає циліндричну трубу. Коефіцієнт затінення $k_f = 0,30$. Відстань від пального пристрою до циліндричної труби дорівнювала 110 мм та 50 мм. Трубопровід діаметрально обтікався потоком газів, які утворювались після пального пристрою. Приймалось, що температура газів на зрізі стабілізаторів дорівнювала $t_r = (1000-1300)$ К. Температура повітря дорівнювала $T_n = 300$ К. Швидкість газів приймалась рівною $w_r = 10$ м/с. В якості середовища, що сприймає тепло в трубопроводі, задавалась живильна вода з температурою $t_v = 20$ °С і швидкістю $w_v = 0,5$ м/с. Напрями току води та гарячих газів були перпендикулярними. В якості граничних умов при теплових розрахунках задавались ГУ I-IV роду. Коефіцієнти тепловіддачі для газу були на рівні $(80 - 100)$ Вт/(м² К), а для живильної води коефіцієнти тепловіддачі дорівнювали $(300 - 500)$ Вт/(м²К) [102, 103].

На ділянці довжиною $X = 110$ мм між палинковим пристроєм і трубопроводом відбувається масообмін між гарячими газами сліду за стабілізатором і холодним повітрям в щілині між стабілізаторами. В тильній частині стабілізатора внаслідок інтенсивного масообміну в зоні рециркуляції температура вирівнюється і знаходиться на рівні 400 °С. Але повного вирівнювання не відбувається.

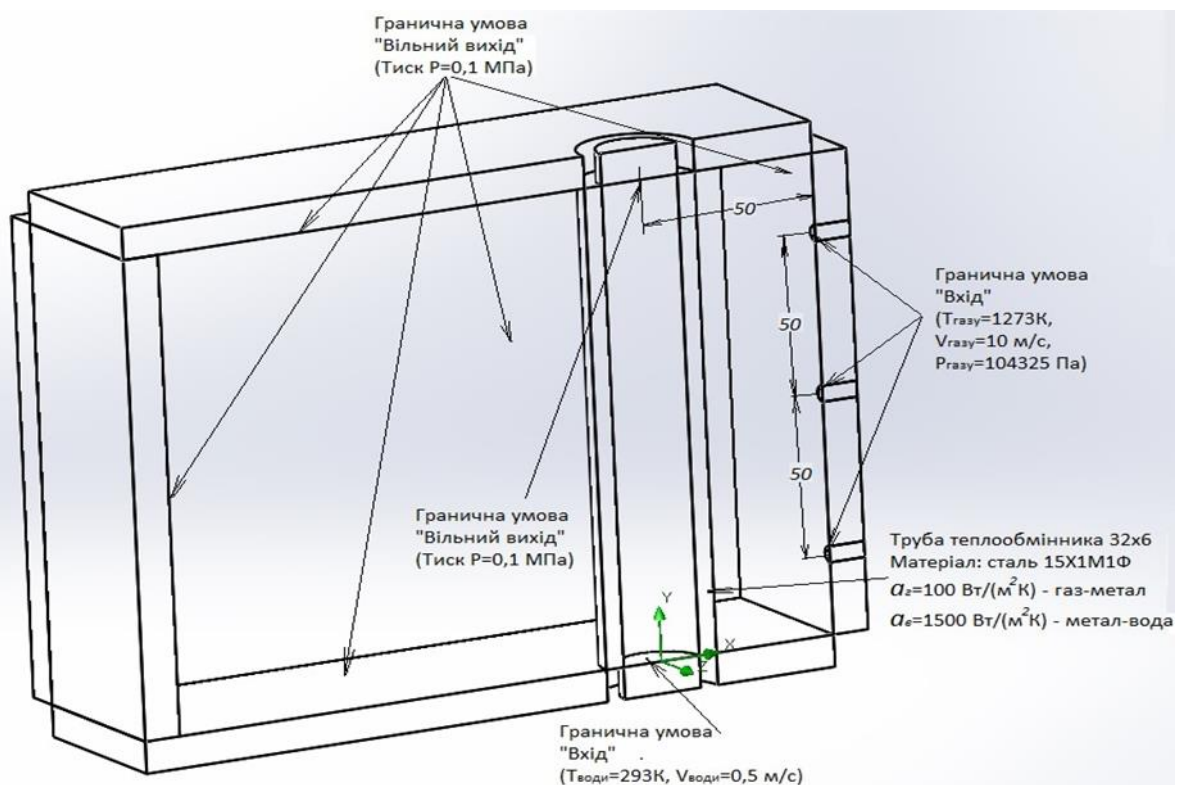


Рис. 3.1 – Геометрична модель та граничні умови циліндричного патрубку

Задана велика різниця температур між гарячими газами та холодною водою дозволила апробувати розрахункову модель гідродинаміки, теплового та напружено-деформованого стану трубопроводу.

Для вирішення краєвої задачі нестационарної теплопровідності необхідно задати граничні умови на всіх поверхнях теплообміну таким чином, щоб вони відповідали пусковим характеристикам та експлуатаційному режиму роботи котлоагрегату. При завданні граничних умов розглядалися водогрійні та енергетичні котли.

Краєва задача нестационарної теплопровідності циліндричної труби вирішується за допомогою рівнянь, що детально описані у розділі 1 (п. 1.4.2).

Коефіцієнти тепловіддачі α для різних зон циліндричної труби визначалися згідно критеріальних рівнянь при конвективному теплообміні (ГУ задаються на поверхні циліндричної труби) та при розрахункових дослідженнях газодинаміки течії робочих тіл (гаряча паливна суміш та вода) в програмному комплексі SolidWorks Simulation (Франція) [104]. А також в розрахункових дослідженнях газодинаміки течії робочих тіл (гаряча паливна суміш та вода) в програмному комплексі ANSYS Fluent (США) [105].

При цьому слід зазначити, що розрахунок ГУ теплообміну згідно критеріальних рівнянь при конвективному теплообміні є досить громізка задача, що потребує багато часу у разі необхідності вирішення рівнянь теплопровідності у нестационарній постановці. Крім того, критеріальні рівняння при конвективному теплообміні мають значну ступінь неточності у зв'язку з певним рівнем наближеності коефіцієнтів тепловіддачі, що вирахований за цими рівняннями.

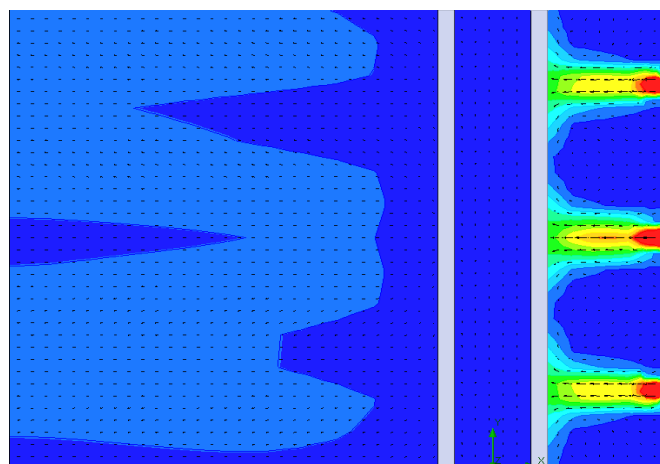
У разі проведення розрахункових досліджень газодинаміки течії робочих тіл (гаряча паливна суміш та вода) в програмному комплексі SolidWorks Simulation ступінь неточності зменшується тому, що більш достовірно визначають параметри, які входять до критеріальних рівнянь при конвективному теплообміні. Крім того, значно скорочується вплив людського фактору при визначенні газодинамічних характеристик течії робочих тіл та зменшується часовий фактор визначення ГУ.

3.2 Розрахункові дослідження теплового стану трубопроводу котлоагрегату із застосуванням програмного комплексу Solid Works Simulation.

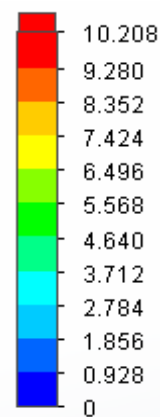
Під час парових випробувань [92] було встановлено, що при вимірах температури газів на одному й тому ж режимі роботи топки через невеликі проміжки часу (5 – 10 хв.) виявлені значні різниці температур в одних і тих же точках перерізу топки. Проведені дослідження по виміру температури газів в топках потужних парових пилувугільних котлів П-49 та П-57 показали, що нерівномірності температурних полів у великих топкових камерах можуть досягати величини (400 – 500) °С. Різниця значень середніх інтегральних температур вздовж перерізу при незмінному топковому режимі може сягати (300 – 350) °С.

Розрахункове дослідження газодинаміки гарячого повітря в котлоагрегаті, теплового (ТС) та напружено-деформованого (НДС) стану циліндричної труби проводилося також із застосуванням програмного комплексу Solid Works Simulation. Коефіцієнти тепловіддачі α для різних зон циліндричної труби визначалися згідно критеріальних рівнянь. Відстань від пальникового пристрою до циліндричної труби дорівнювала 50 мм та 110 мм (рис. 3.1). За циліндричною трубою була значна відстань до стінки котлоагрегату.

Розподілення швидкостей гарячого повітря в газовому просторі котлоагрегату (рис. 3.2) свідчить про зменшення швидкості з 10 м/с в зоні виходу газу зі стабілізаторів пальникового пристрою до 1 м/с в зоні за трубою та між стабілізаторами. Також має місце зниження швидкості до (4,6 - 5,5) м/с в зоні натікання гарячого газу на циліндричну трубу.

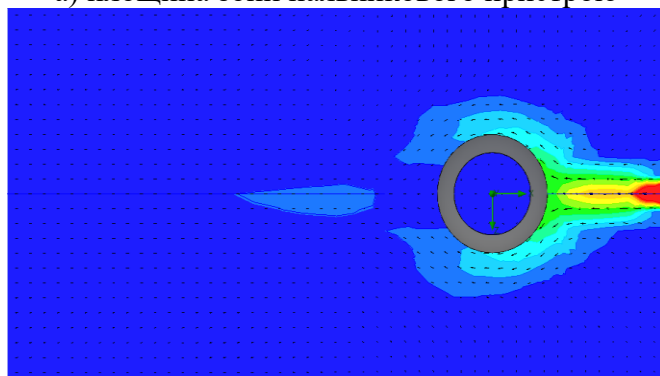


а) площина зони пального пристрою

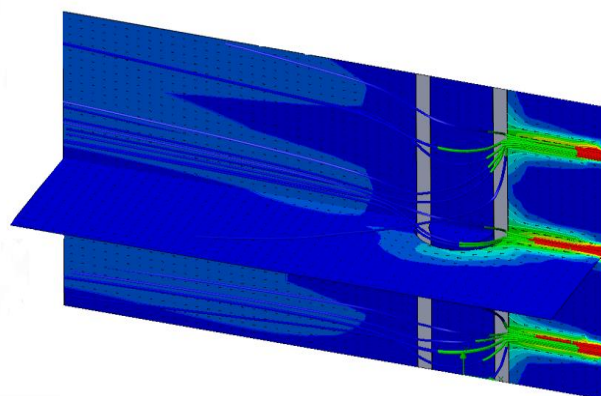


Скорость [m/s]

б) значення швидкості газової суміші



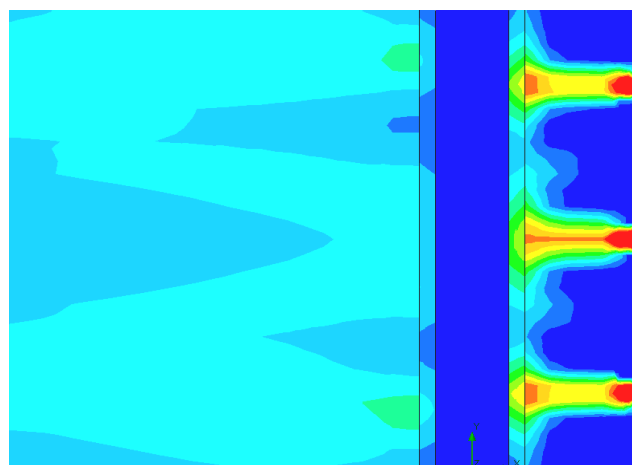
в) вид зверху на циліндричну трубу



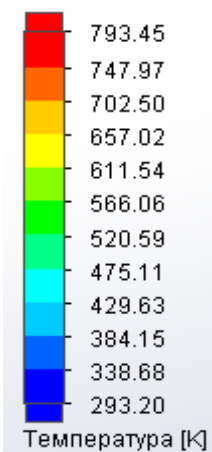
г) ізометрія зони пального пристрою

Рис. 3.2 – Вектори швидкості та лінії току при обтіканні циліндричної труби продуктами згоряння, відстань від пального 50 мм (Solid Works)

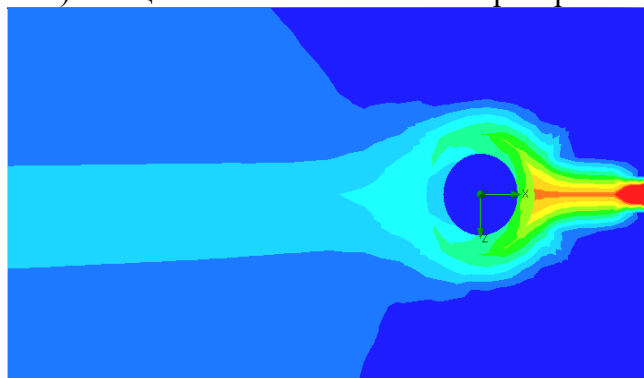
Розподілення температури по товщині стінки циліндричної труби (рис. 3.3) вказує на значну нерівномірність теплового стану (160–392 °C), що пов'язано зі значною нерівномірністю температури гарячого повітря у просторі котлоагрегату, температура гарячого повітря знаходиться на рівні 110–520 °C. Максимальна температура виникає на вістовому напрямку по ходу гарячого газу і становить 520 °C. Також значний рівень температур гарячого повітря фіксується перед циліндричною трубою по ходу гарячого газу напроти центрального стабілізатору пального пристрою (293–427 °C).



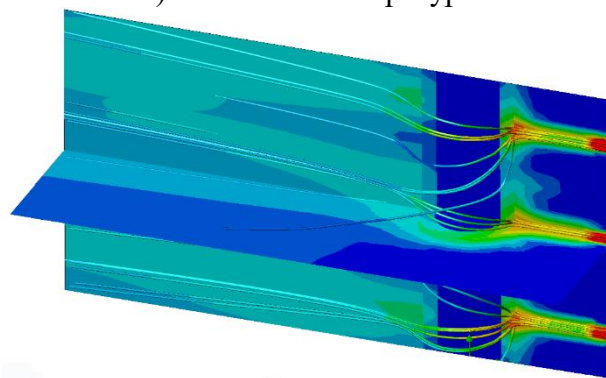
а) площина зони пальникового пристрою



б) значення температури



в) вид зверху на циліндричну трубу



г) 2D площина зони пальникового пристрою

Рис. 3.3 – Розподілення температур при обтіканні циліндричної труби продуктами згоряння (Solid Works), відстань від пальника 50 мм

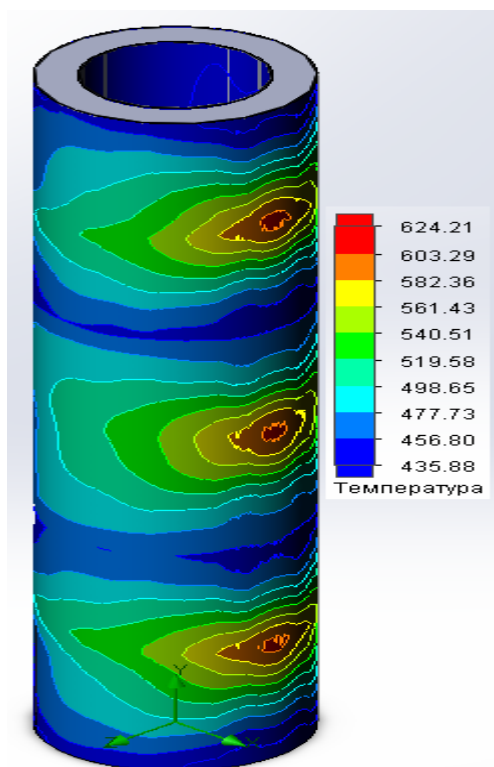


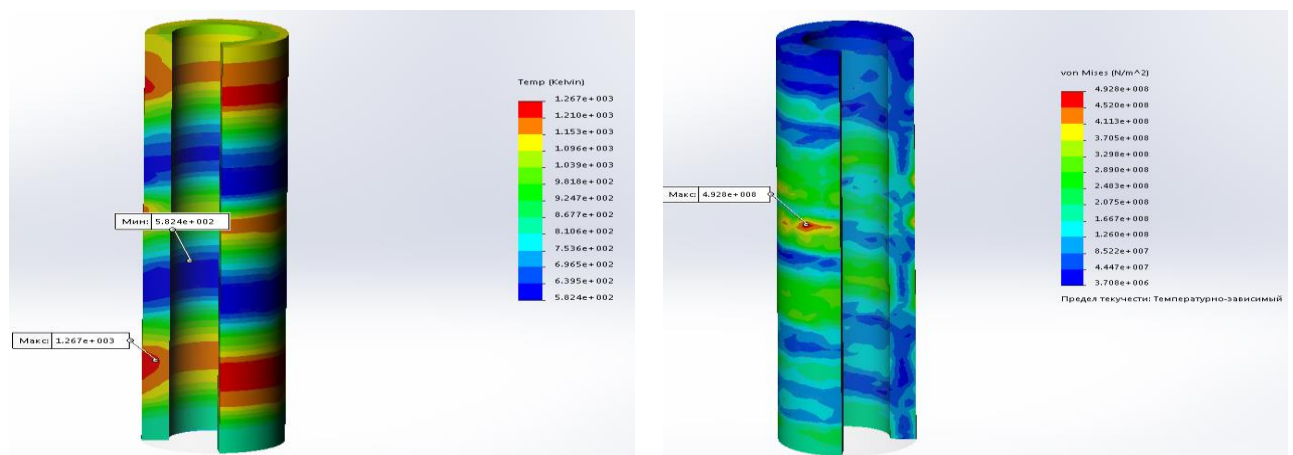
Рис. 3.4 – Розподілення температур при обтіканні циліндричної труби продуктами згоряння (Solid Works), відстань від пальника 110 мм

Коли відстань від пальникового пристрою до циліндричної труби дорівнювала 110 мм (рис. 3.4) и за циліндричною трубою була значна відстань до стінки котлоагрегату, також розподілення температури по довжині циліндричної труби свідчило про значну нерівномірність теплового стану на рівні 181-349 °С.

3.3. Розрахункові дослідження напружено-деформованого стану трубопроводу котлоагрегату із застосуванням програмного комплексу Solid Works Simulation

При розрахунках напружено-деформованого стану було знайдено головні напруження та інтенсивності напружень на протязі всього періоду, що відповідає пусковим вимогам. Напружено-деформований стан енергетичного обладнання розраховувався при сумісному вирішенні рівнянь рівноваги та рівнянь, що характеризують одночасну дію деформацій та закону пружності, які детально описані в розділі 1 (п.1.4.2).

Розподілення температури по товщині стінки (рис. 3.5) свідчить про значний градієнт температур по всій площині трубопроводу. Температура металу трубопроводу знаходиться на рівні 250-300 °С. Максимальна температура гарячої газової суміші навпроти центрального стабілізатору пальникового пристрою складає близько 1000 °С. Зони максимальних значень температур вздовж циліндричної труби розташовані напроти стабілізаторів пальникового пристрою відповідно. Температурна нерівномірність вздовж труби сягає 54 % (рис. 3.5) та кореспондується з даними експериментальних досліджень.

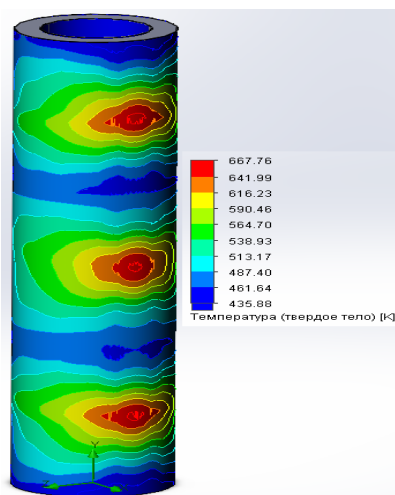


а) Тепловий стан (ТС)

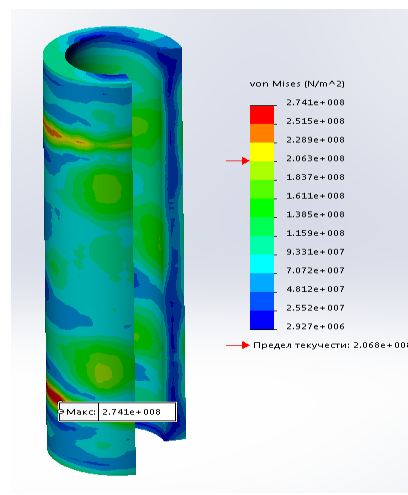
б) Напружено-деформований стан (НДС)

Рис. 3.5 – ТС та НДС циліндричного патрубку котлоагрегату (Solid Works), відстань від пальника 50 мм

Розподілення інтенсивності напружень по товщині стінки циліндричного патрубку свідчить про те, що інтенсивність умовних пружних напружень в циліндричній трубі лежить в діапазоні 370 – 492 МПа (рис. 3.5) за умови завдання граничних умов конвективного теплообміну, та в діапазоні 138 – 274 МПа (рис. 3.6) за умови розрахунку газодинамічних характеристик гарячого потоку газу, що обтікає циліндричний патрубок.



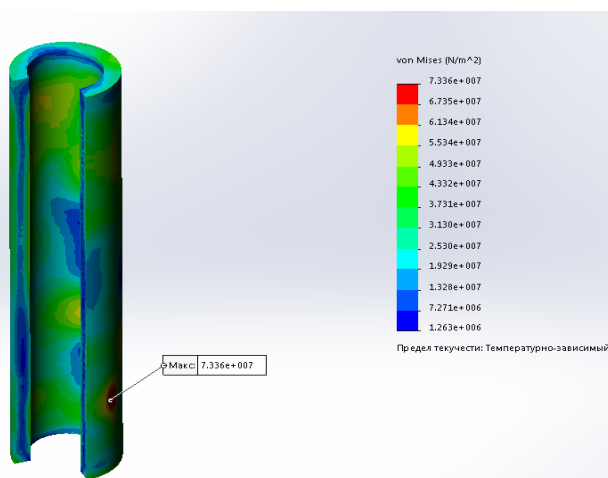
а) Тепловий стан (ТС)



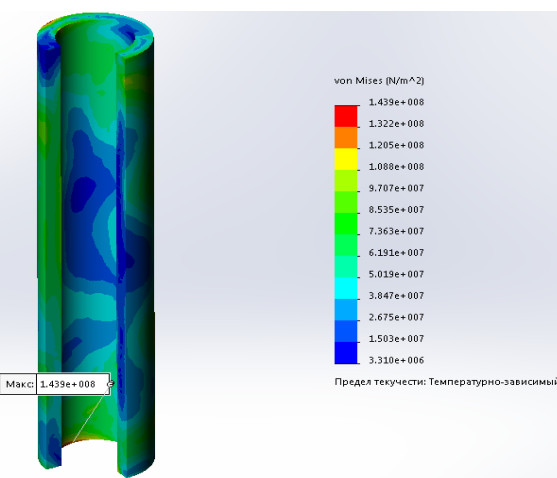
б) Напружено-деформований стан (НДС)

Рис. 3.6 – ТС та НДС циліндричного патрубку котлоагрегату (Solid Works), відстань від пальника 50 мм

Коли відстань від пальникового пристрою до циліндричної труби дорівнювала 110мм, розподілення інтенсивності умовних пружних напружень в циліндричній трубі дорівнює (49 – 73) МПа (рис. 3.7 а) за умови закріплення циліндричного патрубку по кінцях та (97 – 144) МПа (рис. 3.7 б) за умови вільного розширення циліндричного патрубку по кінцях [106].



а) вільне розширення циліндричного патрубку по кінцях



б) закріплення циліндричного патрубку по кінцях

Рис. 3.7 – НДС циліндричного патрубку котлоагрегату, відстань від пальника 110 мм

3.4 Розрахункові дослідження пошкоджуваності та залишкового ресурсу трубопроводу котлоагрегату

На базі нестационарного напружено-деформованого стану проводиться оцінка малоциклової втомлюваності та статичної пошкоджуваності циліндричного патрубку згідно робіт [5, 107]. Отримані температури металу циліндричного патрубку необхідні для подальшого розрахунку кількості циклів до руйнування. Контрольна розрахункова температура металу в окремих точках обиралась по максимальному напруженню в зафіксований проміжок часу. Використання згідно [25] номінальної температури металу викликає необґрунтоване зменшення ресурсних показників елементів парової турбіни і має сенс лише на етапі проектування нового обладнання.

На підставі аналізу діючих напружень і температурних полів обираються найбільш напружені області циліндричного патрубку, для яких проводиться оцінка малоциклової втомлюваності та статичної пошкоджуваності.

Методика розрахунку пошкоджуваності та залишкового ресурсу трубопроводу котлоагрегату детально описана у розділі 1 (п.1.5).

Розрахункова оцінка статичного пошкодження циліндричного патрубку котлоагрегату визначається по максимальному напруженню металу (144 МПа) та знаходиться на рівні 0,57, коли час до настання граничного стану під дією еквівалентних напружень визначається за допомогою діаграми довготривалої міцності матеріалу [108].

Парковий ресурс паропроводів котлоагрегатів згідно [27] знаходиться на рівні (100 - 250) тис. год. Прогнозоване, на наступний за аналізом період експлуатації, середнє річне пошкодження, що буде накопичуватися в розглянутій зоні циліндричного патрубку, складе 0,019. Залишковий наробіток до появи тріщини (в роках) циліндричного патрубку котлоагрегату становить 12,9 років та відповідно 77400 годин при річному використанні котлоагрегату 6000 годин.

3.5. Розрахункова оцінка залишкового ресурсу трубопроводу котлоагрегату із застосуванням програмного комплексу ANSYS

Побудовано комплексну 3D модель аналогу котлоагрегату, яка включає пальниковий пристрій, що створений трьома стабілізаторами, та циліндричну трубу діаметром 36х6 мм і довжиною 150 мм. Потік газів, які утворювались

після пального пристрою, обтікає циліндричну трубу. Пальниковий пристрій складено з трьох стабілізаторів шириною $B_{\text{ст}} = 15$ мм, що розміщувались в каналі шириною 150 мм з кроком $t_{\text{ст}} = 50$ мм. Коефіцієнт затінення $k_f = 0,30$. Відстань від пального пристрою до циліндричної труби дорівнювала 110 мм.

Комп'ютерне моделювання виконувалось за допомогою програмного комплексу ANSYS Fluent. Гідравлічна схема течії робочого тіла показана на рис. 3.8. Трубопровід діаметром 36х6 мм і довжиною 150 мм обтікався потоком газів, які утворювались після пального пристрою, який являв собою три стабілізатори шириною $B_{\text{ст}} = 15$ мм, що розміщувались в каналі шириною 150 мм з кроком $t_{\text{ст}} = 50$ мм. Коефіцієнт затінення $k_f = 0,30$. Приймалось, що температура газів на зрізі стабілізаторів дорівнювала $t_g = (1000-1300)$ К. Температура повітря дорівнювала $T_{\text{п}} = 300$ К. Швидкість газів приймалась рівною $w_g = 10$ м/с. В якості середовища, що сприймає тепло в трубопроводі, задавалась живильна вода з температурою $t_v = 20$ °C і швидкістю $w_v = 0,5$ м/с. В якості граничних умов при теплових розрахунках задавались ГУ I-IV роду. Коефіцієнти тепловіддачі для газу були на рівні $(80 - 100)$ Вт/(м² К), а для живильної води коефіцієнти тепловіддачі дорівнювали $(300 - 500)$ Вт/(м²К).

На ділянці довжиною $X = 110$ мм між палинковим пристроєм і трубопроводом відбувається масообмін між гарячими газами за стабілізатором і холодним повітрям в щілині між стабілізаторами. В тильній частині стабілізатора внаслідок інтенсивного масообміну в зоні рециркуляції температура дещо вирівнюється і її величина знаходиться на рівні 400 °C. Але повного вирівнювання не відбувається і маємо тільки деяке згладжування профілю температури.

У внутрішній порожнині трубопроводу протікала холодна вода з температурою $t_v = 20$ °C, при цьому напрями току води та гарячих газів були перпендикулярними. Задана велика різниця температур між гарячими газами та холодною водою дозволила апробувати розрахункову модель гідродинаміки, теплового та напружено-деформованого стану трубопроводу.

Газодинамічні характеристики розрахункової моделі наведені на рис 4. Вектори швидкостей продуктів згоряння і повітря, що натікають на трубопровід (рис. 3.8), отримані розрахунковим шляхом і вказують на характер обтікання в моделі та напрям ліній току при обтіканні циліндричної труби продуктами згоряння (рис. 3.9). З наведеної моделі видно, що зони з температурою 1000 К в сліді за стабілізатором чередувались із зонами з

температурою 300 К на осі щілини.

На рис. 3.8-3.9 наведені аеродинамічні схеми обтікання патрубків потоком газів з різною температурою вздовж перерізу робочої ділянки.

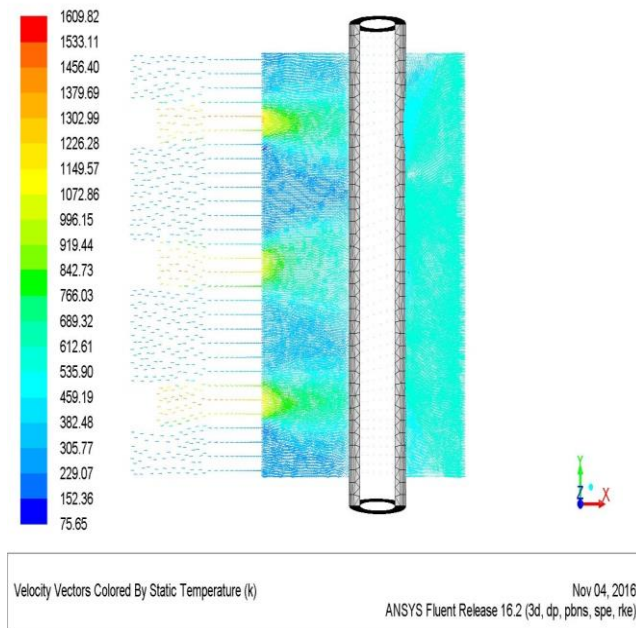


Рис. 3.8 – Вектори швидкості та температура продуктів згоряння і повітря, що натікають на патрубок (ANSYS Fluent)

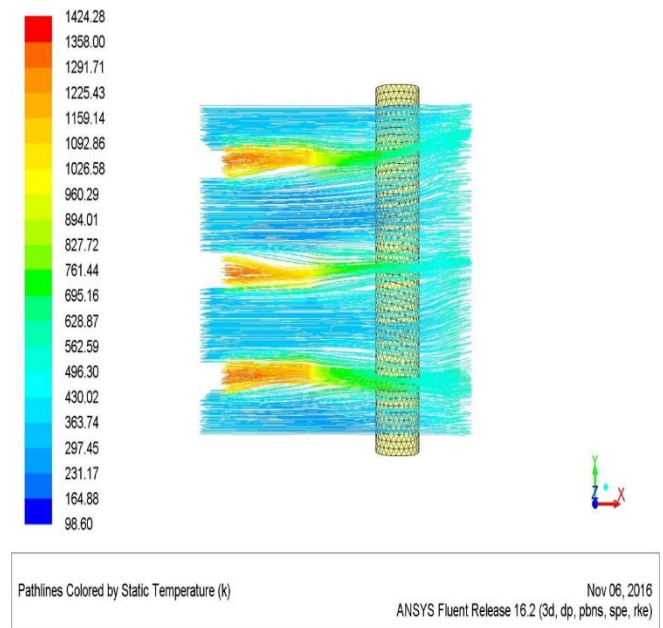


Рис. 3.9 – Лінії току та температура при обтіканні патрубків продуктами згоряння (ANSYS Fluent)

Епюра утворення вихорів при обтіканні трубопроводу потоком гарячого газу (рис. 3.10) свідчить про наявність вихрових зон у задній частині трубопроводу.

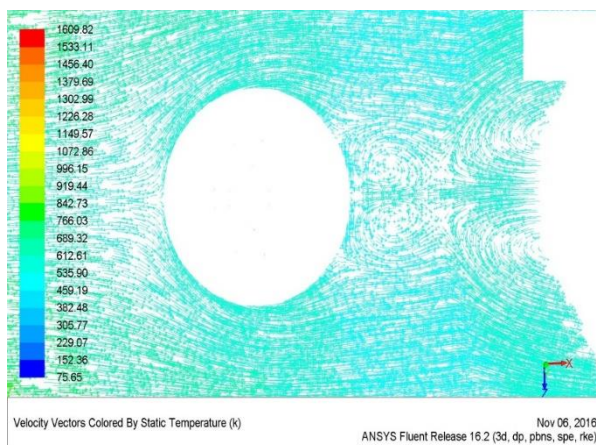


Рис. 3.10 – Епюра утворення вихорів та температура при обтіканні патрубків потоком (ANSYS Fluent)

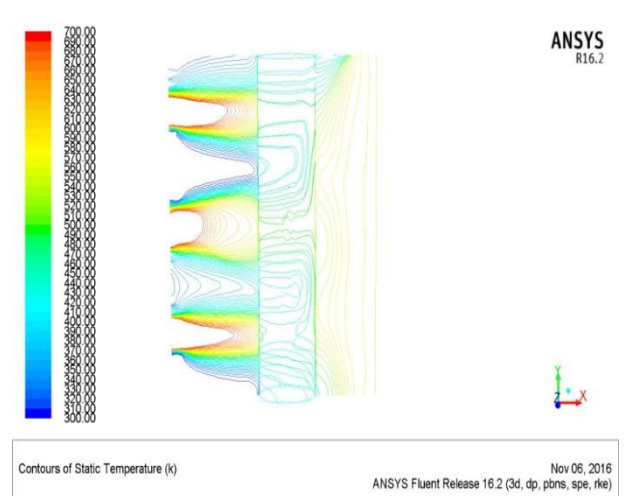


Рис. 3.11 – Ізотерми потоку та температура на поверхні патрубків (ANSYS Fluent)

В якості вихрозбудника трубопровід утворює вторинний вихор, що займає значний розмір за первинним вихром. Також на вторинне вихроутворення впливає мала відстань від циліндричного трубопроводу до стінки котлоагрегату (50 мм).

Ізотерми потоку газу і поверхні трубопроводу (рис. 3.11) свідчать про нерівномірність теплового стану трубопроводу та значні температурні градієнти в гарячому газовому потоці (рис. 3.12). Товщина граничного шару в патрубку (рис. 3.13) підтверджує значну нерівномірність теплового стану трубопроводу.

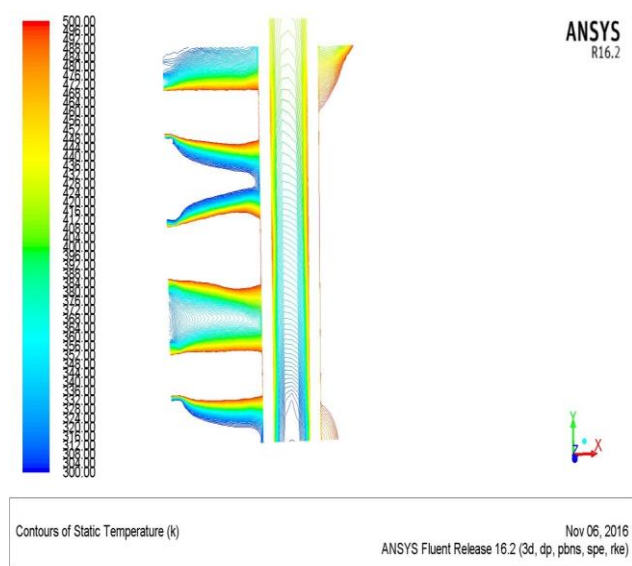


Рис. 3.12 – Товщина граничного шару в патрубку та температура на поверхні патрубку (ANSYS Fluent)

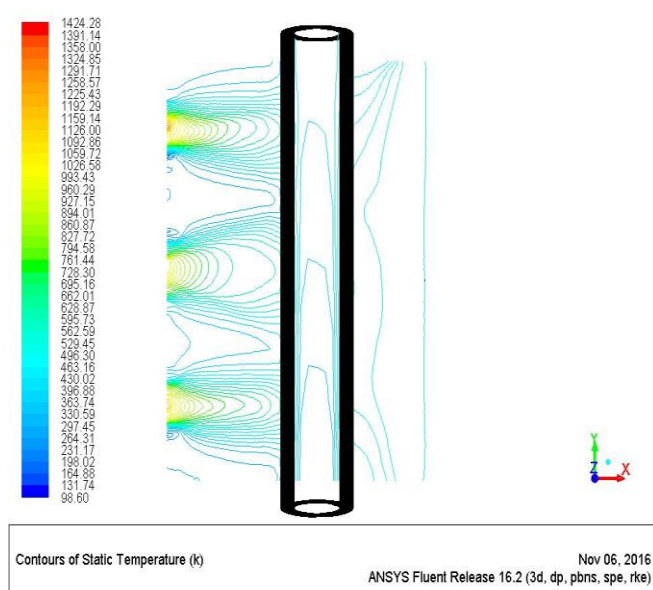


Рис. 3.13 – Ізотерми та температура потоку, що набігає на патрубок (ANSYS Fluent)

Розподілення температури по товщині стінки (рис. 3.14-3.16) вказує на змінний тепловий стан трубопроводу. Температура металу трубопроводу знаходиться на рівні (223-143) °С. Максимальна температура металу трубопроводу виникає на задній поверхні циліндричної труби по ходу гарячого газу і становить 224 °С (рис. 3.14-3.15). Також значний рівень температур фіксується на передній поверхні по ходу гарячого газу напроти центрального стабілізатору пального пристрою (від 214 °С до 223 °С). Мінімальний рівень температур має місце у нижній частині трубопроводу 143 – 152 °С.

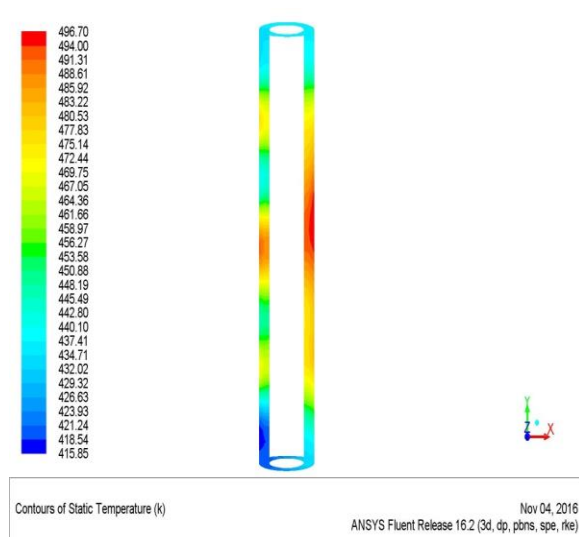


Рис. 3.14 – Розподілення температури по товщині стінки патрубка (ANSYS Fluent)

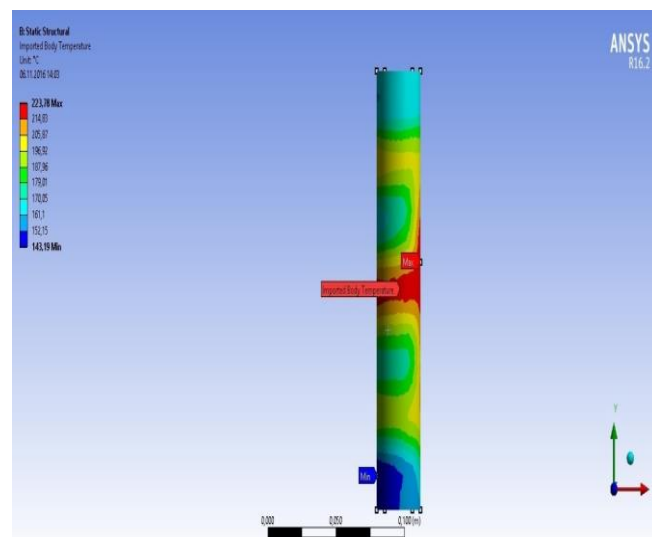


Рис. 3.15 – Епюра температур на поверхні патрубка (ANSYS Fluent)

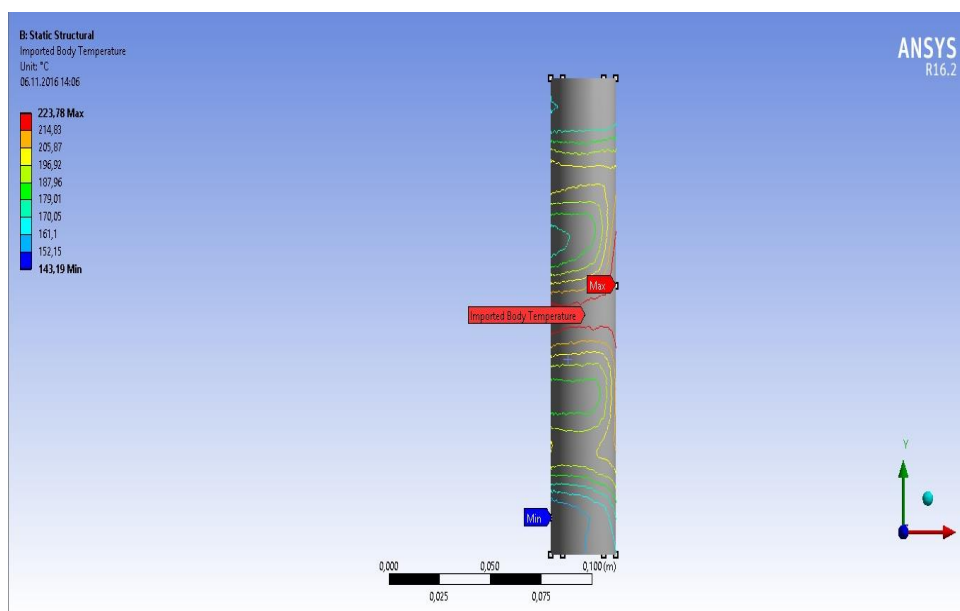


Рис. 3.16 – Ізотерми на поверхні патрубка (ANSYS Fluent)

Результати розрахунків за допомогою програми ANSYS Fluent показали, що максимальна температура на стінці патрубка знаходиться на задній стінці патрубка і дорівнює 224°C , мінімальна температура на сусідній ділянці складає 160°C . Такий характер розподілення температур має місце, коли задня поверхня котлоагрегату знаходиться досить близько за циліндричною трубою. У разі віддалення задньої поверхні котлоагрегату перегрів циліндричної труби в зоні за нею зникає.

Реалізація поставленого завдання визначення напружень в елементі здійснювалась з використанням універсального пакету *Static Structural*.

Застосовувалася процедура *Equivalent Stress*. Дискретизація розрахункових областей проводилася структурованою і рівномірною сіткою, що містить 407480 осередків з кроком 1мм.

Розрахований тепловий стан циліндричної труби застосовується у програмному комплексі ANSYS у якості граничних умов при розрахунковому дослідженні напружено-деформованого стану з використанням універсального пакету *Static Structural*. Розподілення інтенсивності напружень по товщині стінки патрубку (рис. 3.17) свідчить про те, що інтенсивність умовних пружних напружень в циліндричній трубі лежить в діапазоні (357 – 445) МПа.

Розподіл інтенсивності напружень по товщині стінки патрубку (рис. 3.17) вказує на те, що максимальні напруження виникають на зовнішній поверхні циліндричної труби, яка омивається гарячою паливо-повітряною сумішшю. Градієнт температур внутрішньої та зовнішньої поверхні циліндричній трубі значний і складає близько (150 – 200) °С. Значні градієнти температур при експлуатаційних режимах обумовлюють високий рівень умовних пружних напружень та зниження ресурсних характеристик металу циліндричних патрубків котлоагрегатів.

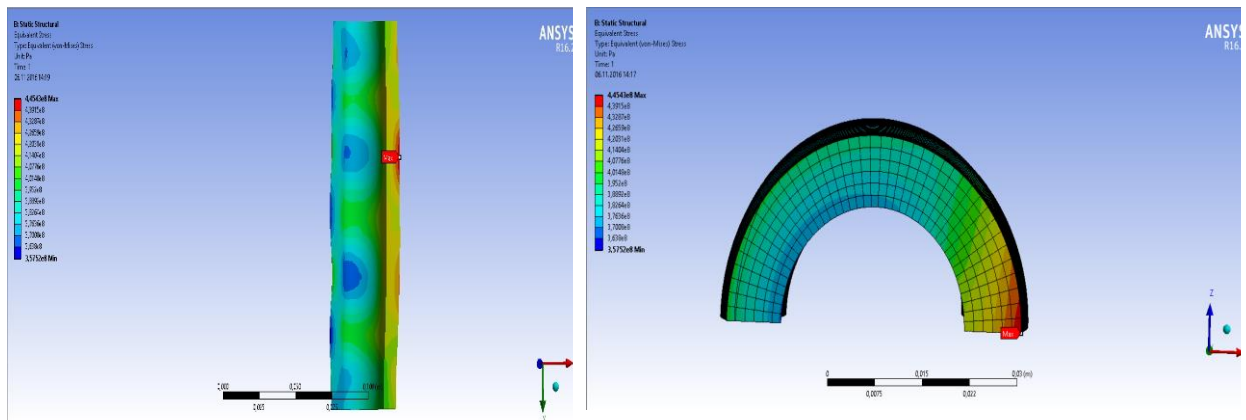


Рис. 3.17 – Розподілення інтенсивності напружень по товщині стінки патрубку

Таким чином, максимальне значення інтенсивності напружень по Мізесу локальне, складає 445МПа і відмічається в місті максимальної температури на задній стінці патрубку (рис. 3.17). Мінімальне значення інтенсивності напружень по Мізесу відмічено на передній поверхні патрубку в місці мінімуму температури, також є локальним і складає 357 МПа.

Розподіл інтенсивності напружень по Мізесу по товщині стінки патрубку (рис. 3.17) вказує на те, що максимальне значення інтенсивності напружень має місце на зовнішній поверхні патрубку (445 МПа), а мінімальне

значення інтенсивності напружень виникає на внутрішній поверхні патрубка в місці мінімуму температури (357 МПа).

Такий розподіл інтенсивності напружень по Мізесу можна пояснити характером горіння палива внаслідок наявності 3-х пальників, нерівномірністю прогріву труби тепловим потоком від них, а також перпендикулярним направленням течії газової складової потоку газів на зовнішній поверхні патрубка, що нагріває його, та охолоджуючої водяної складової на внутрішній поверхні патрубка. Максимальне значення інтенсивності напружень по Мізесу на задній стінці патрубка може виникати також за рахунок турбулізації течії газу за трубою та інтенсифікації теплообміну в цій зоні.

Висновки до розділу 3

На базі програмного комплексу Solid Works виконано розрахункові дослідження процесу течії газів в топковому просторі при обтіканні трубопроводу, а також визначено тепловий, напружено-деформований стан та оцінку терміну експлуатації трубопроводу котлоагрегату в залежності від умов роботи обладнання.

Розподілення інтенсивності напружень по товщині стінки циліндричного патрубку свідчить про те, що інтенсивність умовних пружних напружень в циліндричній трубі лежить в діапазоні (370 – 492) МПа за умови завдання граничних умов конвективного теплообміну, та в діапазоні (138 – 274) МПа за умови розрахунку газодинамічних характеристик гарячого потоку газу, що обтікає циліндричний патрубок.

Залишковий ресурс трубопроводу котлоагрегату складає 77,4 тис. год. при статичній пошкоджуваності від довготривалих навантажень 57 %.

Розроблено комп'ютерну модель процесу горіння в стабілізаторних пальникових пристроях із забезпеченням локальної температурної нерівномірності поля температур продуктів згоряння.

Розроблено методику визначення впливу рівня температур та локальної температурної нерівномірності на оцінку залишкового ресурсу високотемпературних елементів енергетичного та промислового обладнання.

Забезпечено можливість роботи пальникового пристрою в широкому діапазоні зміни режимних параметрів, що приведе до зменшення втрати тепла з викидними газами особливо на часткових навантаженнях агрегату і підвищення коефіцієнту корисної дії. При такій організації процесу горіння може бути виключено ударний тепловий вплив факелу на поверхню нагріву, забезпечено максимально можливу рівномірність розподілу теплових потоків в топці та довжину факелу, яка менше відповідних розмірів топки.

4. ОСОБЛИВОСТІ ПОВТОРНОГО ПРОДОВЖЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ПАРОВИХ ТУРБІН 200 МВт

Маневрений режим роботи суттєво впливає на роботу парових турбін, як одного з аварійно небезпечних елементів ТЕС. В Україні поширеною є практика використання в маневрених пікових режимах, крім пиловугільних енергоблоків ТЕС потужністю 100 і 150 МВт, пиловугільних енергоблоків ТЕС потужністю 200–300 МВт, які проектувалися для роботи в базових режимах. Цей факт вимагає проведення комплексного дослідження по оцінці залишкового ресурсу парових турбін потужністю 100–300 МВт при продовженні експлуатації енергоблоків ТЕС та ТЕЦ.

В світовій практиці продовження експлуатації енергоблоків ТЕС та ТЕЦ понад парковий ресурс є поширеним заходом. Так, в США [109, 110] при розрахунковому ресурсі елементів обладнання ТЕС від 30 до 40 років їх пропонується експлуатувати до напрацювання 50-80 років. Відомо, що продовження експлуатації енергоблоків може складати до 20...30 % вартості будівництва нової ТЕС, що дозволяє вважати продовження експлуатації вигідним як з економічної точки зору для економії коштів, так і з екологічної точки зору для економії ресурсів (метал, природні ресурси тощо).

Вартість продовження експлуатації енергоблоків ТЕС (Великобританія) визначається сумою від 30 до 55 фунтів стерлінгів на 1 кВт потужності [111]. Досвід голанських енергетиків по експлуатації енергоустановок ТЕС свідчить про можливість напрацювання 300 тис. год. при 3000 пусків [112]. Дослідження датських спеціалістів по визначенню жароміцних властивостей сталі, що містить хром, молібден і ванадій, після напрацювання більше 100 тис. год. дозволили оцінити додатковий ресурс металу ще до 100 тис. год. [113]. Аналогічні дані мають місце на ТЕС Турів (Польща) з десятима енергоблоками потужністю по 200 МВт [114].

Одним з найвідповідальніших етапів при розрахунку довговічності деталей енергетичного обладнання, що працює в умовах багаточисельних перехідних режимів, є вибір коефіцієнтів запасу міцності. Важливим є також правильне визначення вичерпання ресурсу в процесі експлуатації, що виключає як раптове крихке руйнування внаслідок досягнення тріщиною критичного розміру, або втрати герметичності, так і передчасний вивід з експлуатації без загрозових пошкоджень [115-121].

Парковий ресурс парових турбін потужністю 100–300 МВт дорівнює

200-220 тис. год. при числі пусків 600-800 згідно нормативних документів Міністерства енергетики і вугільної промисловості України [5, 36]. В 2006-2009 рр. НТУУ КПІ ім. Ігоря Сікорського були виконані роботи по оцінці залишкового ресурсу високотемпературного енергетичного обладнання парової турбіни К-200-130 потужністю 200 МВт енергоблоків № 11,13,14,15 ДТЕК «Луганська ТЕС», енергоблоків № 3,4,5,6,7,8,9 ДТЕК «Курахівська ТЕС», енергоблока № 10 Старобешівська ТЕС, енергоблока № 7 Слов'янська ТЕС. По результатах цих досліджень була продовжена експлуатація на 50 тис. год. при допустимій кількості пусків до 400.

З моменту попереднього продовження терміну експлуатації у 2006-2009 рр. парові турбіни потужністю 200-800 МВт енергоблоків №№3-9 ДТЕК «Курахівська ТЕС» відпрацювали біля 234531–279723 год. при загальній кількості пусків від 1424 до 2862. Для енергоблоків № 9,11,13,14,15 ДТЕК «Луганська ТЕС» напрацювання складо 280930 -322672 при загальній кількості пусків від 1327 до 1896. Таким чином, парковий строк продовження експлуатації високотемпературного енергетичного обладнання вичерпаний [27].

Особливості повторного продовження експлуатації високотемпературних елементів парових турбін потужністю 200-800 МВт полягають у тому, що згідно рекомендацій [5], необхідно провести повторну оцінку індивідуального ресурсу високотемпературних елементів парових турбін з урахуванням наявного понадпаркового напрацювання більше 250 тис. год., а також роботи обладнання в маневрених режимах (більше 1700-2500 пусків з різних теплових станів) при покритті піків електричного навантаження з перевищенням паркової кількості пусків в 2-3 рази. Тому в 2017-2019 рр. НТУУ КПІ ім. Ігоря Сікорського були виконані роботи по повторній оцінці залишкового ресурсу високотемпературного енергетичного обладнання парової турбіни К-200-130 потужністю 200 МВт енергоблоків № 9,15 ДТЕК «Луганська ТЕС», енергоблоків № 3,4,5 ДТЕК «Курахівська ТЕС» на замовлення електростанцій.

Результати робіт по повторній оцінці залишкового ресурсу високотемпературного енергетичного обладнання парової турбіни К-200-130 потужністю 200 МВт енергоблоків № 9,15 ДТЕК «Луганська ТЕС», енергоблоків № 3,4,5 ДТЕК «Курахівська ТЕС» викладені у джерелах [122-125].

Для прикладу далі наведені матеріали повторної оцінки залишкового ресурсу високотемпературного енергетичного обладнання парової турбіни К-200-130 потужністю 200 МВт енергоблока № 15 ДТЕК «Луганська ТЕС». При

оцінці залишкового ресурсу розглядалися ротори, корпуси високого та середнього тиску, корпуси стопорних, захисних та регулюючих клапанів циліндрів високого та середнього тиску як основні визначальні високотемпературні елементи при продовженні експлуатації.

4.1. Режими роботи і технічний аудит парової турбіни К-200-130 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС ТОВ «ДТЕК Східенерго»

4.1.1 Режими роботи турбіни К-200-130 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС

Карта пуску енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС для режиму навантаження з холодного ХС і неостиглого станів по типу НС-1 і НС-2 вважається аналогічною карті пуску енергоблока № 4 ДТЕК Курахівська ТЕС, яка наведена в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Карта пуску енергоблока № 4 ДТЕК Луганська ТЕС

Найменування етапу або параметра	Одиниця виміру	Пуск з холодного стану (ХС)	Пуск з неостиглого стану (НС-1)	Пуск з неостиглого стану (НС-2)
Температура металу ЦВТ и ЦСТ перед пуском	0 c	нижче 150	205-300	405-460
Підготовчий етап	хв.	30	30	30
Подача пари на ущільнення, набор вакууму, розпалювання форсунок (до товчка ротора)	хв.	165	115	85
Набір обертів до 500 об/хв.	хв.	3	2	1
Витримка при 500 об/хв.	хв.	12	5	2
Набір від 500 до 1200 об/хв.	хв.	5	3	2
Витримка при 1200 об/хв.	хв.	20	5	3
Набір від 1200 до 3000 об/хв.	хв.	5	5	3
Витримка на хол. ходу, синхронізація	хв.	30	5	4
Час від товчка до синхронізації	хв.	75	25	15
Загальний час від розпалювання до включення в мережу	хв.	240	140	100
Первинне навантаження	МВт	5-7	5-7	10
Витримка при первинному навантаженні при сталих параметрах	хв.	30	-	-
Навантаження до 30 МВт	хв.	75	25	10
Витримка при 30 МВт	хв.	15	-	-
Навантаження від 30 до 210 МВт	хв.	165	155	60
Загальна тривалість навантаження	хв.	285	180	70
Загальний час пуску енергоблока	хв.	555	350	200

Розрахункові дослідження напружено-деформованого стану високотемпературних елементів турбоустановки К-200-130 проведені для запропонованих замовником найбільш характерних в практиці експлуатації ТЕС режимів роботи, характеристика яких наведена в таблиці 4.2. Температури пари і тиск, а також електричні навантаження взяті з діаграм, що надані цехом наладки Луганська ТЕС і приблизно відповідають вибраним режимам. Розрахункові дослідження напружено-деформованого стану високотемпературних елементів турбоустановки К-200-130 проведені згідно нормативних документів [27, 35, 36].

Графіки вказаних пусків взяті окремо для циліндрів високого і середнього тисків (ЦВТ і ЦСТ).

Таблиця 4.2 – Характеристика пускових режимів енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС

Найменування режиму пуску	Температура корпусів ЦВТ і ЦСТ перед пуском, °C	Тривалість розвороту ротора від товчка до синхронізації, хв.	Тривалість навантаження, хв.
Пуск з холодного стану (ХС)	100	75	285 (4ч. 45 хв.)
Пуск з неостиглого стану (НС-1)	240	25	180 (3ч. 00 хв.)
Пуск з неостиглого стану (НС-2)	410	15	70 (1ч. 10 хв.)

Енергоблок 200 МВт ст. № 15 ст. «Луганська ТЕС» введений в експлуатацію 28.12.1969 р. Напрацювання станом на 01.04.2008 р. (в момент попереднього продовження експлуатації) склала 246359 год., кількість пусків 1027. За весь період експлуатації станом на 01.07.2004 року енергоблок ст. № 15 пускався з холодного стану 202 рази. Згідно даних СО «Донбасенерго налагодження» напрацювання ротору РВТ станом на 25.04.2005 р. склала 205382 год. РВТ працював на турбоагрегаті енергоблока ст. № 12. З урахуванням подальшої роботи впродовж 18339 год. для РВТ можна визначити напрацювання на рівні 223721 год. Напрацювання ротору РСТ станом на 25.04.2005 г. склало 205382 год. Ротор РСТ демонтований з турбоагрегату енергоблока ст. № 12. З урахуванням подальшої роботи РСТ на енергоблоці № 15 його напрацювання станом на 01.04.2008 г. становить 223721 год.

По даним Луганської ТЕС статистика пусків енергоблоків з різних теплових станів за період з 01.01.2005 р. по 01.01.2008р. складає 109 пусків після 6-10 годин простою, 30 пусків з неостиглих станів (після 15-20 годин

простою, після 30-35 годин простою, після 50-60 годин простою) та 28 пусків з холодного стану. Всього за цей період проведено 167 пусків з різних теплових станів. Приблизно можна вважати, що пусків з НС-2 було 109 (65%), з НС-1 – 30 (18%), з ХС – 28 (17%).

Повної статистики по видах пускових режимів на електростанції немає на даний момент, тому з наявних даних за період з 01.01.2005 р. по 01.01.2008 р. можна приблизно вважати, що в середньому пусків по типу НС-2 було 65 %, НС-1 було 18 % і з ХС, відповідно, 17 %, а також такий режим роботи продовжувався до теперішнього часу.

4.1.2. Технічний аудит парової турбіни К-200-130 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС ТОВ «ДТЕК Східенерго»

4.1.2.1 Стисла характеристика турбіни К-200-130 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС

Напрацювання енергоблока № 15 станом на 01.04.2018 р. 305303 год. і 1438 пуски з різних теплових станів. Напрацювання блока від останнього капітального ремонту (2005 г.) складає 76899 годин і 546 пусків з різних теплових станів.

Перша турбіна потужністю 200 МВт при 3000 об/хв. була виготовлена Ленінградським металургійним заводом в 1958 році. На той час вона була найпотужнішою паровою турбіною в практиці європейського паротурбобудування. Велика одинична потужність, обмежене використання матеріалів аустенітного класу, очікувана висока економічність установки, яка досягається завдяки застосуванню початкових параметрів пари 130 ата і 565 °С і проміжного перегріву пари до початкової температури, а також конструктивними удосконаленнями проточної частини – все це приводить до значного зниження питомої вартості спорудження електростанцій і питомої витрати тепла. Впродовж найближчих років турбіни К-200-130 являлись одним із основних типів агрегатів для будівництва потужних теплових електростанцій.

Парова турбіна К-200-130-1,3 одновальна, трьохциліндрова, конденсаційна, з двома вихлопами і проміжним перегрівом пари служить приводом генератору ТГВ-200 (ТГВ-200М) ХТГЗ з номінальною потужністю 200 МВт. Номінальна потужність дорівнює 200000 кВт, тиск свіжої пари (перед стопорним клапаном) складає 130 ата, температура свіжої пари –

540 °С, тиск проміжного перегріву пари (перед ЦСТ) – 24 ата, температура проміжного перегріву пари – 540 °С, тиск в конденсаторі при номінальному режимі – 0,0037 ата, витрата пари при номінальному режимі – 610 т/год.

Одноступінний ЦВТ із легованої сталі марки 15Х1М1ФЛ виконаний з горизонтальним роз'ємом. Вага циліндра без діафрагм – 31 т. Проточна частина ЦВТ складається з 12-ти ступенів тиску, включаючи одновінцеву регулюючу ступінь. Диски ротора відковані разом з ротором. ЦВТ має масивні фланці висотою 380 мм. Щоб не відбувалося короблення ЦВТ, виконаний обігрів фланців і шпильок.

Одноступінний ЦСТ складається з двох частин: передньої, яка відлита з легованої сталі марки 15Х1М1ФЛ, і вихлопної частини, звареної з листової вуглецевої сталі. Вага циліндра середнього тиску – 31 т. Проточна частина ЦСТ складається з 11-ти ступенів тиску. РСТ виготовлений із сталі Р2. Перші 7 дисків по ходу пари відковані заодно з ротором. Останні 4 диски насадні.

ЦНТ – двохпоточний, складається з трьох частин: середньої, відливої з чавуна, куди підводиться пара після ЦСТ по двох ресиверних трубах діаметром 1500 мм кожна, і двох вихлопних частин, зварених з листової вуглецевої сталі. Частина паровпуску і вихлопні частини ЦНТ з'єднуються болтовими з'єднаннями. До вихлопних частин ЦНТ за допомогою зовнішніх ребер приварюються корпуси четвертого і п'ятого опорних підшипників РНТ. Вихлопні частини ЦНТ виконані з внутрішнім оребрением і перегородками. Розташуванням внутрішніх перегородок і ребер в вихлопних патрубках ЦНТ забезпечується жорсткість при розточці кожної половини так, щоб під дією різниці атмосферного тиску і вакууму в вихлопному патрубку 0,003 – 0,005 МПа корпус ЦНТ не прогинався. Мертва точка турбіни (фікс пункт) розташовується на задній опорі передньої вихлопної частини ЦНТ для того, щоб тяжкі вихлопні патрубки, навантажені конденсаторами, залишалися практично нерухомими. В бік генератора розширення ЦНТ відбувається на три міліметра. Осьове розширення турбіни від фікс пункту відбувається в бік переднього підшипника, по вказівнику, встановленому в районі упорного підшипника, на 15 мм. Вага ЦНТ в зібраному вигляді 212 т.

РВТ і РСТ з'єднані жорсткою муфтою і мають один спільний опорно-упорний підшипник. Положення ротора всієї турбіни і генератора в осьовому напрямку фіксується упорним підшипником, в якому упорний гребінь ротора прилягає до колодок, розташованих по колу. Між упорним гребенем і бабітовою заливкою колодок існує масляний клин.

РНТ складається із вала та восьми насаджених дисків (по чотири в кожному потоці ЦНТ). Рахунок ступенів відбувається по ходу пари. В якості передостанніх ступенів, тобто 26-та і 30-та, застосовані ступені Баумана. Ці ступені мають двохярусну лопатку. Нижня її частина від кореня до мостика являється робочою лопаткою передостанньої ступені. Верхня частина, через яку проходить приблизно 1/3 частина пари, являється робочою лопаткою останньої ступені, після якої пара поступає в конденсатор. Таким чином, в кожному потоці ЦНТ розташовується не один, а півтора вихлопи, що дало можливість застосувати помірну висоту лопаток останньої ступені, рівну 765 мм. Лопатки останніх ступенів піддаються високим напруженням від дії відцентрових сил. Матеріалом для лопаток останніх ступенів служить високолегована сталь, яка містить 13 % хрому. Критичне число обертів РНТ – 1610 об/хв. Ротор низького тиску – гнучкий.

Паророзподілення турбіни - соплове. По чотири регулюючі клапани встановлені безпосередньо на ЦВТ і ЦСТ. Розташування ЦВТ і ЦСТ паро впусками один до одного забезпечило можливість управління регулюючими клапанами ЦВТ і ЦСТ одним сервомотором. Порядок відкриття регулюючих клапанів вибраний таким, що першими починають відкриватися регулюючі клапани ЦСТ і після їх відкриття приблизно на 50 % починають відкриватися регулюючі клапани ЦВТ.

Регулюючі і захисні клапани ЦСТ призначені для запобігання розгону турбіни парою із тракту проміжного перегріву при скиданнях електричного навантаження і спрацюванні захисту, при всіх режимах з потужністю вище 80 МВт вони відкриті повністю, а зміна навантаження турбіни відбувається за рахунок зміни витрати пари через клапани ЦВТ. Послідовність відкриття регулюючих клапанів ЦВТ встановлена такою, що першими відкриваються одночасно регулюючі клапани, які підводять пару до верхніх соплових коробок, після чого відкриваються послідовно регулюючі клапани, які підводять пару до нижніх соплових коробок.

При аварійному закритті захисних клапанів, а також при пусках енергоблока з гарячого стану і при його зупинках, що допускають в майбутньому прискорений пуск, пара із проміжного пароперегрівача скидається в конденсатори турбіни через перепускні клапани, розташовані в корпусах захисних клапанів. Конструкція захисних клапанів така, що при їх закритті відкриваються клапани скидання пари в конденсатор.

Після першого регулюючого клапана ЦВТ пара підводиться до восьми сопел, після другого - до чотирнадцяти, після третього - до семи і після

четвертого - до дванадцяти сопел. Регулюючі клапани ЦСТ при роботі турбіни повністю відкриті, не беруть участь в регулюванні навантаження, забезпечують утримання турбіни на холостому ході. При скиданні навантаження регулятор швидкості, впливаючи на регулюючі клапани ЦВТ і ЦСТ, обмежує впуск пари в турбіну і не допускає підвищення числа обертів більш ніж на 7 – 8 % від номінального. Пара на обігрів фланців і шпильок ЦВТ і ЦСТ підводиться від регулюючих ступенів ЦВТ і ЦСТ. Діаметр трубопроводу – 50 мм.

Всі три ротора машини гнучкі, їх критичні числа обертів, розраховані для кожного окремого валу, складають для ротора ЦВТ 1750 об/хв., для ротора ЦСТ 1780 об/хв., а для ротора ЦНТ – 1610 об/хв. Ротор циліндра високого тиску відкований разом з дисками із сталі марки Р-2. Із цієї ж сталі виготовлений вал і відковані заодно з ним перші сім дисків ЦСТ, інші чотири диски - насадні. На роторі ЦНТ є в кожному потоці по чотири диска, посаджених з натягом на вал.

Валообертовий пристрій – звичайної конструкції ЛМЗ, він може включатись дистанційно зі щита управління. Нерухома точка агрегату розташована на середній рамі передньої частини ЦНТ. Повне розширення турбіни вздовж своєї осі в сторону переднього підшипника може складати 30 мм, а в сторону генератора 3 мм. Загальна довжина турбіни 20,3 м, вага без конденсатора 560 т. Потужність, яка розвивається ЦВТ, складає 60 МВт, ЦСТ – 90 МВт і ЦНТ – 50 МВт.

На щит управління блоком виносяться апаратура і прилади, які дозволяють машиністу турбіни зі щита проводити пуск і зупинку турбоустановки і вести турбіну під навантаженням. Крім стандартних пристроїв, апаратури і приладів контролю, сигналізації і управління, передбачений ряд спеціальних пристроїв, розроблених заводом. До числа важливих відносяться вказівники різниці розширення ротора і статора для кожного циліндра із світловим і звуковим сигналом, дистанційні вказівники вібрації підшипників, які дозволяють проводити вимірювання вібрації на всіх підшипниках в двох напрямках, первинна апаратура і прилади контролю температур металу корпусу, шпильок і труб, а також вимірювання температури металу всіх підшипників турбіни і ін.

Починаючи з випуску першої турбіни К-200-130 ЛМЗ багато роботи приділялось для її удосконалення та модернізації [126]. У зв'язку з ліквідацією існуючого пароприймального пристрою, який виконував функції охолодження перехідного патрубка і рециркуляції основного конденсату, використовується:

а) охолодження вихлопного патрубку в проточній частині ЦНТ (виконане НПО "Турбоатом" разом з реконструкцією проточної частини низького тиску);

б) лінія рециркуляції основного конденсату, яка прямує в конденсатозбірники конденсаторів. При цьому діаметр трубопроводів збільшується до діаметру 1600 мм.

Один з існуючих електроживильних насосів замінили на новий живильний насос з турбоприводом (ТПН), який живиться свіжою парою з котла.

Вихлоп ТПН направлений або в загальностанційний (резервний) колектор 1,1-1,6 МПа або в трубопровід третього відбору основної турбіни (на ПВТ-5).

Удосконалена система дренажів турбіни з установкою другого розширювача дренажів машзалу (РДМ) і кардинальною реконструкцією існуючого розширювача дренажів (РД).

Для утилізації тепла конденсату калориферів котла в тепловій схемі встановлений новий розширювач, підключений по випару і зливу конденсату з ПНТ-3.

Для можливості відведення з трубопроводу холодного промперегріву (ХПП) турбіни в резервний колектор максимально допустимої витрати пари 50 т/год.) встановлена нова редуційна станція (РС).

Встановлені нові ГПЗ з пусковими байпасами, призначеними для прогрівання регулюючих клапанів і перепускних труб ЦВТ, а також пуску турбіни.

Свіжа пара поступає до турбіни по двох паропроводах діаметром 325х38 мм через головні парові засувки Ду-250 (з байпасами Ду-100), що розташовані у безпосередній близькості до стопорних клапанів. Після головних парових засувок пара підходить до двох стопорних клапанів (АСК) ЦВТ з прохідним перетином 225 мм.

Після АСК ЦВТ пара по чотирьох перепускних трубах діаметром 273х32 мм поступає до чотирьох регулюючих клапанів (РК) ЦВТ. Перепускні труби обладнані дренажами Ду-50.

Регулюючі клапани виконані не розвантажувального типу, крім клапана № 2. Діаметр клапанів № 2, 3, 4 – 150 мм, клапану № 1 – 125 мм, діаметр розвантажувального клапану - 75 мм. РК ЦВТ мають дренажі Ду-20, для прогріву при пусках. Після РК ЦВТ пара подається до соплових коробок: від першого – до восьми сопел, від другого – до чотирнадцяти, від третього – до семи, від четвертого – до дванадцяти.

Відпрацьована в ЦВТ пара направляється по двох трубах діаметром 465x16 у проміжний пароперегрівник парогенератору, звідки по двох паропроводах діаметром 630x25 поступає до двох стопорних (захисних) клапанів (АЗК) ЦСТ. Стопорні клапани ЦСТ розвантажувального типу, діаметри основних клапанів 420 мм.

Після АЗК ЦСТ пара по чотирьох перепускних трубах діаметром 426x16 поступає до чотирьох регулюючих клапанів (РК) ЦСТ. Всі клапани ЦСТ розвантажувального типу. Діаметри основних клапанів 325 мм, розвантажувальних клапанів – 105 мм. Перепускні труби до ЦСТ також оснащені дренажами Ду-50, а регулюючі клапани – Ду-20.

З метою оцінки стану металу високотемпературних елементів ЦВТ і ЦСТ було проведено вивчення і систематизація експлуатаційної та ремонтної документації по результатах контролю металу елементів енергетичного обладнання, його пошкоджуваності, результатах дослідження вирізок і пошкоджених елементів за весь період експлуатації, за період експлуатації між останнім планово - попереджувальним ремонтом у 2005 році і даними експлуатаційної та ремонтної документації по результатах контролю металу в 2018 році.

4.1.2.2 Результати неруйнівного контролю елементів парової турбіни К-200-130 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС

Під час експлуатації контроль металу елементів турбіни виконувався в період планово-попереджувальних ремонтів.

Виконували наступні види контролю:

- магнітопорошкова дефектоскопія радіусних переходів верхніх і нижніх половин ЦВТ і ЦСТ, стопорних і регулюючих клапанів, радіусних переходів і площини горизонтального роз'єму фланців і циліндрів;
- ультразвуковий контроль лопаток роторів, заклепок замкових лопаток, шпильок роз'ємів ЦВТ, ЦСТ, захисних і стопорних клапанів;
- візуальний контроль з травленням галтельних переходів, дисків, робочих лопаток, валів роторів ВД і СД, направляючих лопаток і тіла зварної діафрагми, радіусних переходів верхньої і нижньої половин ЦВТ і ЦСТ, стопорних клапанів.

Аналіз результатів контролю елементів турбіни дозволяє зробити висновки, що представлені нижче.

Литі деталі циліндрів високого і середнього тиску. Під час капітального

ремонту 2005 року енергоблока ст. № 15 у відповідності з вимогами ГКД 34.17.401-95 і ГКД 34.20.507–2003 та напрацюванням, що наближається до паркового ресурсу, був виконаний візуальний огляд, травлення і визначення механічних властивостей основних корпусних деталей турбіни К-200-130 (Висновок № 123-05 Луганської ТЕС). По результатах обстеження на зовнішній поверхні корпусів ЦВТ і ЦСТ дефектів не виявлено. На внутрішній поверхні корпусів ЦВТ і ЦСТ виявлені дефекти у вигляді тріщин, промоїн, рихлот та інших несучільностей. Розташування найбільш суттєвих дефектів, їх параметри і результати усунення наведені у Висновку № 123-05 Луганської ТЕС.

По Висновку № 123-05 Лабораторії металів та зварки Луганської ТЕС метал литих деталей турбіни К-200-130 ЛМЗ енергоблока ст. № 15 придатний до експлуатації при номінальних параметрах. Після проведеного ремонту стан металу литих деталей турбіни К-200-130 енергоблока ст. № 15 признаний задовільним і таким, що забезпечує надійну експлуатацію до наступного капітального ремонту. По результатах контролю клапанів АСК ЦВТ та АЗК ЦСТ по зовнішній та внутрішній поверхні наявність дефектів не виявлено.

Під час капітального ремонту 2018 року енергоблока ст. № 15 у відповідності з вимогами А.5 ГКД 34.20.507 – 2003, СОУ-Н МПЕ 40.1.17.401:2004, СОУ-Н ЕЕ 30.304:2007 та напрацюванням, що наближається до дозволеного числа годин експлуатації були проведені: візуальний огляд, травлення, магнітно-порошкова і кольорова дефектоскопії, визначення механічних властивостей основних корпусних деталей турбіни К-200-130 (Висновок № 71-18-25).

В період капітального ремонту 2018 року енергоблока ст. № 15 по результатах візуального огляду, магнітно-порошкової і кольорової дефектоскопії (наявність дефектів у вигляді тріщин та інших несучільностей) були виявлені тріщини на внутрішній поверхні клапану АСК ЦВТ № 1 по сідлу кругові розміром 500x2x40 мм, 500x1x15 мм, 250x1x8 мм, на внутрішній поверхні клапану АСК ЦВТ №2 по сідлу кругові розміром 500x3x25 мм, 250x1x12 мм, 80x2x20 мм. Через виявлення великої кількості дефектів і виконаних значних вибірок (по глибині) необхідно провести в найближчий ремонт заміну стопорних клапанів АСК № 1, АСК № 2 енергоблока ст. № 15. На зовнішній та внутрішній поверхнях регулюючих клапанів ЦВТ та ЦСТ (по 4 шт.) дефектів не виявлено. У корпусі ЦВТ та ЦСТ виявлені дефекти у вигляді тріщин. В каналі паровпуску нижньої половини ЦВТ знайдені симетричні зони розтріскування 200x200x6 мм и 300x150x8мм.

Також у зонах кріплення обойм діафрагм виявлені тріщини довжиною 1000-1200 мм, глибиною 2 - 8 мм. В верхній половині ЦВТ в зонах кріплення обойм діафрагм виявлені тріщини довжиною 150 мм, глибиною 6 мм. В нижній половині ЦСТ з боку ЦВТ виявлені симетричні зони розтріскування 200x15x8 мм, 200x180x8 мм. Також виявлені тріщини довжиною 350 мм, глибиною до 10 мм. У верхній половині ЦСТ з боку примикання холодної частини виявлені тріщини довжиною 300 мм, глибиною 10 мм. Також виявлені сітки тріщин розміром 80x130x5 мм і 150x150x4 мм з боку ЦВТ.

Після проведеного ремонту стан металу литих деталей турбіни К-200-130 енергоблока ст. № 15 признано задовільним та придатним до експлуатації при номінальних параметрах. Рекомендовано Лабораторії металів і зварювання ДТЕК Луганської ТЕС в наступний капітальний ремонт провести відкривання циліндрів ВТ і СТ для визначення тенденцій розвитку дефектів.

Ротор високого тиску. В період поточного ремонту 2018 року енергоблока ст. № 9 ДТЕК Луганської ТЕС був демонтований ротор високого тиску та встановлений на енергоблок № 15 ДТЕК Луганської ТЕС. Фактичне напруцювання енергоблока складає 329942 год., 1704 пуски. Фактичне напруцювання ротору високого тиску дорівнює 121176 годин і 888 пусків. Перед встановленням на енергоблок ст. № 9 ДТЕК Луганської ТЕС ротор експлуатувався на енергоблоці ст. № 8 ДТЕК Луганської ТЕС з напруцюванням 199661 годин і 687 пусків.

При металографічному дослідженні ротору високого тиску К-200-130 ЛМЗ, демонтованого з енергоблока ст. № 9, виявлено, що метал ротору високого тиску знаходиться у задовільному стані та придатний до подальшої експлуатації (Висновок № 80-18-25).

ТОВ «Інтеренергосервіс» у 2018 році проведено візуальне дослідження осьового каналу РВТ (Висновок № 150-18 от 27.07.2018 г.) і встановлено, що стан поверхні металу відповідає нормативним документам.

Лабораторією металів і зварювання відокремленого підприємства «Луганська ТЕС» ТОВ «ДТЕК СХІДЕНЕРГО» у 2017 році (Висновок № 62-17-20 від 17.02.2017 р.) виконаний вихротоковий контроль теплових канавок ротору високого тиску (РВТ резервний № 1). По результатах контролю виявлені тріщини в канавках № 17-30 глибиною 4-7 мм, стан РВТ оцінюється як незадовільний, передбачається усунення дефектів. У листопаді 2017 року виконаний візуальний і вимірювальний контроль теплових канавок ротору високого тиску (РВТ резервний № 1) після видалення тріщин (Висновок № 730-17-20 від 17.11.2017 р.). По результатах контролю виявлені тріщини у

канавках № 1-16 глибиною 8 мм, у канавках № 17-30 глибиною 11-14 мм (№ 27 – 12 мм, № 29 – 14 мм), стан РВТ оцінюється як задовільний.

Лабораторією металів і зварювання відокремленого підприємства «Луганська ТЕС» ТОВ «ДТЕК СХІДЕНЕРГО» у 2017 році виконаний візуальний контроль ротору високого тиску (РВТ резервний № 1) галтельних переходів, дисків, робочих лопаток, ущільнень, осьового каналу і т.п. (Висновок № 84-17-20 від 01.03.2017 р.). По результатах контролю якість металу ротору з боку осьового каналу оцінюється як задовільна. Дефекти лопаток видалені механічним способом і закруглені. Висновок по результатах візуального і вимірювального контролю задовільний.

При капілярному контролі ротору високого тиску (РВТ резервний № 1) у 2017 р. радіусних переходів, ободів, гребня, розвантажувальних отворів, кромek лопаток і т.п. (Висновок № 86-17-20 від 01.03.2017 р.) дефектів не виявлено. Висновок по результатах візуального і вимірювального контролю задовільний.

Ротор середнього тиску. В період поточного ремонту 2018 року на енергоблок № 15 ДТЕК Луганська на заміну РСТ був встановлений РСТ, який експлуатувався на ДТЕК Бурштинська ТЕС на енергоблоці ст. № 10 до напрацювання 306212 годин і 1232 пуски. Фактичне напрацювання ротору середнього тиску енергоблока № 15 ДТЕК Луганської ТЕС складає 306212 год. і 1232 пуски. Ротор виготовлений в 1968 році по виробничому замовленню № 173589, заводський № 1119. Ротор введений в експлуатацію в 1969 році. Останній контроль був виконаний у 2004 році.

По результатах металографічного дослідження ротора середнього тиску К-200-130 ЛМЗ, що демонтований з енергоблока ст. № 10 ДТЕК Бурштинська ТЕС (Висновок № 79-18-25), метал ротора середнього тиску знаходиться у задовільному стані і придатний до подальшої експлуатації.

Лабораторією металів і зварювання відокремленого підприємства «Луганська ТЕС» ТОВ «ДТЕК СХІДЕНЕРГО» в 2018 році (Висновок № 743-18-20 від 28.12.2018 р.) виконаний вихротоковий контроль теплових канавок ротора середнього тиску (РСТ резервний № 1). По результатах контролю виявлені тріщини в канавках № 1-14 глибиною 1-2 мм, стан РСТ оцінюється як не задовільний. Канавки проточені на станку на глибину 2-3 мм. Висновок по результатах вихротокового контролю свідчить, що після повторного контролю стан РСТ задовільний.

При візуальному і вимірювальному контролі ротора середнього тиску (РСТ резервний № 1) в 2018 р. вала, дисків, лопаток ротора середнього тиску і

т.п. (Висновок № 648-18-20 від 14.11.2018 р.) виявлені кільцеві тріщини між ущільнюючими кільцями і на радіусних переходах в районі ступеня № 13 на глибину 5 -7 мм; дефекти на 13 ступені у вигляді ерозійного зносу вихідних кромek в районі бандажа з надривом, $L=14\div 20$ мм, глибиною 1-3 мм; дефекти на 14-23 ступенях у вигляді ударів на вхідній кромці глибиною від 0,5 мм до 2 мм; інших дефектів не виявлено. Висновок по результатах візуального і вимірювального контролю задовільний.

При капілярному контролі ротора середнього тиску (РСТ резервний № 1) в 2018 р. зовнішня поверхня в зоні радіусних переходів, ободів, гребенів, розвантажувальних отворів, кромek лопаток і т.п. (Висновок № 649-18-20 від 14.11.2018 р.) виявлені тріщини, які проточені на глибину 5-7 мм. Висновок по результатах візуального і вимірювального контролю задовільний.

Лабораторією металів і зварювання відокремленого підприємства «Луганська ТЕС» ТОВ «ДТЕК СХІДЕНЕРГО» в 2018 році (Висновок № 116-18-24 від 14.11.2018 р.) при вимірюванні твердості дисків № 13, 23 ротора середнього тиску (РСТ № 1 резервний) для енергоблока ст. № 15 встановлено, що показники знаходяться у межах норми.

ТОВ «Інтеренергосервіс» у 2018 році проведено візуальне дослідження осцевого каналу РСТ (Висновок № 153-18 від 27.07.2018 р.) і встановлено, що стан поверхні металу відповідає нормативним документам.

4.2. Розрахункове дослідження теплового та напружено-деформованого стану роторів ЦВТ і ЦСТ парової турбіни К-200-130 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС

4.2.1 Розрахункові моделі роторів ЦВТ і ЦСТ парової турбіни К-200-130 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС

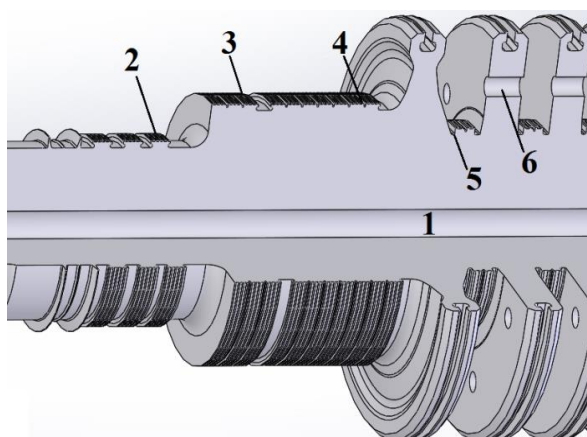
Моделювання теплового і напружено-деформованого станів роторів ЦВТ і ЦСТ на досліджуваних режимах роботи здійснювали в тривимірній постановці з використанням графічних пакетів прикладних програм SolidWorks з урахуванням розвантажувальних отворів в дисках роторів. Розрахункове дослідження проводилося для найбільш навантажених ділянок роторів у відповідних зонах проточних частин турбоустановки. Розрахункові моделі роторів і програма розрахунків в тривимірній постановці дозволяють виконувати розбивку на велику кількість кінцевих елементів зі згущенням сітки в зонах, що є концентраторами напружень. До концентраторів

напружень відносяться кореневі зони теплових канавок діафрагмених ущільнень, придискові кільцеві канавки роторів і теплові канавки кінцевих ущільнень ЦВТ і ЦСТ.

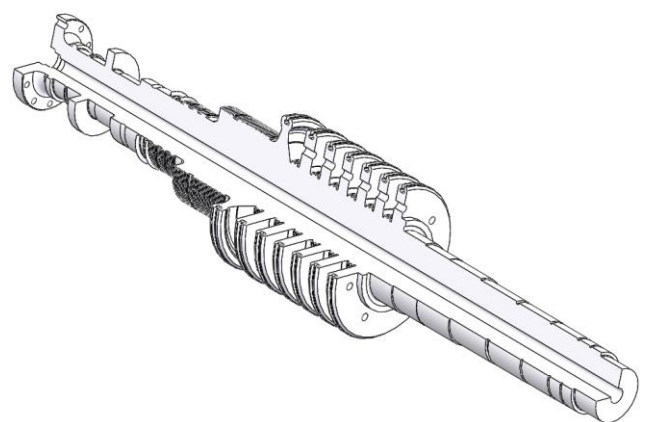
Технологічні особливості розглянутих режимів роботи турбоустановки враховувались завданням теплових граничних умов I-IV роду і об'ємних відцентрових зусиль у розрахункових елементах роторів. Коефіцієнти тепловіддачі α визначалися за критеріальними залежностями, що рекомендовані в [23]. На поверхневих ребрах моделі граничні умови III роду знаходилися з використанням гіперболічної інтерполяції. На поверхні осьової проточки задавалися умови відсутності теплообміну. Теплофізичні і фізико-механічні характеристики сталі Р2МА (25Х1М1ФА) в залежності від температури задавалися у відповідності [25].

Ротор середнього тиску парової турбіни К-200-130 виготовлений зі сталі Р2МА (25Х1М1ФА). Перші сім ступенів (від 13-ої до 19-ої) відковані заодно з ротором. Решта чотири диски насаджуються на вал ротору в гарячому стані з натягом. Передні кінцеві ущільнення РСТ виготовлені аналогічно РВТ без насадних втулок: на валу виконані ступінчасті виточки, а ущільнювальні сегменти встановлені в обоймах. Аналогічно виконані і діафрагмені ущільнення. Задні кінцеві ущільнення ЦСТ виконані на втулках, що насаджені на вал у гарячому стані.

При створенні геометричної моделі РСТ було проведено побудову всіх кованих поверхонь ротора, включаючи галтелі і радіусні переходи дисків ступенів, розвантажувальних отворів, хвостових кріплень робочих лопаток і повної геометрії кінцевих і діафрагмених ущільнень, без врахування насадних дисків і втулок задніх кінцевих ущільнень (рис. 4.1).



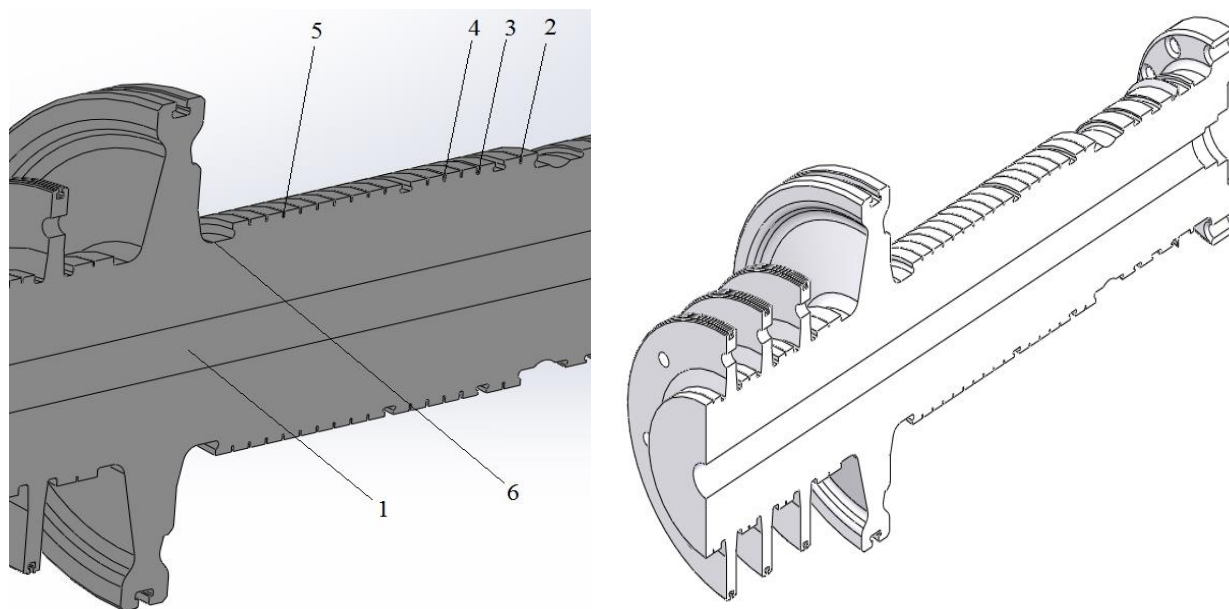
а) характерні вузли дослідження
градієнтів температур



б) геометрія РСТ

Рис. 4.1. Просторовий 3D-аналог ротору СТ турбіни К-200-130.

При створенні геометричної моделі РВТ було проведено побудову всіх кованих поверхонь ротора, включаючи галтелі і радіусні переходи дисків ступенів, розвантажувальних отворів, хвостових кріплень робочих лопаток і повної геометрії кінцевих і діафрагмених ущільнень, без врахування насадних дисків і втулок задніх кінцевих ущільнень (рис. 4.2).



а) характерні вузли дослідження
градієнтів температур

б) геометрія ротору ВТ

Рис. 4.2. Просторовий 3D-аналог ротору ВТ турбіни К-200-130.

4.2.2 Розрахункове дослідження теплового та напружено-деформованого стану роторів РВТ, РСТ турбіни К-200-130 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС

Проведене чисельне дослідження теплового і напружено-деформованого стану ротора СД турбіни К-200-130 СЕ № 15 Луганської ТЕС показало, що найбільші значення інтенсивності напружень на номінальному режимі експлуатації і при пусках з різних теплових станів виникають в зоні осьового каналу, перших обойм кінцевих ущільнень, а також в галтелях регулюючого ступеня (13 ступень) і перших трьох ступенів тиску (14, 15, 16 ступені).

Так, на номінальному режимі експлуатації найбільш навантаженими зонами є перше ущільнення ПКУ і галтель РС з боку 14-ого ступеня ($\sigma_i = 104$ МПа). В осьовому отворі під регулюючим ступенем рівень інтенсивності напружень досягає $\sigma_i = 105$ МПа. Також значні інтенсивності умовних пружних напружень в розвантажувальних отворах 14-16 ступенів тиску

($\sigma_i = 100\text{--}103$ МПа). Решта областей ротору середнього тиску характеризуються більш низьким рівнем інтенсивностей напружень (рис. 4.3).

Чисельне дослідження теплового і напружено-деформованого стану ротора ВД турбіни К-200-130 СЕ № 15 Луганської ТЕС показало, що максимальні значення інтенсивності напружень на номінальному режимі експлуатації виникають в зоні осьового каналу, перших обойм кінцевих ущільнень, а також в галтелях регулюючого ступеня і перших трьох ступенів тиску.

Так, на номінальному режимі експлуатації найбільш навантаженими зонами є перше ущільнення ПКУ ($\sigma_i = 105$ МПа) і галтель регулюючого ступеня РВТ з боку 1-ого ступеня ($\sigma_i = 89$ МПа). В осьовому отворі під регулюючим ступенем рівень інтенсивності напружень досягає $\sigma_i = 107,2$ МПа. Також високі інтенсивності умовних пружних напружень в розвантажувальних отворах 1-3 ступенів тиску ($\sigma_i = 71\text{--}80$ МПа). Решта областей ротору середнього тиску характеризуються більш низьким рівнем інтенсивностей напружень (рис. 4.4).

Результати розрахункової оцінки теплового і напружено-деформованого стану роторів ЦВТ, ЦСТ турбіни К-200-130 ст. № 15 проводилися з урахуванням пошкоджуваності корпусів шляхом організації вибірок металу в місцях утворення тріщин. Розміри і глибини таких вибірок приймалися по результатах візуального, вимірювального контролю і магнітопорошкової діагностики теплових канавок роторів ВТ та СТ турбіни К-200-130 енергоблока № 15 Луганської ТЕС в період капітального ремонту (див. п.1.2.2. розділу1).

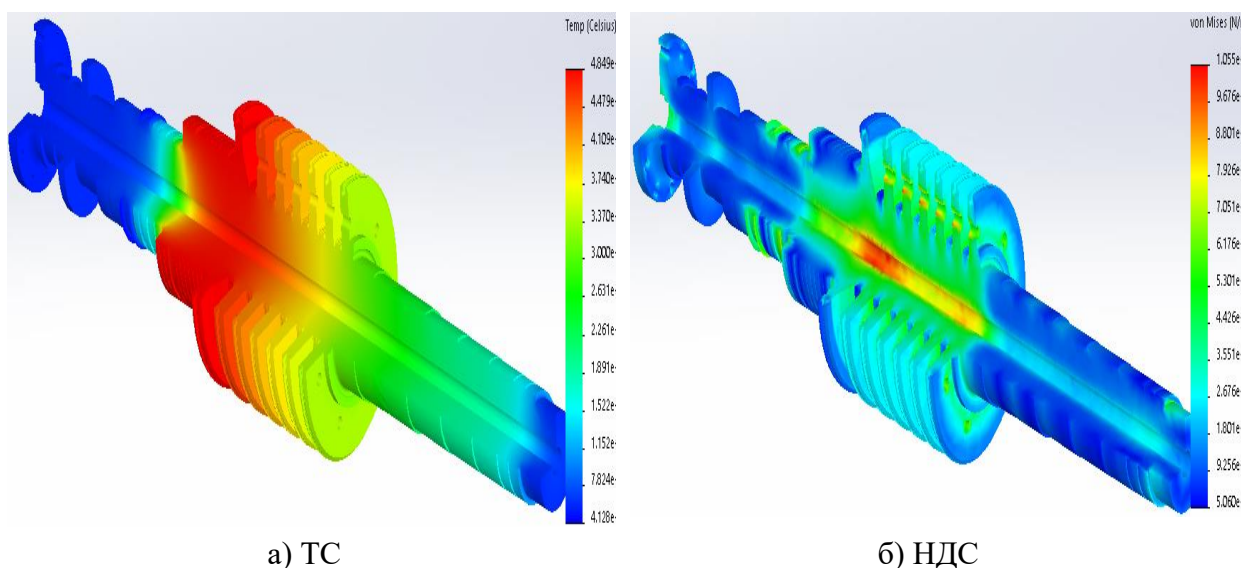


Рис. 4.3. ТС (а) і НДС (б) ротору СТ турбіни К-200-130 на номінальному режимі експлуатації.

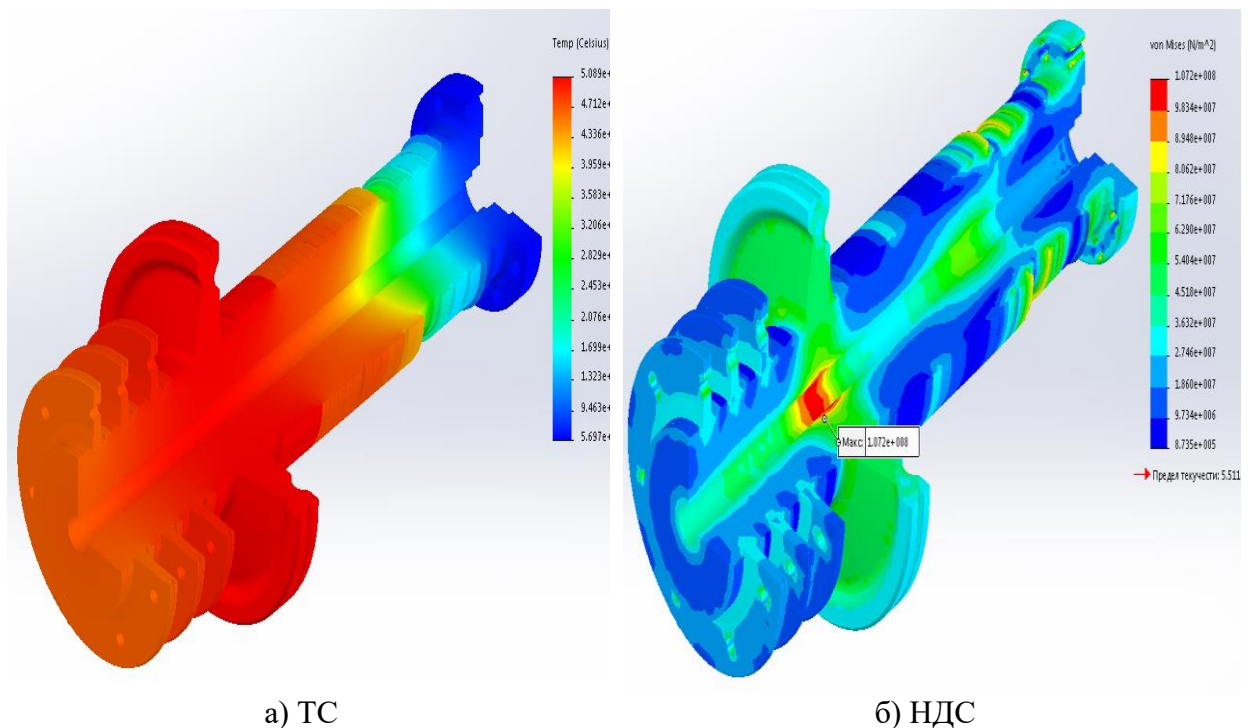


Рис. 4.4. ТС (а) і НДС (б) ротору ВТ турбіни К-200-130 на номінальному режимі експлуатації.

При проведенні перевіркового розрахунку моделювання теплового (ТС) і напружено-деформованого станів (НДС) роторів ЦВТ і ЦСТ на досліджуваних режимах роботи здійснювали у тривимірній постановці з урахуванням розвантажувальних отворів в дисках роторів. Розрахункове дослідження проводилося для найбільш навантажених ділянок роторів у відповідних зонах проточних частин турбоустановки. Граничні умови задавалися згідно рекомендаціях [23]. Матеріал роторів вибирався легована сталь Р2МА (25Х1М1ФА) згідно конструкторської документації. Теплофізичні і фізико-механічні характеристики сталі Р2МА (25Х1М1ФА) в залежності від температури задавали у відповідності [25].

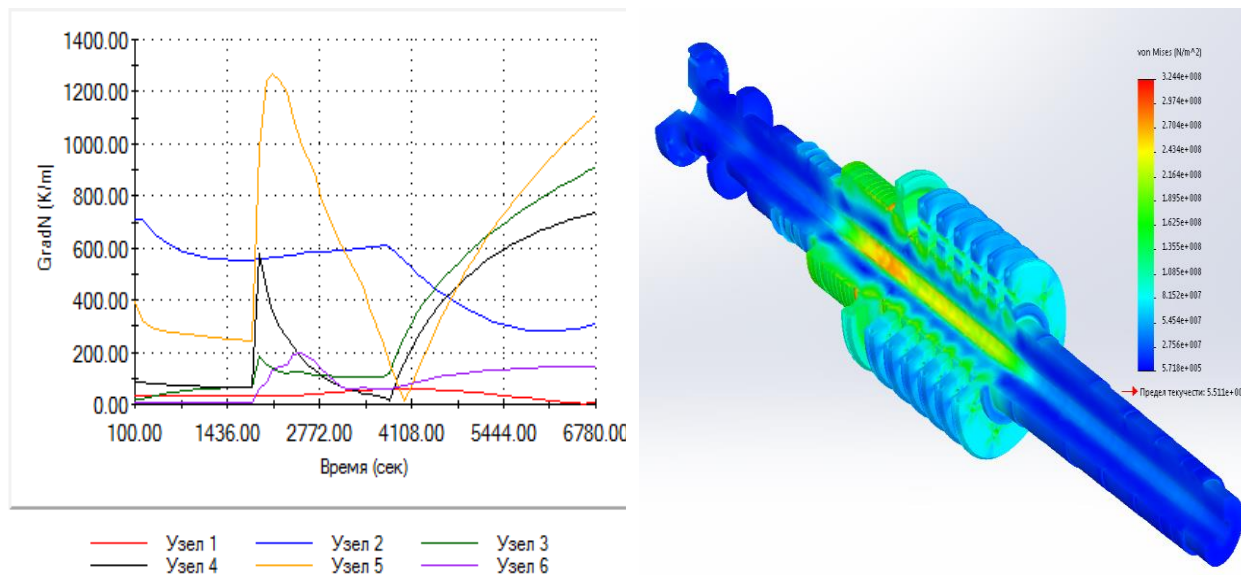
ТС і НДС роторів ЦВТ і ЦСТ турбіни К-200-130 розраховували для трьох варіантів пускових режимів (НС-2, НС-1, ХС) по технології пуску, що використовується на Луганській ТЕС. Вибір цих режимів обумовлений вимогами замовника. При визначенні граничних умов для розрахунків ТС використовувались реальні пускові графіки, що надані цехом наладки Луганської ТЕС як найбільш характерні.

Для розрахунку НДС використовували результати ТС роторів. Враховувались також механічні навантаження від відцентрових сил та тиску пари. Для аналізу напружено-деформованого стану роторів ЦВТ і ЦСТ брали

характерні перетини та вузлові точки, в яких градієнти температур мали максимуми.

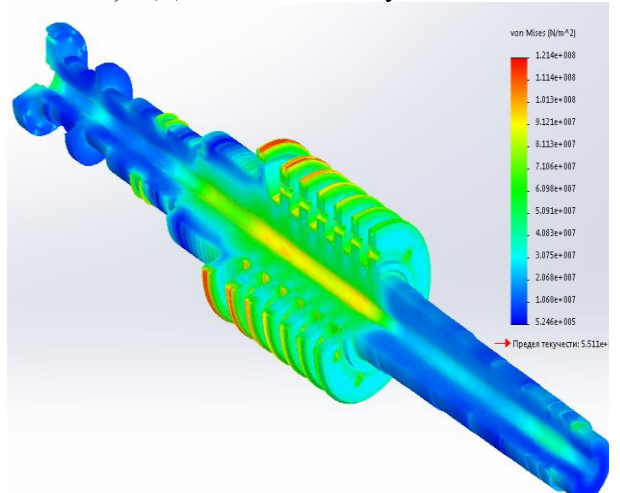
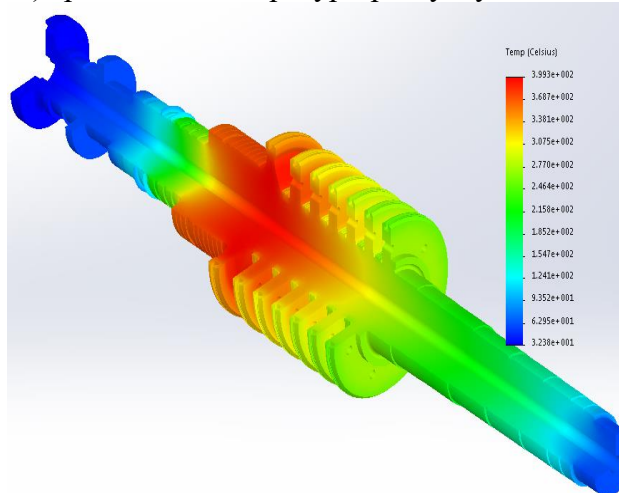
При розрахунковому дослідженні теплового стану роторів вирішувалась задача з урахуванням радіальної і осьової нерівномірності розподілення температури.

Найбільші значення інтенсивності напружень спостерігаються в зоні осьового отвору ($\sigma_i = 297,4$ МПа) і у кореневій частині диска перед 13-им ступенем, де інтенсивності напружень максимальні ($\sigma_i = 324,4$ МПа). Значення розмахів максимальної інтенсивності напружень, що визначають ресурс, прийняті у кореневій частині диска перед 13-им ступенем $\sigma_i = 324$ МПа при температурі металу $t_m = 399$ °С (рис. 4.5).



а) градієнти температур при пуску з НС-2;

б) НДС в момент часу 1900 с;

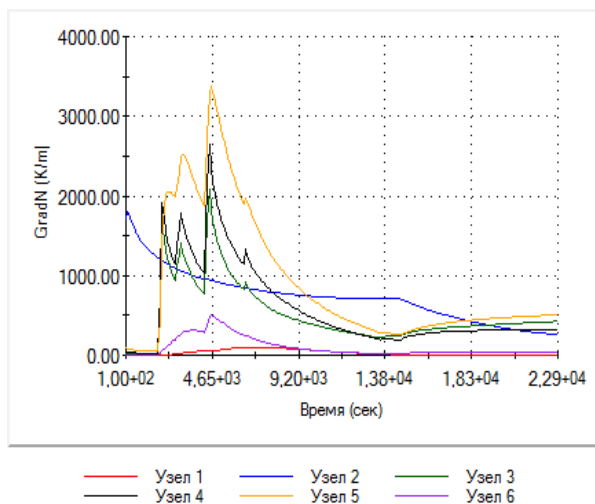


в) ТС в момент часу 1900 с;

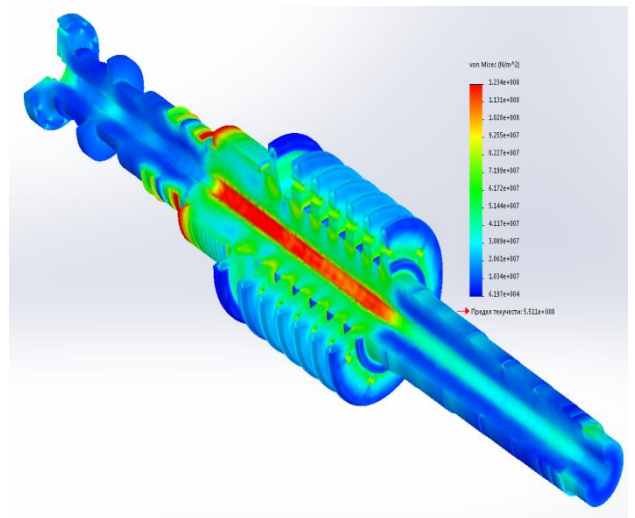
г) НДС в момент часу 6780 с в кінці етапу навантаження (113 хв.);

Рис. 4.5 – ТС і НДС РСТ (резервний № 1) при пуску з НС-2.

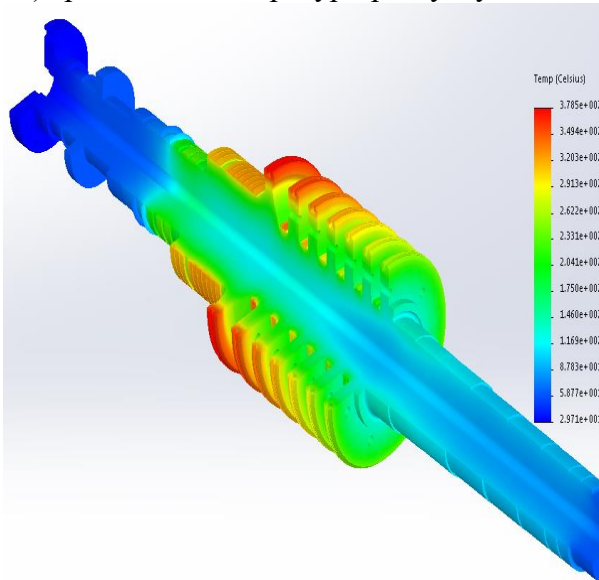
При пусках з холодного стану ХС для ротора середнього тиску максимальний градієнт температур виникає у початкові етапи пуску. Для РСТ високі значення інтенсивності напружень спостерігаються в зоні передніх кінцевих ущільнень за обоймою № 2 ($\sigma_i = 387,1$ МПа) та в зоні при дискової галтелі за 13-им ступенем ($\sigma_i = 464,4$ МПа). Значення розмахів максимальної інтенсивності напружень, що визначають ресурс, прийняті в зоні при дискової галтелі за 13-им ступенем $\sigma_i = 465$ МПа при температурі металу $t_m = 376$ °С (рис. 4.6).



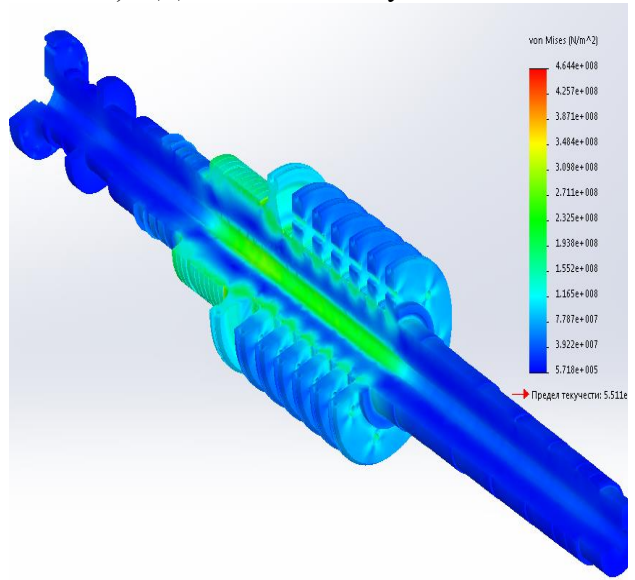
а) градієнти температур при пуску з ХС;



б) НДС в момент часу 22860 с;



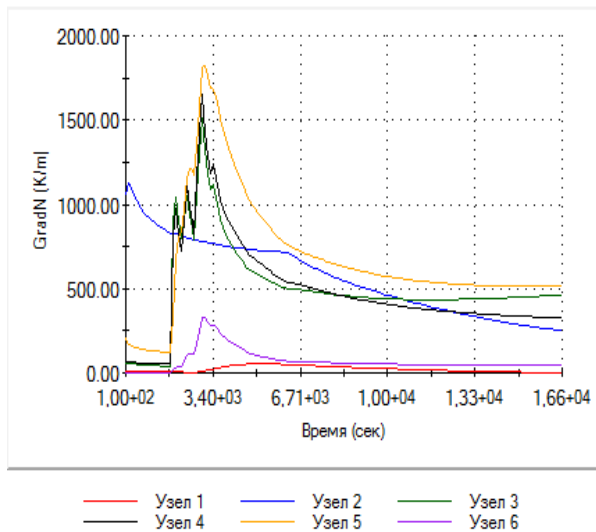
в) ТС в момент часу 4500 с при пуску з ХС (3000 об/хв.);



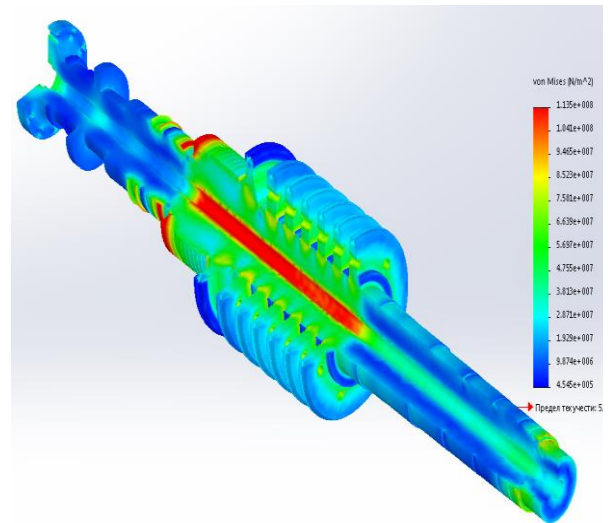
г) НДС в момент часу 4500 с при пуску з ХС (3000 об/хв.);

Рис. 4.6 – ТС і НДС РСТ (резервний № 1) при пуску з ХС.

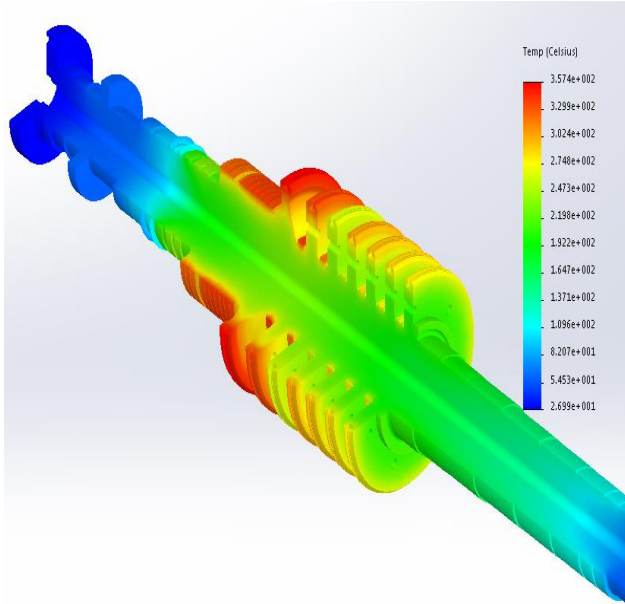
Для РСТ (резервний № 1) при пусках з неостиглого стану НС-1 градієнт температур виникає на етапі розвороту ротора в момент навантаження до 30 МВт (3000 с). Найбільші значення інтенсивності напружень спостерігаються в зоні передніх кінцевих ущільнень ($\sigma_i = 257$ МПа), в осьовому отворі ($\sigma_i = 223$ МПа) та у кореневої частини диска за 13-им ступенем, де інтенсивності напружень максимальні ($\sigma_i = 267$ МПа). Значення розмахів максимальної інтенсивності напружень, що визначають ресурс, прийняті у кореневої частини диска за 13-им ступенем $\sigma_i = 267$ МПа при температурі металу $t_m = 357$ °С (рис. 4.7).



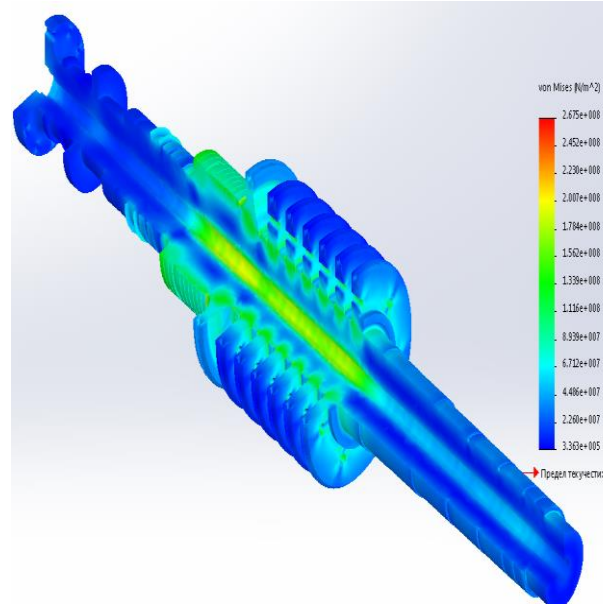
а) градієнти температур при пуску з НС-1;



б) НДС в момент часу 16620 с;



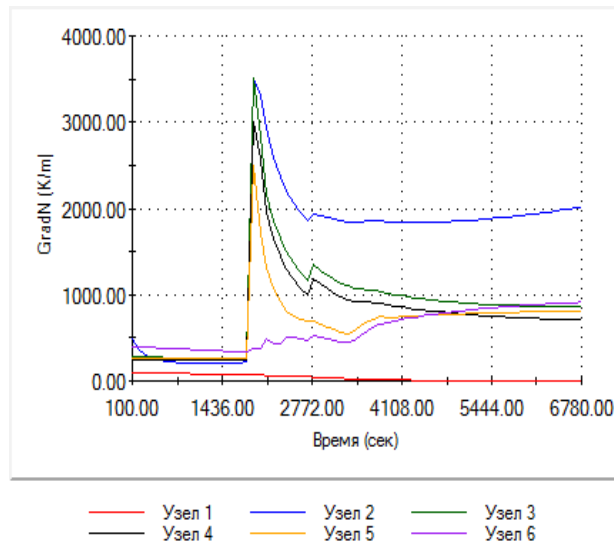
в) ТС в момент часу 3000 с при пуску з НС-1 (навантаження до 30 МВт);



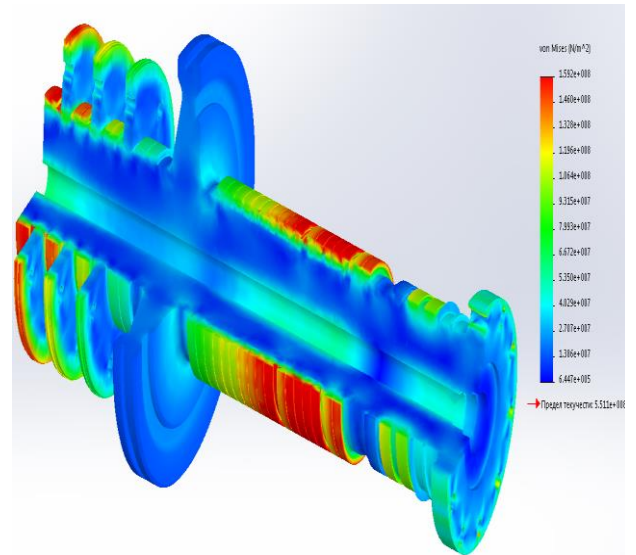
г) НДС в момент часу 3000 с при пуску з НС-1 (навантаження до 30 МВт);

Рис. 4.7 – ТС і НДС РСТ (резервний № 1) при пуску з НС-1.

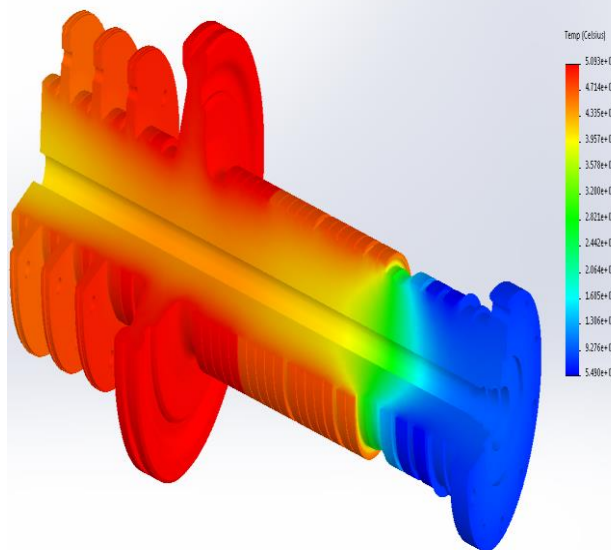
Для РВТ при пусках з неостиглого стану НС-2 характерно виникнення зон максимальної інтенсивності напружень як в зоні 4-ого ступеня тиску РВТ ($\sigma_i=159,2$ МПа) в момент часу 1900 с (навантаження до 30 МВт), так і в зоні осцевого отвору та передніх кінцевих ущільнень ($\sigma_i=162,7$ МПа) в момент виходу енергоблока на номінальний режим (рис. 4.8). Температура металу в зоні осцевого отвору РВТ в момент часу 6780 с досягає порядку 439 °С.



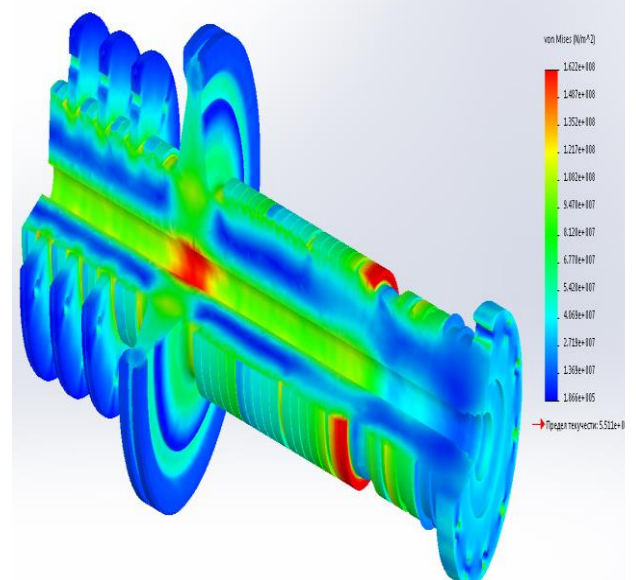
а) градієнти температур при пуску з НС-2;



б) НДС в момент часу 1900 с;

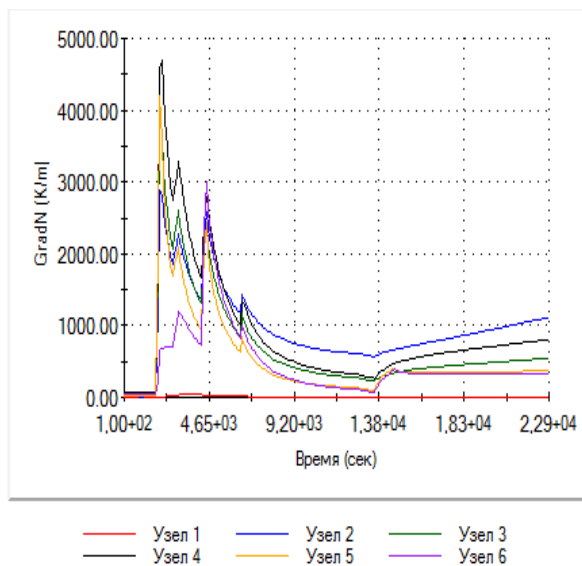


в) ТС в момент часу 6780 с в кінці етапу навантаження (113 хв.);
Рис. 4.8 – ТС і НДС РВТ при пуску з НС-2.

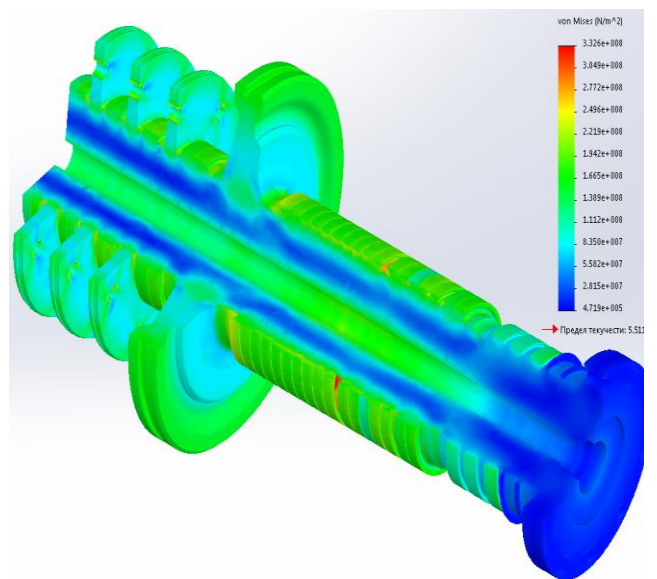


г) НДС в момент часу 6780 с в кінці етапу навантаження (113 хв.);

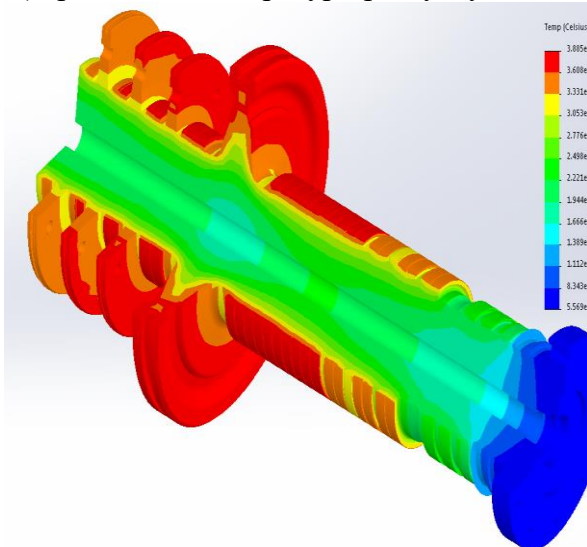
При пусках з холодного стану для РВТ найбільші значення інтенсивності напружень спостерігаються у осьовій розточці, на ободі диска регулюючого ступеня та на валу в зоні передніх кінцевих ущільнень. Значення максимальної інтенсивності напружень спостерігаються в зоні обода диску регулюючого ступеня ($\sigma_i = 309,6$ МПа) та передніх кінцевих ущільнень ($\sigma_i = 300,8$ МПа), при цьому температура металу в цих точках складає порядку 385-389 °С в момент часу 4500 с, що відповідає набору номінального числа обертів 3000 об/хв. (рис. 4.9).



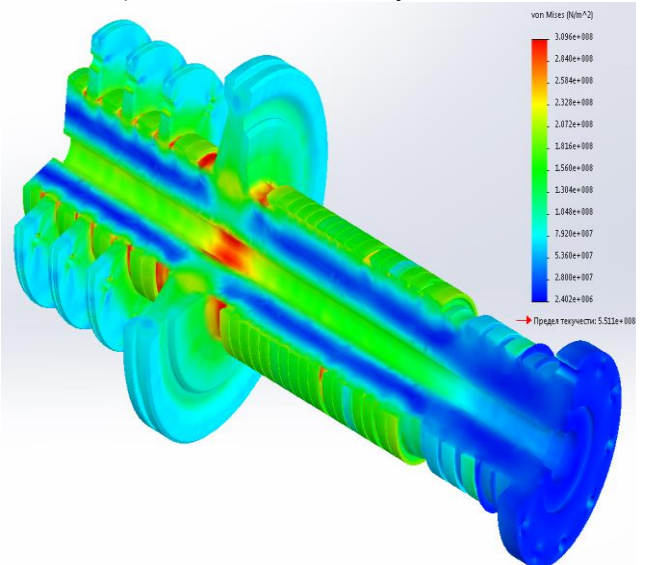
а) градієнти температур при пуску з ХС;



б) НДС в момент часу 2000 с;



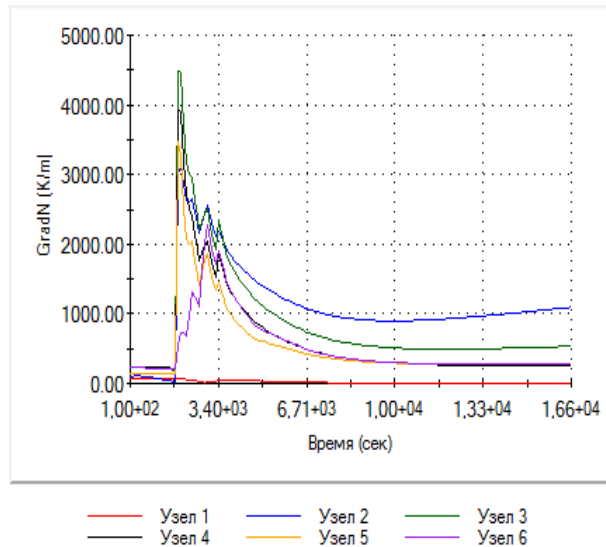
в) ТС в момент часу 4500 с при пуску з ХС (3000 об/хв.);



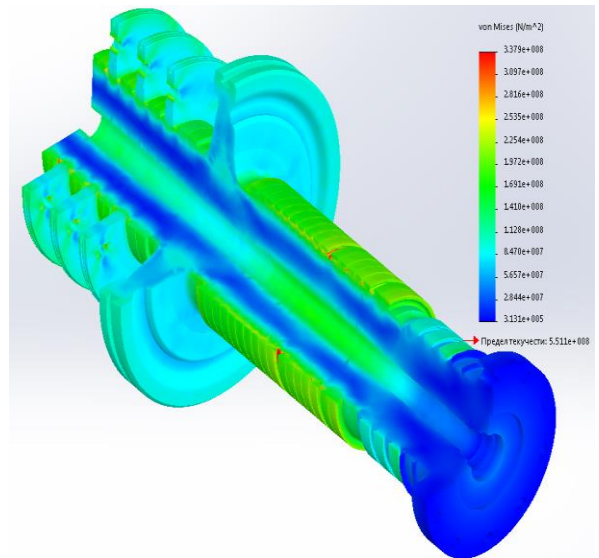
г) НДС в момент часу 4500 с при пуску з ХС (3000 об/хв.);

Рис. 4.9 - ТС і НДС РВТ при пуску з ХС.

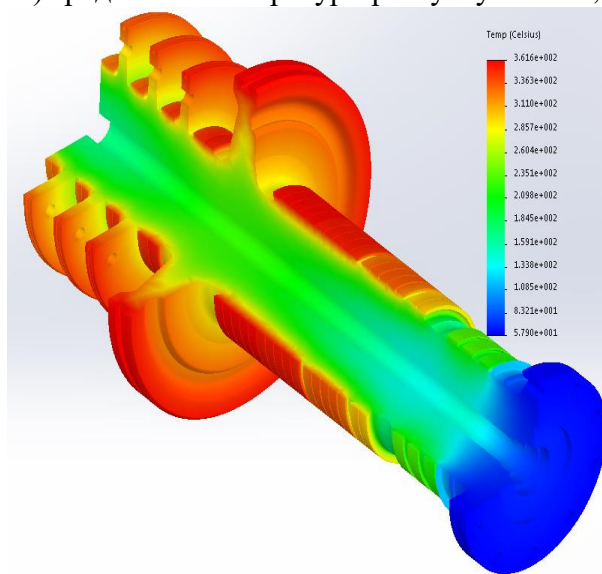
При пусках з НС-1 для РВТ найбільші значення інтенсивності напружень спостерігаються у осьовій розточці ($\sigma_i = 285,9$ МПа) в момент пуску (3400 с), а також на валу в зоні передніх кінцевих ущільнень за обіймою № 2 ($\sigma_i = 337,9$ МПа) в момент пуску (2400 с). При цьому температура металу в цих точках складає порядку 385-390 °С (рис. 4.10).



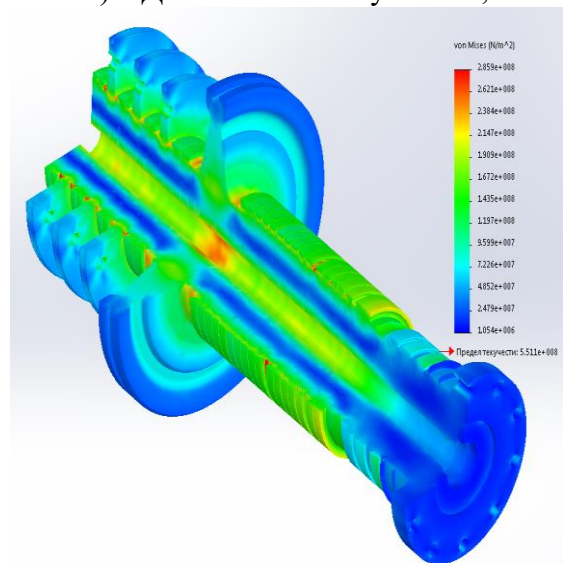
а) градієнти температур при пуску з НС-1;



б) НДС в момент часу 2400 с;



в) ТС в момент часу 2400 с;



г) НДС в момент часу 3400 с при пуску з НС-1 (навантаження до 30 МВт);

Рис. 4.10 – ТС і НДС РВТ при пуску з НС-1.

Дані теплового і напружено-деформованого стану РВТ и РСТ дозволяють провести розрахунки малоциклової втоми, статичної пошкоджуваності металу роторів і оцінити залишковий ресурс енергетичного обладнання.

4.3. Розрахункове дослідження теплового та напружено-деформованого стану корпусів ЦВТ, ЦСТ турбіни К-200-130 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС

4.3.1. Розрахункові моделі корпусів ЦВТ, ЦСТ турбіни К-200-130 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС

Конструктивно корпуси циліндрів високого і середнього тиску представляють складні технічні об'єкти з розвиненою системою патрубків підводу і відводу пари. Суттєвий вплив на тепловий і напружено-деформований стан корпусів надають масивні фланці горизонтального роз'єму, прогрівання яких ускладнене. Для оптимізації пускових режимів застосовують обігрів фланців шляхом подачі пари у обнизки фланців. Всі конструктивні особливості корпусів ЦВТ і ЦСТ викликають необхідність моделювання цих об'єктів у тривимірній постановці.

Моделювання теплового і напружено-деформованого станів корпусів ЦВТ і ЦСТ на досліджуваних режимах роботи здійснювалося у тривимірній постановці з використанням графічних пакетів прикладних програм SolidWorks Simulation.

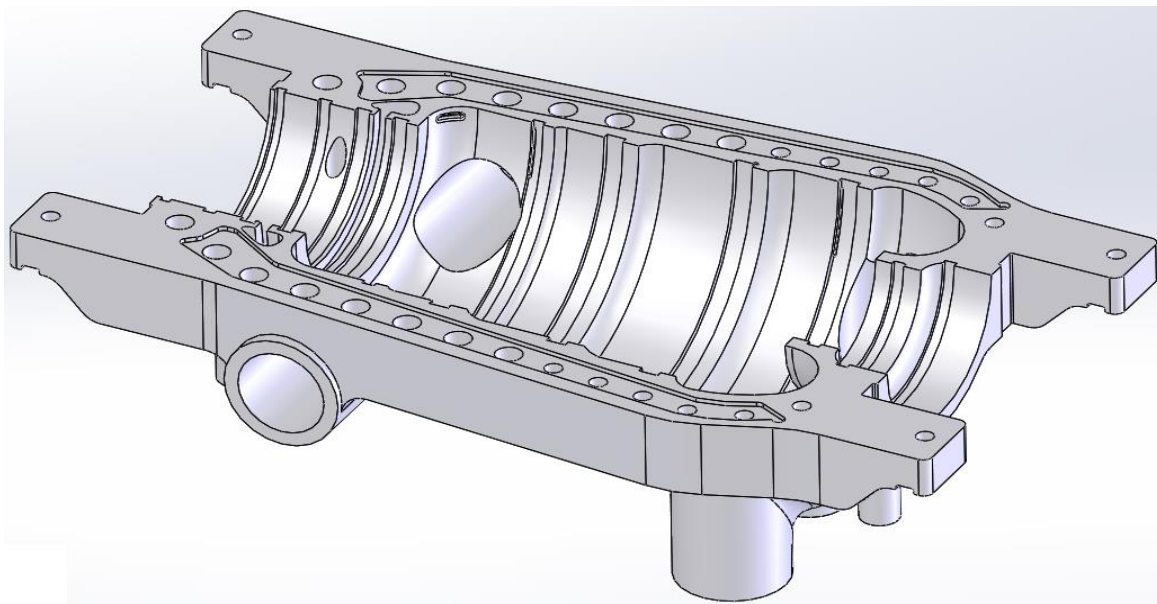
При визначенні теплового і напружено-деформованого станів застосовували дискретні моделі з використанням методу кінцевих елементів.

Технологічні особливості розглянутих режимів роботи турбоустановки враховувалися завданням граничних умов I-IV роду у розрахункових елементах корпусів. Коефіцієнти тепловіддачі α обчислювали за критеріальними залежностями, що рекомендовані в [23]. На зовнішній поверхні корпусів ЦВТ і ЦСТ задавалися умови відсутності теплообміну. В обнизках фланців горизонтального роз'єму задавалися граничні умови, що відповідають мало витратній течії у між корпусних просторах.

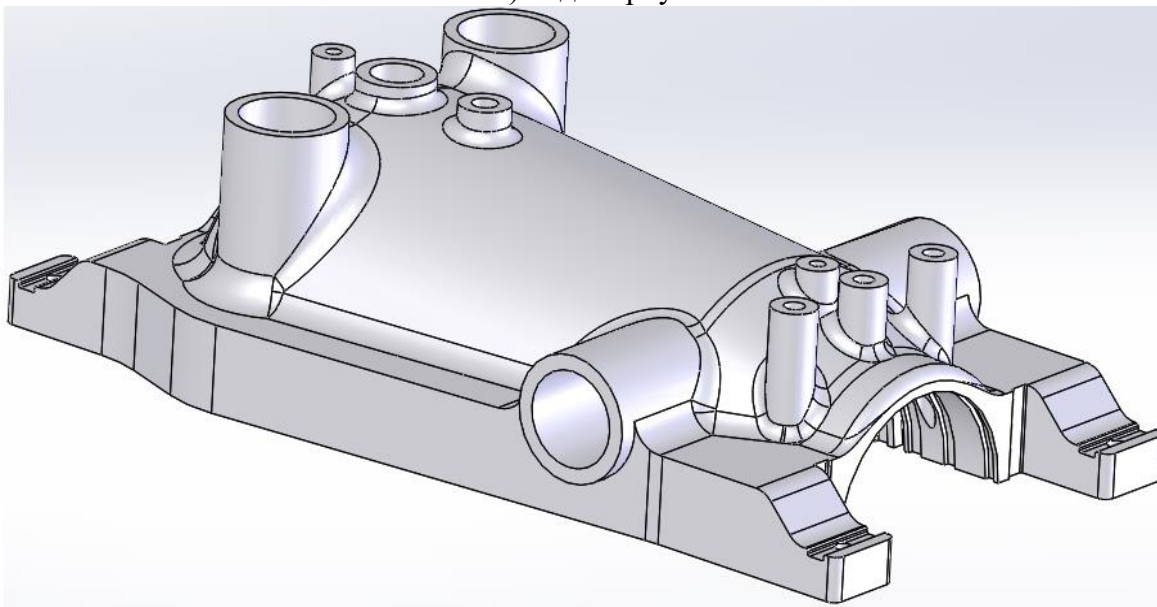
Матеріал корпусів вибирали леговану сталь 15Х1М1ФЛ. Теплофізичні і фізико-механічні характеристики сталі марки 15Х1М1ФЛ задавалися в залежності від температури у відповідності до рекомендацій [25].

Розрахункова оцінка теплового і напружено-деформованого стану корпусів ЦВТ, ЦСТ турбіни К-200-130 ст. № 15 проводилася з урахуванням пошкоджуваності корпусів шляхом організації вибірок металу в місцях виникнення тріщин. Розміри і глибини таких вибірок приймалися згідно даних візуального контролю металу литих корпусних деталей турбіни К-200-130 енергоблока № 15 Луганської ТЕС у період капітального ремонту.

Геометрична модель корпусу ЦВТ (рис. 4.11) побудована з урахуванням складної геометрії з розточками під кріплення обойм діафрагм, обойм ущільнень з внутрішньої сторони корпусу, а також патрубків підводу і відбору пари, фланців горизонтального роз'єму, отворів для встановлення шпильок і опорних лап. Для фланців і шпильок організований паровий обігрів по обнизці.



а) вид зверху

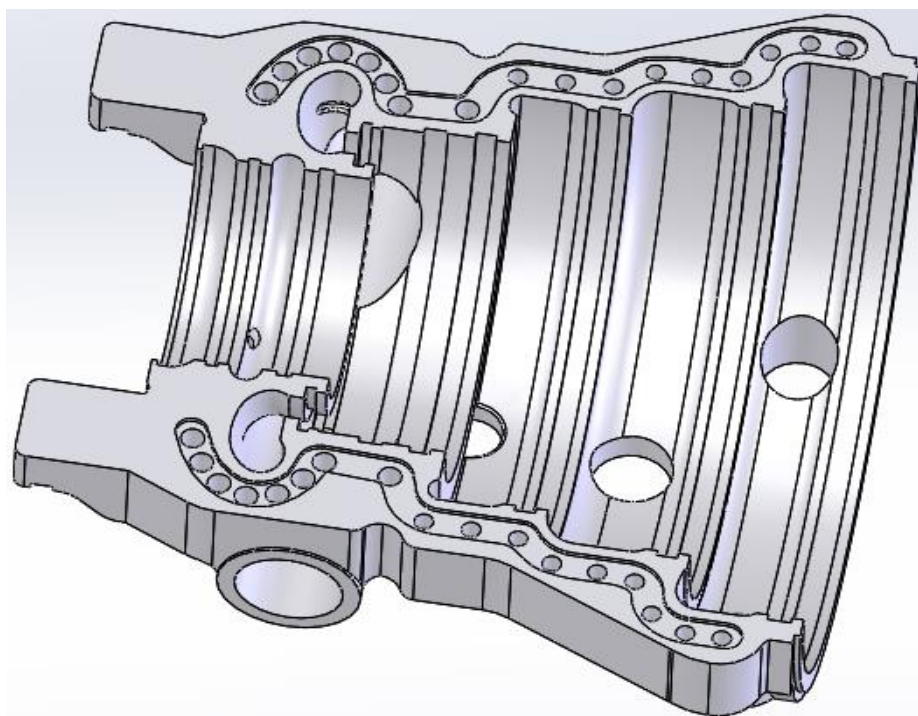


б) вид знизу

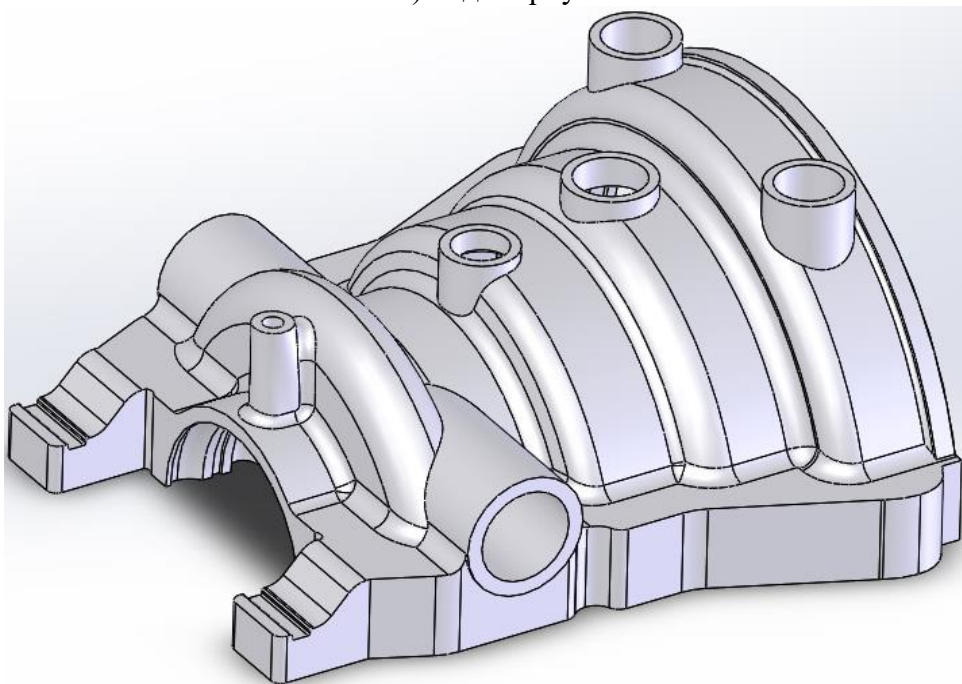
Рис. 4.11 – Просторовий аналог нижньої частини корпусу ЦВТ турбіни К-200-130 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС

Геометрична модель корпусу ЦСТ (рис. 4.12) побудована з урахуванням просторової геометрії з розточками під кріплення обойм діафрагм, обойм ущільнень з внутрішньої сторони корпусу, а також патрубків підводу і відбору

пари, фланців горизонтального роз'єму, отворів для встановлення шпильок і опорних лап.



а) вид зверху



б) вид знизу

Рис. 4.12 – Просторовий аналог нижньої частини корпусу ЦСТ турбіни К-200-130 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС

4.3.2 Розрахункове дослідження теплового та напружено-деформованого стану корпусів ЦВТ, ЦСТ турбіни К-200-130 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС

Для аналізу напружено-деформованого стану корпусів ЦВТ і ЦСТ турбіни енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС при пускових режимах розглянуті три режими: пуск з холодного стану по типу ХС ($t_{0\text{мет}} = 100\text{ }^{\circ}\text{C}$), з неостиглого стану НС-1 ($t_{0\text{мет}} = 240\text{ }^{\circ}\text{C}$) та з неостиглого стану НС-2 ($t_{0\text{мет}} = 410\text{ }^{\circ}\text{C}$).

На рис. 4.13-4.20 показані температурні поля і поля інтенсивності умовних пружних напружень в корпусах ЦВТ і ЦСТ турбіни в характерні моменти часу при розглянутих режимах в процесі експлуатації.

При пусках з неостиглого стану НС-2 максимальний градієнт температур (рис. 4.14 а) виникає в ЦВТ по всіх контрольних вузлах (рис. 4.13) при навантаженні до 30 МВт (2800 с).

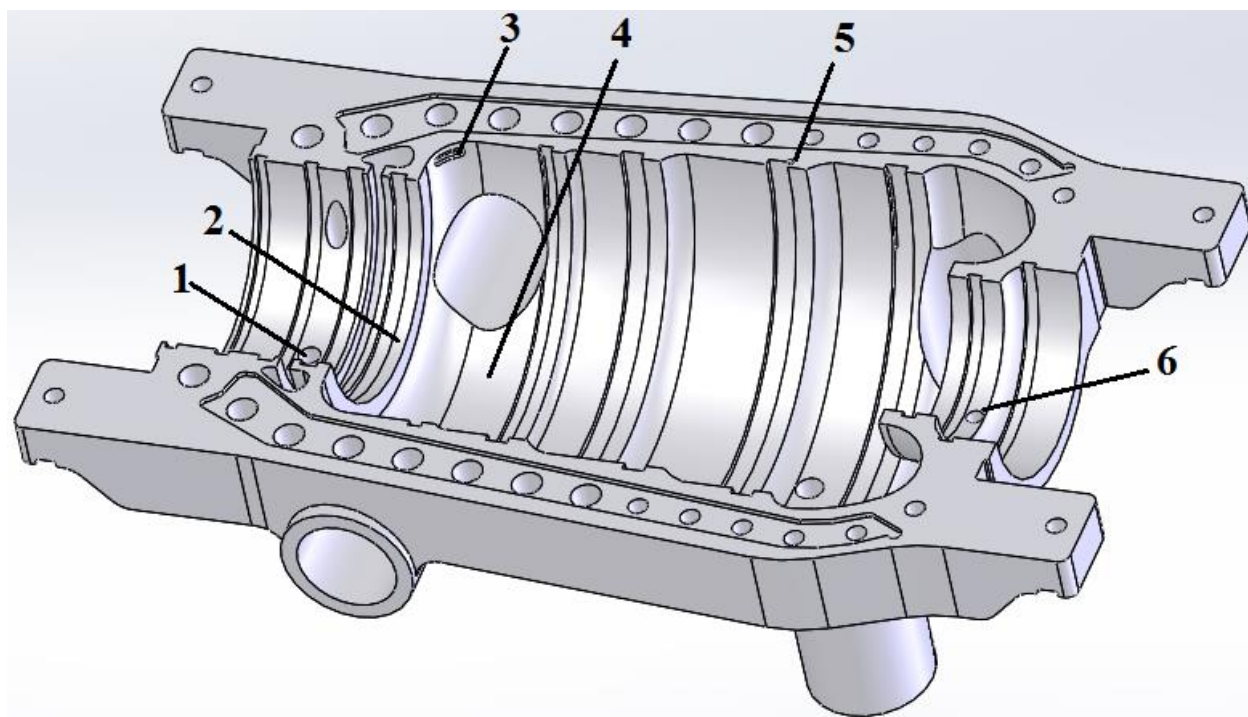
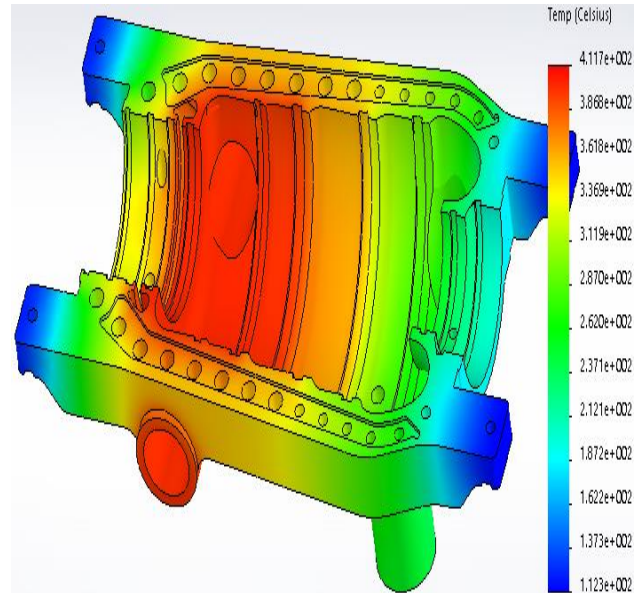
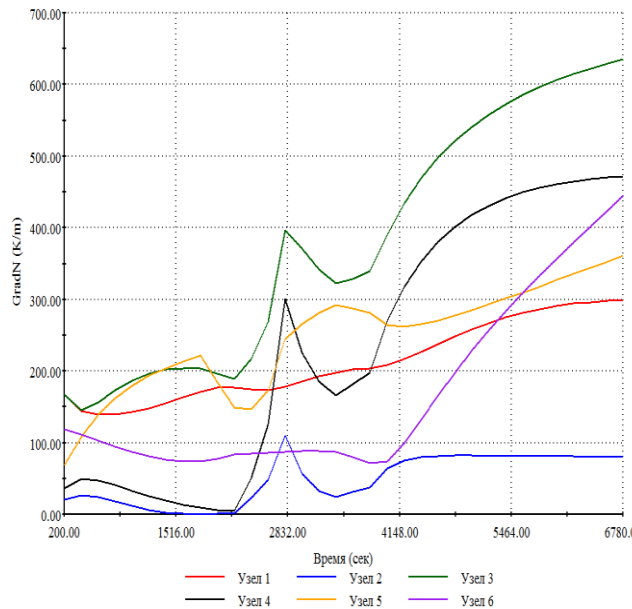


Рис. 4.13 – Контрольні вузли ЦВТ для дослідження градієнтів температур.

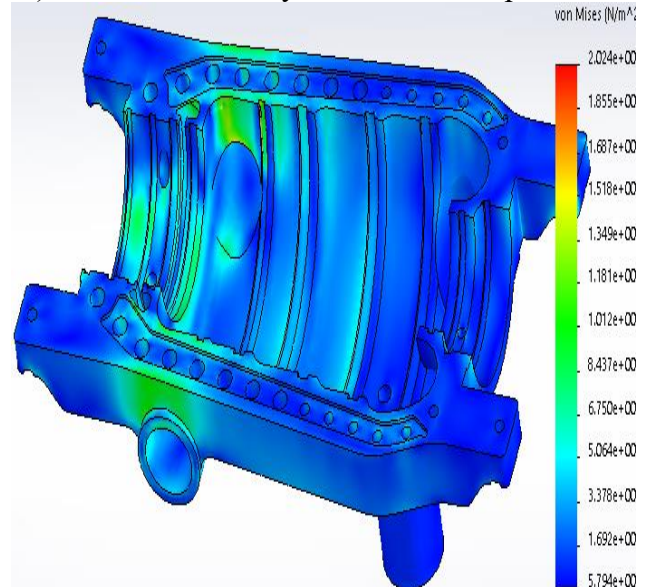
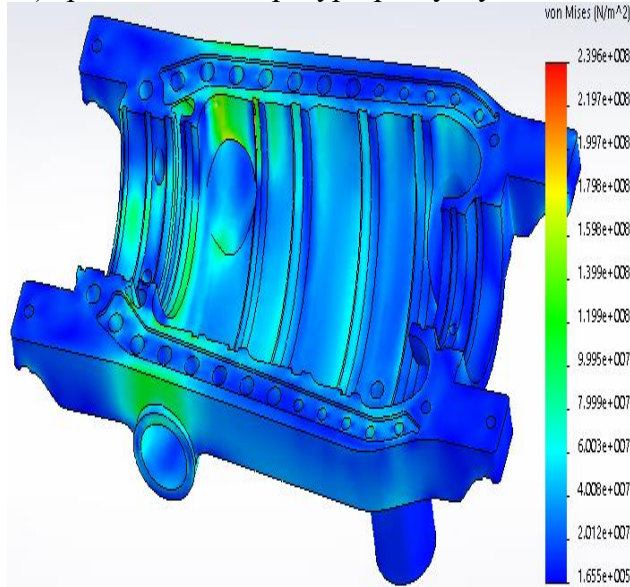
1 – друга камера передніх кінцевих ущільнень; 2 – розточка кріплення першої обойми передніх кінцевих ущільнень; 3 – вибірка сітки тріщин № 2; 4 – область під паровпуском; 5 – тріщина з виходом на роз'єм № 15; 6 – перша камера задніх кінцевих ущільнень

Максимальна величина інтенсивності умовних пружних напружень від сумісної дії різниці температури та тиску пари в ЦВТ відмічена в торо подібній частині корпусу в зоні розтріскування, де здійснюється перехід від стінки корпусу до патрубків підводу пари. Величина їх складає $\sigma_{\text{imax}} = 239,6$ МПа при пусках з НС-2, значення температур металу в цих точках не перевищують 411°C (рис. 4.14).



а) градієнти температур при пуску з НС-2;

б) ТС в момент часу 2000 с, вид зсередини;



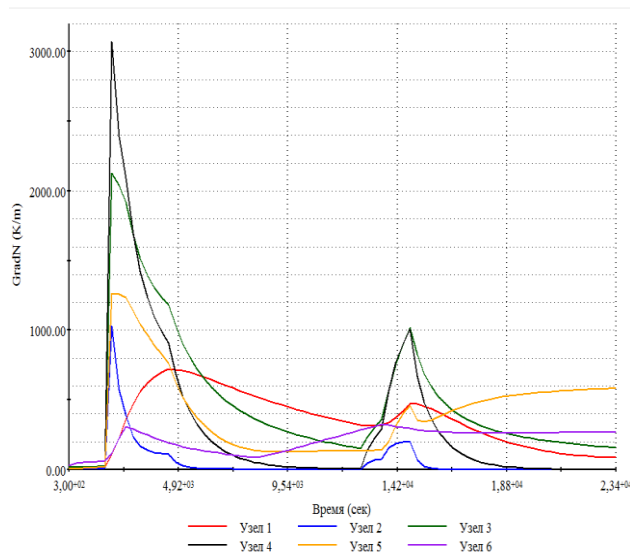
в) НДС в момент часу 2800 с;

г) НДС в момент часу 2000 с;

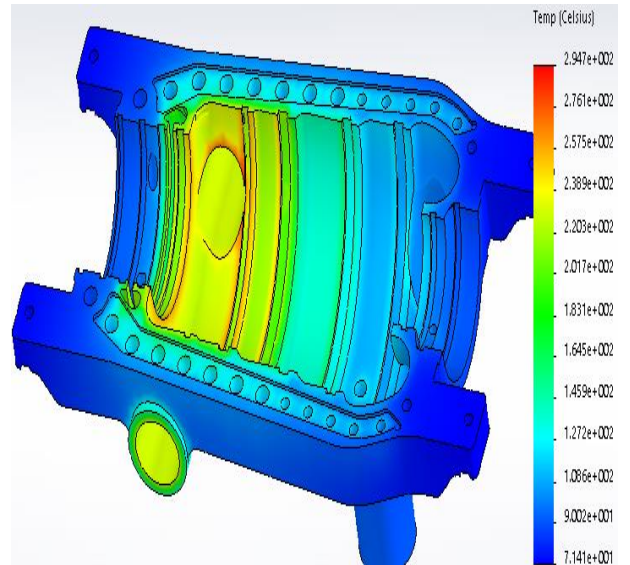
Рис. 4.14 – Тепловий і напружено-деформований стан корпусу ЦВТ при пуску з неостиглого стану (НС-2).

При пусках з холодного стану ХС (рис. 4.15) максимальний градієнт температур виникає в ЦВТ по всіх контрольних вузлах в початкові етапи пуску (витримка при 1200 об/хв. – 2100 с).

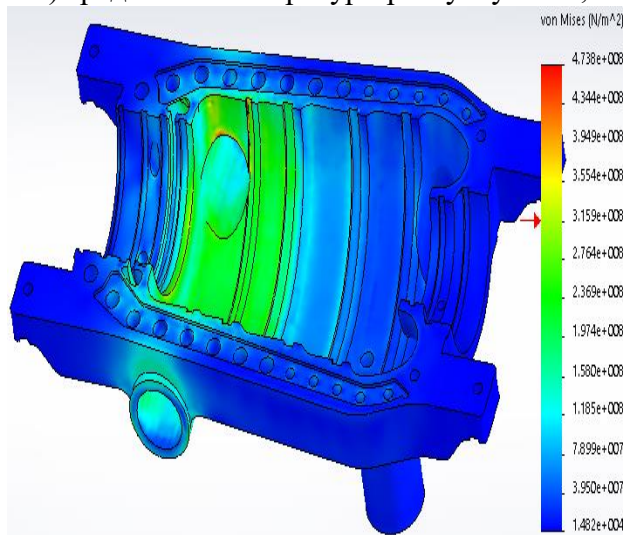
Максимальна величина інтенсивності умовних пружних напружень від сумісної дії різниці температури та тиску пари в ЦВТ має місце у торообразній частині корпусу в зоні розтріскування, де здійснюється перехід від стінки корпусу до патрубків підводу пари, та складає $\sigma_{\text{imax}} = 473,8$ МПа при пусках з ХС, значення температур металу в цих точках не перевищують 295 °С.



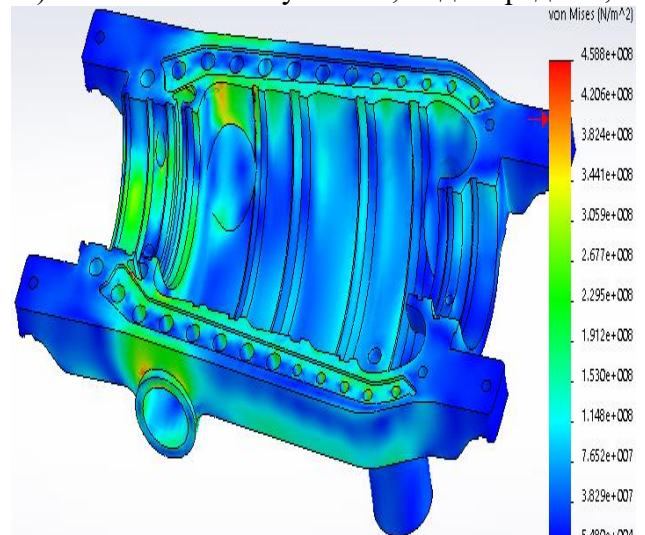
а) градієнти температур при пуску з ХС;



б) ТС в момент часу 2100 с, вид зсередини;



в) НДС в момент часу 2100 с (витримка при 1200 об/хв.);

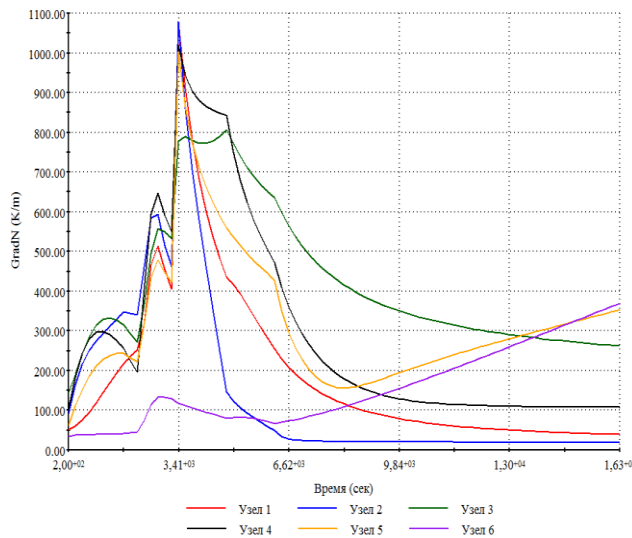


г) НДС в момент часу 9900 с;

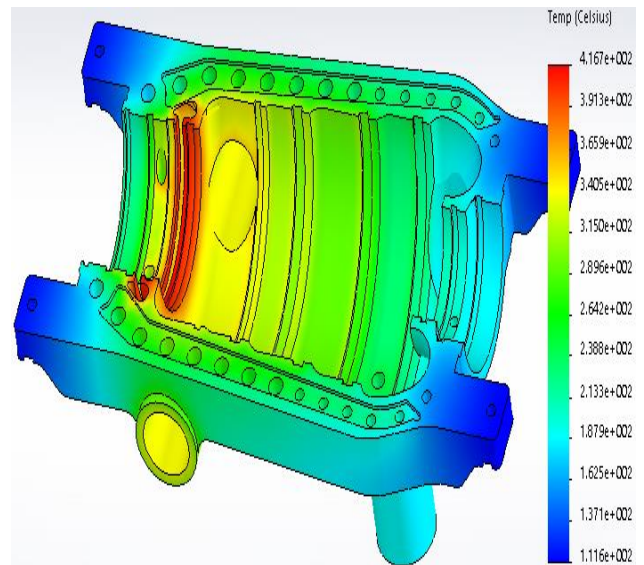
Рис. 4.15 – Тепловий і напружено-деформований стан корпусу ЦВТ при пуску з холодного стану (ХС).

При пусках з НС-1 (рис. 4.16) максимальний градієнт температур виникає в ЦВТ по всіх контрольних вузлах в початкові етапи пуску (витримка при 30 МВт на сталих параметрах – 3400 с).

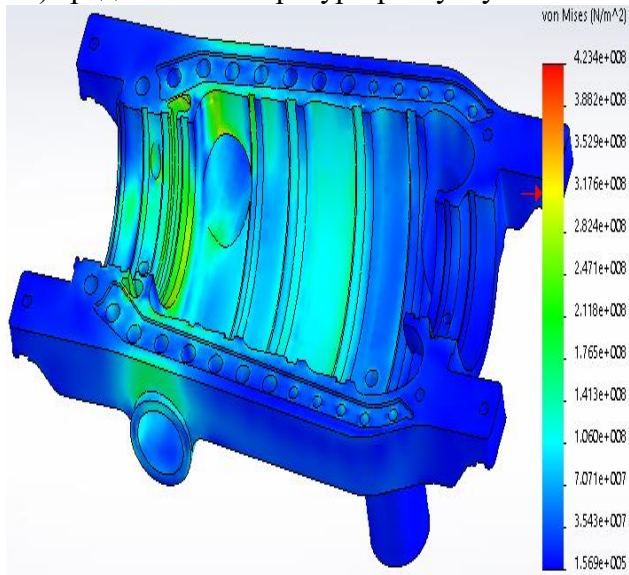
Максимальна величина інтенсивності умовних пружних напружень від сумісної дії різниці температури та тиску пари в ЦВТ спостерігається у торообразній частині корпусу в зоні розтріскування, де здійснюється перехід від стінки корпусу до патрубків підводу пари. Величина їх становить $\sigma_{\text{імах}} = 423,4$ МПа при пусках з НС-1, значення температур металу в цих точках не перевищують 417 °С (рис. 4.16 б).



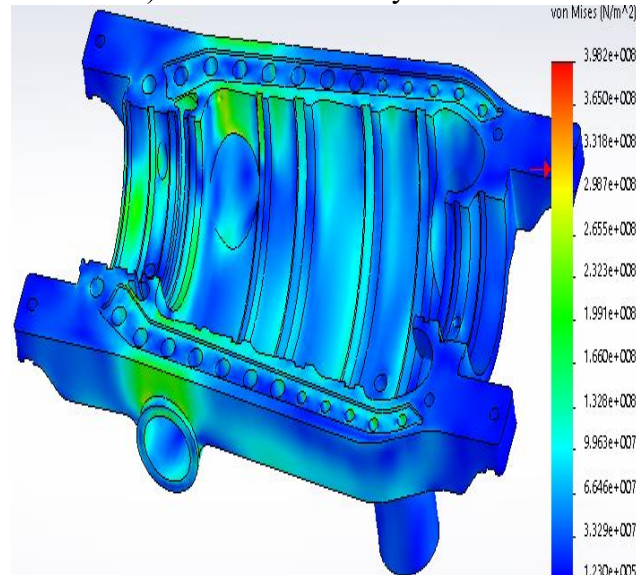
а) градієнти температур при пуску з НС-1



б) ТС в момент часу 3400 с



в) НДС в момент часу 3400 с



г) НДС в момент часу 9200 с

Рис. 4.16 – Тепловий і напружено-деформований стан корпусу ЦВТ при пуску з неостиглого стану (НС-1).

На рис. 4.17 показана геометрична модель корпусу ЦСТ зовнішня поверхня (а), внутрішня поверхня і контрольні області ЦСТ (б) в характерні моменти часу при максимальних градієнтах температур на різних пускових режимах в процесі експлуатації.

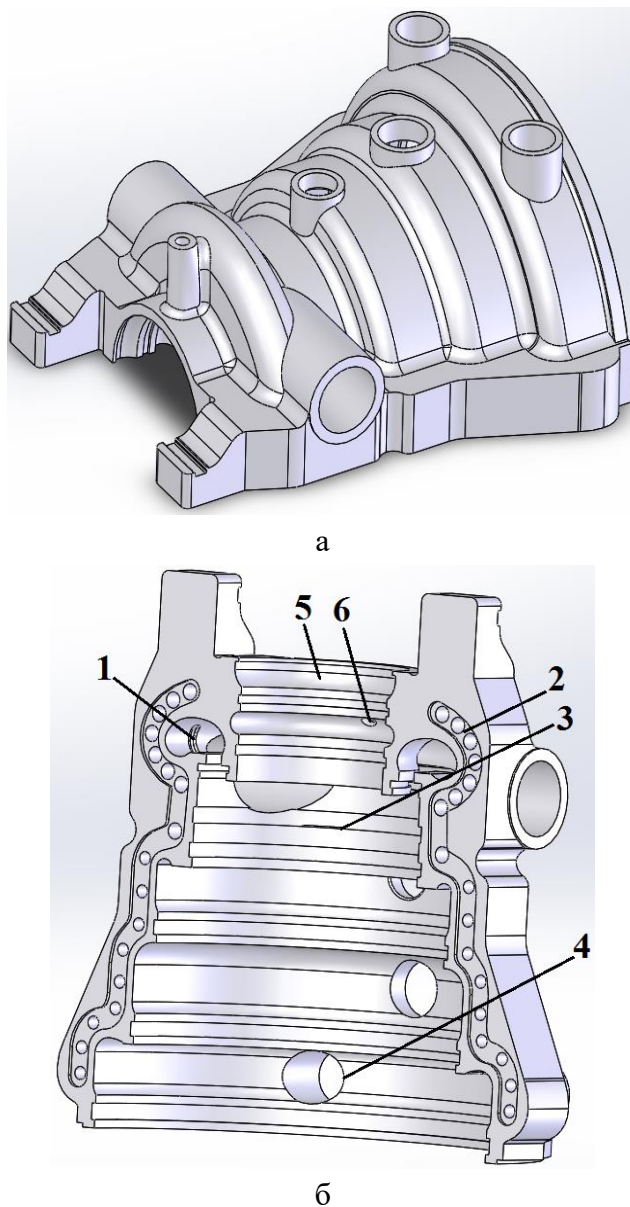
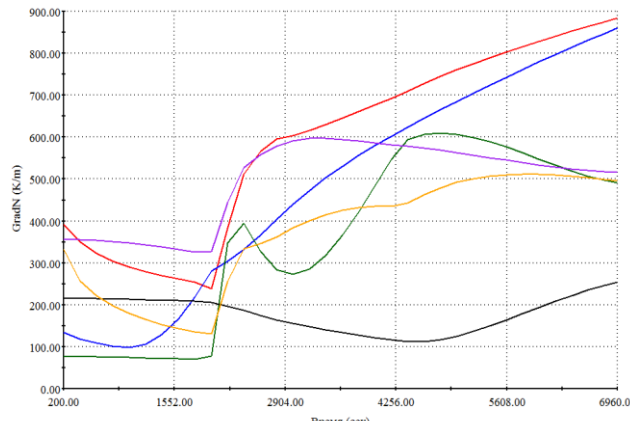
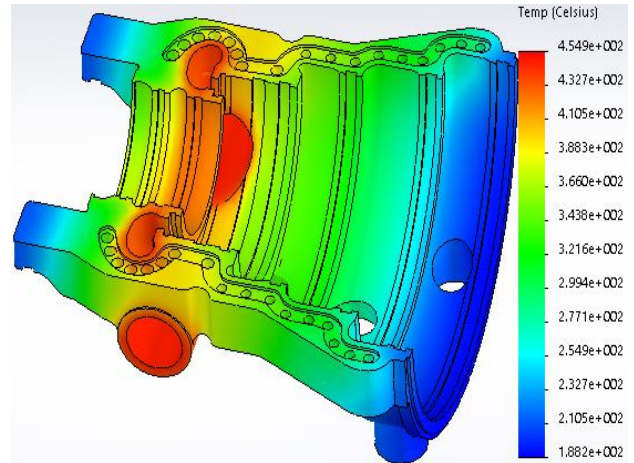


Рис. 4.17 – Контрольні перетини ЦСТ: а – зовнішня поверхня, б – внутрішня поверхня

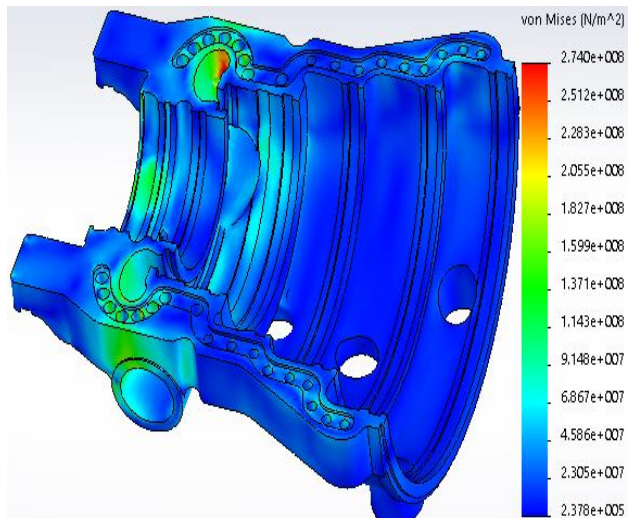
При пусках з неостиглого стану НС-2 для ЦСТ (рис. 4.18) максимальний градієнт температур має місце при навантаженні від 30 до 210 МВт (2800 с). Максимальне значення інтенсивностей умовних пружних напружень $\sigma_{\text{імах}} = 274$ МПа корпусу ЦСТ знаходиться на внутрішній поверхні корпусу в зоні паровпускної частини при пусках з НС-2 при навантаженні в момент часу 3800 с (рис. 4.18).



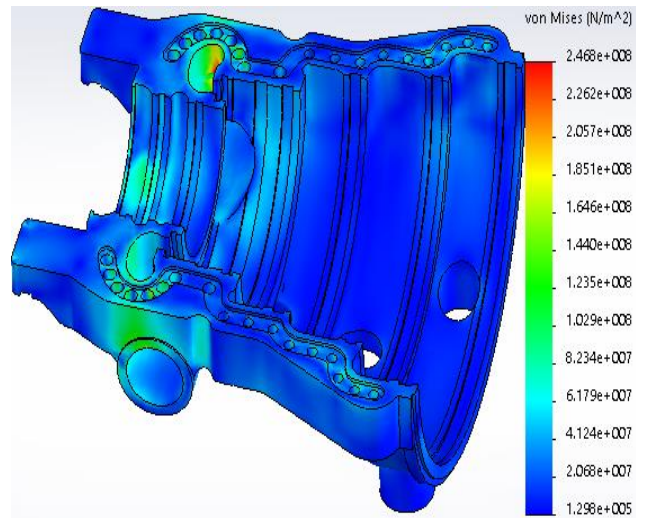
а) градієнти температур



б) тепловий стан в момент часу 3800 с



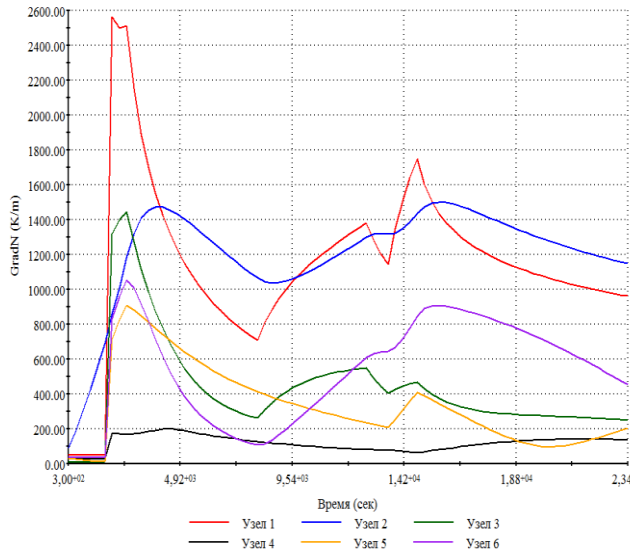
в) НДС в момент часу 3800 с



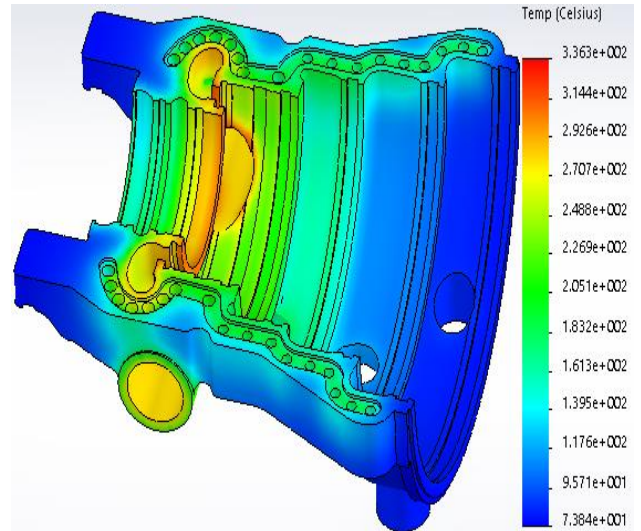
г) НДС в момент часу 2800 с

Рис. 4.18 – Тепловий і напружено-деформований стан корпусу ЦСТ при пуску з неостиглого стану (НС-2).

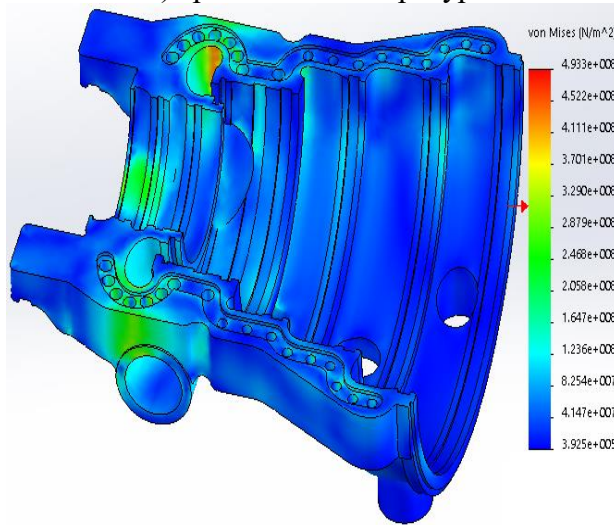
При пусках з холодного стану ХС (рис. 4.19) максимальний градієнт температур має місце при витримці на холостому ході при 3000 об/хв. (2700 с) і при навантаженні до 30 МВт в момент часу 12600 с. Максимальне значення інтенсивностей умовних пружних напружень $\sigma_{\text{imax}} = 493,3$ МПа корпусу ЦСТ знаходиться на внутрішній поверхні корпусу в зоні паровпускної частини при пусках з ХС при навантаженні до 30 МВт в момент часу 12600 с (рис. 4.19).



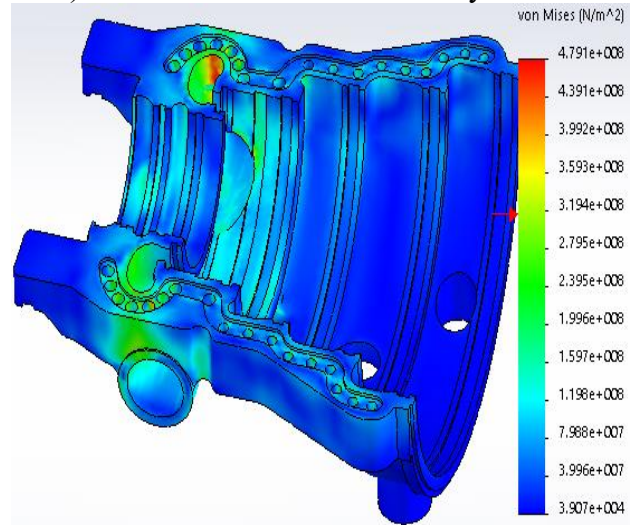
а) градієнти температур



б) тепловий стан в момент часу 2700 с



в) НДС в момент часу 12600 с

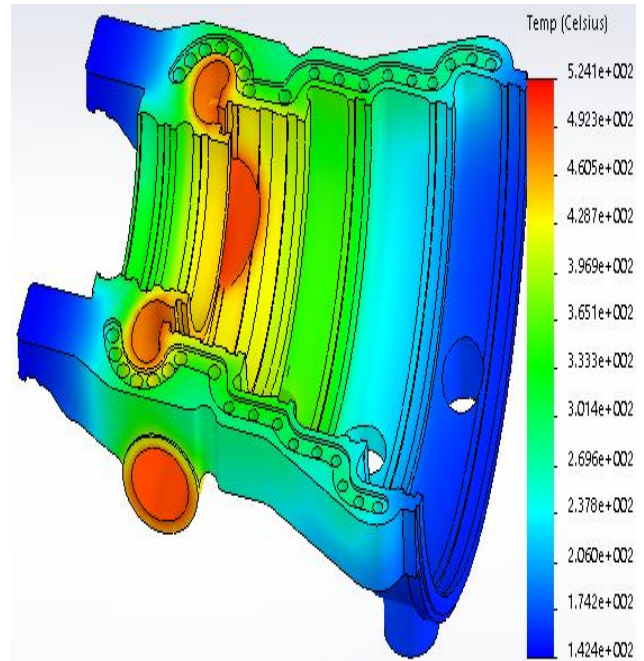
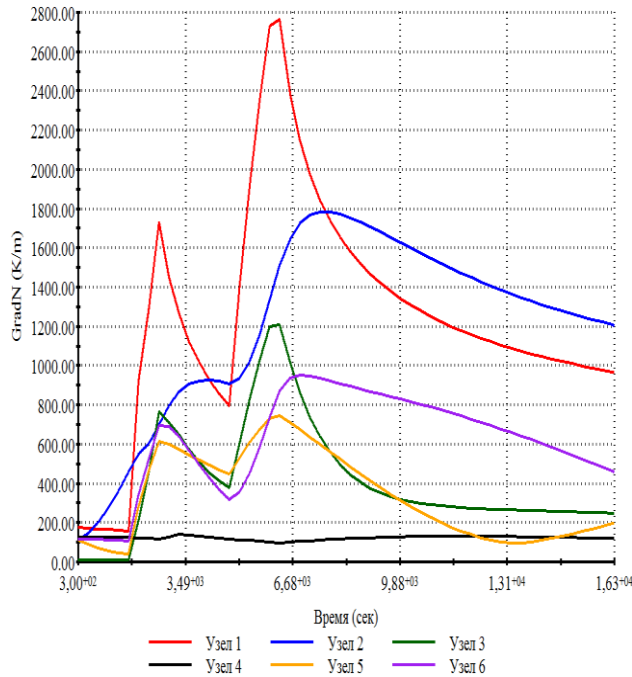


г) НДС в момент часу 2700 с

Рис. 4.19 – Тепловий і напружено-деформований стан корпусу ЦСТ при пуску з холодного стану (ХС).

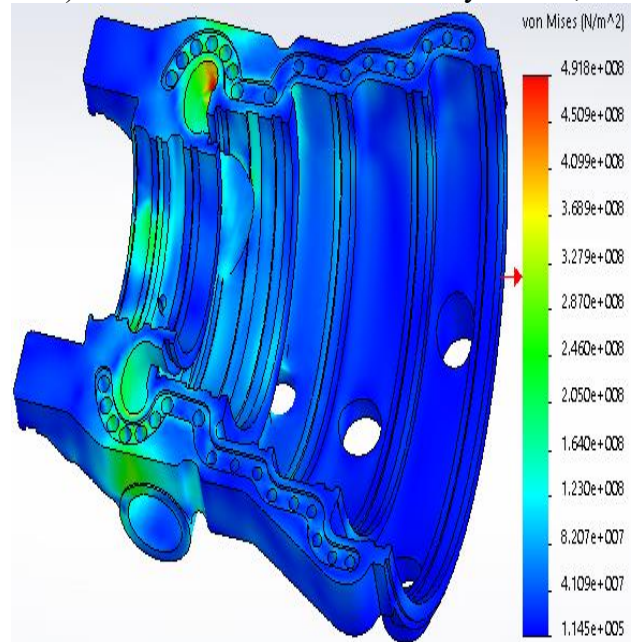
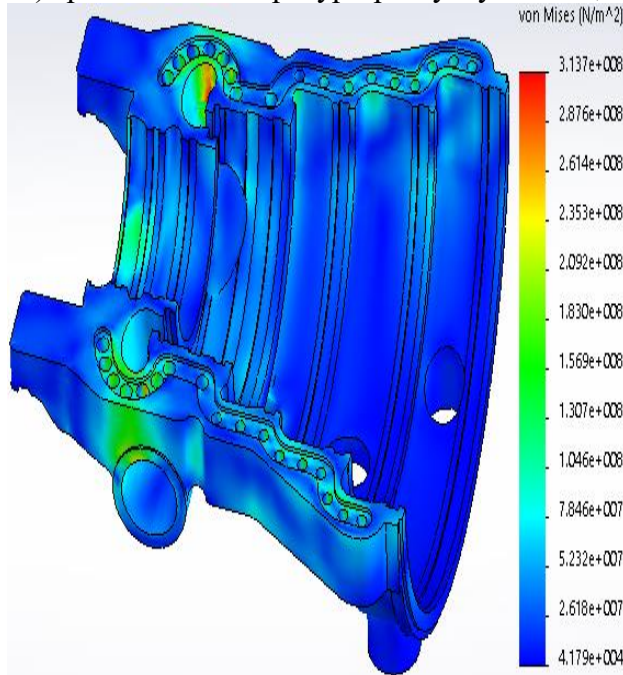
При пусках з НС-1 (рис. 4.20) максимальний градієнт температур виникає в ЦСТ по всіх контрольних вузлах у початкові етапи пуску (витримка при 30 МВт при сталих параметрах в момент часу 3300 с і при навантаженні від 30 до 210 МВт в момент часу 6300 с).

Максимальна величина інтенсивності умовних пружних напружень від сумісної дії різниці температури та тиску пари в ЦВТ спостерігається у торообразній частині корпусу в зоні розтріскування, де здійснюється перехід від стінки корпусу до патрубків підводу пари у початкові етапи пуску (6300 с). Величина їх складає $\sigma_{\text{imax}} = 491,8 \text{ МПа}$ при пусках з НС-1, значення температур металу в цих точках не перевищують 524°C (рис. 4.20).



а) градієнти температур при пуску з НС-1;

б) тепловий стан в момент часу 6300 с;



в) НДС в момент часу 4800 с;

г) НДС в момент часу 6300 с;

Рис. 4.20 – Тепловий і напружено-деформований стан корпусу ЦСТ при пуску з неостиглого стану (НС-1).

4.4. Розрахункове дослідження теплового та напружено-деформованого стану корпусів стопорних та регулюючих клапанів ЦВТ, ЦСТ турбіни К-200-130 енергоблока К-200-130 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС.

4.4.1 Розрахункові моделі корпусів стопорних та регулюючих клапанів ЦВТ, ЦСТ турбіни К-200-130 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС

Конструктивно корпуси стопорних та регулюючих клапанів циліндрів високого і середнього тиску представляють з розвиненою системою патрубків підведення і відведення пари. Конструктивні особливості корпусів стопорних та регулюючих клапанів ЦВТ і ЦСТ викликають необхідність моделювання цих об'єктів у тривимірній постановці з використанням графічних пакетів прикладних програм SolidWorks Simulation на пускових режимах роботи.

При визначенні теплового і напружено-деформованого станів використовували дискретні моделі із застосуванням методу скінченних елементів.

Технологічні особливості розглянутих режимів роботи турбоустановки враховувалися завданням граничних умов I-IV роду в розрахункових елементах корпусів стопорних та регулюючих клапанів ЦВТ і ЦСТ. Коефіцієнти тепловіддачі α враховували за критеріальними залежностями, рекомендованим в [23]. На зовнішній поверхні корпусів стопорних та регулюючих клапанів ЦВТ і ЦСТ задавалися умови відсутності теплообміну.

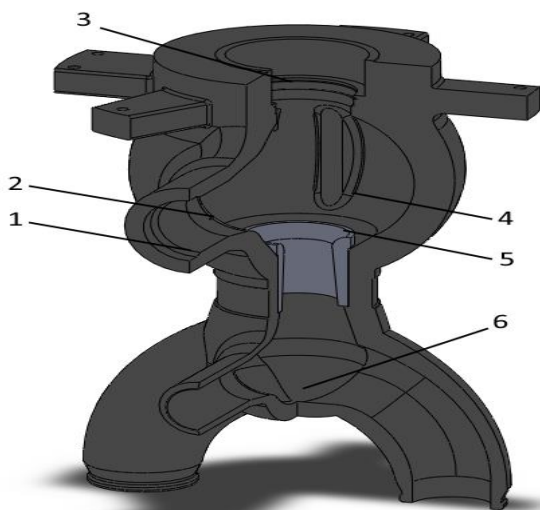
Матеріал корпусів стопорних та регулюючих клапанів циліндрів високого і середнього тиску вибирали леговану сталь 15Х1М1ФЛ. Теплофізичні і фізико-механічні характеристики сталі марки 15Х1М1ФЛ задавалися в залежності від температури відповідно з рекомендаціями [25].

Розрахункова оцінка теплового і напружено-деформованого стану корпусів стопорних та регулюючих клапанів ЦВТ, ЦСТ турбіни К-200-130 ст. № 15 проводилася з урахуванням пошкоджуваності корпусів стопорних та регулюючих клапанів шляхом організації вибірок металу в місцях утворення тріщин. Розміри і глибини таких вибірок приймалися згідно даних візуального контролю металу литих корпусних деталей турбіни К-200-130 енергоблока № 15 Луганської ТЕС в період капітального ремонту.

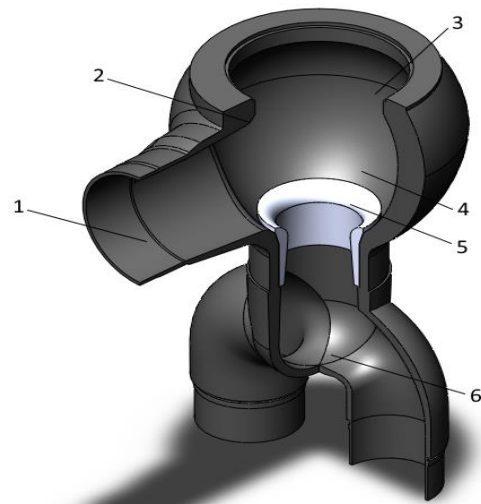
Геометрична модель корпусу автоматичного стопорного клапану (АСК) ЦВТ побудована з урахуванням складної геометрії при переході від підвідних

патрубків гострої пари до парового об'єму клапана з наступним звуженням перетину відвідного патрубка до регулюючого клапана ЦВТ. Аналогічно геометрична модель корпусу автоматичного захисного клапана (АЗК) ЦСТ побудована з урахуванням просторової геометрії. Розрахункові моделі АСК ЦВТ і АЗК ЦСТ з характерними точками максимальних інтенсивностей напружень представлені на рис. 4.21.

Геометрична модель корпусів регулюючих клапанів (РК) ЦВТ побудована з урахуванням складної геометрії при переході від підвідних патрубків гострої пари до парового об'єму клапана з наступним звуженням перетину відвідного патрубка до регулюючого ступеня ЦВТ. Аналогічно геометрична модель корпусів регулюючих клапанів (РК) ЦСТ побудована з урахуванням просторової геометрії (рис. 4.22).

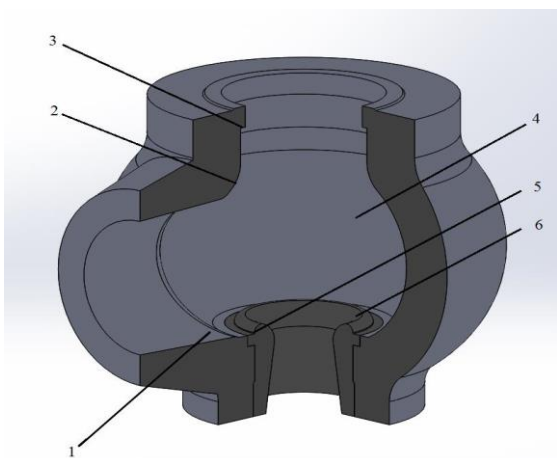


а) АСК ЦВТ

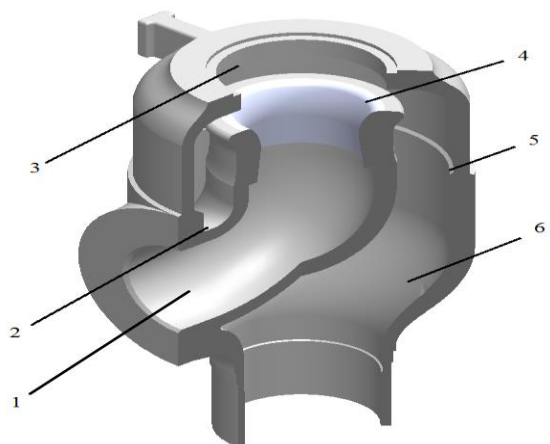


б) АЗК ЦСТ

Рис. 4.21 – Розрахункові моделі стопорних клапанів ЦВТ і ЦСТ з характерними точками максимальних інтенсивностей напружень



а) РК ЦВТ



б) РК ЦСТ

Рис. 4.22 – Розрахункові моделі регулюючих клапанів ЦВТ і ЦСТ з характерними точками максимальних інтенсивностей напружень

4.4.2 Розрахункове дослідження теплового та напружено-деформованого стану корпусів стопорних та регулюючих клапанів ЦВТ, ЦСТ турбіни К-200-130 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС

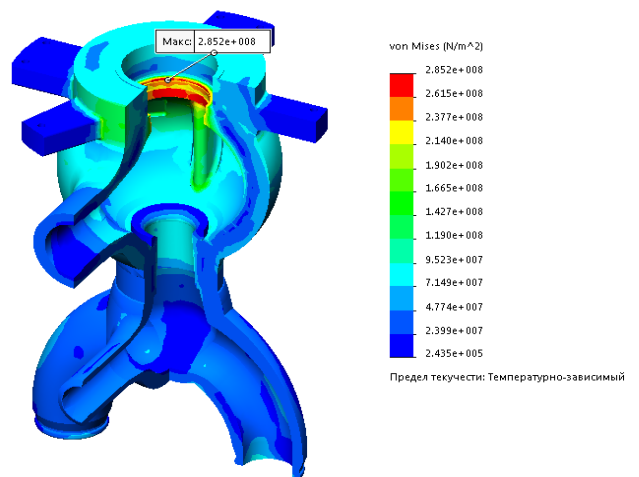
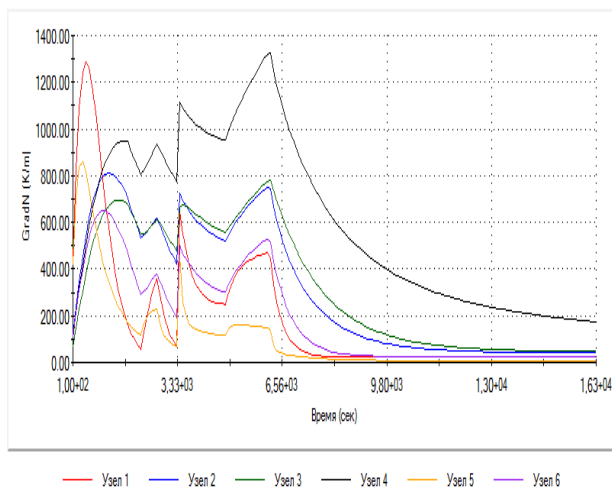
Граничні умови теплообміну для АСК ЦВТ при пуску з неостиглих станів НС-2, НС-1 і ХС відповідають даним експлуатаційним режимам.

Початковий температурний розподіл визначається результатом вирішення стаціонарної задачі теплопровідності. Розрахунок напружено-деформованого стану клапану для режиму пуску з неостиглого стану по типу НС-2, НС-1 і холодного стану проводився з відповідних початкових температурних станів. Для оцінки напружено-деформованого стану клапана проведений розрахунок при сумісній дії температурного градієнту і експлуатаційного внутрішнього тиску пари в АСК ЦВТ.

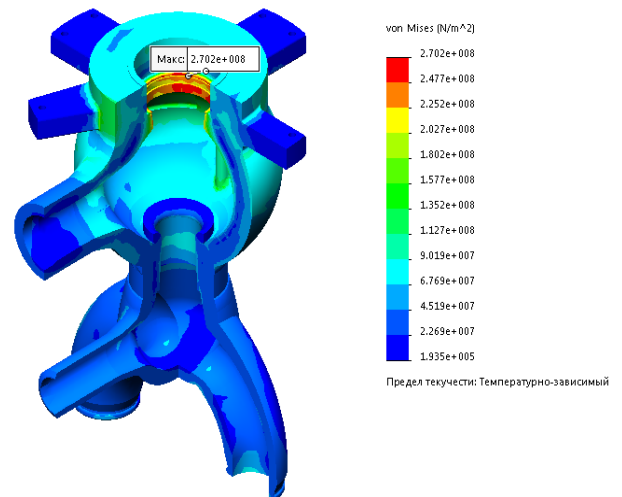
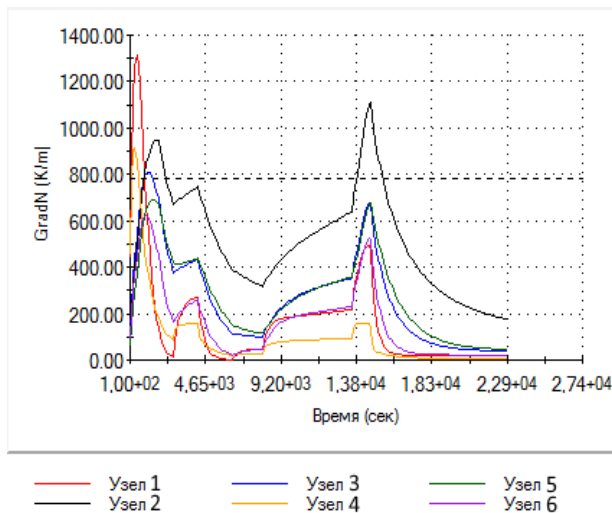
На рис. 4.23-4.24 представлені для моментів часу, де напруження максимальні, поля температур і розподіл інтенсивності напружень. Максимальні напруження виникають при пусках з ХС і НС-1. Вони досягають 285 МПа при навантаженні до 50 МВт при пуску з НС-1 в області кришки клапану і 270 МПа на початку навантаження до 5-7 МВт при пуску з ХС в області кришки клапану. Загальний рівень напружень в корпусі клапану АСК ЦВТ знаходиться на рівні 76-205 МПа при пусках з ХС і 105-230 МПа при пусках з НС-1, що не перевищує допустимих міцносних характеристик для даного матеріалу. Максимальні напруження при пусках з НС-2 (рис 4.25) досягають 178 МПа при навантаженні від 30 до 210 МВт в області кришки клапану.

Граничні умови теплообміну для АЗК ЦСТ при пуску з неостиглих станів НС-2, НС-1 і ХС відповідають заданим експлуатаційним режимам.

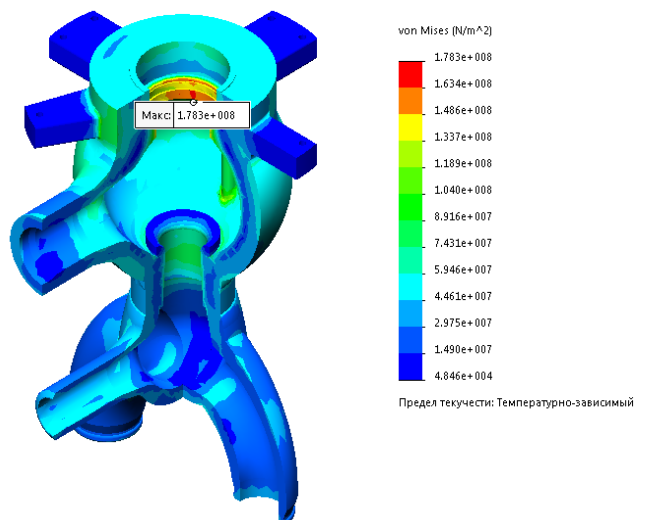
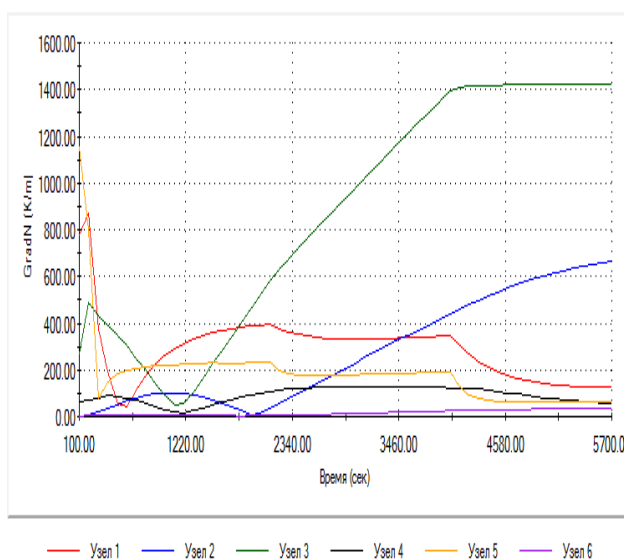
Розрахунок напружено-деформованого стану клапану АЗК ЦСТ для режимів пуску з різних теплових станів здійснювався в два етапи. На першому етапі визначався початковий розподіл температур в АЗК ЦСТ.



а) градієнти температур при пуску з НС-1; б) НДС в момент часу 3600 с;
Рис. 4.23 – Тепловий і напружено-деформований стан АСК ЦВТ при пуску з неостиглого стану (НС-1).



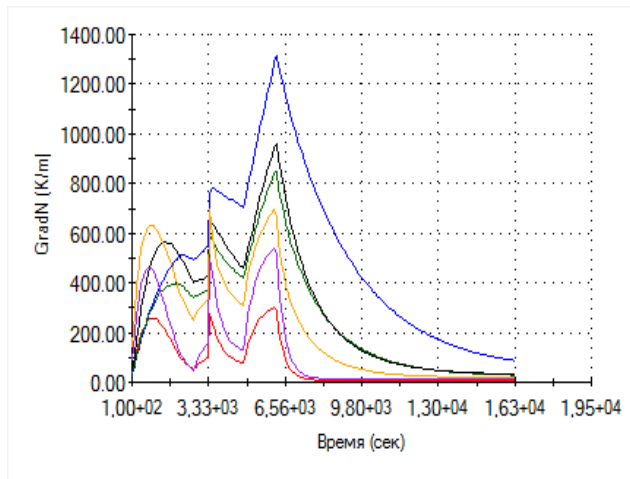
а) градієнти температур при пуску з ХС; б) НДС в момент часу 14600 с;
Рис. 4.24 – Тепловий і напружено-деформований стан АСК ЦВТ при пуску ХС.



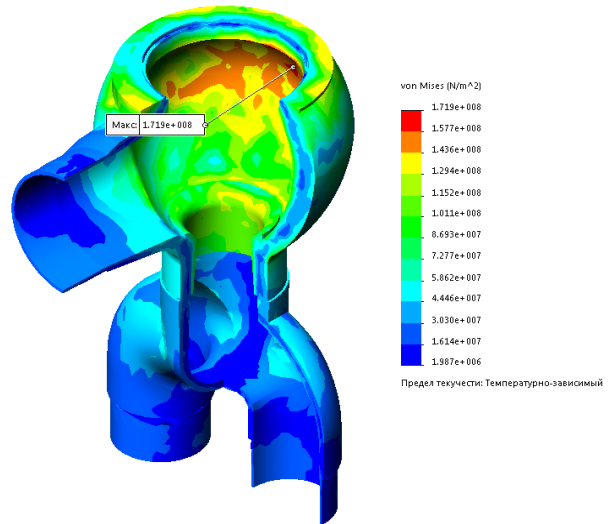
а) градієнти температур при пуску з НС-2; б) ТС в момент часу 5700 с;
Рис. 4.25 – ТС і НДС АСК ЦВТ при пуску з неостиглого стану (НС-2).

На другому етапі вирішувалась нестационарна задача теплопровідності з використанням стаціонарного температурного поля у якості початкових умов. Розрахункове поле температур і напружено-деформований стан клапану АЗК ЦСТ у просторовій постановці при експлуатаційних режимах НС-2, НС-1 і ХС показано на рис. 4.26-4.28.

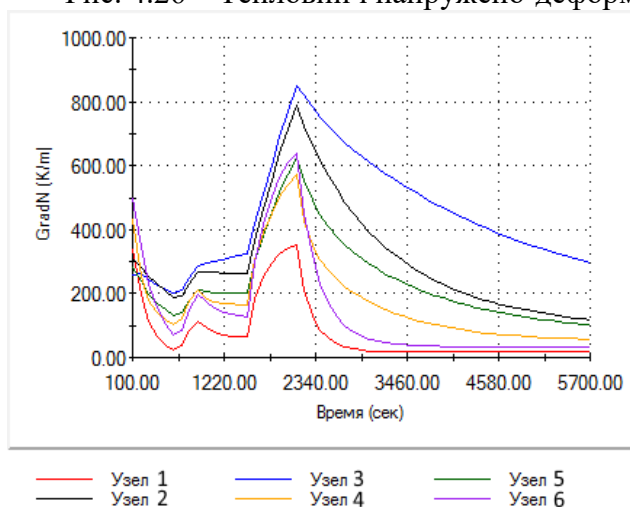
Максимальні напруження при пусках з НС-1 (рис. 4.26) досягають 172 МПа в області кришки клапану при витримці при 30 МВт для сталих параметрів (6200 с). Максимальні напруження при пусках з НС-2 (рис 4.27) досягають 100 МПа в області кришки клапану при кінцевому етапі навантаження до 30 МВт і витримці при 30 МВт (2100 с). При пусках з ХС (рис 4.28) максимальні напруження складають 115 МПа області кришки клапану при навантаженні від 30 до 210 МВт в момент часу (14600 с). Градієнти температур при пуску з ХС також значні в початковий період пуску (300 с).



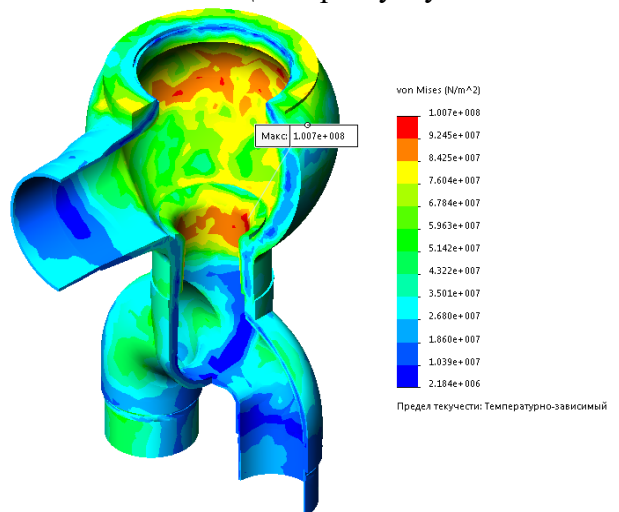
а) градієнти температур при пуску з НС-1;
Рис. 4.26 – Тепловий і напружено-деформований стан АЗК ЦСТ при пуску з НС-1.



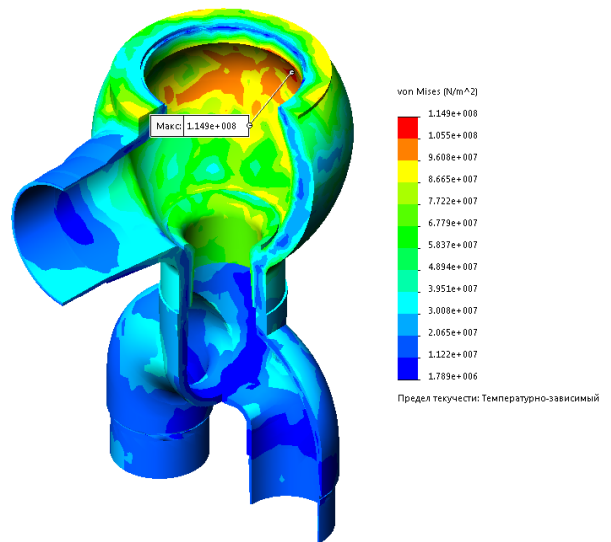
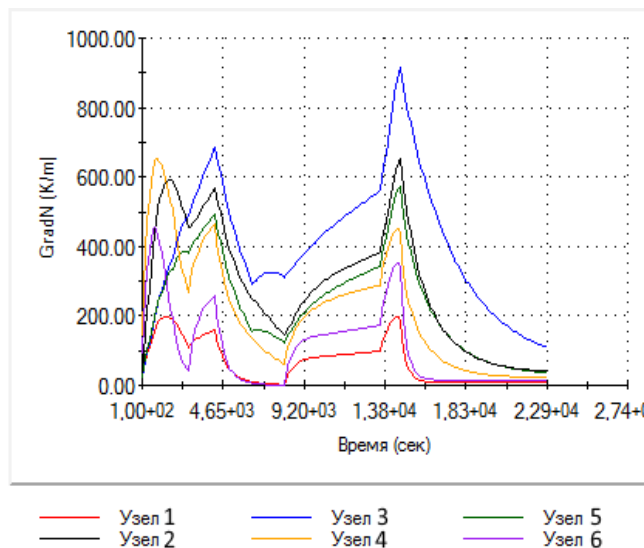
б) НДС в момент часу 6200 с;
Рис. 4.26 – Тепловий і напружено-деформований стан АЗК ЦСТ при пуску з НС-1.



а) градієнти температур при пуску з НС-2;
Рис. 4.27 – Тепловий і напружено-деформований стан АЗК ЦСТ при пуску з НС-2.



б) НДС в момент часу 2100 с;

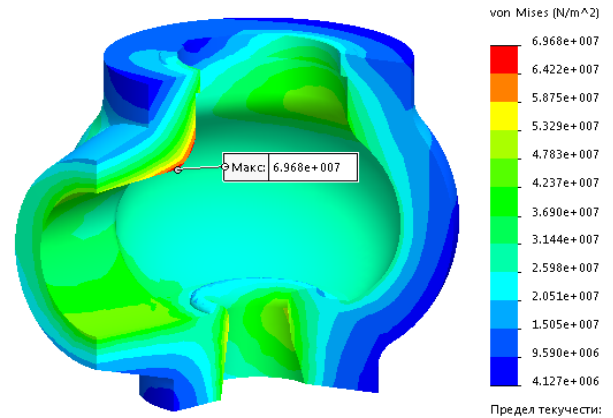
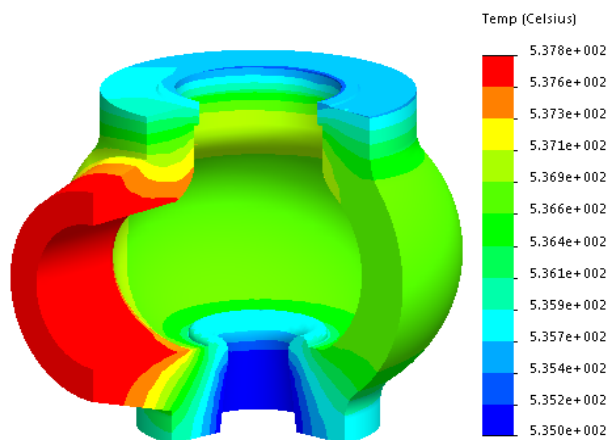


а) градієнти температур при пуску з ХС;

б) НДС в момент часу 14600 с;

Рис. 4.28 – ТС і НДС АЗК ЦСТ при пуску з холодного стану (ХС).

Граничні умови теплообміну для РК ЦВТ і ЦСТ при пуску з неостиглих станів НС-2, НС-1 і ХС відповідають заданим експлуатаційним режимам. Розрахунок напружено-деформованого стану клапану РК ЦСТ для режимів пуску з різних теплових станів здійснювався в два етапи. На першому етапі визначався початковий розподіл температур в РК ЦВТ і ЦСТ. (рис. 4.29).



а) тепловий стан;

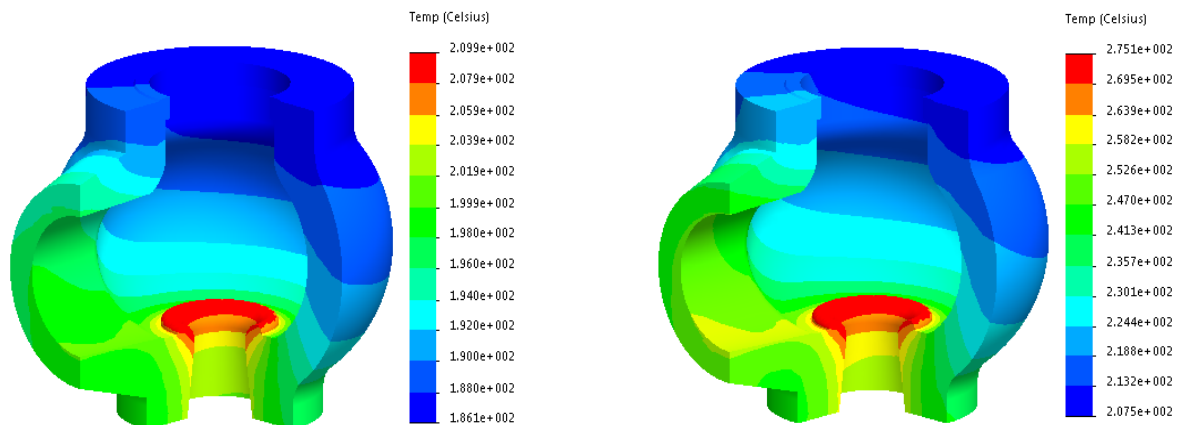
б) НДС;

Рис. 4.29 – ТС і НДС РК ЦВТ при стаціонарному режимі.

На другому етапі вирішувалась нестационарна задача теплопровідності з використанням стаціонарного температурного поля у якості початкових умов. Розрахункове поле температур і напружено-деформований стан клапану РК ЦВТ у просторовій постановці при експлуатаційних режимах НС-2, НС-1 і ХС показано на рис. 4.30-4.32.

Тепловий стан РК ЦВТ при пусках з ХС в різні моменти часу представлений на рис. 4.30. Напружено-деформований стан клапану РК ЦВТ

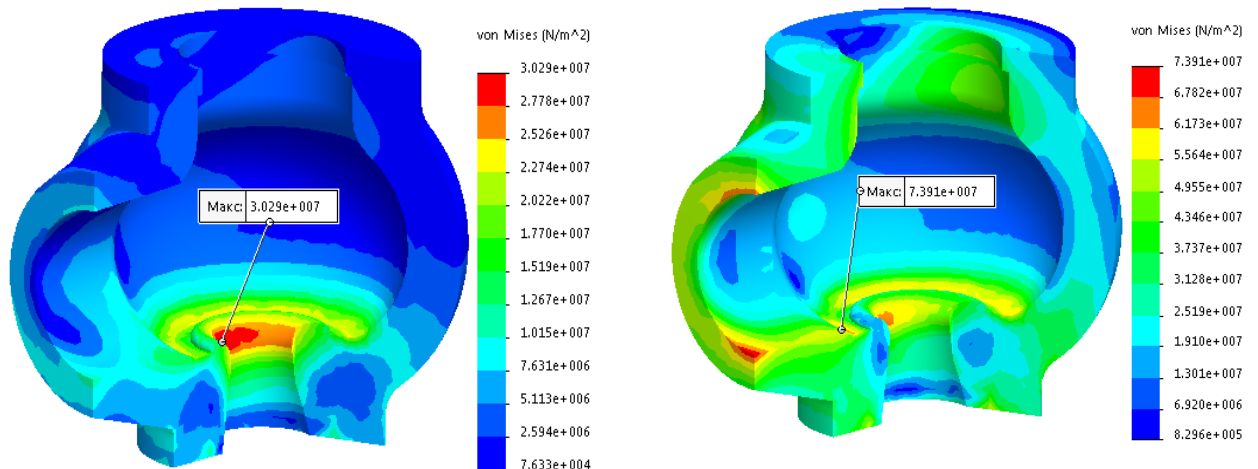
при пусках з ХС в різні моменти часу представлений на рис. 4.31. Максимальні напруження при пусках з НС-1 досягають 75 МПа в області кришки клапану в момент часу 6200 с. Максимальні напруження при пусках з НС-2 досягають 100 МПа в області кришки клапану при кінцевому етапі навантаження до 30 МВт і витримці при 30 МВт (2100 с). При пусках з ХС (рис 4.32) максимальні напруження складають 83 МПа в області кришки клапану в момент часу 6300 с при максимальних градієнтах температур.



а) ТС в момент часу 2700 с;

б) ТС в момент часу 6300 с;

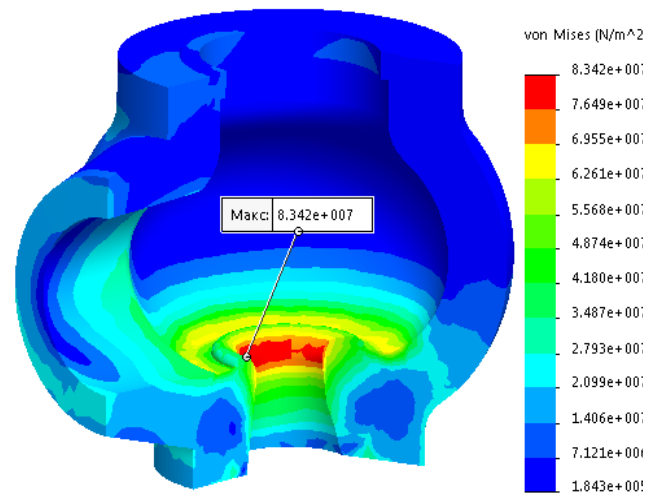
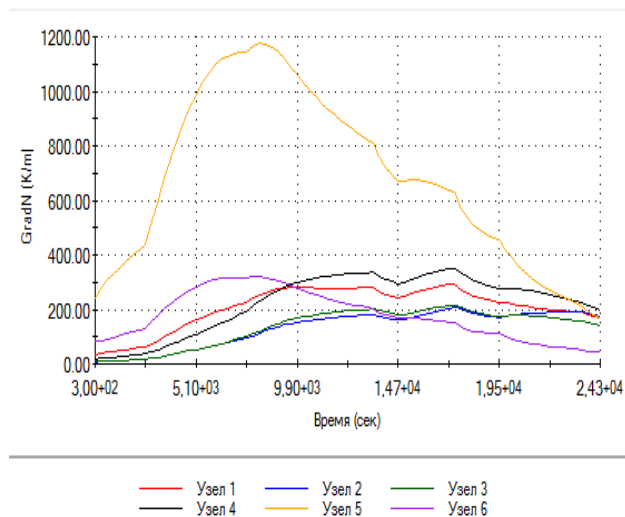
Рис. 4.30 – Тепловий стан РК ЦВТ при пуску з холодного стану (ХС).



а) НДС в момент часу 2700 с;

б) НДС в момент часу 9300 с;

Рис. 4.31 – Напружено-деформований стан РК ЦВТ при пуску з холодного стану (ХС).

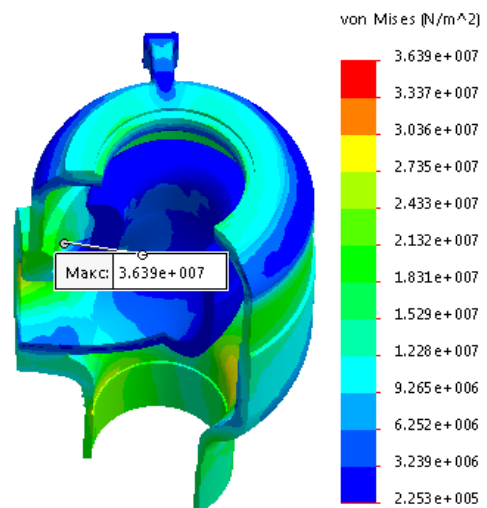
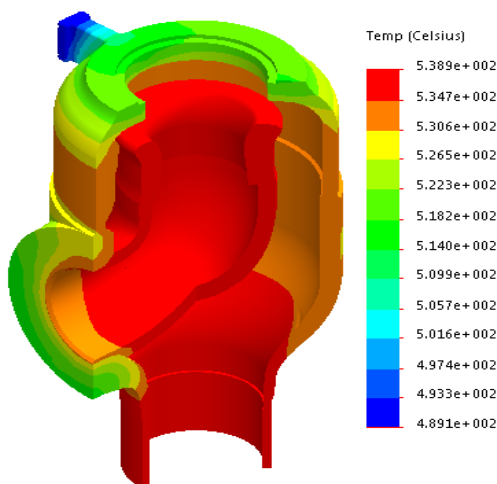


а) градієнти температур при пуску з ХС;

б) НДС в момент часу 6300 с;

Рис. 4.32 – ТС і НДС РК ЦВТ при пуску з холодного стану (ХС).

Розрахунок напружено-деформованого стану клапану РК ЦСТ для режимів пуску з різних теплових станів здійснювався в два етапи. На першому етапі визначався тепловий і напружено-деформований стан РК ЦСТ на стаціонарному режимі роботи (рис. 4.33). Максимальна інтенсивність умовних пружних напружень в цьому випадку становила 36 МПа при температурі металу корпусу 531 °С.



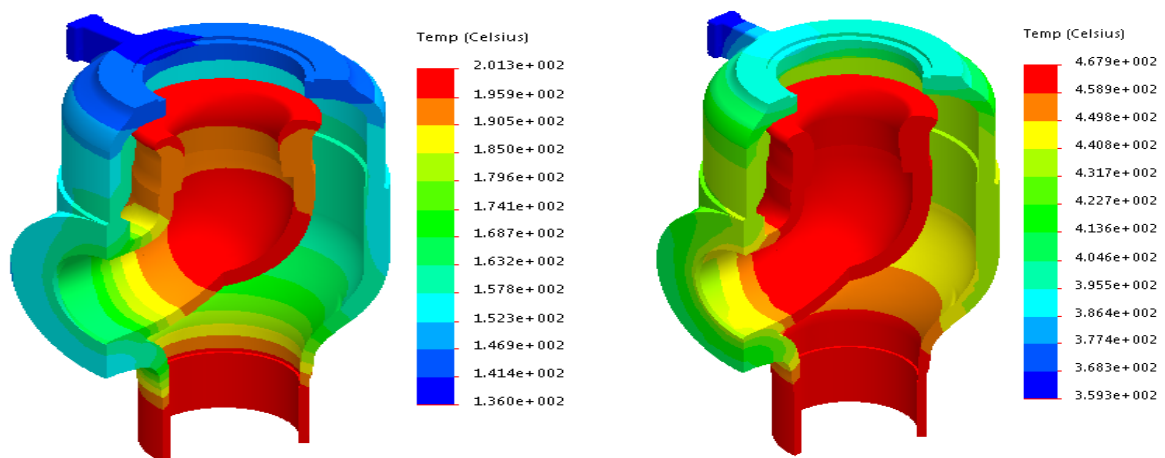
а) тепловий стан;

б) НДС;

Рис. 4.33 – ТС і НДС РК ЦСТ при стаціонарному режимі.

На другому етапі розраховувалася нестационарна задача теплопровідності з використанням стаціонарного температурного поля в якості початкових умов. Розрахункове поле температур і напружено-деформований стан клапану РК ЦСТ у просторовій постановці при експлуатаційних режимах НС-2, НС-1 і ХС показаний на рис. 4.34-4.36.

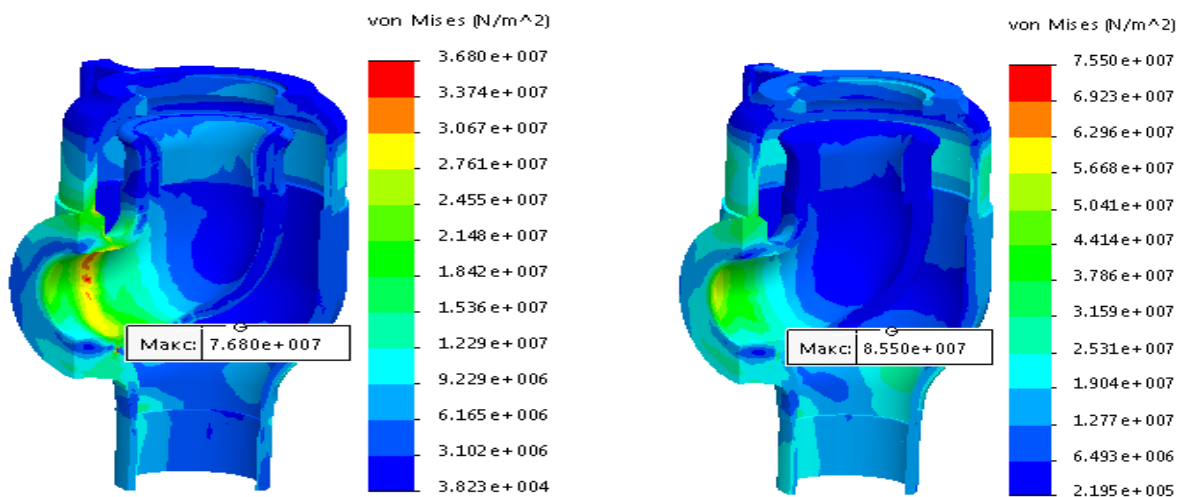
Тепловий стан РК ЦСТ при пусках з ХС в різні моменти часу представлений на рис. 4.14. Напружено-деформований стан клапану РК ЦСТ при пусках з ХС в різні моменти часу представлений на рис. 4.35. Максимальні напруження при пусках з НС-1 досягають 76 МПа в області кришки клапану в момент часу 6200 с. Максимальні напруження при пусках з НС-2 досягають 85 МПа в області кришки клапану на кінцевому етапі навантаження до 30 МВт і витримці при 30 МВт (2100 с). При пусках з ХС (рис 4.36, б) максимальні напруження складають 138 МПа в області кришки клапану в момент часу 9300 с, максимальні градієнти температур мають місце в момент часу від 9300 с до 17400 с (рис 4.36, а).



а) ТС в момент часу 6300 с;

б) ТС в момент часу 17400 с;

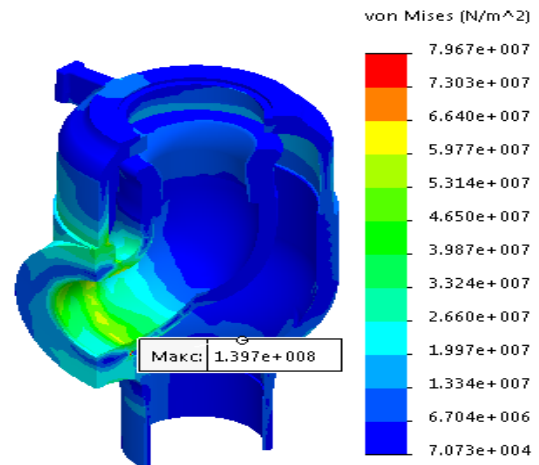
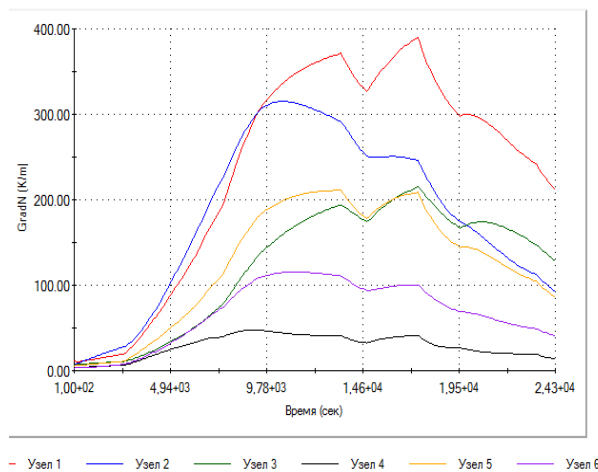
Рис. 4.34 – Тепловий стан РК ЦСТ при пуску з холодного стану (ХС).



а) НДС в момент часу 6300 с;

б) НДС в момент часу 17400 с;

Рис. 4.35 – Напружено-деформований стан РК ЦСТ при пуску з холодного стану (ХС).



а) градієнти температур при пуску з ХС;

б) НДС в момент часу 9300 с;

Рис. 4.36 – ТС і НДС РК ЦСТ при пуску з холодного стану (ХС).

4.5. Оцінка малоциклової втоми, довготривалої міцності, пошкоджуваності основного металу та залишкового ресурсу високотемпературних елементів турбіни К-200-130 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС

4.5.1 Малоциклова втома, статична пошкоджуваність та залишковий ресурс РВТ, РСТ парової турбіни К-200-130 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС

Найбільш високий рівень сумарних напружень (температурних, від дії відцентрових сил і тиску пари) в роторах ЦВТ і ЦСТ при пускових режимах має місце у кореневій частині дисків регулюючого і 13-ого ступенів, в зоні діафрагмених ущільнень подальших ступенів, а також в зоні теплових канавок передніх кінцевих ущільнень роторів.

Приймається у відповідності з рекомендаціями РТМ [25, 27] запас по числу циклів $n_N=5$ і по деформаціях $n_\epsilon=1,5$ та отримується допустиме число циклів до появи тріщин N_d . Розрахунки проведені для пускових режимів з неостиглих і холодного станів по типу НС-1, НС-2 и ХС. Результати розрахунків для РВТ і РСТ (резервний № 1) представлені в таблицях 4.3-4.4.

При виконанні розрахунку на малоциклову втому розглядалися два випадки, які передбачають урахування коефіцієнтів запасу міцності на різному рівні. Так, у першому випадку згідно з рекомендаціями РТМ [25, 27], коефіцієнт запасу міцності по числу циклів складає $n_N = 5$, а по деформаціях – $n_\epsilon = 1,5$. У другому випадку ці ж коефіцієнти прийняті на рівні $n_N = 3$ і $n_\epsilon = 1,25$. Такі значення отримані у результаті експериментальних досліджень структури

і властивостей металу з метою уточнення характеристик довготривалої міцності і запасів міцності по деформаціях n_ε і числу циклів n_N . Були проведені експериментальні дослідження на малоциклову втому зразків корпусної сталі ЦВТ і ЦСТ парової турбіни К-210-130-3 «Луганська ТЕС» ПАТ «Східенерго» і зразків роторної сталі РСТ «Луганська ТЕС» ПАТ «Східенерго».

Зразки корпусної сталі 15X1M1ФЛ були вирізані з корпусів ЦВТ і ЦСТ парової турбіни К-210-130-3 ст. № 3 СЕ «Луганська ТЕС» ПАТ «Східенерго», напрацювання для яких складало 221120 годин при загальному числі пусків 1036. При цьому, пуски здійснювались з наступних станів: пуски з НС-1 у кількості 166 (16 %), НС-2 у кількості 383 (37 %) і пуски з ХС у кількості 487 (47 %).

Зразки роторної сталі 25X1M1ФА були вирізані ротору СТ парової турбіни К-210-130-3 ст. № 15 СЕ «Луганська ТЕС» ПАТ «Східенерго», напрацювання для якого склало 275031 годин при загальному числі пусків 1182. При цьому, пуски здійснювались з наступних теплових станів: пуски з НС-1,2 у кількості 853 (72 %) і пуски з ХС у кількості 329 (28 %). Місця вирізки зразків визначалися в точках виникнення максимальних напружень в роторі СД.

Таблиця 4.3 - Розрахункова оцінка малоциклової втому металу РВТ турбіни К-200-130 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС

РВТ	Температура металу t_{\max} , °C	Інтенсивність напружень, σ_i , МПа	Приведена деформація, ε_a пр, %	Допустиме число пусків, N_d	
				$n_{\text{ц}}=5$	$n_{\varepsilon}=1,5$
НС-2	500	94,0	0,08611	6800	
НС-1	501	93,5	0,08595	7100	
ХС	501	156,0	0,1207	1800	

Таблиця 4.4 – Розрахункова оцінка малоциклової втому металу РСТ (резервний № 1) турбіни К-200-130 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС

РСТ (резервний № 1)	Температура металу t_{\max} , °C	Інтенсивність напружень, σ_i , МПа	Приведена деформація, ε_a пр, %	Допустиме число пусків, N_d	
				$n_{\text{ц}}=5$ $n_{\varepsilon}=1, 5$	$n_{\text{ц}}=3$ $n_{\varepsilon}=1,25$
НС-2	485	320	0,12778	1800	3000
НС-1	485	268	0,11278	4800	7500
ХС	485	402	0,14215	1450	2600

При виконанні розрахунку на малоциклову втому ротору РСТ (резервний № 1) парової турбіни К-200-130 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС розглядались наступні контрольні точки (рис. 4.37 а), в яких визначались

розмахи інтенсивностей напружень за всі періоди пусків з різних теплових станів (рис. 4.37 б – 4.38).

Для РСТ (резервний № 1) при пусках з неостиглого стану НС-2 приведено змінення максимальної і мінімальної інтенсивності напружень в часі протягом всього пуску в табл. 4.5.

Таблиця 4.5 - Розрахункова оцінка інтенсивності напружень в часі в характерних точках РСТ (резервний № 1) турбіни К-200-130 при пуску з НС-2

σ_i , [МПа]	100	2100	2500	3800	5600	6780	σ_{\max}	σ_{\min}	σ_a
Точка 1	100	37	82,9	75,7	153,8	111,5	153,8	3,2	75,3
Точка 2	3,2	26,5	20	21,3	13,2	38,3	42,2	13,2	14,5
Точка 3	13,6	30	25,6	1,8	-75,4	-74	77,2	-75,4	76,3
Точка 4	13,2	151	-82	-42	74	71	320	-82	201
Точка 5	20	123	171	89	-121	-101,1	171	-121	146
Точка 6	41,6	14,2	156	133	63,4	102,3	156	2,8	76,6

Для РСТ (резервний № 1) при пусках з неостиглого стану НС-1 и ХС приведено змінення максимальної і мінімальної інтенсивності напружень в часі протягом всього пуску в табл. 4.6-4.7.

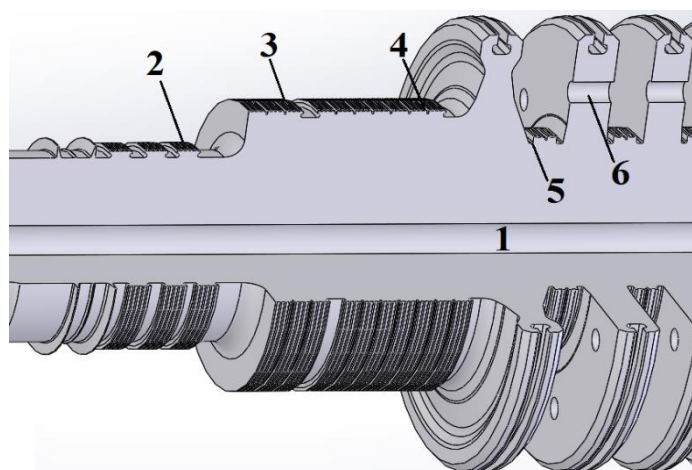
Таблиця 4.6 - Розрахункова оцінка інтенсивності напружень в часі в характерних точках РСТ (резервний № 1) турбіни К-200-130 при пуску з ХС

σ_i , [МПа]	300	4200	4500	6600	14400	22860	σ_{\max}	σ_{\min}	σ_a
Точка 1	4,5	125,2	224,7	252,2	131	123	252,2	4,5	123,85
Точка 2	162,3	66,6	58,9	48,4	44	42,5	162,3	42,2	60,05
Точка 3	1,4	-113,7	-179,5	-135	-36	-71	1,4	-179,5	90,45
Точка 4	21	315	402	359	75	71	402	21	190,5
Точка 5	40	-301	-462	-457	-187	-112	40	-462	251
Точка 6	0,8	-62,4	-76	75,8	79	89,3	91,5	-76	83,75

Таблиця 4.7 - Розрахункова оцінка інтенсивності напружень в часі в характерних точках РСТ (резервний № 1) турбіни К-200-130 при пуску з НС-1

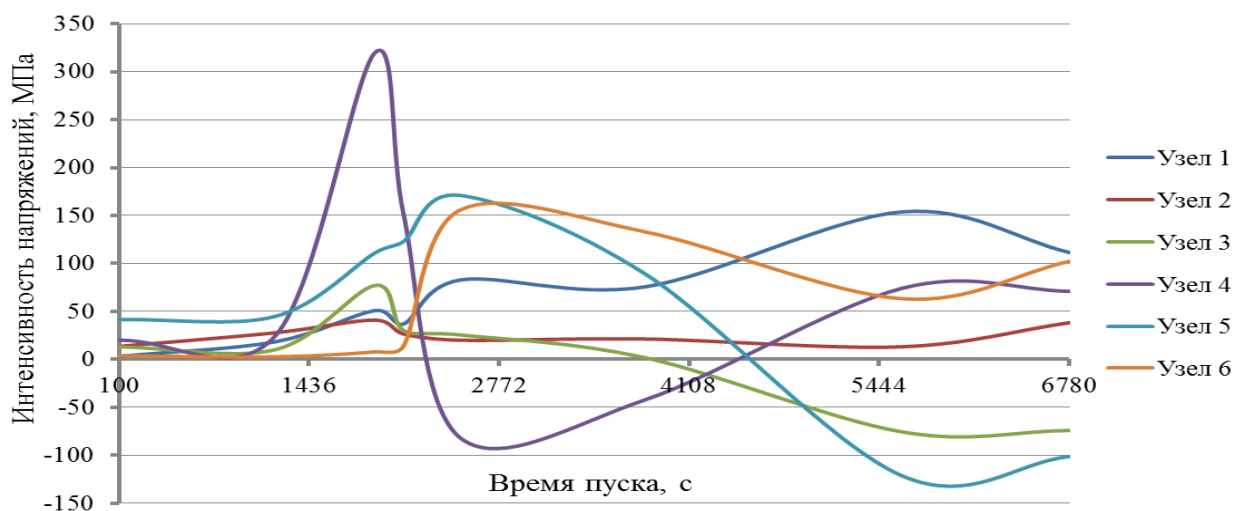
σ_i , [МПа]	200	3000	5000	6200	11600	16620	σ_{\max}	σ_{\min}	σ_a
Точка 1	11	141	217	168	155	113,9	217	3,3	106,85
Точка 2	43,2	43,5	38,4	-35,4	-5,4	14,6	56,1	-35,4	45,75
Точка 3	1,5	-117	-89,4	-75,4	-65,4	-76,1	2,2	-117	59,6
Точка 4	20	268	245	145	120	85	268	-23	145,5
Точка 5	25,2	-192	-258	-218	-123,1	-102,9	44,4	-258	151,2
Точка 6	2	-72,5	46,1	49,5	66,4	71	91,5	-72,5	82

По максимальній амплітуді інтенсивностей напружень визначали інтенсивність деформацій і допустиме число пусків N_d з різних теплових станів згідно нормативних документів РТМ [25].



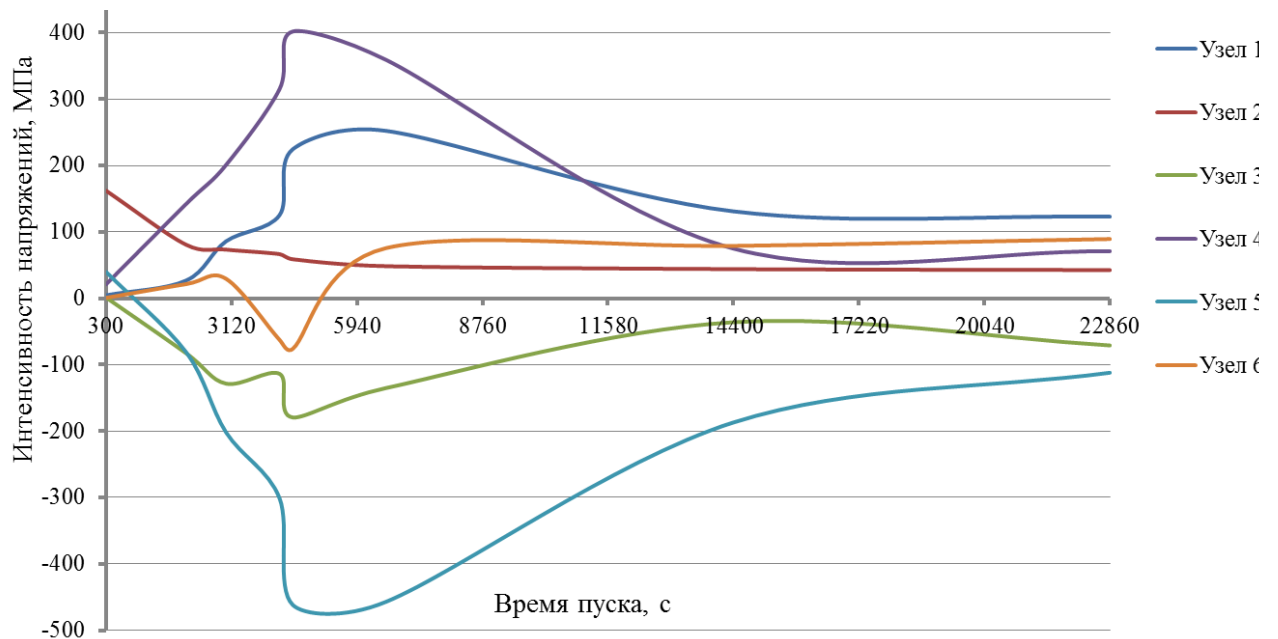
- 1-осьовий отвір під регулюючим ступенем
- 2-третя група передніх кінцевих ущільнень
- 3-перший гребінь другої групи ущільнень
- 4-перша тепла канавка першої групи ущільнень
- 5-галтель диску регулюючого ступеня з боку ступенів тиску
- 6-розвантажувальний отвір першого нерегульованого ступеня

а) контрольні точки

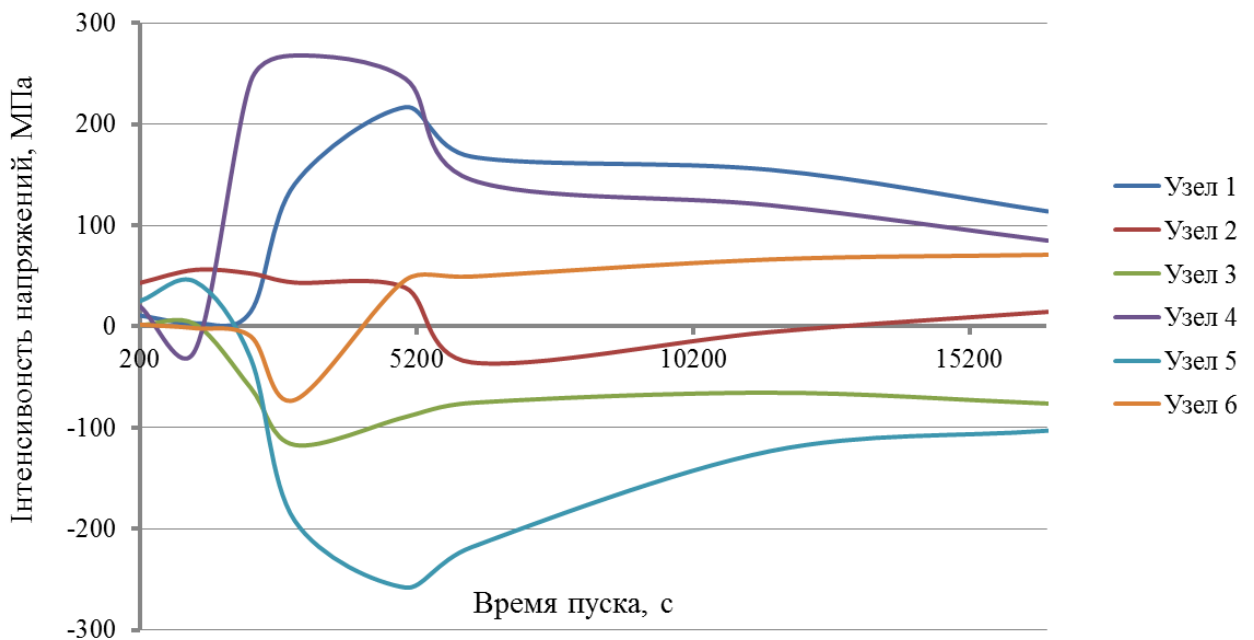


б) інтенсивності напружень за весь період пуску з НС-2

Рис. 4.37 – Контрольні точки ротору СД (РСТ резервний № 1) при розрахунку малоциклової втоми і інтенсивності напружень за весь період пуску з НС-2.



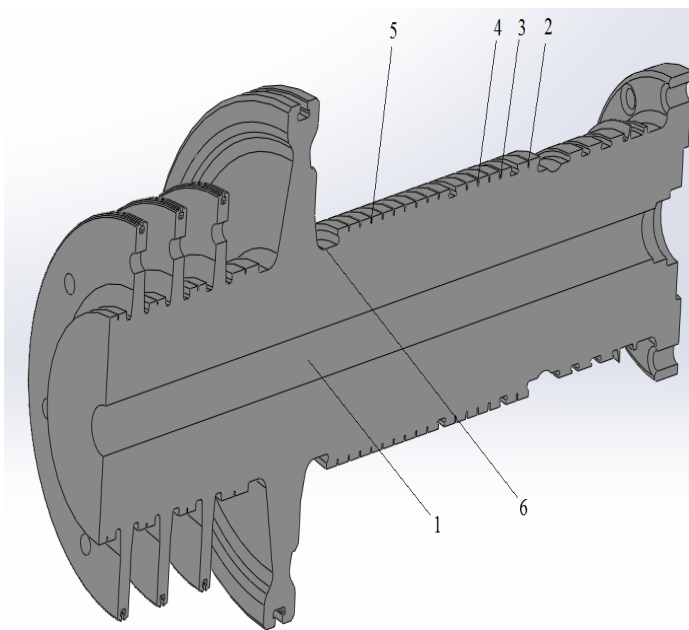
а) інтенсивності напружень за весь період пуску з ХС



б) інтенсивності напружень за весь період пуску з НС-1

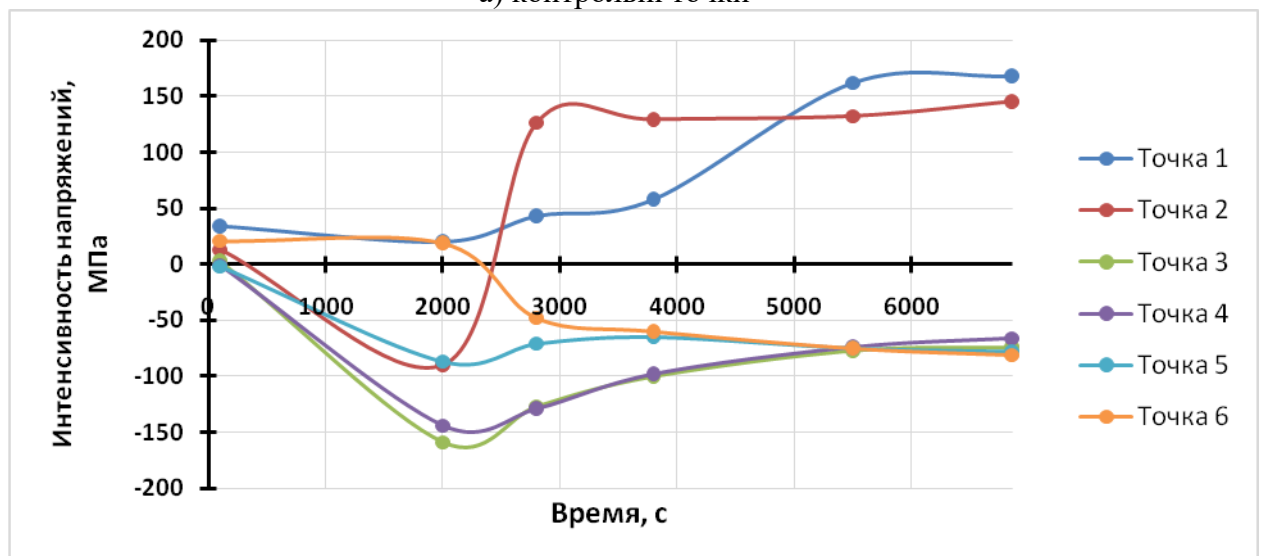
Рис. 4.38 – Інтенсивності напружень при розрахунку малоциклової втоми за весь період пуску з НС-1 і ХС для ротора СД (РСТ резервний № 1).

При виконанні розрахунку на малоциклову втому ротора РВТ парової турбіни К-200-130 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС розглядалися контрольні точки (рис. 4.39 а), у яких визначались розмахи інтенсивностей напружень за всі періоди пусків з теплових станів НС-1, НС-2 і ХС (рис. 4.33 б – 4.40).



- 1-осьовий отвір під регулюючим ступенем
- 2- перший гребень другої групи передніх кінцевих ущільнень
- 3-другий гребень другої групи передніх кінцевих ущільнень
- 4- третій гребень другої групи передніх кінцевих ущільнень
- 5- перший гребень першої групи передніх кінцевих ущільнень
- 6- галтель диску регулюючого ступеня з боку передніх кінцевих ущільнень

а) контрольні точки



б) інтенсивності напружень за весь період пуску з НС-2

Рис. 4.39 – Контрольні точки ротора ВД при розрахунку малоциклової втоми і інтенсивності напружень за весь період пуску з НС-2.

Для РВТ при пусках з неостиглого стану НС-2 приведена зміна максимальної і мінімальної інтенсивності напружень в часі впродовж всього пуску в табл. 4.8.

Для РВТ при пусках з неостиглого стану НС-1 и ХС наведена зміна максимальної і мінімальної інтенсивності напружень в часі впродовж всього пуску в табл. 4.8-4.9.

Таблиця 4.8 - Розрахункова оцінка інтенсивності напружень в часі в характерних точках РВТ турбіни К-200-130 при пуску з НС-2

σ_i , [МПа]	100	2000	2800	3800	5500	6860	σ_{\max}	σ_{\min}	σ_a
Точка 1	34	20	43	58	162	168	168	20	94
Точка 2	13	-90	126	129	132	145	145	-90	117,5
Точка 3	3	-159	-127	-100	-77	-74	3	-159	81
Точка 4	-1	-144	-129	-98	-74	-66	-1	-144	71,5
Точка 5	-2	-87	-71	-65	-75	-78	-2	-87	42,5
Точка 6	21	19	-48	-60	-75	-81	21	-81	51

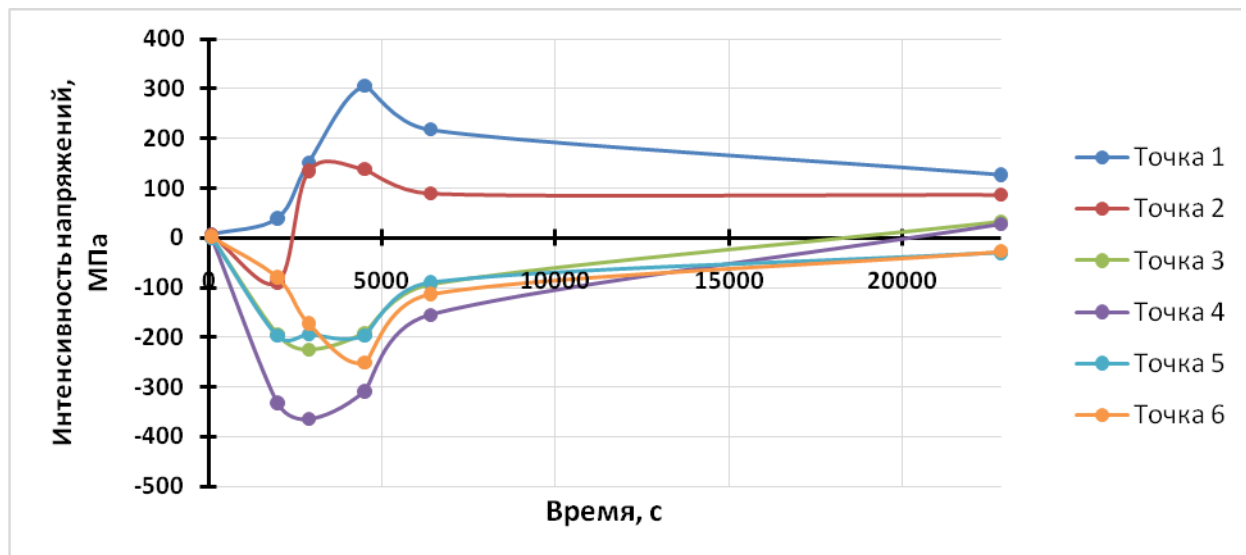
Таблиця 4.9 - Розрахункова оцінка інтенсивності напружень в часі в характерних точках РВТ турбіни К-200-130 при пуску з ХС

σ_i , [МПа]	100	2000	2900	4500	6400	22860	σ_{\max}	σ_{\min}	σ_a
Точка 1	6	39	152	306	218	127	306	6	156
Точка 2	6	-90	135	139	90	87	139	-90	114,5
Точка 3	2	-194	-225	-191	-94	33	33	-225	129
Точка 4	1	-332	-365	-309	-155	27	27	-365	196
Точка 5	1	-197	-194	-196	-90	-30	1	-197	99
Точка 6	3	-79	-172	-251	-113	-27	3	-251	127

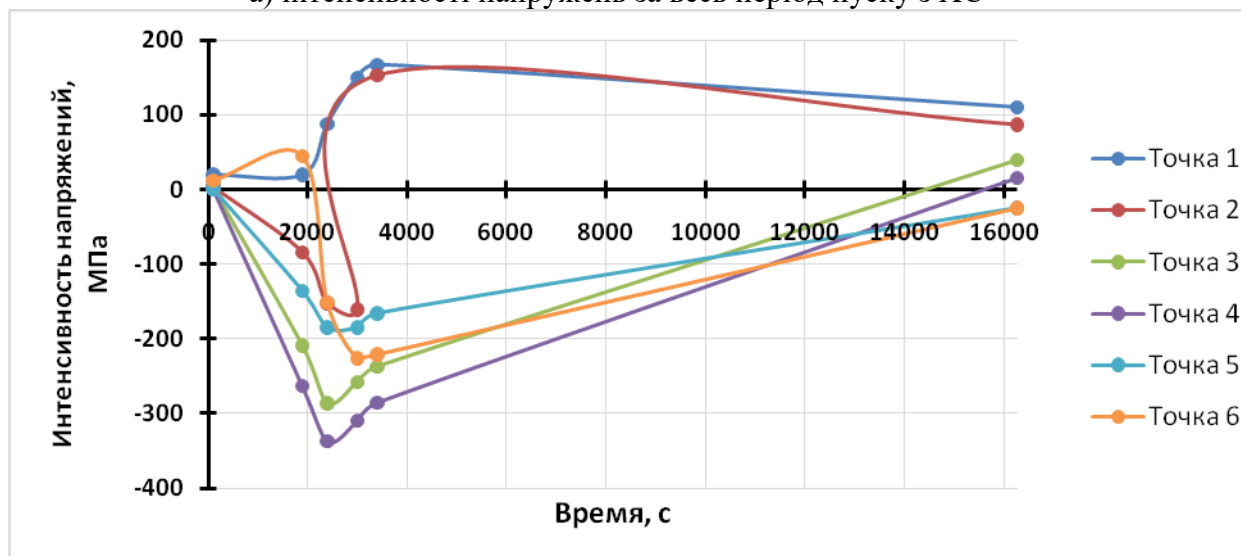
Таблиця 4.10 - Розрахункова оцінка інтенсивності напружень в часі в характерних точках РВТ турбіни К-200-130 при пуску з НС-1

σ_i , [МПа]	100	1900	2400	3000	3400	16260	σ_{\max}	σ_{\min}	σ_a
Точка 1	20	20	88	150	167	110	167	20	93,5
Точка 2	4	-84	-152	-161	153	87	153	-161	157
Точка 3	3	-209	-286	-258	-237	39	39	-286	162,5
Точка 4	1	-263	-337	-310	-285	15	15	-337	176
Точка 5	1	-136	-185	-185	-166	-25	1	-185	93
Точка 6	12	45	-151	-226	-221	-25	45	-226	135,5

По максимальній амплітуді інтенсивностей напружень визначали інтенсивність деформацій і допустиме число пусків N_d з різних теплових станів згідно нормативних документів РТМ [25].



а) інтенсивності напружень за весь період пуску з ХС



б) інтенсивності напружень за весь період пуску з НС-1

Рис. 4.41 – Інтенсивності напружень при розрахунку малоциклової втоми за весь період пуску з НС-1 и ХС для ротора ВД.

Згідно даних роботи [118] аналіз реального стану сталі 25Х1М1ФА показав, що по числу циклів до руйнування деградація її властивостей (до 38 %) не перевищує допустиму межу (до 40 %) в усьому досліджуваному діапазоні амплітуд деформацій (від 0,12 до 2,14 %). В той же час, по деформаціях допустима межа зниження циклічної міцності (до 17 %) має місце в діапазоні амплітуд деформацій від 0,0 до 0,493 %. Відповідно, для цієї сталі у зазначеному діапазоні амплітуд напружень коефіцієнти запасу міцності по числу циклів і деформацій можуть бути встановлені на рівні $n_N = 3$ і $n_\epsilon = 1,25$.

Як вже вказувалося раніше, по даних ДТЕК Луганська ТЕС повна статистика пусків енергоблоків з різних теплових станів для енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС станом на травень 2019 року відсутня. Фактичне

напрацювання РВТ енергоблока № 15 складає 121176 годин і 888 пусків з різних теплових станів. Для РВТ приблизно вважається, що пусків по типу НС-2 було 577 (тобто 65 %) пусків, НС-1 було 160 (18 %) пуски і з ХС, відповідно, 151 (17 %) пуск від загальної кількості пусків.

Фактичне напрацювання РСТ енергоблока № 15 складає 306212 годин і 1232 пуски з різних теплових станів. Для РСТ (резервний ротор № 1) приблизно вважається, що пусків по типу НС-2 було 801 (65%) пуск, НС-1 було 222 (18%) пуски і з ХС 209 (17%) пусків від загальної кількості пусків.

При цьому необхідно враховувати, що якщо енергоблок в період з 2012 по 2017 рр. працював в маневреному режимі (збільшена кількість пусків з неостиглого стану НС-2 і гарячого стану ГС), то ресурсні характеристики можуть суттєво погіршитися згідно проведеної для ДТЕК Енерго роботи [11].

З урахуванням оцінки малоциклової втоми металу РВТ і РСТ (резервний № 1) парової турбіни К-200-130 (табл. 4.6. – 4.1) розрахункова оцінка пошкоджуваності, залишкового допустимого напрацювання в роках і індивідуального залишкового ресурсу згідно рекомендаціях РТМ і РД [25, 36] для енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС представлена в таблиці 4.11.

Необхідно при визначенні залишкового ресурсу роторів мати на увазі, що оцінка короточасної статичної міцності роторів виконується по номінальних напруженнях від відцентрових сил (ЦБС) без урахування температурних напружень і їх концентрації $\sigma_{\text{іmax}} = \sigma_{\text{ЦБС}}$, а також по максимальному значенню номінального еквівалентного напруження σ_3 по рекомендація [25]. Коефіцієнт запасу по границі текучості матеріалу суцільно кованих роторів σ_{02}^B при розрахунковій температурі t на стаціонарному режимі повинен задовольняти умові $n'_T, n''_T \geq 1,6$ (табл. 4.11. пункти 5-6).

Якщо по даних, наданих електричною станцією, неможливо встановити точну кількість різних типів пусків через відсутність статистики по пусках, то статистика по пусках визначається з досвіду попередньої експлуатації. Також, якщо допустима кількість пусків $[N_{p1}]$ призводить до значного зниження ресурсних характеристик при коефіцієнтах запасу міцності по кількості циклів і по деформаціях на рівні 5 / 1,5 (табл. 4.11. пункти 14-15), то за рішенням експертної комісії, що складається з представників електричної станції і спеціалізованих організацій, можна допустити зниження коефіцієнтів запасу міцності по кількості циклів і по деформаціях на рівні 3 / 1,25, враховуючи дані експериментальних досліджень НТУУ КПІ імені Ігоря Сікорського та Інституту проблем міцності НАН України [56, 118, 121].

При визначенні статичної пошкоджуваності по нормативних

документах [25, 36] допустимий час роботи металу вибирається за діаграмами довготривалої міцності [121] і складає 370 тис.год. З урахуванням проведених експериментальних досліджень НТУУ КПІ імені Ігоря Сікорського та Інституту проблем міцності НАН України [7, 8] допустимий час роботи металу можна збільшити до 470 тис. год. (табл. 4.11 пункт 12), тоді індивідуальний залишковий ресурс збільшиться. Такий підхід можна допустити, враховуючи позитивне рішення експертної комісії, що складається згідно СОУ-Н МПЕ 40.17.401:2004 [5] з представників електричної станції, спеціалізованих та інших організацій.

Слід також мати на увазі, що реальні значення пошкоджуваності можуть мати тенденцію до збільшення з наступних причин:

- останови з примусовим розхолоджуванням можуть збільшувати амплітуду напружень;
- при напрацюванні обладнання більш ніж 200 тис. годин має місце деяка деградація властивостей металу;
- відхилення реальних пускових графіків від графіків, що визначені інструкцією з експлуатації за рахунок впливу людського фактора;
- відсутність повних даних про реальний стан металу роторів в даний момент експлуатації.

Таким чином, сумарна пошкоджуваність металу ротору РВТ турбоагрегату К-200-130 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС дорівнює 52 %, ротору РСТ (резервний № 1) знаходиться на рівні 115 %, при коефіцієнтах запасу міцності по кількості циклів і по деформаціях на рівні 5 і 1,5, а також допустимий час роботи металу становить 370 тис. год. Якщо сумарна пошкоджуваність металу ротора ЦВТ більше 100 %, то подальша експлуатація обладнання неможлива [36].

При коефіцієнтах запасу міцності по кількості циклів і по деформаціях на рівні 3 і 1,25, а також допустимому часу роботи металу 470 тис. год. сумарна пошкоджуваність металу ротора РВТ знаходиться на рівні 38 %, ротора ЦСТ (резервний № 1) – на рівні 85 %. Допустиме додаткове розрахункове число пусків для ротора РСТ (резервний № 1) складе близько 1268 пусків, для ротора РВТ допустиме додаткове розрахункове число пусків дорівнює 1812 пусків у самому консервативному випадку. При коефіцієнтах запасу міцності кількості циклів і по деформаціях на рівні 5 і 1,5 і допустимому часу роботи металу на рівні 370 тис. год. залишковий ресурс металу ротора ЦВТ турбоагрегату К-200-130 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС складе до 112462 год., а залишковий ресурс металу ротора РСТ (резервний № 1) вичерпаний.

Таблиця 4.11 – Розрахункова оцінка пошкоджуваності, залишкового напрацювання та індивідуального ресурсу роторів РВТ и РСТ енергоблока ст. № 15 Луганської ТЕС

№п/п	Найменування	Формула	РВТ		РСТ (№ 1)	
1.	Температура металу	$t, ^\circ\text{C}$	500		508	
2.	Інтенсивність напружень	$\sigma_{\text{imax}}, \text{МПа}$	116,0		105,5	
3.	Межа текучості	$\sigma_{02}^B, \text{МПа}$	400,0		397,0	
4.	Номінальні еквівалентні напруження	$\sigma_3, \text{МПа}$	171,0		184,0	
5.	Запас міцності σ_{imax}	$n'_T = \sigma_{02}^B / \sigma_{\text{imax}}$	3,4482		3,11464	
6.	Запас міцності по σ_3	$n''_T = \sigma_{02}^B / \sigma_3$	2,3529		2,1565	
7.	Коефіцієнти запасу міцності по кількості циклів\по деформаціях	$n_\sigma \setminus n_\epsilon$	5 \ 1,5	3 \ 1,25	5 \ 1,5	3 \ 1,25
8.	Допустиме число циклів за різними видами пусків	$[N_{pl}] n^{\text{РВТ}}_{\text{HC-2}} = 577 \quad n^{\text{РСТ1}}_{\text{HC-2}} = 801$	6800	>10000	3900	6400
		$[N_{pl}] n^{\text{РВТ}}_{\text{HC-1}} = 160 \quad n^{\text{РСТ1}}_{\text{HC-1}} = 222$	7100	>10000	5800	8000
		$[N_{pl}] n^{\text{РВТ}}_{\text{XC}} = 151 \quad n^{\text{РСТ1}}_{\text{XC}} = 209$	1800	2700	2500	4170
9.	Циклічна пошкоджуваність	$[\Pi_\sigma] = \sum n_i / [N_{pl}]$	0,1911	0,1295	0,3273	0,203
10.	Загальне число пусків по даним Луганської ТЕС		888		1232	
11.	Поточне напрацювання	$T, \text{год.}$	121176		306212	
12.	Число годин в рік	$\tau_{\text{год}} = T/z$	6000		6000	
13.	Допустимий час роботи	$[t_{pl}], \text{год.}$	$3,7 \times 10^5$	$4,7 \times 10^5$	$3,7 \times 10^5$	$4,7 \times 10^5$
14.	Статична пошкоджуваність	$[\Pi_{\text{ст}}] = \sum \tau_{\text{заг}} / [t_{pl}], \%$	0,3275	0,2578	0,8276	0,6515
15.	Сумарна пошкоджуваність	$[\Pi_\Sigma] = [\Pi_{\text{ст}}] + [\Pi_\sigma], \%$	0,5186	0,3874	1,1549	0,8545
16.	Річна пошкоджуваність	$[\Pi_{\Gamma}'] = [\Pi_\Sigma] / z$	0,0235	0,0193	0,02357	0,01744
17.	Індивідуальний залишковий ресурс	$T_{\text{зал}} = 1 - [\Pi_\Sigma'] / [\Pi_{\Gamma}'] \times \tau_{\text{год}}, \text{год.}$	112462	191650	<0	52120

Оцінка короткочасної статичної міцності роторів виконується по номінальних напруженнях від відцентрових сил без урахування температурних напружень. Запаси короткочасної статичної міцності роторів ніде не виходять за границі допустимих ($n'_T, n''_T \geq 1,6$), що дозволяє подальшу експлуатацію. Якщо експертна комісія, що складається згідно СОУ-Н МПЕ 40.17.401:2004 [5] з представників електричної станції, спеціалізованих і інших організацій, може допустити зниження коефіцієнтів запасу міцності по кількості циклів і по деформаціях на рівні $3 \setminus 1,25$, а також прийняти допустимий час роботи металу на рівні 470 тис. год., то індивідуальний залишковий ресурс металу ротора ЦВТ турбоагрегату К-200-130 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС може бути збільшено до 191650 год., а ротору РСТ (резервний № 1) до 52120 год. Це дозволить продовжити експлуатацію роторів ВТ і СТ на 50 тис. год. при числі пусків, що дорівнює половині паркового ресурсу, а саме 400 пусків.

Розточка теплових канавок в роторах ЦВТ і ЦСТ для усунення дефектів типу тріщин, що утворилися, і зняття поверхневого шару металу, що піддався пластичній деформації, трохи зменшує величину діючих напружень.

4.5.2 Малоциклова втома, статична пошкоджуваність та залишковий ресурс корпусів ЦВТ, ЦСТ парової турбіни К-200-130 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС

Аналіз експлуатаційних пошкоджень корпусних деталей турбін типу К-200-130 показав, що до пошкоджуваності схильні циліндри високого і середнього тиску (ЦВТ и ЦСТ). В ЦВТ найбільш пошкоджуваною зоною є внутрішня поверхня камери регулюючого ступеня, особливо в її нижній половині. Високі розтягуючі напруження в цій зоні пояснюються викидом конденсату з дренажів и манометричних трубок при різкому зниженні тиску в корпусі.

На підставі діючих силових навантажень від внутрішнього тиску і теплового стану металу корпусів ЦВТ і ЦСТ турбіни по максимальних та мінімальних значенням інтенсивностей умовних пружних напружень для розглянутих режимів турбоустановки виконаний перевірочний розрахунок корпусів на малоциклову втому, статичну пошкоджуваність і залишковий ресурс корпусів ЦВТ і ЦСТ парової турбіни К-200-130 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС.

Розрахунки виконувалися згідно з рекомендаціями РТМ [25,36].

Матеріал корпусу ЦВТ і ЦСТ вибраний легована сталь 15Х1М1ФЛ. При цьому, використовувались експериментальні залежності втоми сталі при ізотермічним симетричному циклі навантаження.

Результати розрахункової оцінки малоциклової утомної міцності металу з урахуванням пошкоджуваності корпусів ЦВТ і ЦСТ шляхом організації вибірок металу в місцях утворення тріщин представлені в табл. 4.12-4.13. Розміри та глибини вибірок приймалися згідно даних останнього візуального контролю металу литих корпусних деталей турбіни К-200-130 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС.

НТУУ «КПІ імені Ігоря Сікорського» разом з ІПМ НАНУ по заказу ДТЕК «Східенерго» у 2008 р. були проведені експериментальні дослідження по впливу старіння на змінення фізико-механічних властивостей конструкційних легированих сталей при експлуатаційних температурах з метою уточнення запасів міцності металу ЦВТ і ЦСТ по деформаціях n_ϵ і числу циклів n_N [8]. Аналіз реального стану сталі 15Х1М1ФЛ показав, що деградація її властивостей по числу циклів (до 35 %) не перевищує допустимої [40 %] у всьому дослідженому діапазоні амплітуд деформацій (від 0,157 до 1,802 %). По деформаціях допустима границя зниження циклічної міцності [17%] має місце в діапазоні амплітуд деформацій від 0,0 до 0,352 %. отже, в указаному діапазоні амплітуд напружень коефіцієнти запасу міцності по числу циклів і деформації можуть бути встановлені на рівні $n_N=3$ і $n_\epsilon=1,25$.

По даних електростанції напруцювання ЦВТ складає 305303 год. і 1438 пуски. Тоді уточнене з урахуванням нормативних коефіцієнтів запасу міцності ($n_N=5$, $n_\epsilon=1,5$) допустиме мінімальне число циклів до руйнування дорівнює 3660 пусків для корпусу ЦВТ (табл. 4.12) і 3400 пуски для корпусу ЦСТ (см. табл. 4.13). З урахуванням загальної кількості пусків 1438 для корпусу ЦВТ залишкове мінімальне розрахункове число пусків складає біля 2222, а при змінених коефіцієнтах запасу міцності ($n_N=3$, $n_\epsilon=1,25$) залишкова кількість пусків для ЦВТ дорівнює біля 4662. З урахуванням загальної кількості пусків 1438 для корпусу ЦСТ залишкове мінімальне розрахункове число пусків складає біля 1962.

Таблиця 4.12 – Розрахункова оцінка малоциклової втоми металу корпусу ЦВТ турбіни К-200-130 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС

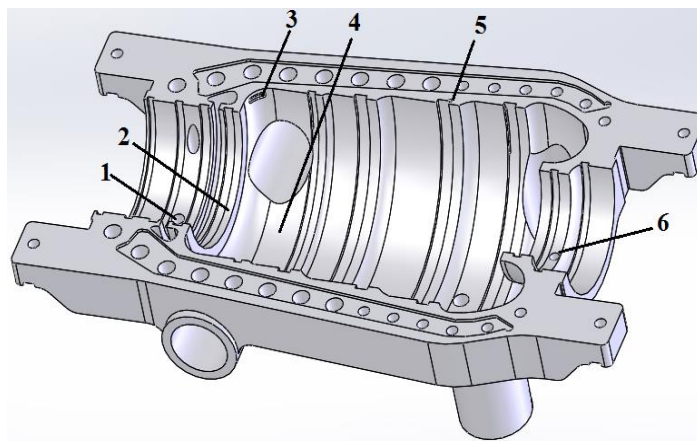
ЦВТ	Температура по товщині стінки корпусу t_{\max} , °C	Амплітуда інтенсивності напружень, σ_a , МПа	Приведена деформація, ϵ_a пр, %	Допустиме число пусків, N_d	
				$n_{\text{ц}}=5$ $n_{\epsilon}=1, 5$	$n_{\text{ц}}=3$ $n_{\epsilon}=1,25$
НС-2	509	185,5	0,10317	9920	16533
НС-1	509	256,5	0,12297	4200	7000
ХС	509	278,5	0,13351	3660	6100

Для корпусу ЦСТ з урахуванням загальної кількості пусків 1438 допустиме мінімальне розрахункове число пусків складає біля 3000 з урахуванням нормативних коефіцієнтів запасу міцності ($n_N = 5$ і $n_{\epsilon} = 1,5$), а при змінених коефіцієнтах запасу міцності ($n_N = 3$ і $n_{\epsilon} = 1,25$) допустиме мінімальне розрахункове число пусків складає біля 5670 та залишкове мінімальне розрахункове число пусків для ЦСТ складає біля 4322.

Таблиця 4.13 – Розрахункова оцінка малоциклової втоми металу корпусу ЦСТ турбіни К-200-130 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС

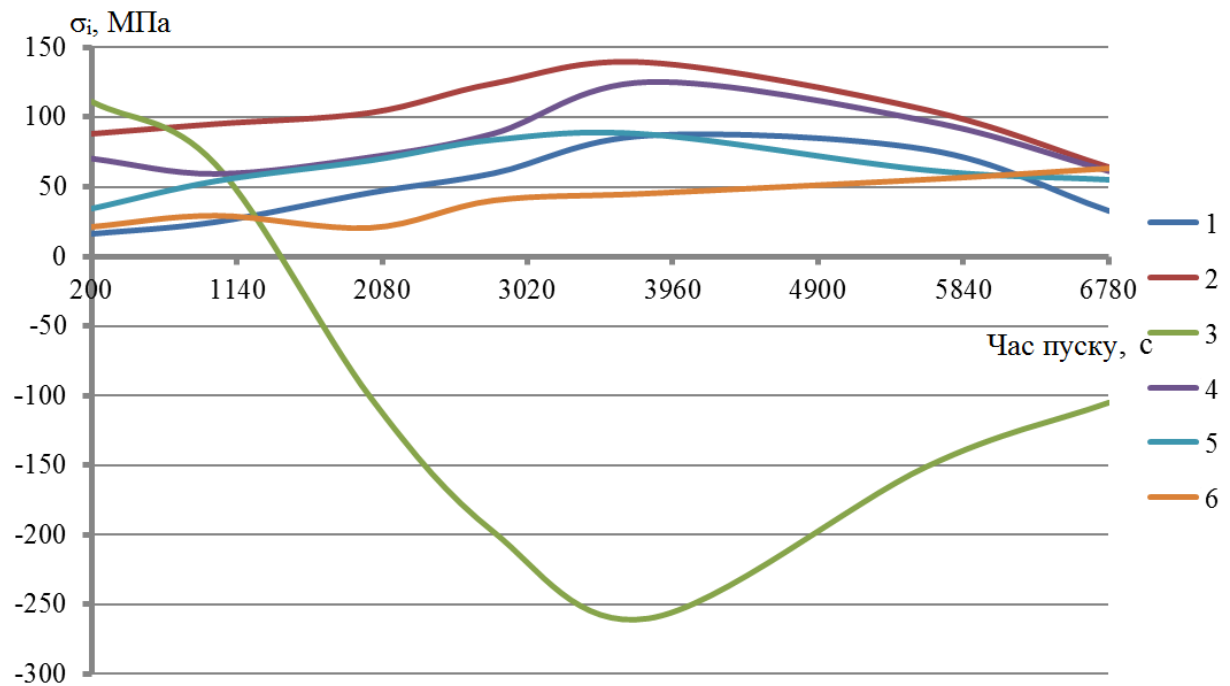
ЦСТ	Температура по товщині стінки корпусу t_{\max} , °C	Амплітуда інтенсивності напружень, σ_a , МПа	Приведена деформація, ϵ_a пр, %	Допустиме число пусків, N_d	
				$n_{\text{ц}}=5$ $n_{\epsilon}=1, 5$	$n_{\text{ц}}=3$ $n_{\epsilon}=1,25$
НС-2	527	182,5	0,09665	9840	16400
НС-1	527	272	0,12334	4020	6700
ХС	527	266,5	0,12899	3400	5670

При виконанні розрахунку на малоциклову утому циліндра ЦВТ парової турбіни К-200-130 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС розглядалися наступні контрольні точки (рис. 4.42 а), в яких визначалися розмахи інтенсивностей напружень за всі періоди пусків з різних теплових станів (рис. 4.42 б – 4.43).



а) контрольні точки

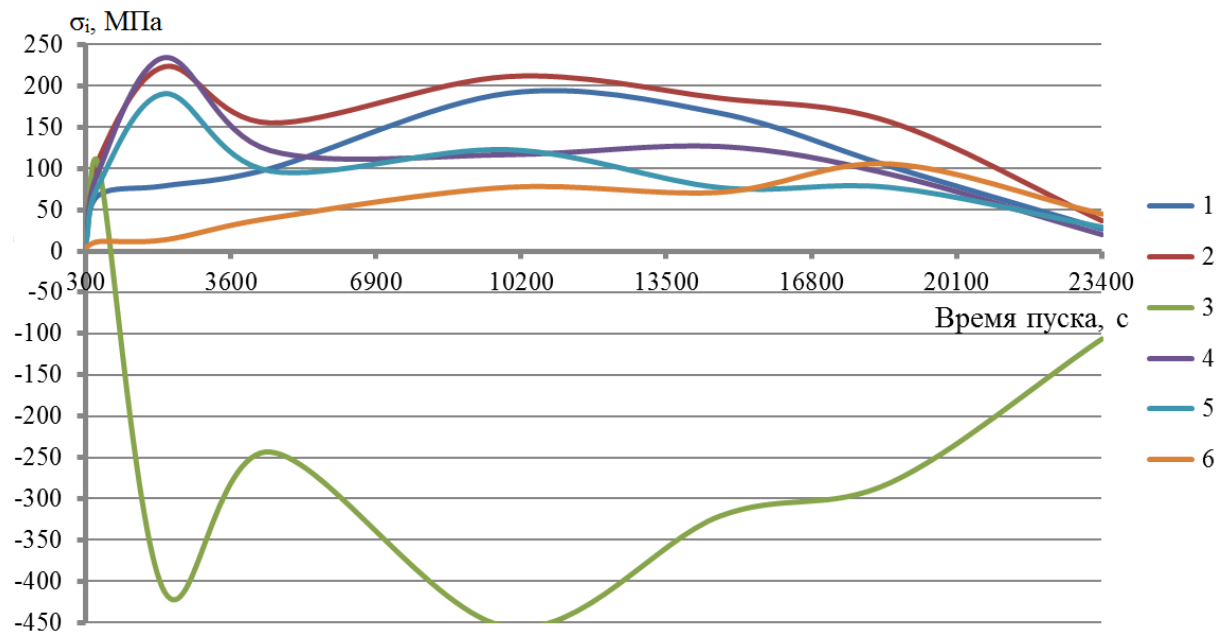
- 1 – друга камера передніх кінцевих ущільнень
- 2 – розточка кріплення першої обойми передніх кінцевих ущільнень
- 3 – вибірка сітки тріщин №2
- 4 – область під паровпуском
- 5 – тріщина з виходом на роз'єм № 15
- 6 – перша камера задніх кінцевих ущільнень



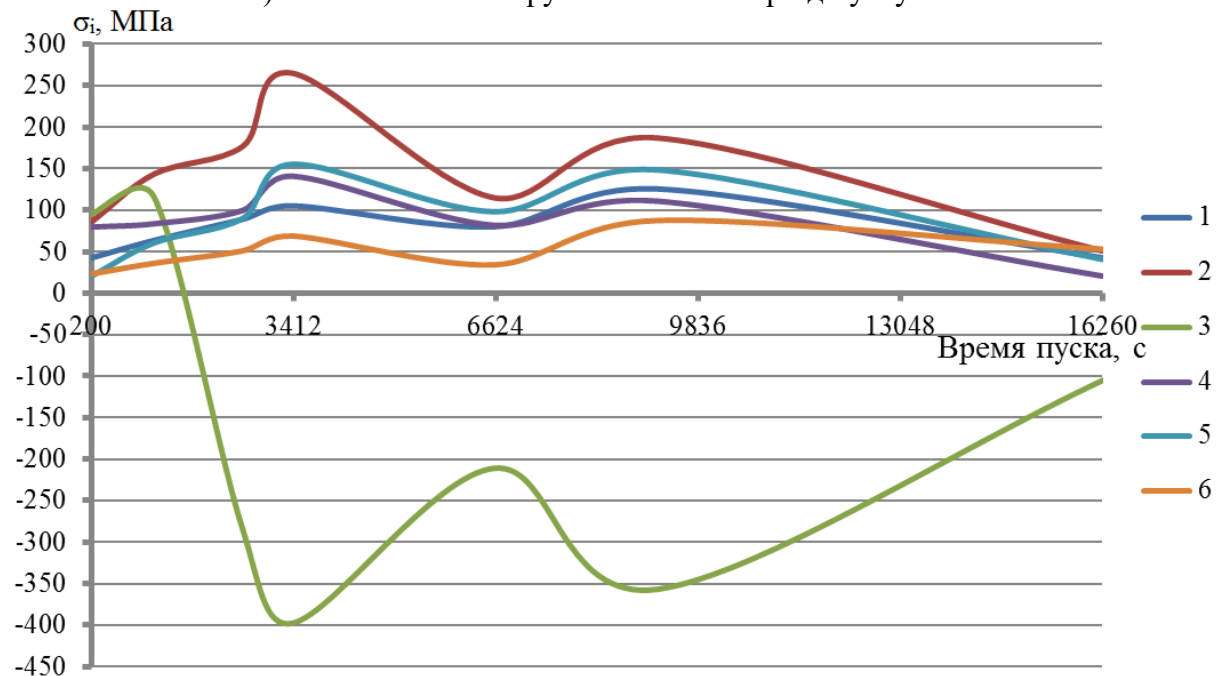
б) інтенсивності напружень за весь період пуску з НС-2

Рис. 4.42 – Контрольні точки ЦВТ при розрахунку малоциклової утоми і інтенсивності напружень за весь період пуску з НС-2.

По максимальній амплітуді інтенсивностей напружень визначали інтенсивність деформацій и допустиме число пусків N_d з різних теплових станів згідно нормативних документів РТМ [25].



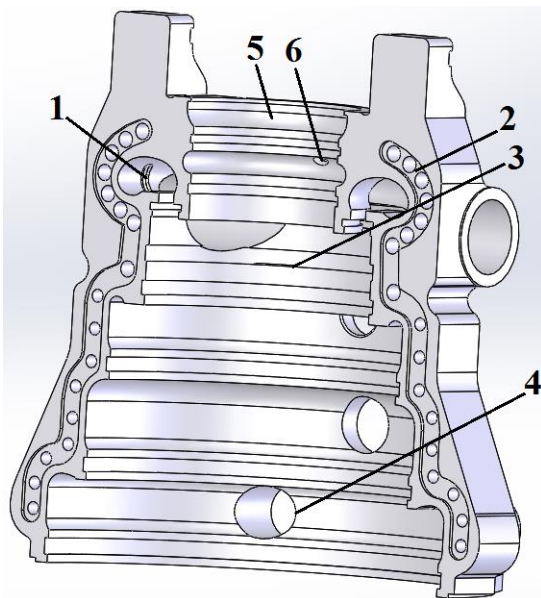
а) інтенсивності напружень за весь період пуску з ХС



б) інтенсивності напружень за весь період пуску з НС-1

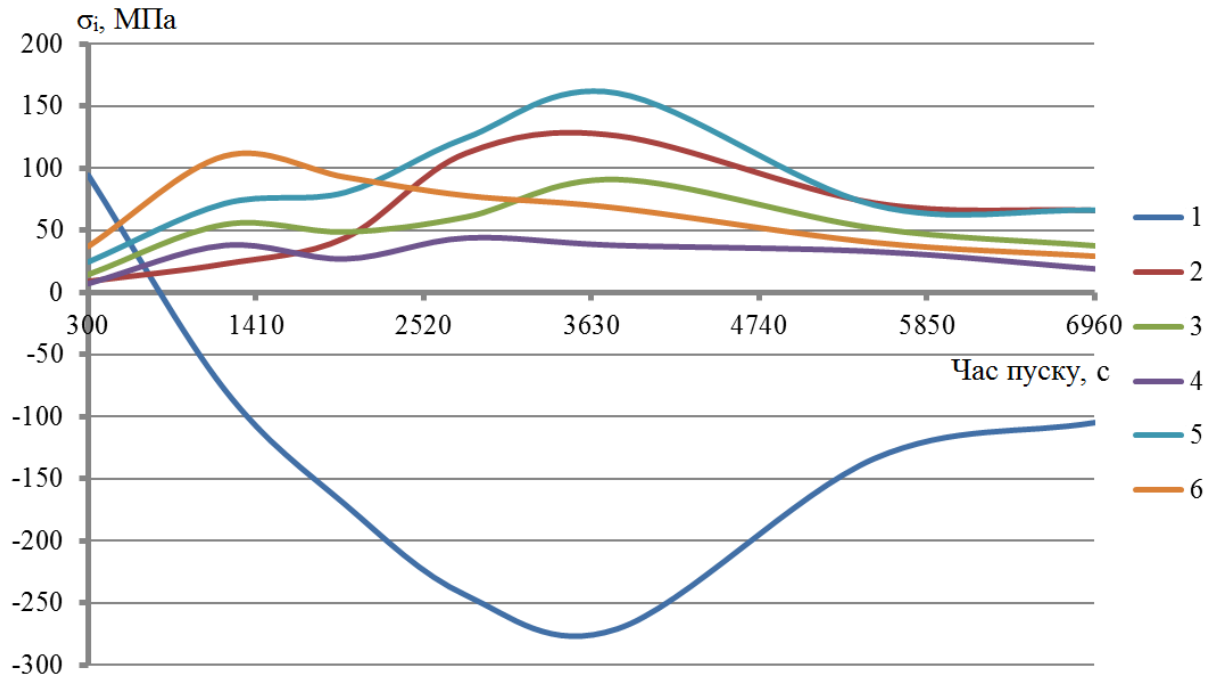
Рис. 4.43 – Інтенсивності напружень при розрахунку малоциклової утоми за весь період пуску з НС-1 і ХС для ЦВТ.

Для ЦСТ парової турбіни К-200-130 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС при виконанні розрахунку на малоциклову утому розглядалися наступні контрольні точки (рис. 4.44 а), в яких визначалися розмахи інтенсивностей напружень за всі періоди пусків з різних теплових станів (рис. 4.44 б – 4.45).



- 1 – область паровпуска
- 2 – область між другою і третьою групою шпильок
- 3 – тріщина № 4
- 4 – область прилягання патрубка п'ятого відбору
- 5 – друга камера передніх кінцевих ущільнень
- 6 – перша камера передніх кінцевих ущільнень

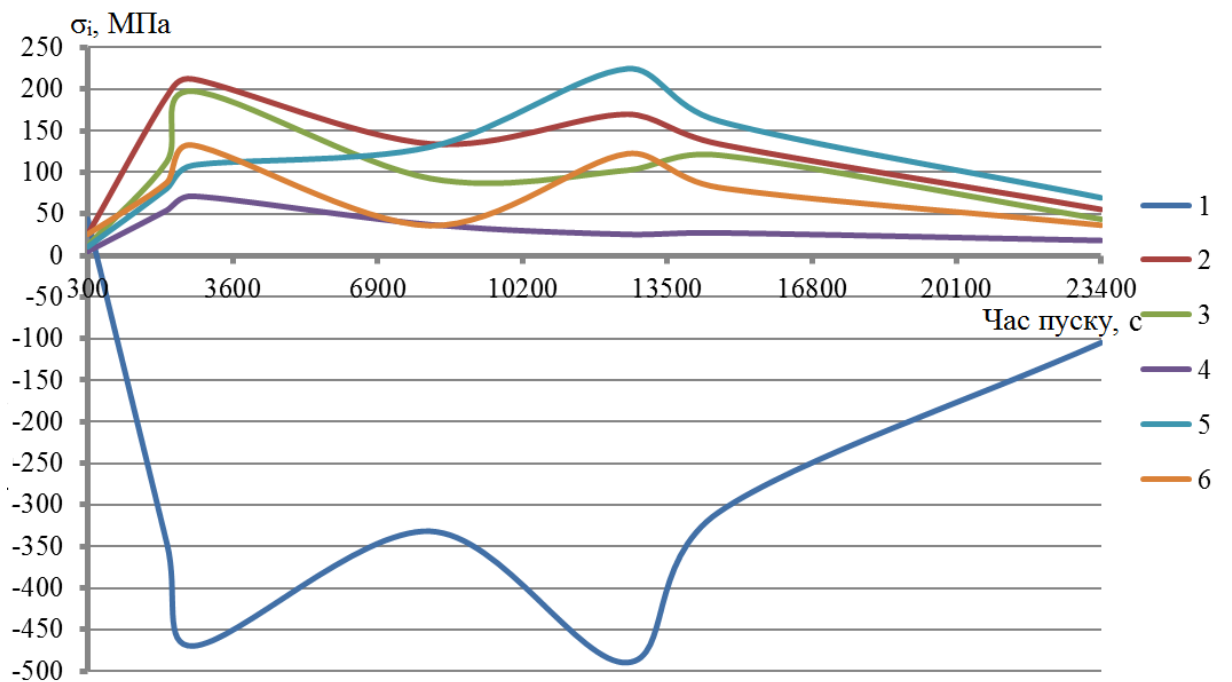
а) контрольні точки



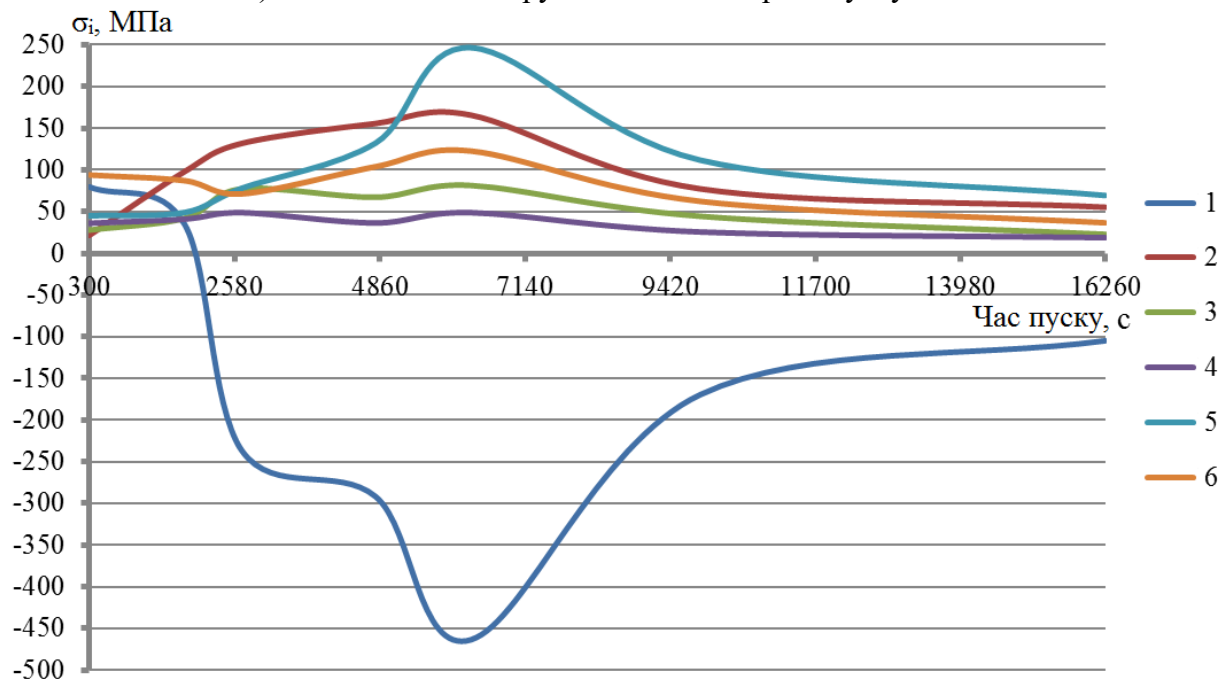
б) інтенсивності напружень за весь період пуску з НС-2

Рис. 4.44 – Контрольні точки ЦСТ при розрахунку малоциклової утоми і інтенсивності напружень за весь період пуску з НС-2.

По максимальній амплітуді інтенсивностей напружень визначали інтенсивність деформацій і допустиме число пусків N_d з різних теплових станів згідно нормативних документів РТМ [25].



а) інтенсивності напружень за весь період пуску з ХС



б) інтенсивності напружень за весь період пуску з НС-1

Рис. 4.45 – Інтенсивності напружень при розрахунку малоциклової утоми за весь період пуску з НС-1 і ХС для ЦСТ.

З урахуванням відсутності даних відносно повної статистики по видах пускових режимів ДТЕК Луганська ТЕС на досліджуваний момент, передбачається, що електростанція працювала в режимі, аналогічному періоду з 01.02.1993 р. по 01.02.2006 р., коли така статистика мала місце. Приблизно вважається, що для корпусів ЦВТ і ЦСТ пусків по типу ГС було 935 (65%), з НС – 259 (18%), з ХС – 244 (17%), всього 1438 пусків з різних теплових станів.

З урахуванням даних по ТС, НДС корпусів ЦВТ і ЦСТ, а також оцінки

малоциклової втоми металу корпусів ЦВТ і ЦСТ парової турбіни К-200-130 (табл. 4.12, 4.13) розрахункова оцінка пошкоджуваності, залишкового допустимого напрацювання в роках і індивідуального залишкового ресурсу корпусів ЦВТ і ЦСТ для енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС представлена в таблиці 4.14.

При визначенні залишкового ресурсу корпусів оцінка короткочасної статичної міцності може виконуватися по максимальному значенню номінального еквівалентного напруження σ_3 по рекомендаціях [27]. Коефіцієнт запасу по границі текучості матеріалу суцільно кованих роторів σ_{02}^B при розрахунковій температурі t на стаціонарному режимі повинен задовольняти умові $n'_T, n''_T \geq 1,5$.

Як вже відзначалося в [8], вибір коефіцієнтів запасу є оптимізаційна задача для різних розрахунків. Також в запас іде вибір розрахункової температури в точці металу, що дорівнює температурі металу на номінальному режимі, при визначенні малоциклової втоми енергетичного обладнання. Якщо з міркувань оптимізації запасів міцності по числу циклів і по величині приведених деформацій провести дослідження стану металу та знизити коефіцієнти запасу міцності, то допустиме число пусків можна підвищити.

Згідно розрахунків (табл. 4.14) необхідно відмітити, що значне поточне число циклів і чутливість основного металу до змінних режимів встановлюють з урахуванням нормативних коефіцієнтів запасу міцності ($n_N = 5$, $n_\epsilon = 1,5$) циклічну пошкоджуваність на рівні $P_{ц} = 22\%$ для корпусу ЦВТ та циклічну пошкоджуваність на рівні $P_{ц} = 23\%$ - для корпусу ЦСТ. З урахуванням статичної пошкоджуваності забезпечується сумарна пошкоджуваність металу корпусу ЦВТ $P_\Sigma = 104\%$ та сумарна пошкоджуваність металу корпусу ЦСТ $P_\Sigma = 105\%$. Максимально допустима сумарна пошкоджуваність металу повинна бути менше 100% , тому не дозволяється подальша експлуатація корпусу ЦСТ з коефіцієнтами запасу $n_N = 5$, $n_\epsilon = 1,5$, а також допустимому часі роботи металу на рівні 370 тис. год. згідно рекомендацій [8].

Таблиця 4.14 - Розрахункова оцінка пошкоджуваності, залишкового напрацювання та індивідуального ресурсу корпусів ЦВТ і ЦСТ парової турбіни К-300-130-3 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС

№п/п	Найменування	Формула	Корпус ЦВТ		Корпус ЦСТ	
1.	Температура металу	$t, ^\circ\text{C}$	509		527	
2.	Інтенсивність напружень	$\sigma_{\text{іmax}}, \text{МПа}$	105		104,4	
3.	Межа текучості	$\sigma_{02}^B, \text{МПа}$	210,0		210,0	
4.	Номінальне еквівалентне напруження	$\sigma_3, \text{МПа}$	114		113	
5.	Запас міцності $\sigma_{\text{іmax}}$	$n'_T = \sigma_{02}^B / \sigma_{\text{іmax}}$	2		2,011	
6.	Запас міцності по σ_3	$n''_T = \sigma_{02}^B / \sigma_3$	1,842		1,858	
7.	Загальне число пусків	$N_{\text{заг}}$	1438		1438	
8.	Загальне напрацювання	$\tau_{\text{заг}}, \text{ГОД.}$	305303		305303	
9.	Коефіцієнти запасу міцності по кількості циклів\по деформаціях	$n_{\text{ц}} \setminus n_{\epsilon}$	5 \ 1,5	3 \ 1,25	5 \ 1,5	3 \ 1,25
10.	Допустиме число циклів за різними видами пусків	$\frac{[N_{\text{пл}}]}{n_{\text{ЦСТ}}^{\text{ЦВТ}}}_{\text{НС-2}}=935$	9920	>10000	9840	>10000
		$\frac{[N_{\text{пл}}]}{n_{\text{ЦСТ}}^{\text{ЦВТ}}}_{\text{НС-1}}=259$	4200	7000	4020	6700
		$\frac{[N_{\text{пл}}]}{n_{\text{ЦСТ}}^{\text{ЦВТ}}}_{\text{ХС}}=244$	3660	6100	3400	5670
11.	Циклічна пошкоджуваність	$[П_{\text{ц}}]=\sum n_i/[N_{\text{пл}}],\%$	22,26	13,36	23,12	13,87
12.	Допустимий час роботи	$[t_{\text{пл}}], \text{ч}$	$3,7 \times 10^5$	$4,7 \times 10^5$	$3,7 \times 10^5$	$4,7 \times 10^5$
13.	Статична пошкоджуваність	$[П_{\text{ст}}]=\sum \tau_{\text{заг}}/[t_{\text{пл}}],\%$	82,51	64,96	82,51	64,96
14.	Сумарна пошкоджуваність	$[П_{\Sigma}] = [П_{\text{ст}}] + [П_{\text{ц}}], \%$	104,77	78,31	105,64	78,83
15.	Індивідуальний залишковий ресурс	$T_{\text{заг}} = G \times \tau_{\text{год}}, \text{ГОД.}$	<0	84545	<0	81998

При коефіцієнтах запасу міцності по кількості циклів та по деформаціях на рівні 3 і 1,25, а також допустимому часі роботи металу 470 тис. год. сумарна пошкоджуваність металу корпусу ЦВТ турбоагрегату К-200-130 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС складає 78 %, а корпусу ЦСТ – 79 % (табл. 4.14 пункти 12, 14). Залишкова розрахункова кількість пусків для ЦСТ дорівнює біля 1962 пуски, а для корпусу ЦВТ – 2222 пуски з урахуванням змінених коефіцієнтів запасів міцності згідно рекомендацій [8].

Оцінка короткочасної статичної міцності корпусів ЦВТ і ЦСТ виконується згідно рекомендацій [25,27]. Запаси короткочасної статичної міцності корпусів ЦВТ і ЦСТ ніде не виходять за границі допустимих ($n'_T \geq 1,5$),

що дозволяє подальшу експлуатацію. Якщо експертна комісія, що складається згідно СОУ-Н МПЕ 40.17.401:2004 [5] з представників електричної станції, спеціалізованих та інших організацій, може допустити зниження коефіцієнтів запасу міцності по кількості циклів і по деформаціях на рівні $3 \setminus 1,25$, а також прийняти допустимий час роботи металу 470 тис.год., то індивідуальний залишковий ресурс металу корпусу ЦВТ турбоагрегату К-200-130 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС складе 84545 год., а корпусу ЦСТ – 81998 год. Це дозволить продовжити експлуатацію корпусів ЦВТ і ЦСТ на 50 тис. год. при числі пусків, що дорівнює половині паркової кількості, а саме 400 пусків.

4.5.3 Малоциклова втома, статична пошкоджуваність та залишковий ресурс корпусів стопорних та регулюючих клапанів ЦВТ, ЦСТ турбіни К-200-130 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС

Перевірочний розрахунок на малоциклову утому АСК ЦВТ і АЗК ЦСТ парової турбіни К-200-130 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС виконаний на базі аналізу діючих навантажень і температурних полів в клапанах ЦВТ і ЦСТ турбіни при типових пускових режимах. Враховані отримані максимальні і мінімальні значення інтенсивностей напружень при стаціонарних і перехідних режимах роботи турбоустановки. Пошкоджуваність корпусів АСК ЦВТ і АЗК ЦСТ згідно даних візуального огляду, травлення, магнітопорошкової діагностики і визначення механічних властивостей металу литих деталей парової турбіни врахована згідно даних неруйнівного контролю. Товщина стінки клапанів дорівнює 84-110 мм, твердість металу клапанів складає 154-166 НВ. Розрахунки виконувалися по амплітудах пружних деформацій, так як значення інтенсивностей пружних деформацій задовольняли умові [25].

В таблиці 4.15 для АСК ЦВТ представлені температура стінки клапану, інтенсивності напружень і деформацій корпусу АСК ЦВТ, а також допустиме число циклів до руйнування.

Таблиця 4.15 – Розрахункова оцінка малоциклової утоми металу корпусу АСК ЦВТ турбіни К-200-130 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС.

АСК ЦВТ	Температура по товщині стінки клапану t_{\max} , °C	Інтенсивність напружень, σ_i , МПа	Приведена деформація, ε_a пр, %	Допустиме число пусків, N_d	
				$n_{ц}=5$ и $n_{ε}=1, 5$	$n_{ц}=3$ $n_{ε}=1,25$
НС-2	540	119	0,05803	$>1 \cdot 10^4$	$>1 \cdot 10^4$
НС-1	540	137	0,07637	$>1 \cdot 10^4$	$>1 \cdot 10^4$
ХС	540	222	0,10825	6100	9800

Для стопорного клапану ЦСТ (АЗК ЦСТ) температура стінки клапану, інтенсивності напружень і деформацій представлені в таблиці 4.16.

Таблиця 4.16- Розрахункова оцінка малоциклової втоми металу корпусу АЗК ЦСТ турбіни К-200-130-3 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС.

АЗК ЦСТ	Температура по товщині стінки клапану t_{\max} , °C	Інтенсивність напружень, σ_i , МПа	Приведена деформація, ε_a пр, %	Допустиме число пусків, N_d	
				$n_{ц}=5$ и $n_{ε}=1, 5$	$n_{ц}=3$ $n_{ε}=1,25$
НС-2	540	46,5	0,0476	$>1 \cdot 10^4$	$>1 \cdot 10^4$
НС-1	540	88	0,06854	$>1 \cdot 10^4$	$>1 \cdot 10^4$
ХС	540	91	0,07002	$>1 \cdot 10^4$	$>1 \cdot 10^4$

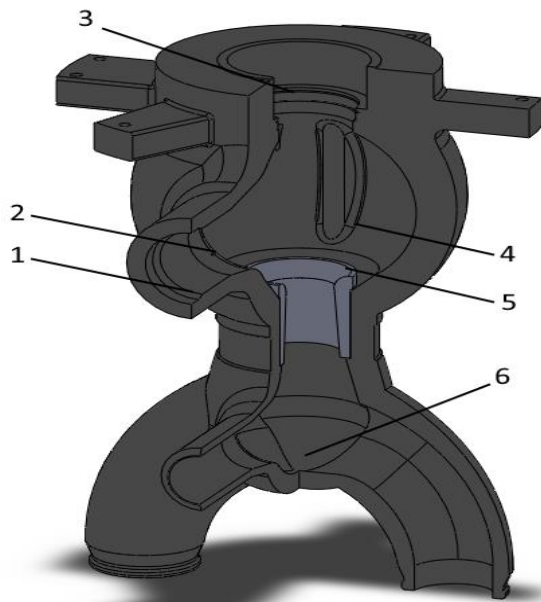
При виконанні розрахунку на малоциклову утому корпусу АСК ЦВТ парової турбіни К-200-130-3 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС розглядалися наступні контрольні точки (рис. 4.46 а), у яких визначалися розмахи інтенсивностей напружень за всі періоди пусків з різних теплових станів (рис. 4.46 б – 4.47).

По максимальній амплітуді інтенсивностей напружень визначали інтенсивність деформацій і допустиме число пусків N_d з різних теплових станів згідно нормативних документів РТМ [27].

Для корпусу АЗК ЦСТ парової турбіни К-200-130-3 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС при виконанні розрахунку на малоциклову утому розглядалися наступні контрольні точки (рис. 4.48 а), у яких визначалися розмахи інтенсивностей напружень за всі періоди пусків з різних теплових станів (рис. 4.48 б – 4.49).

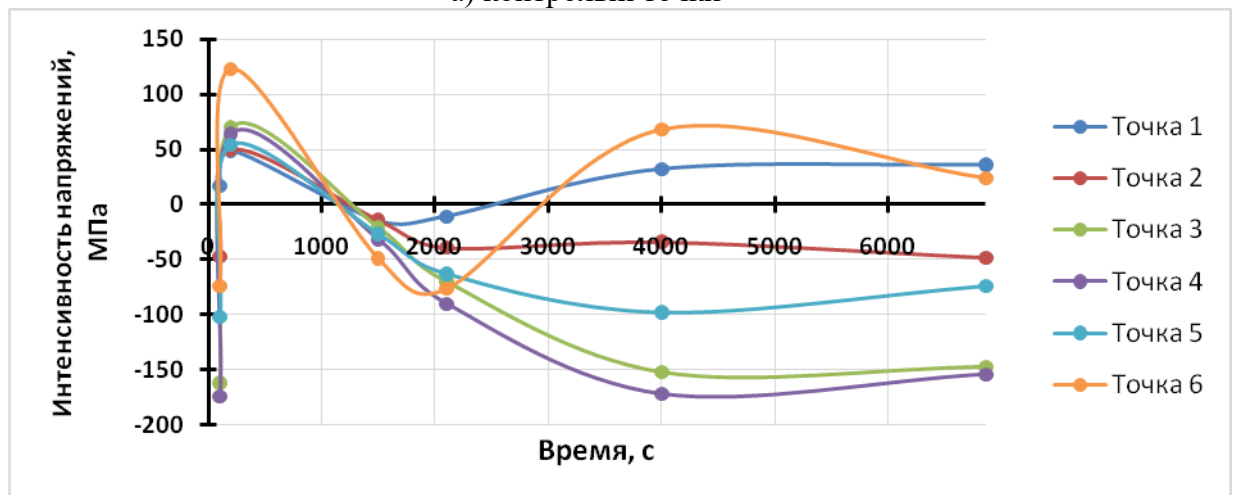
З урахуванням даних по ТС, НДС, а також оцінки малоциклової утоми металу корпусів АСК ЦВТ, АЗК ЦСТ парової турбіни К-300-130-3 (табл. 4.15, 4.16) розрахункова оцінка пошкоджуваності, залишкового допустимого напруження в роках і індивідуального залишкового ресурсу корпусів АСК

ЦВТ, АЗК ЦСТ для парової турбіни К-200-130 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС представлена в таблиці 4.17.



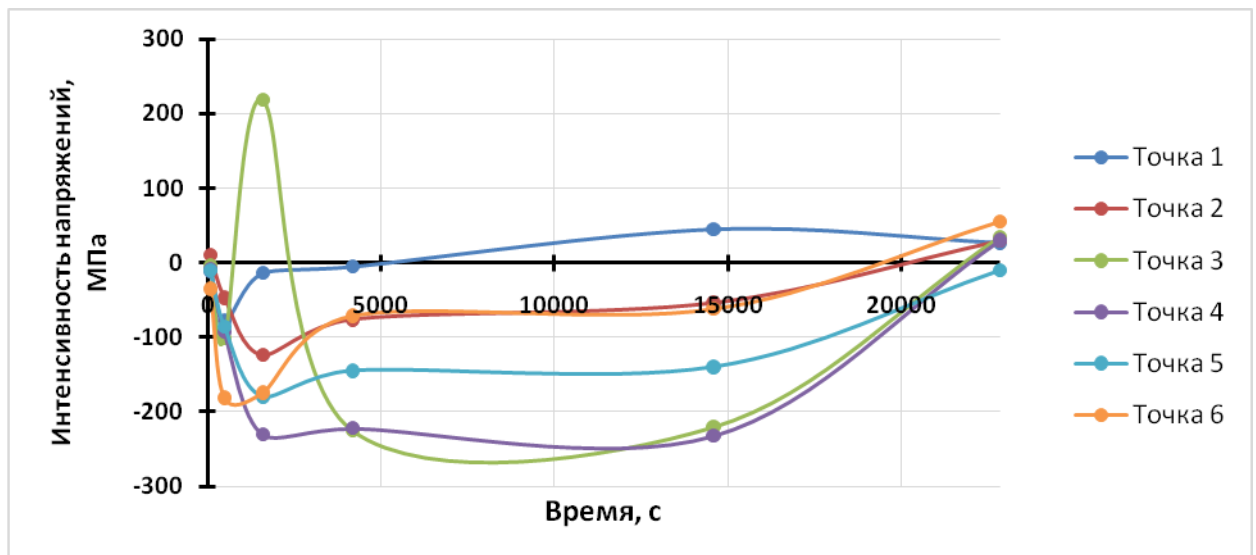
- 1- вихідний паропровід від ПГ
- 2- вхідний паропровід у корпус АСК ЦВТ
- 3- кришка АСК ЦВТ
- 4- ребро жорсткості АСК ЦВТ
- 5- сідло АСК ЦВТ
- 6- вихідні паропроводи від АСК до регулюючих клапанів ЦВТ

а) контрольні точки

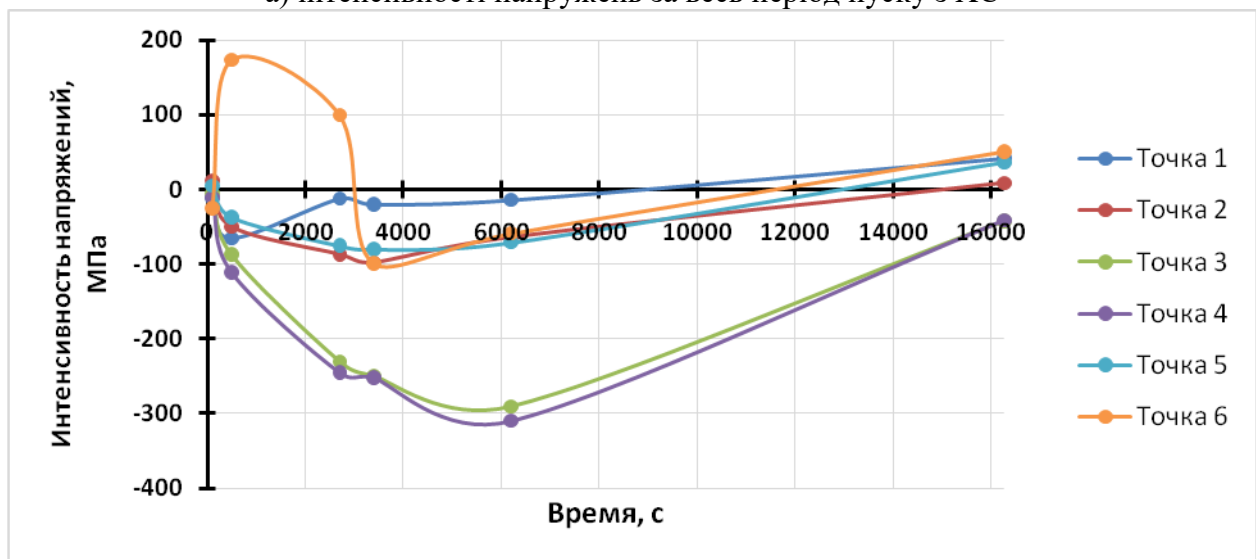


б) інтенсивності напружень за весь період пуску з НС-2

Рис. 4.46 – Контрольні точки при розрахунку малоциклової втоми і інтенсивності напружень за весь період пуску з НС-2 для АСК ЦВТ.

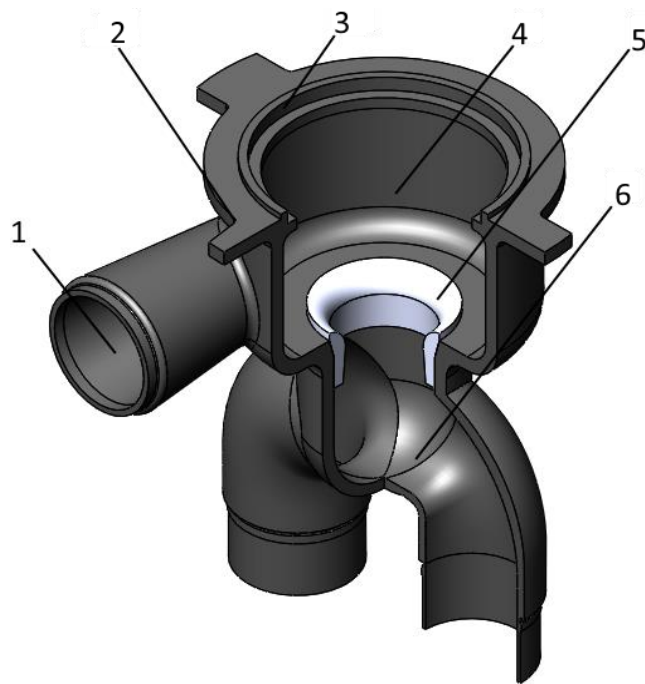


а) інтенсивності напружень за весь період пуску з ХС



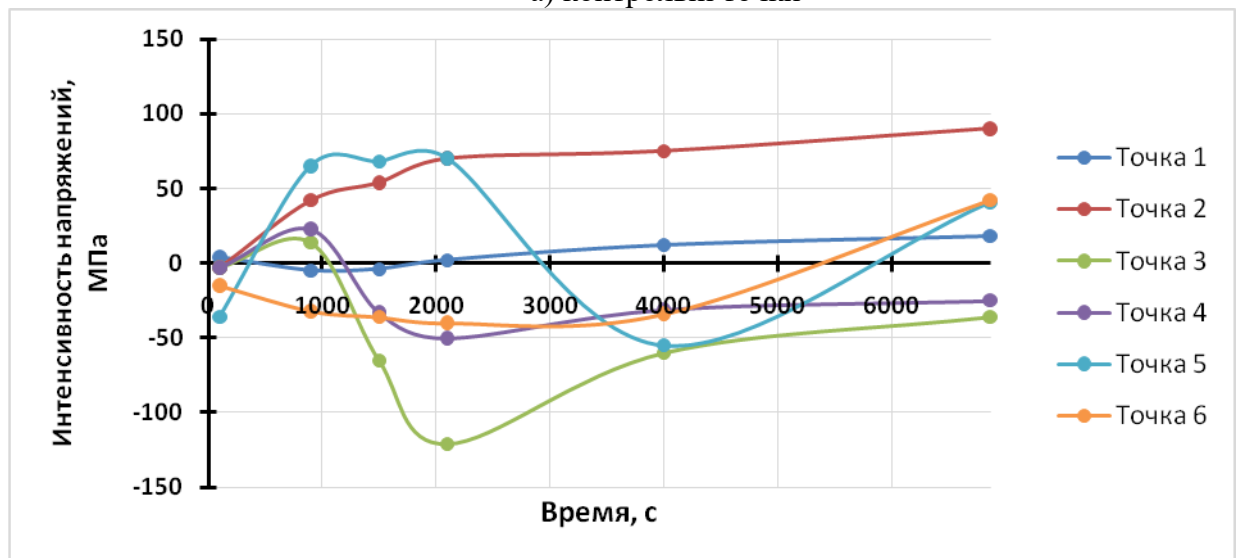
б) інтенсивності напружень за весь період пуску з НС-1

Рис. 4.47 – Інтенсивності напружень при розрахунку малоциклової втоми за весь період пуску з НС-1 и ХС для АСК ЦВТ.



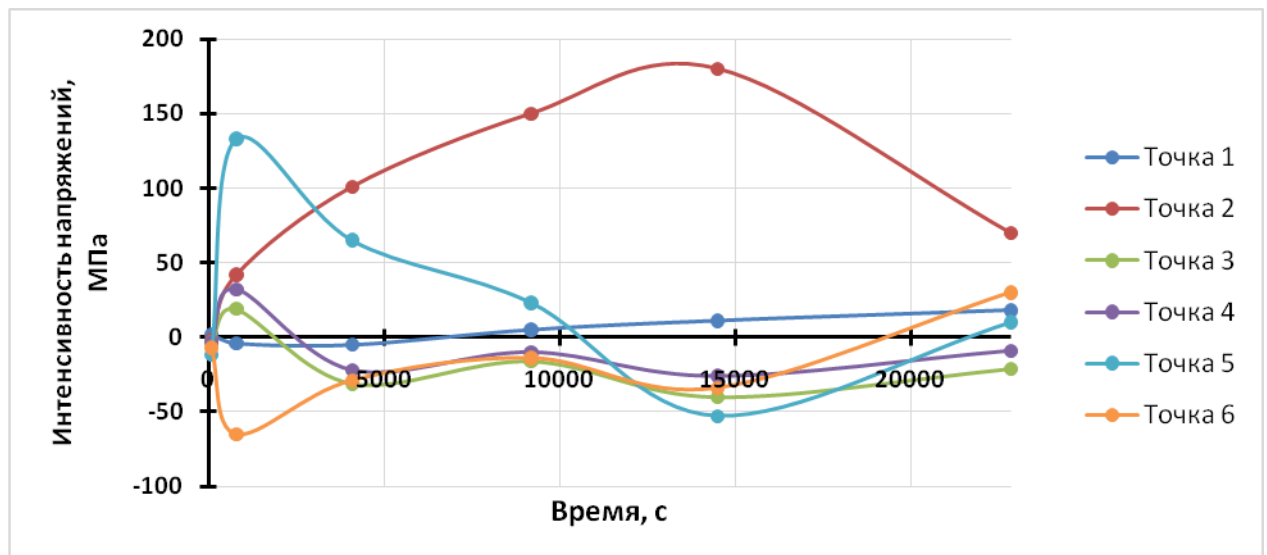
- 1 - область паровпуску від ПП ПГ
- 2 - вхідний паропровід в корпус АЗК ЦСТ
- 3 - кришка клапану АЗК ЦСТ
- 4 - корпус АЗК ЦСТ
- 5 - сідло АЗК ЦСТ
- 6 - вихідні паропроводи від АЗК до регулюючих клапанів ЦСТ

а) контрольні точки

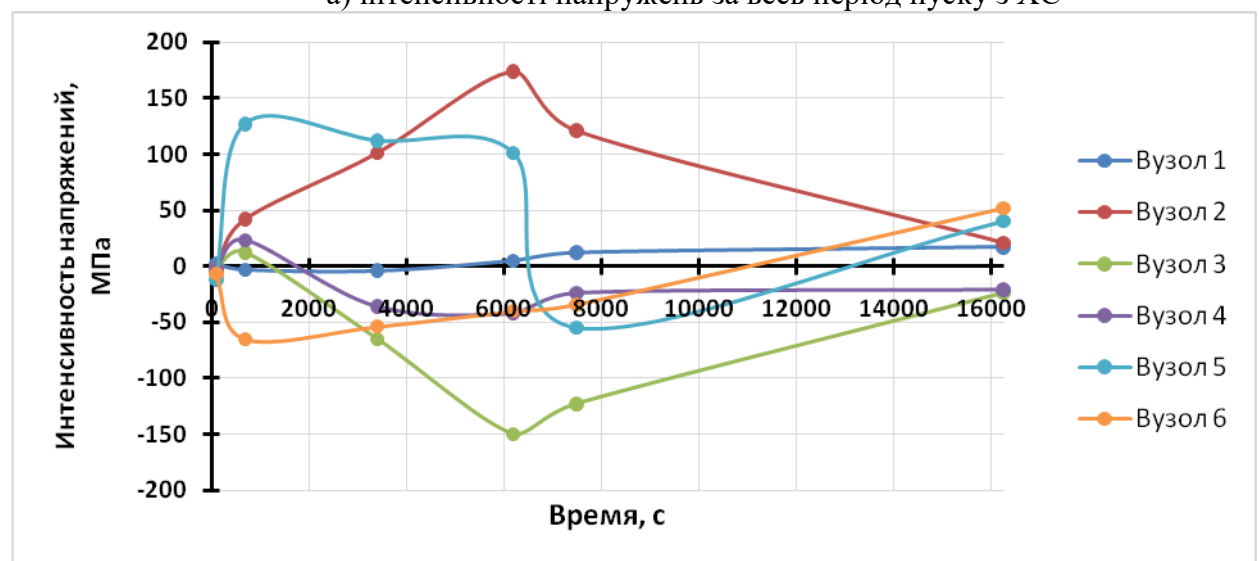


б) інтенсивності напружень за весь період пуску з НС-2

Рис. 4.48 – Контрольні точки при розрахунку малоциклової втоми і інтенсивності напружень за весь період пуску з НС-2 для АЗК ЦСТ.



а) інтенсивності напружень за весь період пуску з ХС



б) інтенсивності напружень за весь період пуску з НС-1

Рис. 4.49 – Інтенсивності напружень при розрахунку малоциклової втоми за весь період пуску з НС-1 і ХС для АЗК ЦСТ.

Таким чином, сумарна пошкоджуваність металу корпусів клапанів АСК ЦВТ та АЗК ЦСТ парової турбіни К-200-130 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС складає 103 % і 97 %. Залишковий ресурс металу АСК ЦВТ вичерпаний, а залишковий ресурс металу АЗК ЦСТ дорівнює 9786 год., відповідно, при коефіцієнтах запасу міцності по кількості циклів та по деформація 5, 1,5, а також допустимому часі роботи металу 370 тис. год. (табл. 4.17 пункти 6,8).

При коефіцієнтах запасу міцності по кількості циклів та по деформаціях на рівні 3, 1,25, а також допустимому часі роботи металу 470 тис. год. (табл. 4.17 пункти 3,6) сумарна пошкоджуваність металу корпусів клапанів АЗК ЦСТ знижується до 79 %, а залишковий ресурс металу дорівнює 79510 ч.

Якщо експертна комісія, що складається згідно СОУ-Н МПЕ

40.17.401:2004 [5] з представників електричної станції, спеціалізованих та інших організацій, може допустити зниження коефіцієнтів запасу міцності по кількості циклів та по деформаціях на рівні $3 \setminus 1,25$, а також прийняти допустимий час роботи металу 470 тис.год., то індивідуальний залишковий ресурс металу корпусу АЗК ЦСТ турбоагрегату К-200-130 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС становить 79510 год. Це дозволить продовжити експлуатацію корпусів ЦСТ на 50 тис. год. при числі пусків, що дорівнює половині паркової кількості, тобто 400 пусків.

Відносно стопорних клапанів ЦВТ слід відзначити, що знайдені на внутрішній поверхні парової коробки кругові тріщини глибиною до 40 мм не допускають можливості зниження нормативних коефіцієнтів запасів міцності по числу циклів і по деформаціях. Таким чином, через виявлену велику кількість дефектів та виконаних значних по глибині вибірок наступна експлуатація АСК ЦВТ турбіни К-200-130 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС недопустима.

Таблиця 4.17 - Розрахункова оцінка пошкоджуваності, залишкового напрацювання та індивідуального ресурсу корпусів АСК ЦВТ, АЗК ЦСТ парової турбіни К-200-130 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС

№п/п	Найменування	Формула	Корпус АСК ЦВТ		Корпус АЗК ЦСТ	
1.	Загальне число пусків	$N_{\text{заг}}$	1438		1438	
2.	Загальне напрацювання	$\tau_{\text{заг}}, \text{ГОД.}$	305303		305303	
3.	Коефіцієнти запасу міцності по кількості циклів\по деформаціях	$n_{\text{ц}} \setminus n_{\text{е}}$	$5 \setminus 1,5$	$3 \setminus 1,25$	$5 \setminus 1,5$	$3 \setminus 1,25$
4.	Допустиме число циклів за різними видами пусків	$[N_{\text{pl}}]_{n_{\text{НС-2}}=935}$	>10000		>10000	>10000
		$[N_{\text{pl}}]_{n_{\text{НС-1}}=259}$	>10000		>10000	>10000
		$[N_{\text{pl}}]_{n_{\text{ХС}}=244}$	6100		>10000	>10000
5.	Циклічна пошкоджуваність	$[P_{\text{ц}}] = \sum n_i / [N_{\text{pl}}], \%$	20,36		14,38	14,38
6.	Допустимий час роботи металу	$[t_{\text{pl}}], \text{ч}$	$3,7 \times 10^5$		$3,7 \times 10^5$	$4,7 \times 10^5$
7.	Статична пошкоджуваність	$[P_{\text{ст}}] = \sum \tau_{\text{заг}} / [t_{\text{pl}}], \%$	82,51		82,51	64,96
8.	Сумарна пошкоджуваність	$[P_{\Sigma}] = [P_{\text{ст}}] + [P_{\text{ц}}], \%$	102,87		96,89	79,34
9.	Індивідуальний залишковий ресурс	$T_{\text{зал}} = G \times \tau_{\text{год}}, \text{ГОД.}$	<0		9786	79510

Перевірочний розрахунок на малоциклову утому РК ЦВТ і РК ЦСТ парової турбіни К-200-130 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС виконаний

на основі аналізу діючих навантажень і температурних полів в регулюючих клапанах ЦВТ і ЦСТ турбіни при типових пускових режимах. Враховані отримані максимальні і мінімальні значення інтенсивностей напружень при стаціонарних та перехідних режимах роботи турбоустановки. Пошкоджуваність корпусів РК ЦВТ і РК ЦСТ згідно даних візуального огляду, травлення, МПД і визначення механічних властивостей металу литих деталей парової турбіни врахована згідно даних неруйнівного контролю. Розрахунки виконувалися по амплітудах пружних деформацій, так як значення інтенсивностей пружних деформацій задовольняли умові [25].

В таблиці 4.18 для РК ЦВТ представлені температура стінки клапану, інтенсивності напружень і деформацій корпуса, а також допустиме число циклів до руйнування.

Таблиця 4.18 – Розрахункова оцінка малоциклової втоми металу корпусу РК ЦВТ турбіни К-200-130 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС.

РК ЦВТ	Температура по товщині стінки клапана t_{\max} , °C	Амплітуда інтенсивності напружень, σ_a , МПа	Приведена деформація, ε_a пр, %	Допустиме число пусків, N_d	
				$n_{ц}=5$ $n_{\varepsilon}=1,5$	$n_{ц}=3$ $n_{\varepsilon}=1,25$
ГС	538	63,5	0,0315	$>1 \cdot 10^4$	$>1 \cdot 10^4$
ХС	536	74,45	0,0369	$>1 \cdot 10^4$	$>1 \cdot 10^4$

Для регулюючого клапана ЦСТ температура стінки клапану, інтенсивності напружень і деформацій представлені в таблиці 4.19.

Таблиця 4.19- Розрахункова оцінка малоциклової втоми металу корпусу РК ЦСТ турбіни К-200-130-3 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС.

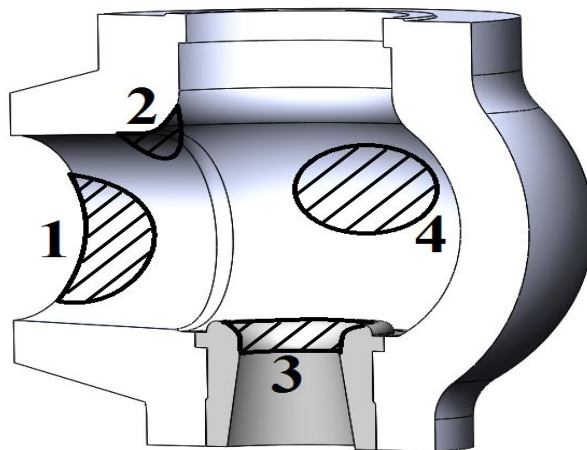
РК ЦСТ	Температура по товщині стінки клапана t_{\max} , °C	Амплітуда інтенсивності напружень, σ_a , МПа	Приведена деформація, ε_a пр, %	Допустиме число пусків, N_d	
				$n_{ц}=5$ и $n_{\varepsilon}=1, 5$	$n_{ц}=3$ $n_{\varepsilon}=1,25$
ГС	540	103	0,0692	9300	9300
ХС	536	74,85	0,0484	$>1 \cdot 10^4$	$>1 \cdot 10^4$

При виконанні розрахунку на малоциклову утому корпусу РК ЦВТ парової турбіни К-200-130-3 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС розглядалися наступні контрольні точки (рис. 4.50 а), в яких визначалися розмахи інтенсивностей напружень за всі періоди пусків з різних теплових станів (рис. 4.50 б – 4.51).

По максимальній амплітуді інтенсивностей напружень визначали

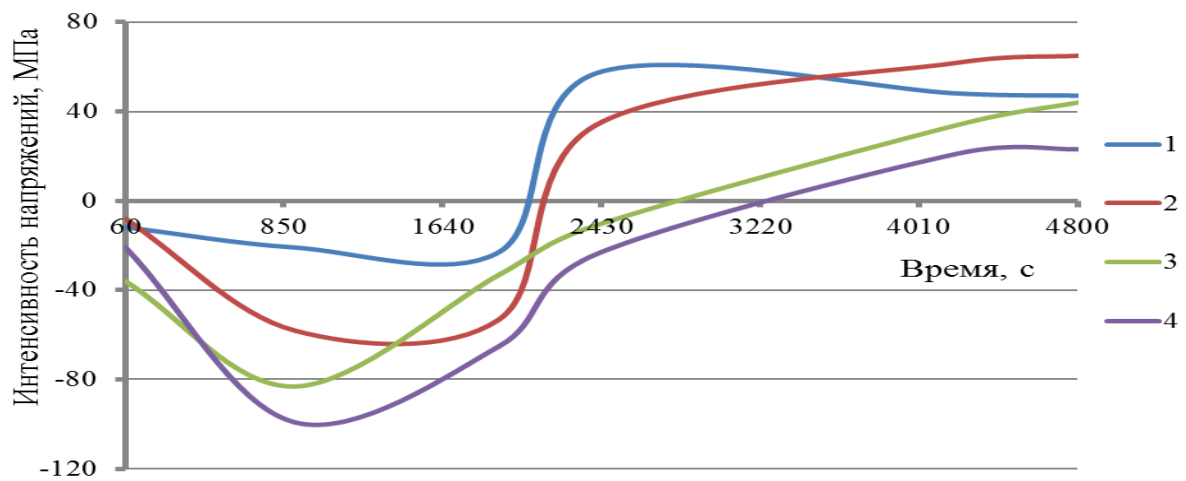
інтенсивність деформацій та допустиме число пусків N_d з різних теплових станів згідно нормативних документів РТМ [25].

Для корпусу РК ЦСТ парової турбіни К-200-130-3 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС при виконанні розрахунку на малоциклову утому розглядалися наступні контрольні точки (рис. 4.52 а), в яких визначалися розмахи інтенсивностей напружень за всі періоди пусків з різних теплових станів (рис. 4.52 б – 4.53).



- 1 – область паровпускного патрубку від АСК ЦВТ;
- 2 - радіусний перехід паровпускного патрубку і парового короба
- 3 - горло сідла клапану РК ЦВТ
- 4 - паровий короб РК ЦВТ

а) контрольні точки



б) інтенсивності напружень за весь період пуску з ГС

Рис. 4.50 – Контрольні точки при розрахунку малоциклової утому і інтенсивності напружень за весь період пуску з ГС для РК ЦВТ.

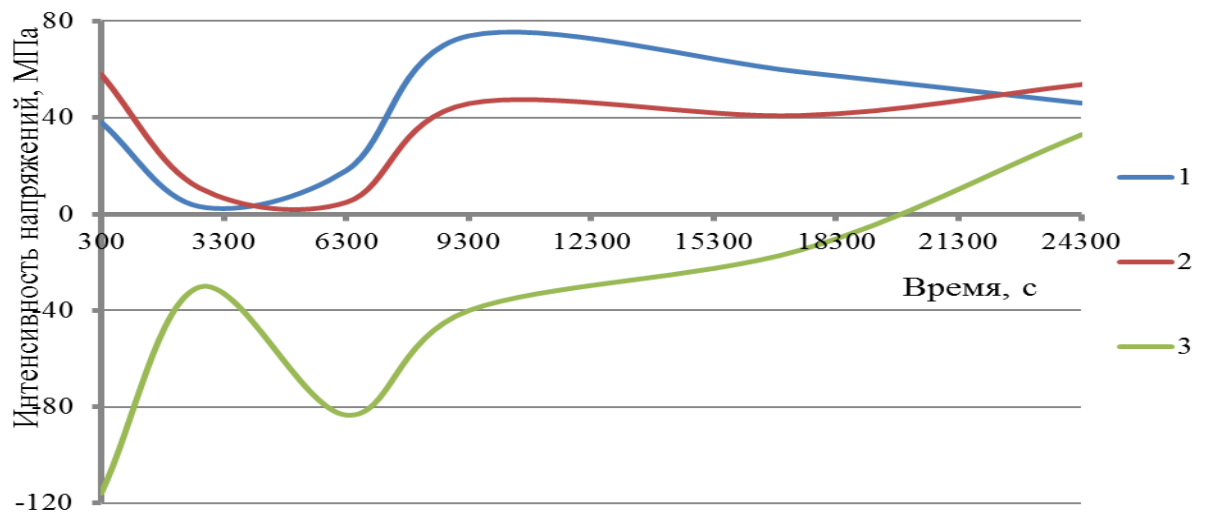
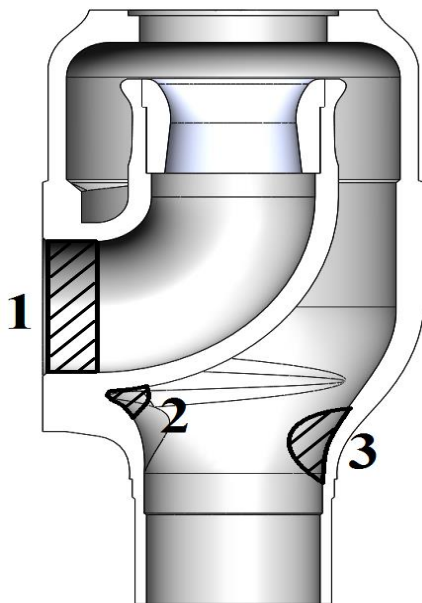
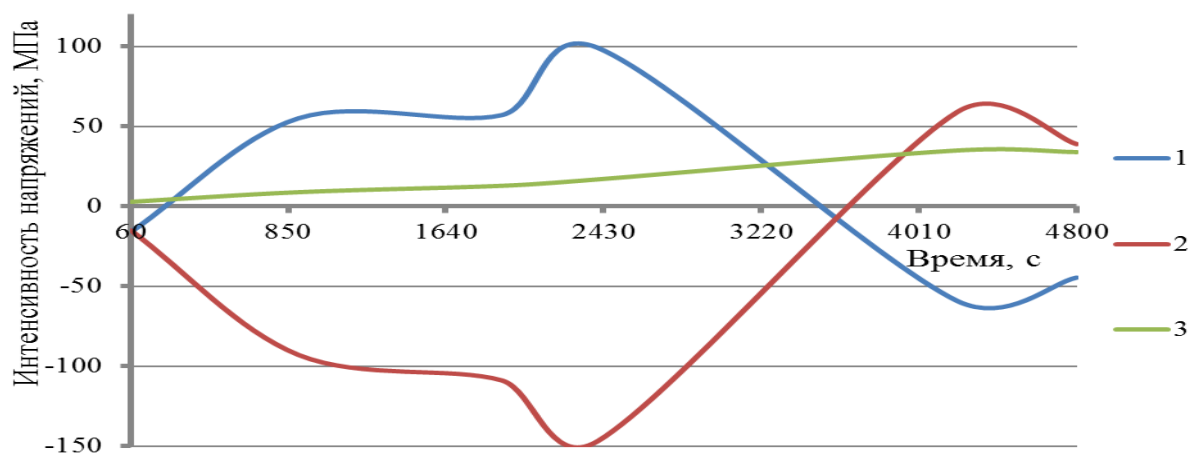


Рис. 4.51 – Інтенсивності напружень при розрахунку малоциклової утоми за весь період пуску з ХС для РК ЦСТ.



- 1 - область паровпускного патрубку від АЗК ЦСТ
- 2 - область зварного шва паровпускного патрубку від АЗК ЦСТ і парового короба РК ЦСТ
- 3 - область парового короба у вихлопного патрубку РК ЦСТ

а) контрольні точки



б) інтенсивності напружень за весь період пуску з ГС

Рис. 4.52– Контрольні точки при розрахунку малоциклової утоми і інтенсивності напружень за весь період пуску з ГС для РК ЦСТ.

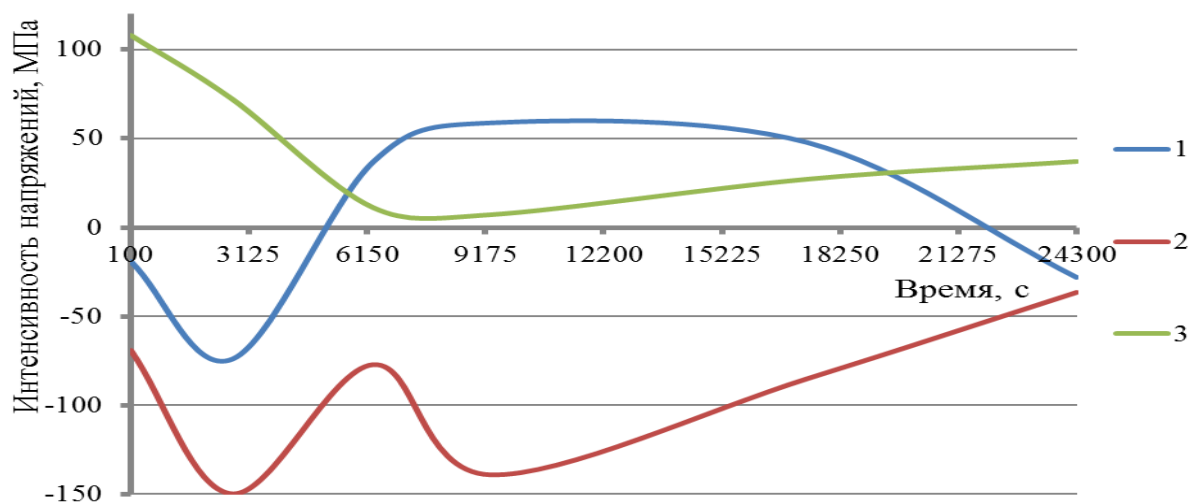


Рис. 4.53 – Інтенсивності напружень при розрахунку малоциклової утоми за весь період пуску з ХС для РК ЦСТ.

З урахуванням даних по ТС, НДС, а також оцінки малоциклової утоми металу корпусів РК ЦВТ, РК ЦСТ парової турбіни К-300-130 розрахункова оцінка пошкоджуваності, залишкового допустимого напрацювання в роках та індивідуального залишкового ресурсу представлена в таблиці 4.20.

Таблиця 4.20 - Розрахункова оцінка пошкоджуваності, залишкового напрацювання та індивідуального ресурсу корпусів РК ЦВТ, РК ЦСТ парової турбіни К-200-130 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС

№п/п	Найменування	Формула	Корпус РК ЦВТ		Корпус РК ЦСТ	
1.	Загальне число пусків	$N_{\text{заг}}$	1438		1438	
2.	Загальне напрацювання	$\tau_{\text{заг}}, \text{ГОД.}$	305303		305303	
3.	Коефіцієнти запасу міцності по кількості циклів\по деформаціях	$n_{\text{ц}} \setminus n_{\text{е}}$	5 \setminus 1,5		5 \setminus 1,5	
4.	Допустиме число циклів за різними видами пусків	$[N_{\text{pl}}] n_{\text{НС-2}}=935$	>10000		9300	
		$[N_{\text{pl}}] n_{\text{НС-1}}=259$	>10000		9300	
		$[N_{\text{pl}}] n_{\text{ХС}}=244$	>10000		>10000	
5.	Циклічна пошкоджуваність	$[P_{\text{ц}}]=\sum n_i/[N_{\text{pl}}],\%$	14,4		15,3	
6.	Допустимий час роботи металу	$[t_{\text{pl}}], \text{ч}$	$3,7 \times 10^5$	$4,7 \times 10^5$	$3,7 \times 10^5$	$4,7 \times 10^5$
7.	Статична пошкоджуваність	$[P_{\text{ст}}]=\sum \tau_{\text{заг}}/[t_{\text{pl}}],\%$	82,5	65	82,5	65
8.	Сумарна пошкоджуваність	$[P_{\Sigma}] = [P_{\text{ст}}] + [P_{\text{ц}}],\%$	96,9	80	97,8	80,2
9.	Індивідуальний залишковий ресурс	$T_{\text{зал}}= G \times \tau_{\text{год}}, \text{ГОД.}$	9786	79510	6890	75200

Таким чином, сумарна пошкоджувальність металу корпусів клапанів РК ЦВТ і РК ЦСТ парової турбіни К-200-130 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС складає 97 % і 98 %, а залишковий ресурс металу РК ЦВТ практично вичерпаний і дорівнює 9786 год. Залишковий ресурс металу РК ЦСТ складає 6890 год., тобто також практично вичерпаний при коефіцієнтах запасу міцності по кількості циклів і по деформаціях на рівні 5, 1,5, а також допустимому часу роботи металу 370 тис. год. (табл. 4.20 пункти 6,8).

При допустимому часу роботи металу 470 тис. год. (табл. 4.20 пункти 3,6) сумарна пошкоджувальність металу корпусів клапанів знижується до 80 %, а залишковий ресурс металу дорівнює 79510 год. та 75200 год. для РК ЦВТ і ЦСТ відповідно.

Якщо експертна комісія, що складається згідно СОУ-Н МПЕ 40.17.401:2004 [5] з представників електричної станції, спеціалізованих та інших організацій, може прийняти допустимий час роботи металу на рівні 470 тис.год., то індивідуальний залишковий ресурс металу корпусу РК ЦВТ турбоагрегату К-200-130 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС складе 79510 год., а корпусу РК ЦСТ – 75200 год.. Це дозволить продовжити експлуатацію корпусів ЦВТ і ЦСТ на 50 тис. год. при числі пусків, що дорівнює половині паркової кількості, тобто 400 пусків.

4.6. Висновки та рекомендації до розділу 4

1. Розрахунки на малоциклову утому і статичну пошкоджувальність роторів РВТ, РСТ (резервний № 1) парової турбіни К-200-130 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС показали, що при коефіцієнтах запасу міцності по кількості циклів і по деформаціях на рівні 3, 1,25, а також допустимому часу роботи металу 470 тис.год. сумарна пошкоджувальність металу ротора ЦВТ знаходиться на рівні 38 %, ротора РСТ (резервний № 1) – на рівні 85 %.

Якщо експертна комісія, що складається згідно СОУ-Н МПЕ 40.17.401:2004 [5] з представників електричної станції, спеціалізованих та інших організацій, може допустити зниження коефіцієнтів запасу міцності по кількості циклів і по деформаціях на рівні 3 \ 1,25, а також допустимий час роботи металу прийняти на рівні 470 тис. год. для РВТ і РСТ (резервний № 1), то індивідуальний залишковий ресурс металу ротора РВТ турбоагрегату К-200-130 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС може бути збільшений до 191650 год., а залишковий ресурс металу ротора РСТ (резервний № 1) складає 52120 год. Це дозволить продовжити експлуатацію ротора ВТ та СТ на 50 тис.

год. при числі пусків, що дорівнює половині паркової кількості, тобто 400 пусків.

2. Розрахунки на малоциклову утому и статичну пошкоджуваність корпусів ЦВТ, ЦСТ парової турбіни К-200-130 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС показали, що сумарна пошкоджуваність металу корпусу ЦВТ складає 78 %, а корпусу ЦСТ – 79 % при коефіцієнтах запасу міцності по кількості циклів і по деформаціях на рівні 3, 1,25, а також допустимому часі роботи металу для корпусу ЦВТ і ЦСТ 470 тис. год.

Якщо експертна комісія, що складається згідно СОУ-Н МПЕ 40.17.401:2004 [5] з представників електричної станції, спеціалізованих та інших організацій, може допустити зниження коефіцієнтів запасу міцності по кількості циклів і по деформаціях на рівні $3 \setminus 1,25$, а також прийняти допустимий час роботи металу для корпусів ЦВТ і ЦСТ на рівні 470 тис. год., то індивідуальний залишковий ресурс металу корпусу ЦВТ турбоагрегату К-200-130 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС дорівнює 84545 год., а корпусу ЦСТ – 81998 год. Це дозволить продовжити експлуатацію корпусів ЦВТ і ЦСТ на 50 тис. год.

3. Розрахунки на малоциклову утому и статичну пошкоджуваність корпусів клапанів АСК ЦВТ, АЗК ЦСТ парової турбіни К-200-130 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС показали, що сумарна пошкоджуваність металу корпусів клапанів АСК ЦВТ, АЗК ЦСТ складає 103 % і 97 %, залишковий ресурс металу АСК ЦВТ вичерпаний, а залишковий ресурс металу АЗК ЦСТ дорівнює 9786 год. при коефіцієнтах запасу міцності кількості циклів і по деформаціях на рівні $5 \setminus 1,5$, а також допустимому часі роботи металу 370 тис. год. Якщо експертна комісія, що складається згідно СОУ-Н МПЕ 40.17.401:2004 [5] з представників електричної станції, спеціалізованих та інших організацій, може допустити зниження коефіцієнтів запасу міцності по кількості циклів і по деформаціях на рівні $3 \setminus 1,25$, а також прийняти допустимий час роботи металу на рівні 470 тис.год., то індивідуальний залишковий ресурс металу корпусу АЗК ЦСТ турбоагрегату К-200-130 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС складе 79510 год. Це дозволить продовжити експлуатацію корпусів АЗК ЦСТ на 50 тис. год. при числі пусків, що дорівнює половині паркової кількості, тобто 400 пусків.

Відносно стопорних клапанів ЦВТ слід зазначити, що виявлені на внутрішній поверхні парової коробки кругові тріщини глибиною до 40 мм не допускають можливості зниження нормативних коефіцієнтів запасів міцності по кількості циклів і по деформаціях. Таким чином, через виявлення великої

кількості дефектів і виконаних значних по глибині вибірок подальша експлуатація АСК ЦВТ турбіни К-200-130 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС недопустима.

4. Розрахунки на малоциклову утому и статичну пошкоджуваність корпусів клапанів РК ЦВТ, РК ЦСТ парової турбіни К-200-130 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС показали, що сумарна пошкоджуваність металу корпусів клапанів РК ЦВТ становить 80 %, а залишковий ресурс металу дорівнює 77565 год. Для РК ЦСТ сумарна пошкоджуваність металу оцінюється на рівні 79 %, а залишковий ресурс металу складає 79500 год.

Якщо експертна комісія, що складається згідно СОУ-Н МПЕ 40.17.401:2004 [5] з представників електричної станції, спеціалізованих та інших організацій, може прийняти допустимий час роботи металу на рівні 470 тис.год., то індивідуальний залишковий ресурс металу корпуса РК ЦВТ турбоагрегату К-200-130 енергоблока № 15 ДТЕК Луганська ТЕС становить 79510 год., а корпуса РК ЦСТ – 75200 год. Це дозволить продовжити експлуатацію корпусів РК ЦВТ і РК ЦСТ на 50 тис. год. при числі пусків, що дорівнює половині паркової кількості, тобто 400 пусків.

Рекомендації

1. Для підвищення надійності експлуатації елементів турбіни, зменшення температурних навантажень та покращення якості експлуатації необхідно впровадити наступні заходи:

1.1. Оптимізувати пускові режими. При пускових режимах з неостиглого стану по типу НС-2 навантаження вести по графіку НС-1 з підвищенням перед товчкової температури свіжої пари і пари промперегріву до 450-500°C. При пуску турбіни по типу НС-2 в ЦСТ подавати пару більш високої температури на переднє ущільнення (порядку 400°C). При переході до експлуатації турбіни за межами паркового терміну служби бажано звернути увагу на стан системи обігріву фланців і шпильок з підводом пари, що гріє, в обнизку. Необхідно виключити можливість закидання вологої пари на фланці і, особливо, на шпильки в момент включення системи. Оптимізувати кількість пусків по типу ХС у бік зменшення.

1.2. Для попередження попадання конденсату в нижню частину ЦВТ і ЦСТ та різкого заохолодження внутрішньої стінки при пускових і зупиночних режимах впровадити додаткові заходи з підвищення надійності роботи дренажів.

1.3. Провести модернізацію системи контролю основних параметрів

турбіни з реєстрацією параметрів, що впливають на надійності експлуатації.

1.4. Впровадити системи моніторингу вібраційної активності турбоагрегатів з діагностикою стану елементів валопроводу, в тому числі і на наявність тріщин в роторі.

1.5. Впровадити системи контролю і технічної діагностики теплового і напружено-деформованого стану роторів високого тиску, що базуються на моделюванні теплового (ТС) і напружено-деформованого стану (НДС) обладнання у реальному часі.

2. З метою уточнення запасів міцності металу роторів ЦВТ по деформаціях n_ϵ , по числу циклів n_N до появи тріщин, по межах текучості n_T та запасів по номінальним напруженням $n_{дп}$ провести дослідження по впливу старіння на змінення фізико-механічних властивостей конструкційних легованих сталей при експлуатаційних і підвищених температурах.

3. При кожному наступному плановому продовженні експлуатації для енергетичного обладнання, що пропрацювало більше 220 тис. год. (СОУ-Н МПЕ 40.17.401:2004), проводити додаткове уточнення індивідуального ресурсу високотемпературного енергетичного обладнання парової турбіни К-200-130, що складається з наступних етапів:

- Експериментальне дослідження згідно нормативних документів – при планово-попереджувальних ремонтах - неруйнівний контроль металу для виявлення дефектів і експериментальної оцінки наявних пошкоджень, дослідження структури і властивостей металу високотемпературних елементів турбін.
- Експериментальне дослідження по впливу старіння на змінення фізико-механічних властивостей конструкційних легованих сталей при експлуатаційних температурах (з метою уточнення запасів міцності металу РВТ по деформаціях n_ϵ , числу циклів n_N , по межах текучості n_T і запасів по номінальним напруженням $n_{дп}$).
- Перевірочний розрахунок індивідуального ресурсу енергоблока з урахуванням фактичних даних про властивості металу та режими експлуатації, змінення конструкцій при планово-попереджувальних ремонтах, особливостей пускових і змінних режимів роботи та інше, а також експериментального дослідження металу.
- Технічний аудит стану обладнання на поточний момент.
- Експертну оцінку стану високотемпературного обладнання парових турбін з зазначенням можливості продовження експлуатації понад парковий ресурс згідно нормативним документам.

5. ТЕХНІЧНА ОЦІНКА ВПЛИВУ РОБОТИ ЕНЕРГОБЛОКІВ ТЕС В МАНЕВРНОМУ РЕЖИМІ (ЩОДЕННИЙ ПУСК–ЗУПИНКА) НА АВАРІЙНІСТЬ, РЕСУРС І ЕКОНОМІЧНІСТЬ РОБОТИ

Характерною особливістю промисловості України, як економічно розвинутої держави, є добова та річна нерівномірність споживання електричної та теплової енергії.

Виконання графіка енергетичних навантажень вимагає від виробників електричної та теплової енергії змінювати свою потужність у відповідності зі зміною цих навантажень, для чого треба забезпечити маневреність обладнання, тобто властивість до швидкої зміни потужності у широкому діапазоні від номінальної до технічно можливої мінімальної. Особливістю роботи електроенергетичної системи також є наявність провалів електричного навантаження у святкові дні та нічні години з наступним швидшим пуском та набором потужності [127].

Необхідність виконання графіка змінного навантаження вступає у протиріччя з вимогами зберігання високої надійності та економічності обладнання.

Останнім часом в багатьох розвинених країнах для покриття пікових навантажень розробляються газотурбінні та парогазові установки, однією з основних переваг яких є можливість зняття зміни навантажень за рахунок швидкого пуску та зупинки [128]. Газотурбінні або парогазові установки використовуються самостійно або в комбінації з паросиловою установкою, що значно підвищує коефіцієнт корисної дії системи.

У зв'язку з економічними складнощами України в даний час ГТУ та ПГУ в Україні в якості стаціонарних установок окремо не використовуються.

В Україні потужності ГЕС та ГАЕС, які можуть бути використані як високоманеврені пікові потужності становлять лише 10,1 % проти 15 %, необхідних для сталої роботи енергосистеми [129, 130]. Тому потужностей ГЕС та ГАЕС не вистачає для регулювання режиму енергоспоживання.

Основне виробництво електроенергії в Україні припадає на теплові (ТЕС) та атомні (АЕС) електростанції. Так, у 2015 р., встановлена потужність ТЕС та великих ТЕЦ складає 54,5 % від сумарної встановленої потужності країни при генерації 37,11 % від загального обсягу виробництва електроенергії. На АЕС відповідно припадає 25,8 % встановленої електричної потужності і 57,16 % виробленої електроенергії [8].

Таким чином, основна система генеруючих потужностей

електроенергетики України складається з базових АЕС та великих ТЕЦ і характеризується гострим дефіцитом маневрених потужностей. Внаслідок цього для виконання перемінних навантажень використовуються енергоблоки, що спроектовані для роботи у базових режимах.

Вважається, що для забезпечення стабільної роботи електричних станцій в структурі генеруючих потужностей базові енергоблоки повинні складати 50-55 %, напівпікові енергоблоки – 30-35 %, а пікові енергоблоки – 15 % [131]. Енергоблоки ТЕС потужністю 100-150 МВт, які можуть ефективно використовуватись як маневрові напівпікові потужності, складають 18 % проти необхідних 30-35 %. Поширеною практикою є використання в маневрових напівпікових режимах, окрім пилувугільних енергоблоків ТЕС потужністю 100 та 150 МВт, пилувугільних блоків потужністю 200-300 МВт, які для цього не пристосовані. Вони проектувалися для роботи в базових режимах. З аналізу технічних рішень заводів виробників енергетичного обладнання та рішень проектних організацій по пускових схемах блоків від 150 до 300 МВт зрозуміло, що при проектуванні енергоблоків 200-300 МВт не ставилось задачі реалізації режимів пуск – зупинка щоденно.

Для проходження мінімальних навантажень за наявної структури генеруючих потужностей в ОЕС України використовується зниження навантаження ТЕС і ТЕЦ України. Третину зменшення навантаження покривають ГЕС, інше – вугільні ТЕС з вимушеною зупинкою на ніч на 4-6 год. 9-16 енергоблоків [131]. Такі непроекtnі зупинки і пуски обладнання ТЕС України прискорюють його зношення, підвищують аварійність блоків і супроводжуються понаднормативними витратами палива. На пуск одного енергоблока потужністю 300 МВт, наприклад, витрачається 70 т мазуту, а середні перевитрати палива сягають 10-30 % на вироблену кВт×год. електроенергії.

Слід також враховувати, що енергоблоки України потужністю 200-300 МВт було введено в 60-70-х роках ХХ століття і на теперішній час вони практично всі відпрацювали свій парковий ресурс, який складає 150-220 тис. годин, і нормативну кількість пусків у 400-800 [5]. Як наслідок аналіз сумарних характеристик роботи пилувугільних енергоблоків ТЕС України свідчить про низький коефіцієнт використання встановленої потужності порівняно зі світовими показниками, що складають більше 90 % у розвинутих країнах.

Маневрений режим роботи (пуск – зупинка) суттєво впливає на роботу корпусів котлів та турбін, які є одним з найбільш аварійно небезпечних

елементів ТЕС. Так, наприклад, для КрТЕС «ДТЕК Дніпроенерго» за 2014 рік кількість пусків склала 149, що для енергоблоків надкритичного тиску недопустимо виходячи з наявності в них товстостінних елементів та особливостей їх прогріву на не розрахункових режимах роботи. На ЛадТЕС за 8 місяців 2015 року кількість пусків досягла 18 для енергоблока № 6 і при загальному напрацюванні більше 230 тис. год. (парковий ресурс 200 тис. год.) та кількості пусків 2016 (допустима кількість пусків 600). Це дає підстави стверджувати про недопустимість роботи блока в маневреному режимі та необхідність проведення спеціальної оцінки можливості продовження терміну експлуатації у базовому режимі.

5.1. Вплив роботи енергоблоків ТЕС в маневреному режимі на вичерпання ресурсу

Регулювання частоти електричного струму в енергосистемі за 8 місяців 2015 року було покладено на Курахівську (564 пуски), Добровірівську (168 пусків), Ладжинську (154 пуски), Бурштинську (130 пусків) та Запорізьку ТЕС (60 пусків). При цьому необхідно відзначити, що середнє загальне напрацювання енергоблоків для цих ТЕС складає: 248 тис. год. для КуТЕС, 328 тис. год. для ДобТЕС, 232 тис. год. – ЛадТЕС, 287 тис. год. – БуТЕС та 262 тис. год. – ЗапТЕС, при парковому ресурсі 200 тис. год. для енергоблоків 300 МВт та 220 тис. год. для енергоблоків 200 МВт. Середня загальна кількість пусків, згідно даних ТОВ «ДТЕК Енерго», для КуТЕС складає 2221 пуск, ДобТЕС – 1791 пуск, ЛадТЕС – 737 пусків, БуТЕС – 1314 пусків та для ЗапТЕС – 685 пусків при допустимій кількості пусків 600 для енергоблоків 300 МВт і 800 для енергоблоків 200 МВт. Таким чином, всі енергоблоки, що були залучені до регулювання, вичерпали паркові показники на 13-19 % по показнику напрацювання та 14-177 % по показнику допустима кількість пусків згідно нормативних документів Мінпаливенерго України «Контроль металу і продовження терміну експлуатації основних елементів котлів, турбін і трубопроводів теплових електростанцій» [5] і не можуть залучатися до роботи в маневрених режимах.

Щодо вичерпання ресурсу енергетичного обладнання ТЕС України необхідно зазначити наступне.

Згідно нормативних документів Мінпаливенерго України [5] парковий ресурс парових турбін К-200-130 і К-300-240 ПАТ ЛМЗ дорівнює 220 тис. год. при кількості пусків 800; парковий ресурс парових турбін К-800-240 ПАТ ЛМЗ

дорівнює 150 тис. год. при кількості пусків 400; парковий ресурс парових турбін К-300-240 ПАТ “Турбоатом” дорівнює 200 тис. год. при кількості пусків 600; парковий ресурс парових турбін Т-250/300-240 ЗАТ УТМЗ дорівнює 220 тис. год. при кількості пусків 800.

Станом на 01.09.2015 року з 57 блоків ТЕС України ТОВ «ДТЕК Енерго» 4 енергоблоки відпрацювали розрахунковий ресурс 100 тис. год., 38 енергоблоків перевищили парковий ресурс 200-220 тис. год., 15 енергоблоків перевищили подовжений індивідуальний ресурс 300 тис. год. Для подовження терміну їх експлуатації необхідно проводити комплексне дослідження з оцінки залишкового ресурсу. Експертний висновок про подовження терміну експлуатації понад парковий ресурс для кожного енергоблока необхідно приймати експертній комісії у складі представників підприємств, що генерують електричну енергію, спеціалізованих організацій та органів державного нагляду. До участі в регулюванні частоти електричного струму в енергосистемі можуть залучатися 4 енергоблоки без суттєвих зауважень, але з повним розумінням того, що індивідуальний ресурс цих блоків може знизитися у разі. [23, 25, 27, 36].

При аналізі впливу режимів щоденних пусків – зупинок на надійність роботи, аварійність та швидкість вичерпання ресурсу вузлів та деталей (турбіни та котли) використані дані по кількості пусків з різних теплових станів (ГС, НС-2, НС-1, ХС). Повної статистики пусків енергоблоків з різних теплових станів ТЕС немає, тому розрахункове число пусків в табл. 1.1 визначалось згідно відсотковому співвідношенню різних типів пусків за період з 01.02.1993 р. до 01.02.2006 р.

5.1.1 Вплив роботи у маневреному режимі (щоденний пуск – зупинка) на вичерпання ресурсу вузлів і деталей енергоблоків Курахівської ТЕС

Дані за період з 2012 до 2015 року по блокам КуТЕС (напрацювання, загальна кількість пусків, дата вводу в експлуатацію та ін.) приведені в табл. 1.1. Розрахунки сумарної прогнозованої та наявної пошкоджуваності (статичної, циклічної), залишкового ресурсу при нормальній експлуатації, швидкості вичерпання ресурсу при нормальній експлуатації, прогнозованої пошкоджуваності (статичної, циклічної) за рік при щодобовому пуску – зупинці, залишкового ресурсу при щодобовому пуску – зупинці, швидкості вичерпання ресурсу при щодобовому пуску – зупинці наведені також в

табл. 5.1. Швидкості вичерпання ресурсу при щодобовому пуску – зупинці для блоків КуТЕС збільшуються в рази (3-7) у порівнянні з нормальною експлуатацією в базових режимах роботи, що призводить до вичерпання ресурсу (див. пп. 5-6 табл. 5.1 та рис. 5.1-5.4). Прогнозована пошкоджуваність блоків КуТЕС, що розрахована згідно рекомендацій [27, 36], також наближається до максимальної (див. рис. 5.1-5.2).

Наприклад, прогнозована пошкоджуваність блока № 3 КуТЕС, при нормальній експлуатації становить 0,966, причому статична прогнозована пошкоджуваність на стаціонарних режимах складає 0,366, а циклічна прогнозована пошкоджуваність на пускових режимах дорівнює 0,616. Якщо розглядати 2016 рік, як рік роботи у маневреному режимі щодобового пуску – зупинки, то прогнозована річна пошкоджуваність на пускових режимах дорівнює 1,039 та перевищує допустиму пошкоджуваність 1,0, тобто енергоблок не може далі експлуатуватися.

Прогнозований залишковий ресурс блоків КуТЕС в режимі нормальної експлуатації та при щодобовому пуску – зупинці (рис. 5.3-5.4), розрахований згідно до НД Міненерговугілля, також суттєво знижується при роботі в маневреному режимі (пуск – зупинка) у порівнянні з нормальною експлуатацією в базових та напівбазових режимах роботи (період 2012-2015 роки).

Річна швидкість вичерпання ресурсу турбін при щодобовому пуску – зупинці становить 7,3-15,87 %/рік, а швидкість вичерпання ресурсу котлів складає від 8,3 до 9,66 %/рік.

Табл. 5.1 – Показники вичерпання ресурсу блоків КуТЕС.

Курахівська ТЕС		Блок №3	Блок №4	Блок №5	Блок №6	Блок №7	Блок №8	Блок №9
Рік введення в експлуатацію		1972	1973	1973	1973	1974	1974	1975
Наробіток блока на 01.10.15		279723	254623	239615	234531	247278	244695	239208
Загальна кількість пусків на 01.10.15		1424	2352	2862	2655	2186	2381	1691
Пошкоджуваність при норм. експлуатації	Стат.	0,350	0,318	0,300	0,188	0,309	0,198	0,183
	Цикл.	0,616	0,653	0,683	0,433	0,660	0,442	0,426
	Сум.	0,966	0,971	0,983	0,621	0,969	0,640	0,609
Пошкоджуваність за 1 рік при щодобовому пуску – зупинці	Цикл.	0,073	0,122	0,060	0,159	0,122	0,122	0,106
	Сум.	1,039	1,092	1,043	0,779	1,091	0,762	0,715

Продовження табл. 5.1

Курахівська ТЕС		Блок №3	Блок №4	Блок №5	Блок №6	Блок №7	Блок №8	Блок №9
Швидкість вичерпання ресурсу турбін, %/рік	Норм. експл.	2,25	2,31	2,34	1,48	2,36	1,56	1,52
	Добовий пуск - зупинка	7,30	12,17	5,98	15,87	12,17	12,17	10,58
Залишковий ресурс турбін, год.	Норм. експл.	15626	11388	6044	205412	11430	199123	219552
	Добовий пуск - зупинка	4807	2164	2364	19127	2221	25545	31583
Швидкість вичерпання ресурсу котлів, %/рік	Норм. експл.	2,22	2,13	2,04	1,95	2,13	2,07	2,08
	Добовий пуск - зупинка	8,30	9,24	8,90	9,66	9,01	8,90	8,95
Залишковий ресурс котлів, год.	Норм. експл.	21746	46592	61235	66938	54553	56685	62178
	Добовий пуск - зупинка	5810	10739	14042	13528	12920	13186	14445

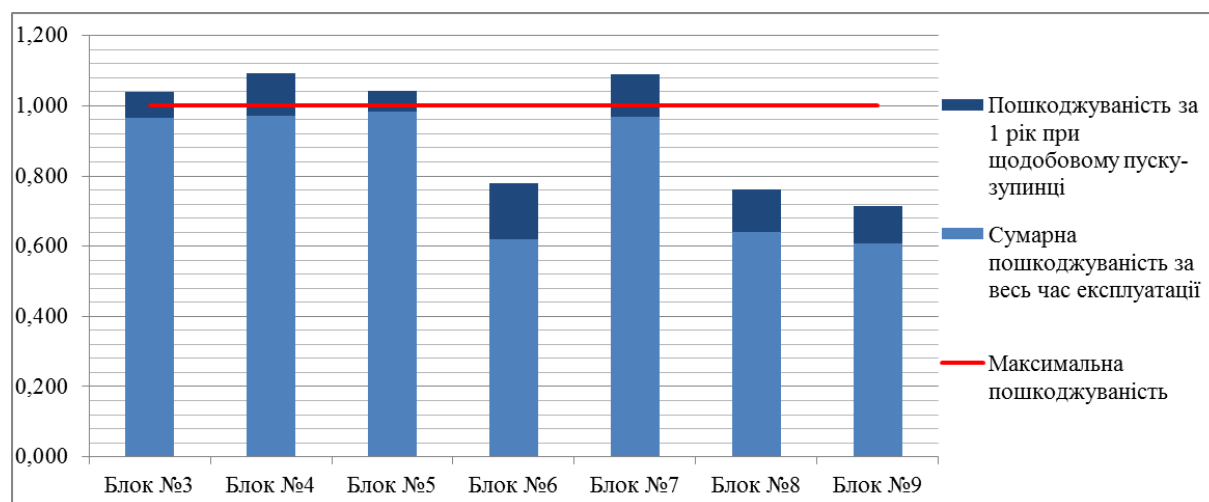


Рис. 5.1 – Діаграма прогнозованої пошкоджуваності блоків КуТЕС (турбіна) за весь час експлуатації та через 1 рік щодобового пуску – зупинки.

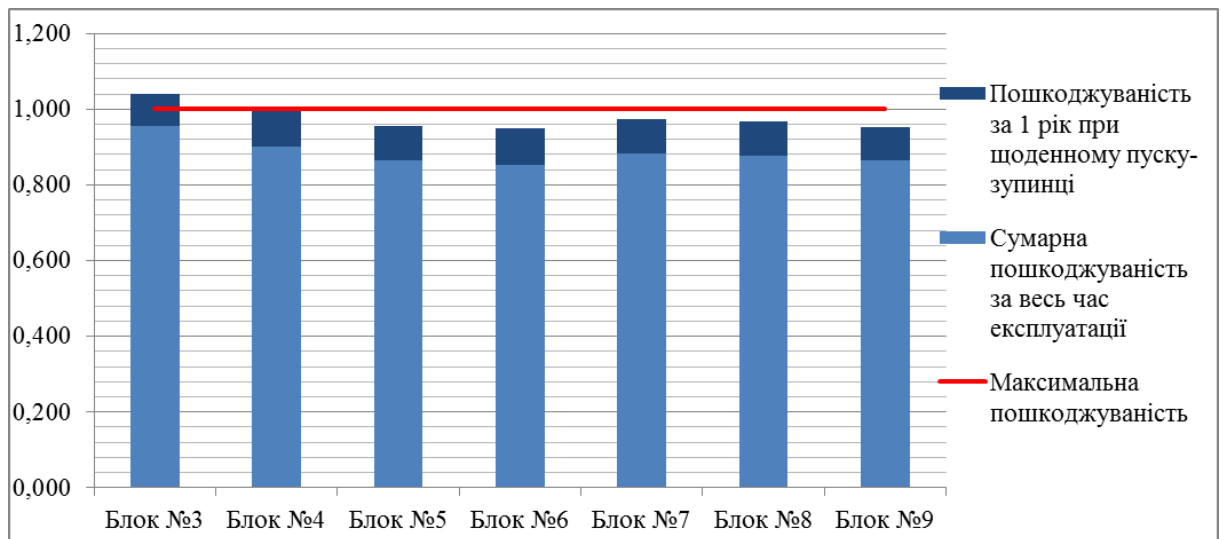


Рис. 5.2 – Діаграма прогнозованої пошкоджуваності блоків КуТЕС (котел) за весь час експлуатації та через 1 рік щодобового пуску – зупинки.

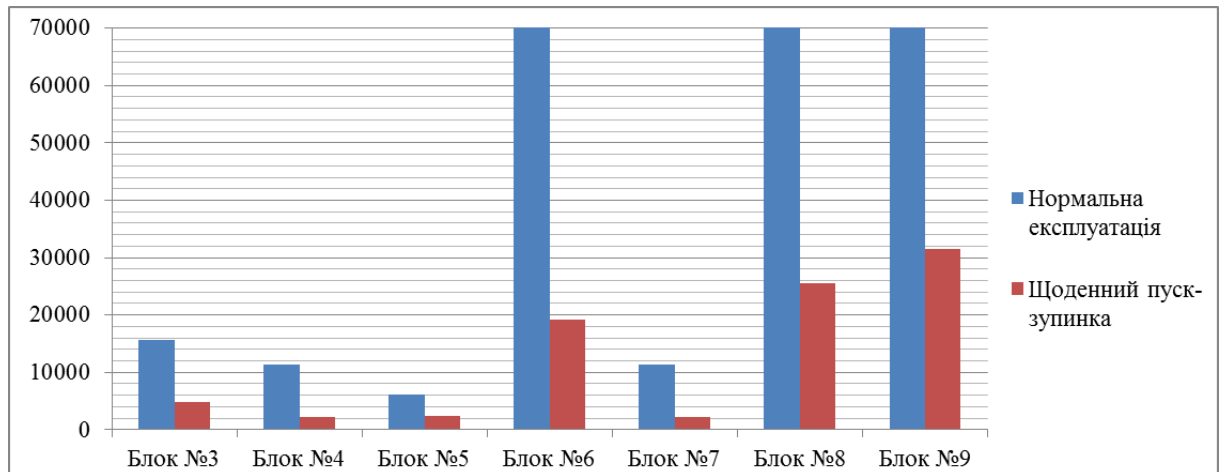


Рис. 5.3 – Прогнозований залишковий ресурс блоків КуТЕС (турбіна) в режимі нормальної експлуатації та в режимі щодобового пуску – зупинки.

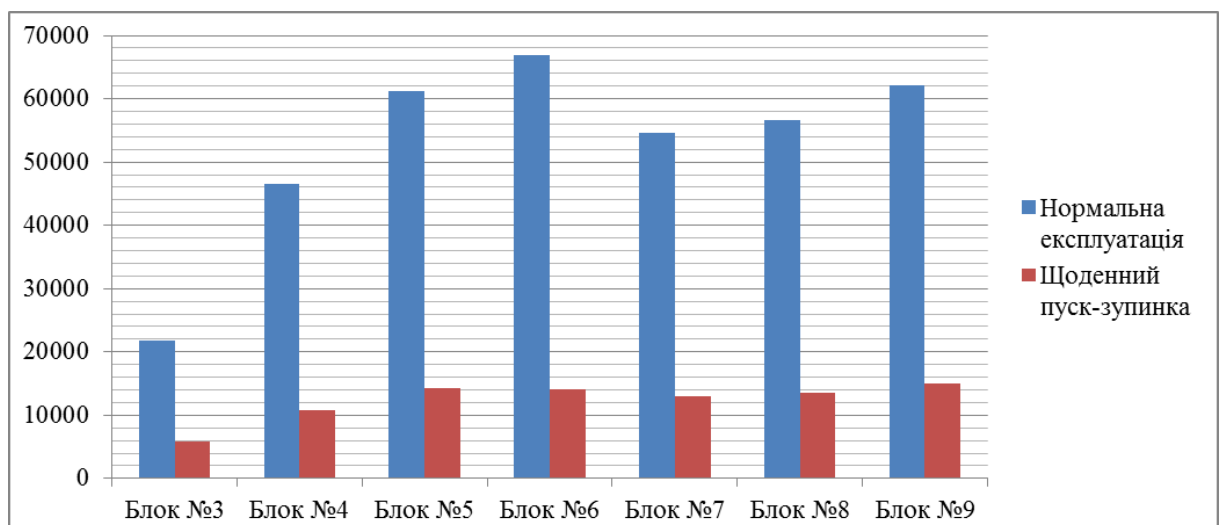


Рис. 5.4 – Прогнозований залишковий ресурс блоків КуТЕС (котел) в режимі нормальної експлуатації та в режимі щодобового пуску – зупинки.

5.1.2 Вплив роботи у маневреному режимі (щоденний пуск – зупинка) на вичерпання ресурсу вузлів і деталей енергоблоків Луганської ТЕС

Парові турбіни потужністю 200 МВт К-200-130-1,3 ст. № 9-15 ЛуТЕС були введені в експлуатацію в 1963-1969 роках. По стану на 01.09.2015 року відпрацювали 199661-322672 годин при загальній кількості пусків від 687 до 1896. Загальної статистики пусків турбіни з різних теплових станів за весь час експлуатації станція не вела (табл. 5.2).

По даних ЛуТЕС для блока 200 МВт ст. № 11 ЛуТЕС, статистика пусків з різних теплових станів за період з 01.01.2005 р. до 01.01.2008 р. складає 136 пусків після 6-10 годин простою, 54 пуски після 15-50 годин простою і 53 пуски після більш ніж 50 годин простою. Всього за цей період проведено 243 пуски з різних теплових станів. Приблизно можна вважати, що пусків з НС-2 було 136 (56 %), з НС-1 – 54 (22,2 %), з ХС – (21,8 %). При цьому пуски після 6-10 годин простою прирівнюються до пусків з НС-2, пуски після 15-20 і 30-35 годин простою названі пусками з НС-1, а пуски після 50-60 годин простою і більше прирівнюються до пусків з ХС. Аналогічно, є дані по пусках для інших енергоблоків ЛуТЕС, що дозволяє проводити оцінку залишкового ресурсу для цих блоків згідно вище зазначених підходів та нормативних документів.

Прогнозована пошкоджуваність блоків ЛуТЕС, що розрахована згідно рекомендацій, наближається до максимальної для турбін енергоблоків (див. рис. 5.5) та котлів (див. рис. 5.7).

Прогнозований залишковий ресурс блоків ЛуТЕС в режимі нормальної експлуатації та при щодобовому пуску – зупинці для турбін енергоблоків (рис. 5.6) та котлів (рис. 5.8) також суттєво знижується при роботі в маневреному режимі (пуск – зупинка) у порівнянні з нормальною експлуатацією в базових та напівбазових режимах роботи (період 2012-2015 роки).

Наприклад, прогнозована пошкоджуваність блока № 13 ЛуТЕС, при нормальній експлуатації становить 0,827, причому статична прогнозована пошкоджуваність на стаціонарних режимах складає 0,356, а циклічна прогнозована пошкоджуваність на пускових режимах дорівнює 0,471. Якщо розглядати 2016 рік, як рік роботи у маневреному режимі щодобового пуску – зупинки, то прогнозована річна пошкоджуваність на пускових режимах дорівнює 0,888, тобто енергоблок ще може далі експлуатуватися. А для блока № 11 ЛуТЕС прогнозована річна пошкоджуваність на пускових режимах

дорівнює 1,230 і енергоблок потрібно виводити з експлуатації.

Річна швидкість вичерпання ресурсу турбін при щодобовому пуску – зупинці становить 6,08-24,33 %, а швидкість вичерпання ресурсу котлів складає від 7,6 до 12,59 % (табл. 5.2, 5.3).

Таблиця 5.2. – Показники надійності, швидкості вичерпання ресурсу турбін блоків Луганської ТЕС.

Луганська ТЕС		Блок №9	Блок №10	Блок №11	Блок №12	Блок №13	Блок №14	Блок №15
Введення в експлуатацію		1962	1962	1963		1967	1968	1968
Наробіток на 01.10.15		322672	308281	317571	199661	284658	280930	292226
Загальна кількість пусків на 01.10.15		1617	1813	1811	687	1896	1729	1327
Пошкодж. при норм. експлуатації	Стат.	0,403	0,385	0,397		0,356	0,198	0,183
	Цикл.	0,591	0,554	0,589		0,471	0,809	0,783
	Сум.	0,994	0,939	0,986		0,827	1,006	0,966
Пошкодж. за рік при щодобовому пуску - зупинці	Цикл.	0,220	0,225	0,243		0,061	0,228	0,225
	Сум.	1,214	1,164	1,230		0,888	1,234	1,191
Швидкість вичерпання ресурсу турбін, %/рік	Норм. експлуат.	1,88	1,77	1,90		1,72	2,14	2,05
	Добовий пуск - зупинка	21,99	22,53	24,33		6,08	22,81	22,53
Залишковий ресурс турбін, год.	Норм. експлуат.	3096	34027	7429		104530	-2208	12755
	Добовий пуск - зупинка	264	2675	579		29604	-23524	1163
Кількість відмов	2012 р.	3	3	10		7	7	5
	2013 р.	4	15	3		0	4	12
	2014 р.	1	4	2		7	4	3
Наробіток на відмову, год.		2253	726	1064		963	1151	913
Питома пошкодж.	На одиницю обладн.	0,381	1,048	0,714		0,667	0,714	0,952
	На 1 кВт*год.	$4,9 \cdot 10^{-4}$	$1,8 \cdot 10^{-3}$	$4,9 \cdot 10^{-4}$		$6,9 \cdot 10^{-4}$	$7,9 \cdot 10^{-4}$	$1,5 \cdot 10^{-3}$
	На 1 Гкал	$4,5 \cdot 10^{-5}$	$1,7 \cdot 10^{-4}$	$4,5 \cdot 10^{-5}$		$6,3 \cdot 10^{-5}$	$7,3 \cdot 10^{-5}$	$1,4 \cdot 10^{-4}$

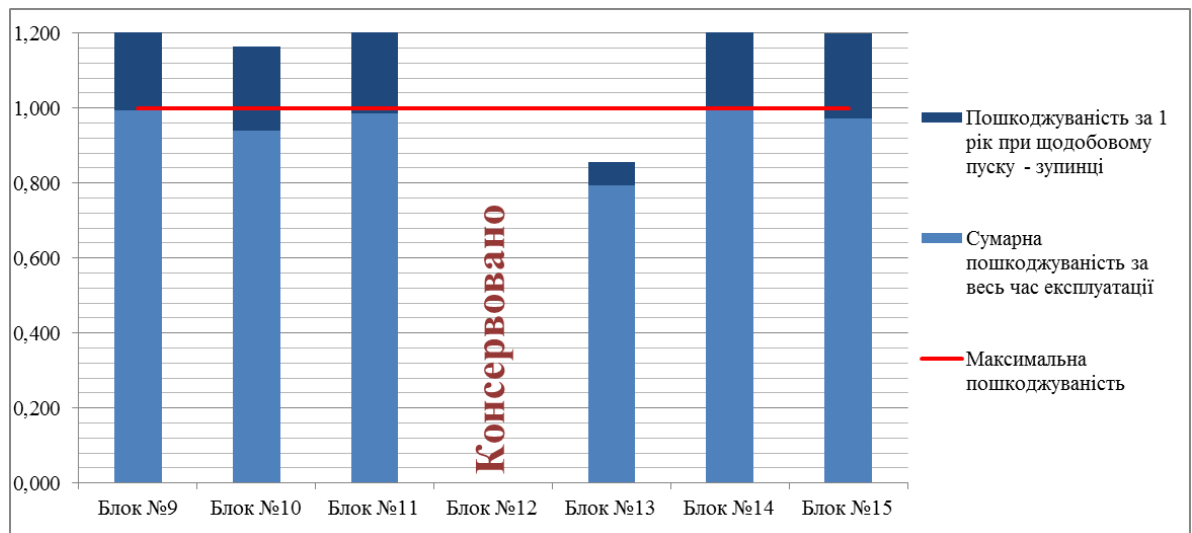


Рис. 5.5 – Діаграма прогнозованої пошкоджуваності блоків ЛуТЕС (турбіна) за весь час експлуатації та через 1 рік щодобового пуску – зупинки

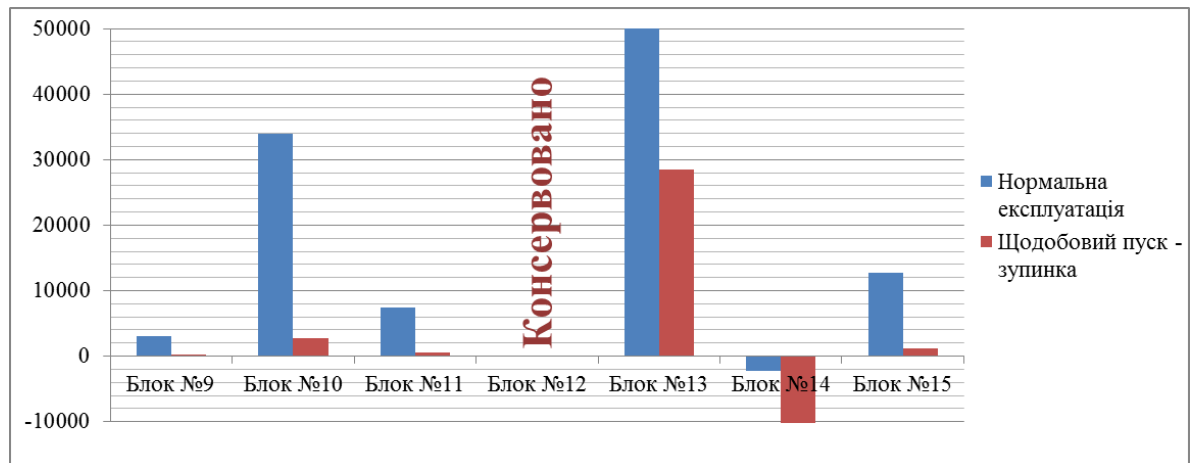


Рис. 5.6 – Прогнозований залишковий ресурс блоків ЛуТЕС (турбіна) в режимі нормальної експлуатації та в режимі щодобового пуску – зупинки.

Таблиця 5.3 – Показники надійності, швидкості вичерпання ресурсу котлів блоків ЛуТЕС.

Луганська ТЕС		Блок №3	Блок №4	Блок №5	Блок №6	Блок №7	Блок №8	Блок №9
Введення в експлуатацію		1962	1962	1963		1967	1968	1968
Наробіток на 01.10.15		322672	308281	317571	199661	284658	280930	292226
Загальна кількість пусків на 01.10.15		1617	1813	1811	687	1896	1729	1327
Пошкодж. при норм. експлуатації	Стат.	0,403	0,385	0,397		0,356	0,351	0,365
	Цикл.	0,591	0,554	0,547		0,625	0,654	0,608
	Сум.	0,994	0,939	0,944		0,981	1,005	0,973
Пошкодж. за рік при щодобовому пуску - зупинці	Цикл.	0,126	0,12	0,111		0,076	0,118	0,124
	Сум.	1,12	1,059	1,055		1,054	1,123	1,097
Швидкість вичерпання ресурсу котлів, %/рік	Нормальна експлуат.	1,88	1,77	1,82		2,04	2,14	2,07
	Добовий пуск - зупинка	12,59	11,97	11,13		7,6	11,77	12,37
Залишковий ресурс котлів, год.	Нормальна експлуат.	3096	34027	32429		8564	-2208	12755
	Добовий пуск - зупинка	461	5037	5291		2294	-12156	2135

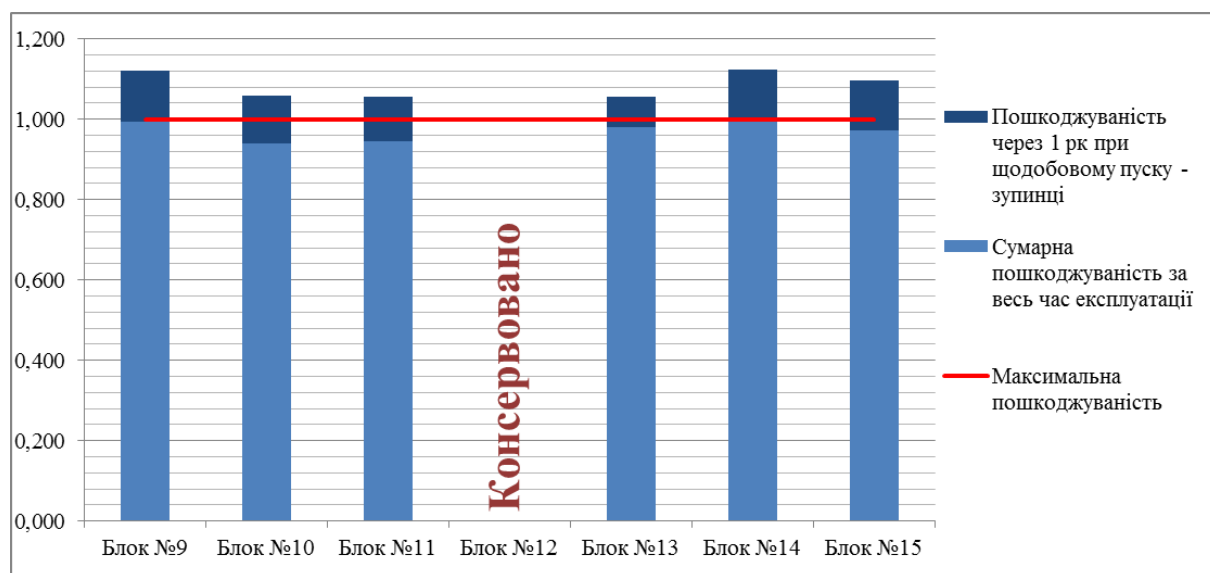


Рис. 5.7 – Діаграма прогнозованої пошкоджувальності блоків ЛуТЕС (котел) за весь час експлуатації та через 1 рік щодобового пуску – зупинки.

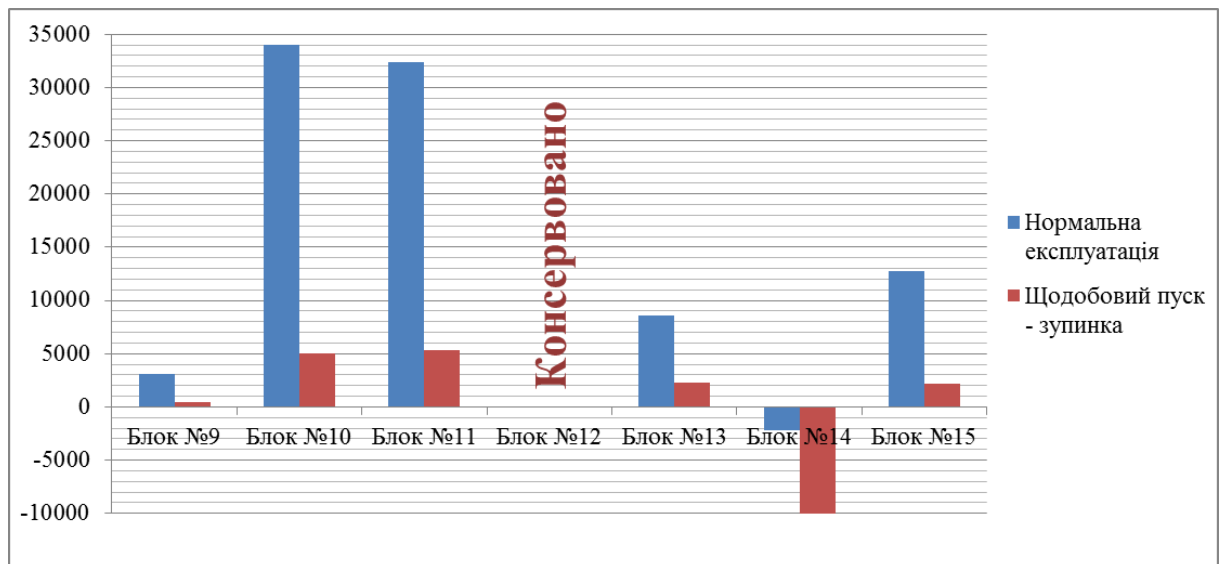


Рис. 5.8 – Прогнозований залишковий ресурс блоків ЛуТЕС (котел) в режимі нормальної експлуатації та в режимі щодобового пуску – зупинки.

5.1.3 Вплив роботи у маневреному режимі (щоденний пуск – зупинка) на вичерпання ресурсу вузлів і деталей енергоблоків Запорізької ТЕС

Дані за період з 2012 до 2015 року по блокам ЗапТЕС (напрацювання, загальна кількість пусків, дата вводу в експлуатацію та ін.) приведені в табл. 5.4. Розрахунки сумарної прогнозованої та наявної пошкодженості (статичної, циклічної), залишкового ресурсу при нормальній експлуатації, швидкості вичерпання ресурсу при нормальній експлуатації, прогнозованої пошкодженості (статичної, циклічної) за рік при щодобовому пуску – зупинці, залишкового ресурсу при щодобовому пуску – зупинці, швидкості вичерпання ресурсу при щодобовому пуску – зупинці наведені також в таблиці 5.4 та графічно представлені на рис. 5.9-5.10. При оцінці ресурсних характеристик по блокам ЗапТЕС дані по напружено-деформованому і температурному стану були взяті з робіт [6, 132].

Прогнозована пошкодженість блоків ЗапТЕС, що розрахована згідно рекомендацій, наближається до максимально-допустимої, а через 1 рік роботи в маневреному режимі щоденного пуску – зупинки повністю вичерпується (табл. 5.4 та рис. 5.9).

Табл. 5.4 – Показники надійності, швидкості вичерпання ресурсу енергоблоків ЗапТЕС.

Запорізька ТЕС		Блок № 1	Блок №2	Блок №3	Блок №4
Введення в експлуатацію		1972	1972	1972	1973
Наробіток на 01.10.15		277081	263437	264482	250882
Загальна кількість пусків на 01.10.15		534	533	549	543
Пошкоджувальність при норм. експлуатації	Стат.	0,462	0,439	0,441	0,418
	Цикл.	0,527	0,485	0,54	0,569
	Сум.	0,989	0,924	0,981	0,987
Пошкоджувальність за рік при щодобовому пуску – зупинці	Цикл.	0,103	0,100	0,097	0,094
	Сум.	1,093	1,024	1,077	1,081
Швидкість вичерпання ресурсу турбін, %/рік	Нормальна експлуатація	2,30	2,15	2,28	2,35
	Добовий пуск – зупинка	10,34	9,97	9,66	9,36
Залишковий ресурс турбін, год.	Нормальна експлуатація	5645	41196	9399	5599
	Добовий пуск – зупинка	1256	8878	2220	1406
Кількість відмов	2012 р.	3	7	1	4
	2013 р.	13	3	3	5
	2014 р.	5	3	1	6
Наробіток на відмову, год.		775	1439	2777	1221
Питома пошкоджувальність	На одиницю обладнання	1,75	1,083	0,417	1,25
	На 1 кВт*год.	$1,4 \cdot 10^{-3}$	$4,6 \cdot 10^{-4}$	$3 \cdot 10^{-4}$	$8,4 \cdot 10^{-4}$
	На 1 Гкал	$6 \cdot 10^{-5}$	$2 \cdot 10^{-5}$	$1,3 \cdot 10^{-5}$	$3,7 \cdot 10^{-5}$

Прогнозований залишковий ресурс блоків ЗапТЕС (рис. 5.10) також суттєво знижується при роботі в маневреному режимі (пуск – зупинка) у порівнянні з нормальною експлуатацією в базових та напівбазових режимах роботи (період 2012-2015 роки).

Наприклад, прогнозована пошкоджувальність блока № 2 ЗапТЕС, при нормальній експлуатації становить 0,909, причому статична прогнозована пошкоджувальність на стаціонарних режимах складає 0,329, а циклічна прогнозована пошкоджувальність на пускових режимах дорівнює 0,58. Якщо розглядати 2016 рік, як рік роботи у маневреному режимі щодобового пуску – зупинки, то прогнозована річна пошкоджувальність на пускових режимах дорівнює 1,09, тобто енергоблок потрібно виводити з експлуатації.

Річна швидкість вичерпання ресурсу енергоблоків при щодобовому пуску – зупинці становить 9,36-10,34 %, а залишковий ресурс зменшується у п'ять разів для енергоблока № 2 ЗапТЕС. Для енергоблока № 1 ЗапТЕС у разі експлуатації його в маневрених режимах щоденного пуску – зупинки залишковий ресурс складає 1253 години, що говорить про майже повне вичерпання ресурсу з урахуванням річного наробітку для базового енергоблока 6100 годин.

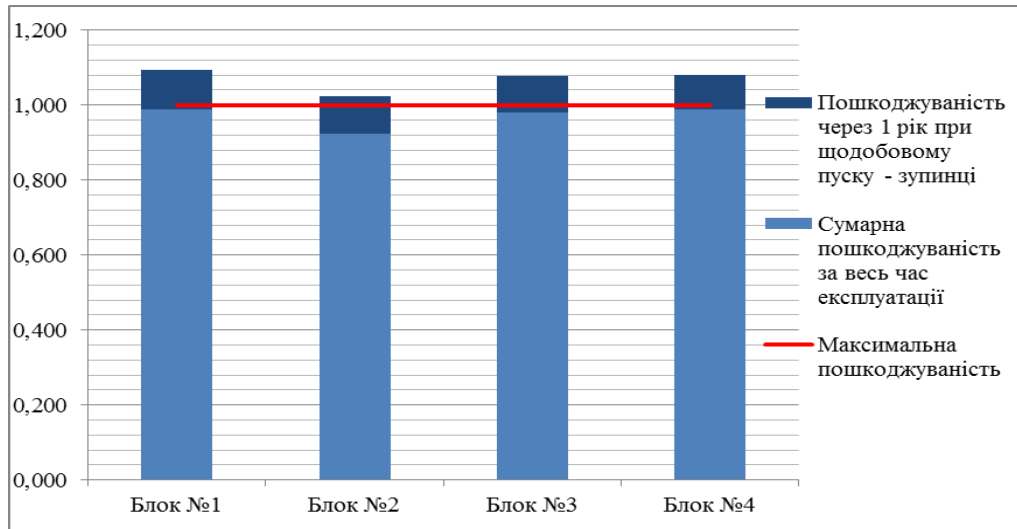


Рис. 5.9 – Діаграма прогнозованої пошкоджувальності блоків ЗапТЕС за весь час експлуатації та через 1 рік щодобового пуску – зупинки.

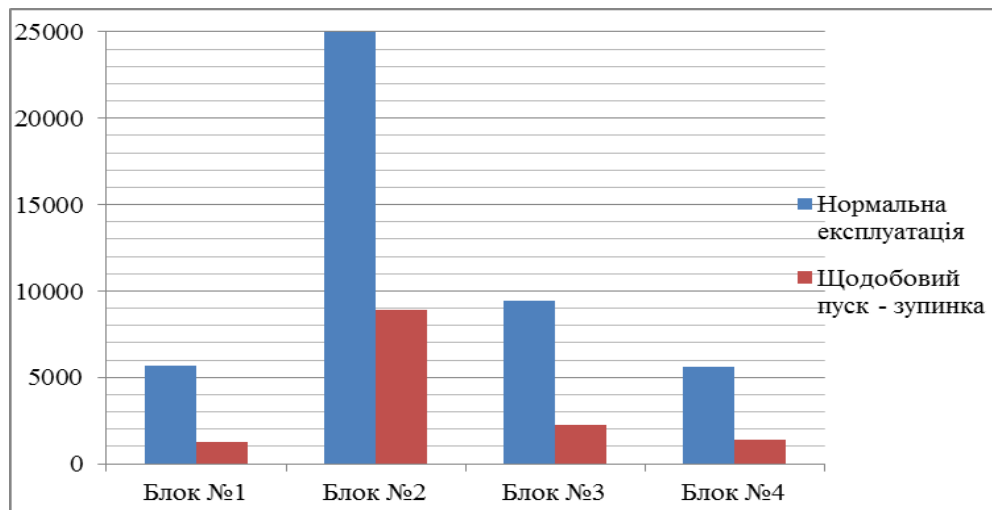


Рис. 5.10 – Прогнозований залишковий ресурс блоків ЗапТЕС в режимі нормальної експлуатації та в режимі щодобового пуску – зупинки.

5.1.4 Вплив роботи у маневреному режимі (щоденний пуск – зупинка) на вичерпання ресурсу вузлів і деталей енергоблоків Криворізької ТЕС

Дані за період з 2012 по 2015 роки по блокам КрТЕС (напрацювання, загальна кількість пусків, дата вводу в експлуатацію та ін.) приведені в табл. 5.5. Розрахунки сумарної прогнозованої та наявної пошкоджуваності (статичної, циклічної), залишкового ресурсу при нормальній експлуатації, швидкості вичерпання ресурсу при нормальній експлуатації, прогнозованої пошкоджуваності (статичної, циклічної) за рік при щодобовому пуску – зупинці, залишкового ресурсу при щодобовому пуску – зупинці, швидкості вичерпання ресурсу при щодобовому пуску – зупинці наведені також в таблиці Г1 та графічно представлені на рис. Г1-Г3. При оцінці ресурсних характеристик по блокам КрТЕС дані по напружено-деформованому і температурному стану були взяті з робіт [6, 132].

Прогнозована пошкоджуваність блоків КрТЕС, що розрахована згідно рекомендацій, наближається до максимально-допустимої, а через 1 рік роботи в маневреному режимі щоденного пуску – зупинки повністю вичерпується (табл. 5.5 та рис. 5.11).

Прогнозований залишковий ресурс блоків КрТЕС (рис. 5.12) також суттєво знижується при роботі в маневреному режимі (пуску – зупинка) у порівнянні з нормальною експлуатацією в базових та напівбазових режимах роботи (період 2012-2015 роки).

Наприклад, прогнозована пошкоджуваність блока № 6 КрТЕС, при нормальній експлуатації становить 0,938, причому статична прогнозована пошкоджуваність на стаціонарних режимах складає 0,41, а циклічна прогнозована пошкоджуваність на пускових режимах дорівнює 0,528. Якщо розглядати 2016 рік, як рік роботи у маневреному режимі щодобового пуску – зупинки, то прогнозована річна пошкоджуваність на пускових режимах дорівнює 1,049, тобто енергоблок потрібно виводити з експлуатації.

Річна швидкість вичерпання ресурсу енергоблоків при щодобовому пуску – зупинці становить 10,4-12,6 %, а залишковий ресурс зменшується у 4,6-7 разів. Наприклад, для енергоблока № 2 КрТЕС у разі експлуатації його в маневрених режимах щоденного пуску – зупинки залишковий ресурс складає 1980 години, що говорить про майже повне вичерпання ресурсу.

Табл. 5.5 – Показники надійності, швидкості вичерпання ресурсу енергоблоків КрТЕС.

Криворізька ТЕС		Блок № 1	Блок №2	Блок №3	Блок №4	Блок №5	Блок №6	Блок №8	Блок № 10
Рік введення в експлуатацію		1963	1964	1965	1966	1967	1968	1969	1972
Напрацювання на 01.10.15		297497	306490	264828	246110	290698	245880	256169	202343
Кількість пусків на 01.10.15		537	498	418	461	500	475	486	319
Пошкодж. при норм. експлуат. за весь час	Стат.	0,496	0,511	0,441	0,410	0,484	0,410	0,427	0,337
	Цикл.	0,480	0,470	0,556	0,547	0,499	0,528	0,554	0,634
	Сум.	0,976	0,981	0,997	0,957	0,984	0,938	0,981	0,971
Пошкодж. за 1 рік при щодоб. пуску – зупинці	Цикл.	0,126	0,122	0,114	0,114	0,122	0,111	0,126	0,104
	Сум.	1,102	1,102	1,111	1,072	1,106	1,049	1,107	1,075
Швидкість вичерп. ресурсу, %/рік	Норм. експлуат.	1,88	1,92	1,99	1,95	2,05	2,00	2,13	2,26
	Пуск – зупинка	12,59	12,17	11,41	11,41	12,17	11,06	12,59	10,43
Залишков. ресурс, год.	Норм. експлуат.	14888	12527	1415	19123	9407	28710	8897	9190
	Пуск – зупинка	2220	1980	247	3276	1585	5182	1507	1990
Кількість відмов	2012 г.	1	2	0	1	2	3	3	3
	2013 г.	0	2	5	3	1	1	1	4
	2014 г.	0	6	6	1	6	6	5	3
Напрацювання на відмову, год.		7100	1494	1077	3334	1822	862	1338	1445
Питома пошкодж.	На одиницю обладн.	-	0,333	0,367	0,167	0,300	0,333	0,300	0,333
	На 1 кВт*год	-	$6,9 \cdot 10^{-4}$	$9,5 \cdot 10^{-4}$	$3,5 \cdot 10^{-4}$	$6 \cdot 10^{-4}$	$6 \cdot 10^{-4}$	$5,2 \cdot 10^{-4}$	$6 \cdot 10^{-4}$
	На 1 Гкал	-	$5,3 \cdot 10^{-4}$	$7,3 \cdot 10^{-4}$	$2,7 \cdot 10^{-4}$	$4,7 \cdot 10^{-4}$	$4,7 \cdot 10^{-4}$	$4 \cdot 10^{-4}$	$4,7 \cdot 10^{-4}$

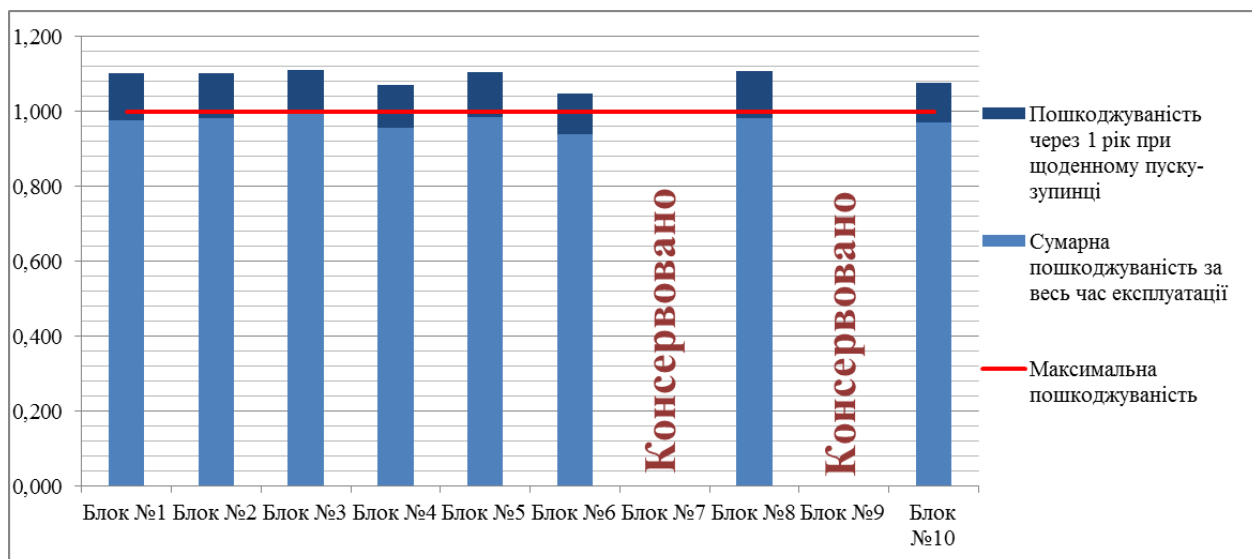


Рис. 5.11 – Діаграма прогнозованої пошкоджуваності блоків КрТЕС за весь час експлуатації та через 1 рік щодобового пуску – зупинки.

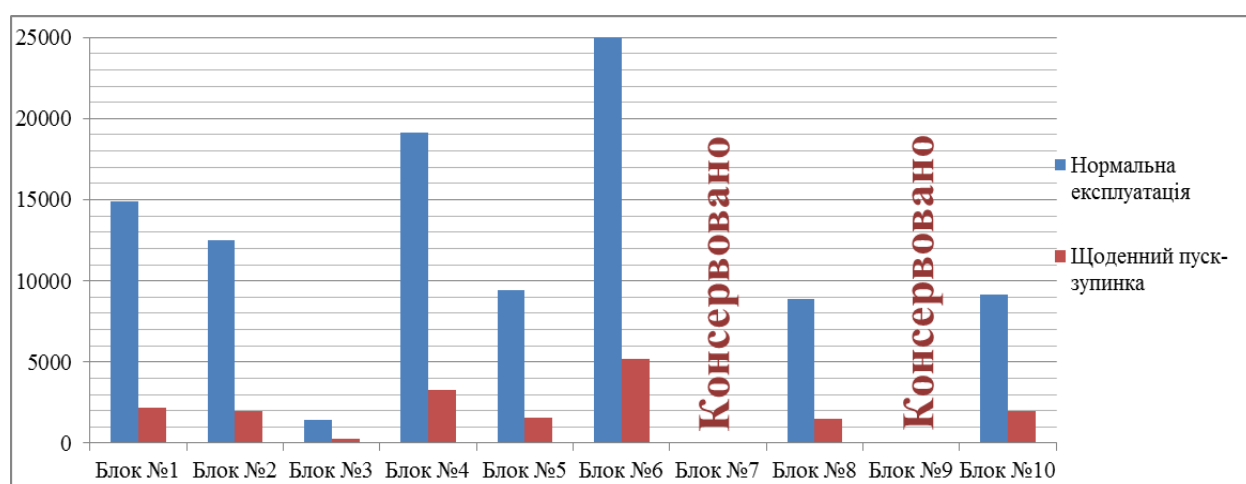


Рис. 5.12 – Прогнозований залишковий ресурс блоків КрТЕС в режимі нормальної експлуатації та в режимі щодобового пуску – зупинки.

5.1.5 Вплив роботи у маневреному режимі (щоденний пуск – зупинка) на вичерпання ресурсу вузлів і деталей енергоблоків ТЕС «ДТЕК Енерго»

Прогнозований залишковий ресурс ТЕС «ДТЕК Енерго» в режимі нормальної експлуатації та в маневреному режимі щодобового пуску – зупинки (рис. 5.13, 5.14) свідчить про швидке вичерпання індивідуального ресурсу енергоблоків ТЕС при роботі в режимі регулювання частоти електричної мережі. Загальний прогнозований рівень залишкового ресурсу для енергоблоків потужністю 200-300 МВт на 2016 рік менше 20 тис. год. при щодобовому пуску зупинці (червоні стовпчики на рис. 5.13 та рис. 5.14), що унеможливорює роботу в маневрених режимах такого типу.

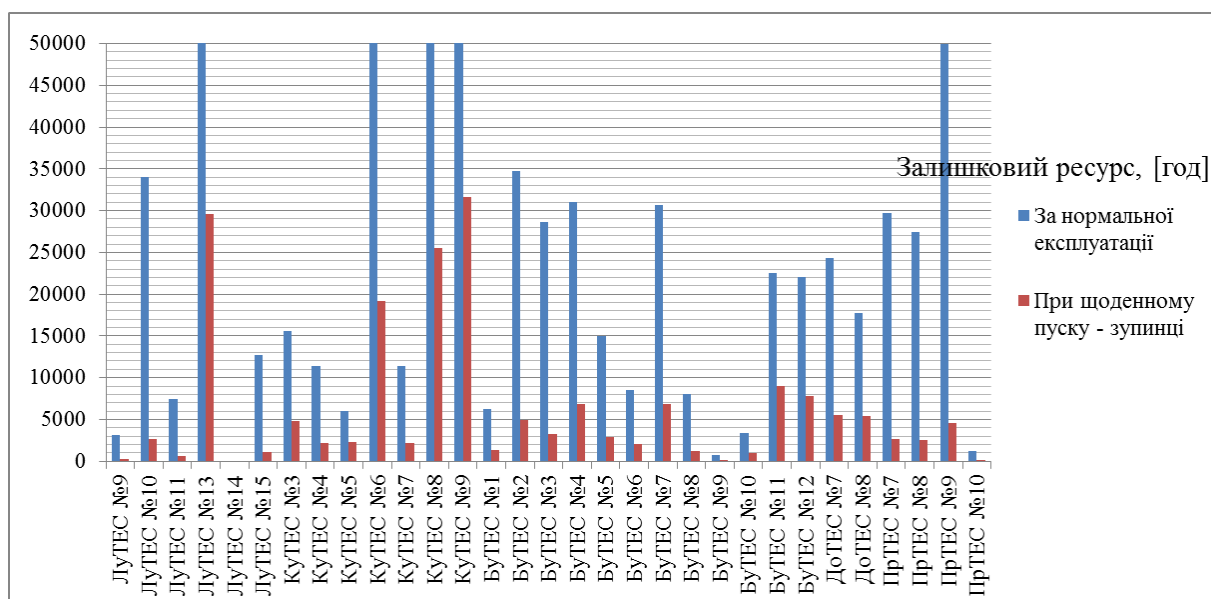


Рис. 5.13 – Прогнозований залишковий ресурс енергоблоків 200 МВт за нормальної експлуатації та при щоденному пуску – зупинці.

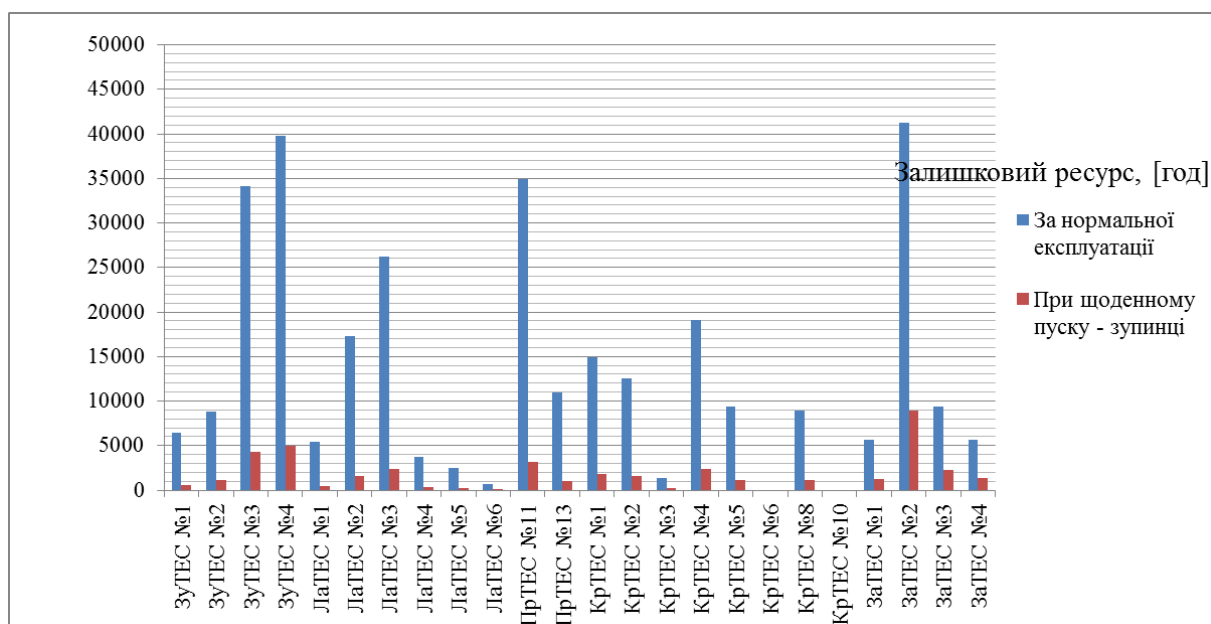


Рис. 5.14 – Прогнозований залишковий ресурс енергоблоків 300 МВт за нормальної експлуатації та при щоденному пуску – зупинці.

Можна розглядати заміну режимів щодобових пусків – зупинок на режими роботи з неостиглого стану НС-1, коли температура металу елементів енергетичного обладнання складає 250 °С з почерговим відімкненням окремих блоків згідно спеціально оптимізованого графіку.

5.2 Вплив роботи у маневреному режимі (щоденний пуск – зупинка) на аварійність енергоблоків ТЕС «ДТЕК Енерго»

З приводу збільшення за останні роки (2012-2015 рр.) аварійних відключень слід зазначити наступне.

Станом на 01.09.2015 року з 57 енергоблоків ТЕС «ДТЕК Енерго» на 28 блоках має місце перевищення термінів періодичності проведення капітальних ремонтів: від 1 до 3 років по 4 енергоблоках та від 4 до 7 років по 4 енергоблоках «ДТЕК Східенерго»; від 1 до 3 років по 4 енергоблоках та від 4 до 9 років по 5 енергоблоках «ДТЕК Західенерго»; від 4 до 10 років по 6 енергоблоках та від 11 до 17 років по 5 енергоблоках «ДТЕК Дніпроенерго». Енергоблоків з простроченою періодичністю капітальних ремонтів по «ДТЕК Східенерго» є 47% (8 енергоблоків з 17), по «ДТЕК Західенерго» – 45 % (9 енергоблоків з 20), по «ДТЕК Дніпроенерго» – 55 % (11 енергоблоків з 20), тобто біля 50 % енергетичного обладнання працює без нормативного подовження термінів експлуатації. На Ладижинській ТЕС ПАТ «ДТЕК Західенерго» за серпень 2015 року відбулося 8 технологічних порушень. Основне енергетичне обладнання ЛадТЕС відпрацювало парковий ресурс, блоки 300 МВт були введені в експлуатацію в 1970-1971 роках, напрацювали 217475-244232 год. відповідно, не виведені в ППР (1 раз на 6 років) блок № 4 – 14 років, № 5 – 12 років, № 6 – 11 років, № 1 – 8 років. Невиконання нормативних вимог щодо періодичності капітальних ремонтів, заміни у нормативних обсягах робіт з відновлення елементів основного та допоміжного обладнання, неможливість неруйнівного обстеження стану енергетичного обладнання та оцінки можливості подовження експлуатації призведе до накопичення фізичного зношування та виходу устаткування з експлуатації з непередбачуваними наслідками.

Наприклад, на Криворізькій ТЕС ПАТ «ДТЕК Дніпроенерго» за серпень 2015 року відбулося 8 технологічних порушень з обмеженням потужності до 208 МВт на енергоблоці № 8. Не виконується у терміни, що встановлені Міненерговугілля, капітальний ремонт блока № 10 та поточний ремонт блока № 2.

Енергоблоки експлуатуються зі значним перевищенням п'ятирічного терміну нормативного міжремонтного періоду (дати проведення попередніх капремонтів енергоблоків становлять відповідно: № 2 – 1998 р., напрацювання 303300 год., № 4 – 2005 р., напрацювання 241691 год., № 5 – 1994 р., напрацювання 278872 год., № 6 – 1995 р., напрацювання 244788 год., № 8 –

1996 р., напрацювання 255469 год., № 10 – 1992 р., напрацювання 197405 год.).

При цьому, згідно нормативних документів Міністерства енергетики та вугільної промисловості України, подовження терміну експлуатації неможливе без проведення неруйнівного контролю енергетичного обладнання, який повинен відбуватися у капітальному ремонті та особливо стосується елементів, що вичерпали парковий ресурс по двох показниках – загальне напрацювання та загальна кількість пусків за весь період експлуатації.

Зрозумілі труднощі, що склалися в енергетичній галузі України та пов'язані з об'єктивними причинами: дефіцит потужностей в ОЕС України, дефіцит вугілля марки АШ та потреба у енергоблоках газової групи. Але з огляду на наявний стан енергетичного обладнання особливо слід зазначити про значну обмеженість роботи енергоблоків ТЕС «ДТЕК Енерго» у маневрених режимах пуску – зупинки.

Аналіз впливу роботи енергоблоків ТЕС в маневреному режимі (пуск – зупинка) на надійність та аварійність енергетичного обладнання проводився згідно галузевого нормативного документу ГНД 34.09.453-2003 «Розрахунок показників надійності для електростанцій, теплових мереж та енергокомпаній» [133].

Було визначено середній наробіток на відмову за період з 2012 до 2014 років $T_{\text{сер}}^{\text{відм}}$, питомі показники пошкоджуваності: кількість відмов на одиницю устаткування K_n^y , кількість відмов на 1000 кВт год. виробленої електричної енергії $K_n^{\text{ел}}$ та кількість відмов на 1 Гкал виробленої теплової енергії $K_n^{\text{тепл}}$ для Курахівської ТЕС (табл. 5.6). За період, що розглядався, взятий 2012, 2013 і 2014 роки.

Середній наробіток на відмову $T_{\text{сер}}^{\text{відм}}$ за період з 2012 до 2014 років для більшості блоків не перевищує 1000 год., що свідчить про значну кількість відмов та низьку надійність роботи блоків. Кількість відмов на одиницю устаткування K_n^y для Курахівської ТЕС складає від 0,476 до 1,14, кількість відмов на 1000 кВт·год. виробленої електричної енергії $K_n^{\text{ел}}$ складає від 0,0006 до 0,0012 (рис. 5.15).

Табл. 5.6 – Кількість відмов на одиницю устаткування K_n^y , кількість відмов на 1000 кВт год. виробленої електричної енергії K_n^{el} для Курахівської ТЕС

Курахівська ТЕС	Кількість відмов			Наробіток на відмову, [год.]	Питома пошкоджуваність		
	2012 р.	2013 р.	2014 р.		На одиницю обладнан ня	На 1 кВт*год.	На 1 Гкал
Блок №3	3	3	5	1 680	0,52381	$6,11 \cdot 10^{-4}$	$2,67 \cdot 10^{-5}$
Блок №4	7	4	4	993	0,714286	$6,11 \cdot 10^{-4}$	$2,67 \cdot 10^{-5}$
Блок №5	4	7	8	911	0,904762	$1,15 \cdot 10^{-3}$	$5 \cdot 10^{-5}$
Блок №6	0	5	5	1 294	0,47619	$7,64 \cdot 10^{-4}$	$3,34 \cdot 10^{-5}$
Блок №7	8	6	7	915	1	$9,93 \cdot 10^{-4}$	$4,34 \cdot 10^{-5}$
Блок №8	5	3	7	1 169	0,714286	$7,64 \cdot 10^{-4}$	$3,34 \cdot 10^{-5}$
Блок №9	8	9	7	466	1,142857	$1,22 \cdot 10^{-3}$	$4,34 \cdot 10^{-5}$
Всього:	35	37	43				

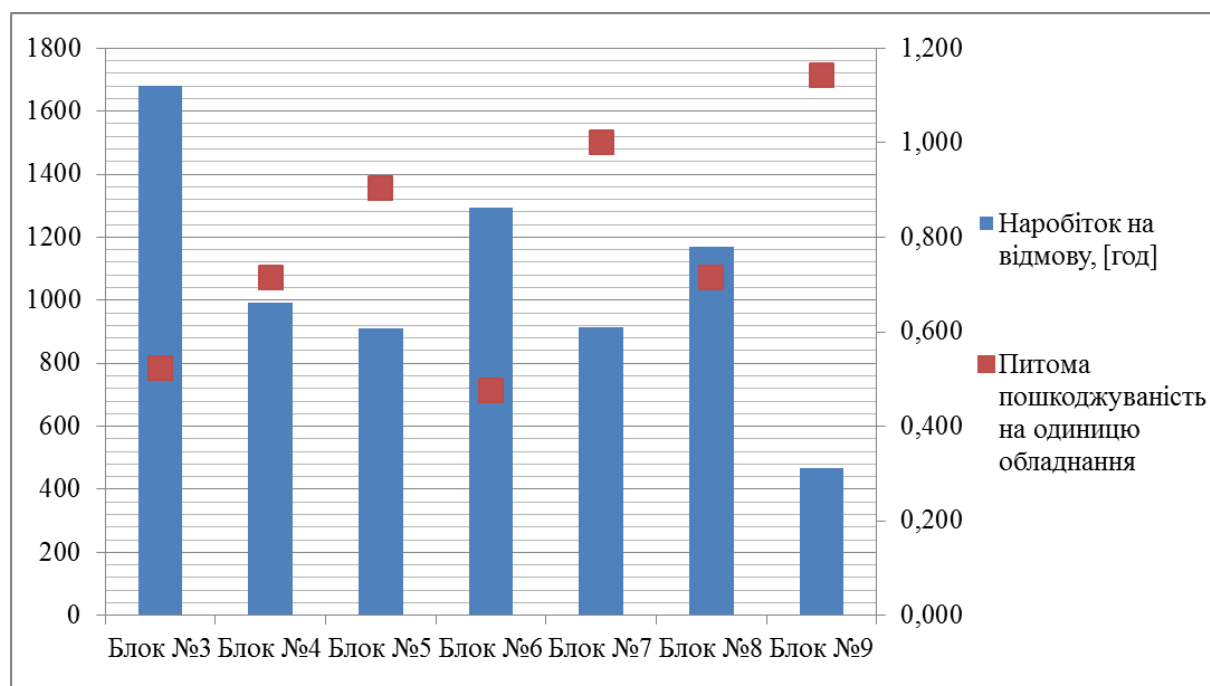


Рис. 5.15 – Діаграма розподілення наробітку на відмову та питомої пошкоджуваності на одиницю обладнання для КуТЭС.

Також проведено оцінку показників надійності та аварійності енергетичного обладнання для ЛуТЭС згідно галузевого нормативного документу ГНД 34.09.453-2003 (табл. 5.3): середній наробіток на відмову за період з 2012 до 2014 років $T_{сер}^{відм}$, питомі показники пошкоджуваності: кількість відмов на одиницю устаткування K_n^y , кількість відмов на 1000 кВт

год. виробленої електричної енергії K_n^{el} та кількість відмов на 1 Гкал виробленої теплової енергії $K_n^{тепл}$ для Луганської ТЕС. За період, що розглядався, взятий 2012, 2013 і 2014 роки, по яким Замовником надана інформація. Дані розрахунків приведені в табл. 5.3 і на діаграмі (рис. 5.16).

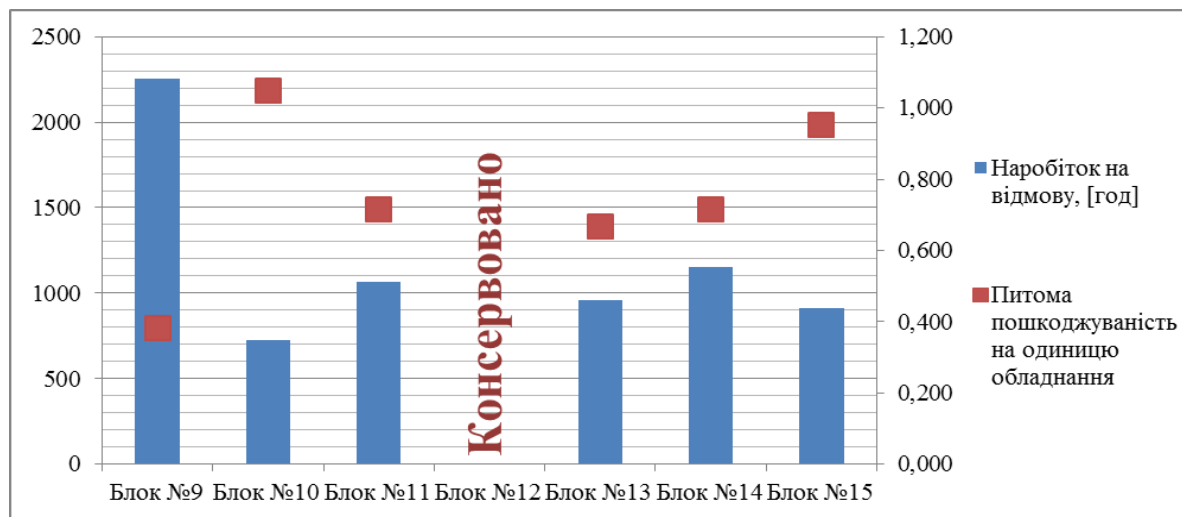


Рис. 5.16 – Діаграма розподілення наробітку на відмову та питомої пошкоджуваності на одиницю обладнання для ЛуТЕС.

Проведені оцінки показників надійності та аварійності енергетичного обладнання для ЗапТЕС згідно галузевого нормативного документу ГНД 34.09.453-2003 (табл. 5.4): середній наробіток на відмову за період з 2012 до 2014 років $T_{сер}^{відм}$, питомі показники пошкоджуваності: кількість відмов на одиницю устаткування K_n^y , кількість відмов на 1000 кВт год. виробленої електричної енергії K_n^{el} та кількість відмов на 1 Гкал виробленої теплової енергії $K_n^{тепл}$ для Запорізької ТЕС. За період, що розглядався, взятий 2012, 2013 і 2014 роки, по яким Замовником надана інформація. Дані розрахунків приведені в табл. В1 і на діаграмі (рис. 5.17). Середнє напрацювання на відмову для енергоблоків № 1, 2, 4 складає 1145 год., що говорить про високу аварійність цих блоків. Наробіток на відмову блока № 3 складає 2777 год. і знаходиться на задовільному рівні (табл. 5.4).

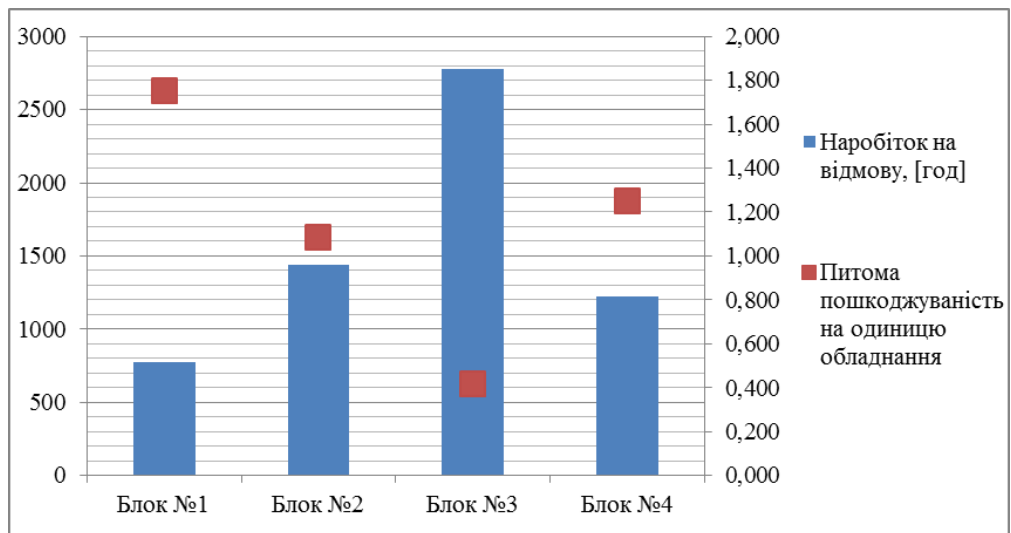


Рис. 5.17 – Діаграма розподілення наробітку на відмову та питомої пошкоджуваності на одиницю обладнання для ЗапТЕС.

Виконано оцінку показників надійності та аварійності енергетичного обладнання для КрТЕС згідно галузевого нормативного документу ГНД 34.09.453-2003 (табл. 5.5): середній наробіток на відмову за період з 2012 до 2014 років $T_{\text{сер}}^{\text{відм}}$, питомі показники пошкоджуваності: кількість відмов на одиницю устаткування K_n^y , кількість відмов на 1000 кВт год. виробленої електричної енергії $K_n^{\text{ел}}$ та кількість відмов на 1 Гкал виробленої теплової енергії $K_n^{\text{тепл}}$ для Криворізької ТЕС. За період, що розглядався, взятий 2012, 2013 і 2014 роки, по яким Замовником надана інформація. Дані розрахунків приведені в табл. 5.5 і на діаграмі (рис. 5.18). Середнє напрацювання на відмову для енергоблоків № 2-10 складає 1625 год., що говорить про високу аварійність цих блоків. Наробіток на відмову блока № 1 складає 7100 год. і знаходиться на дуже високому рівні (табл. 5.5).

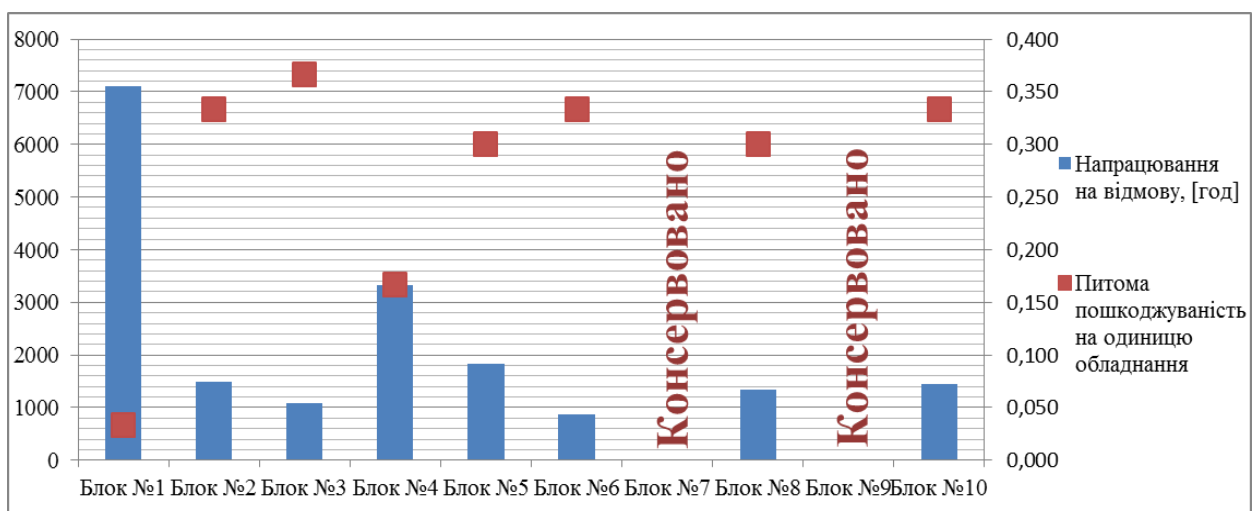


Рис. 5.18 – Діаграма розподілення наробітку на відмову та питомої пошкоджуваності на одиницю обладнання для КрТЕС.

Цілком імовірно, судячи з характеру зростання аварійних зупинок та годин в аварійних зупинках для ТЕС, що на прогнозований 2016 рік при роботі в маневреному режимі (щодобовий пуск – зупинка) ці показники будуть також зростати.

Кількість аварійних зупинок та годин в аварійних зупинках для ТЕС «ДТЕК Енерго» свідчить про зростання аварійності ПрТЕС та КрТЕС (табл. 5.7 та рис. 5.19-5.20).

При аналізі впливу пуско – зупиночних режимів необхідно відзначити проблеми погіршення надійності, економічності роботи енергоблоків, швидкого вичерпання залишкового ресурсу в маневрених режимах щоденного пуску – зупинки, а також розглянути проблему організації топкових процесів в котлах з рідким золошлаковидаленням. Основна вимога – мати на складі «витратний» запас вугілля із зольністю не більше розрахункової і показником вмісту тугоплавких окислів $Al_2O_3 + CO_2 < 70\%$.

Табл. 5.7 – Кількість аварійних зупинок та годин в аварійних ремонтах для ТЕС «ДТЕК Енерго»

ТЕС	Показник аварійності	2012	2013	2014
ЗапТЕС	Кількість аварійних зупинок, шт.	19	24	15
	Кількість годин в аварійних ремонтах, год.	516	666	1009
КрТЕС	Кількість аварійних зупинок, шт.	87	63	106
	Кількість годин в аварійних ремонтах, год.	336	1949	4374
ПрТЕС	Кількість аварійних зупинок, шт.	68	44	77
	Кількість годин в аварійних ремонтах, год.	1853	1847	4857
БуТЕС	Кількість аварійних зупинок, шт.	71	73	89
	Кількість годин в аварійних ремонтах, год.	4278	3066	4321
ЛадТЕС	Кількість аварійних зупинок, шт.	50	35	77
	Кількість годин в аварійних ремонтах, год.	1116	1143	3705
ДобТЕС	Кількість аварійних зупинок, шт.	12	7	15
	Кількість годин в аварійних ремонтах, год.	575	125	1172
ЗуТЕС	Кількість аварійних зупинок, шт.	21	34	16
	Кількість годин в аварійних ремонтах, год.	637	789	375
КуТЕС	Кількість аварійних зупинок, шт.	37	40	43
	Кількість годин в аварійних ремонтах, год.	615	913	1218
ЛуТЕС	Кількість аварійних зупинок, шт.	37	38	22
	Кількість годин в аварійних ремонтах, год.	634	408	580

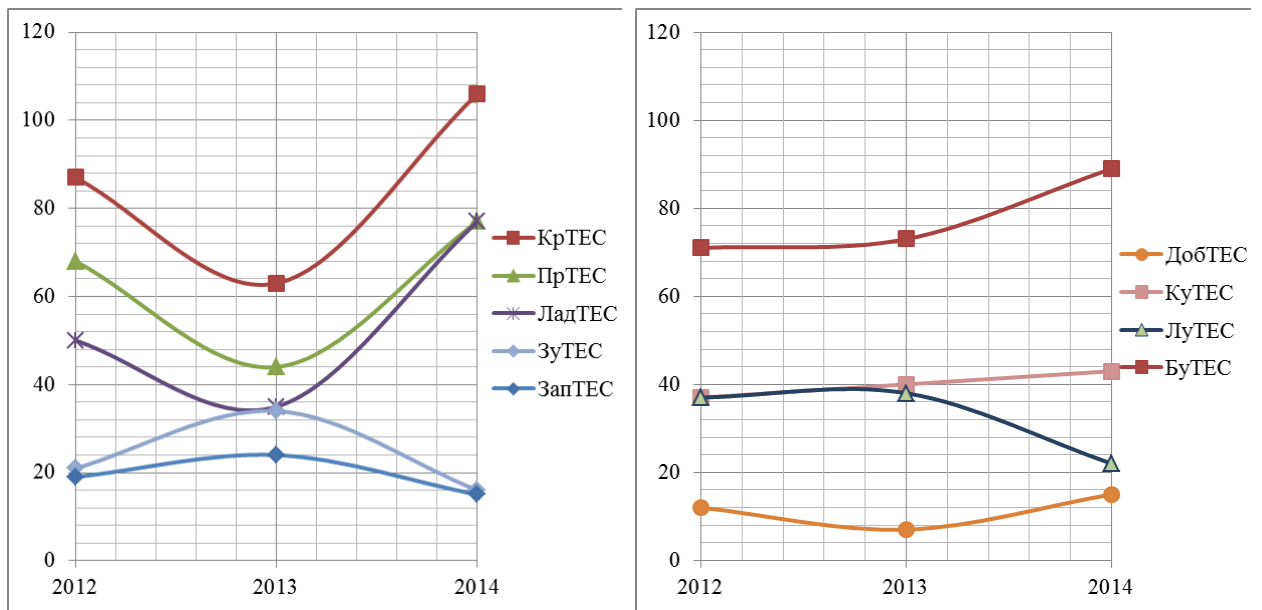


Рис. 5.19 – Кількість аварійних зупинок для ТЕС «ДТЕК Енерго»

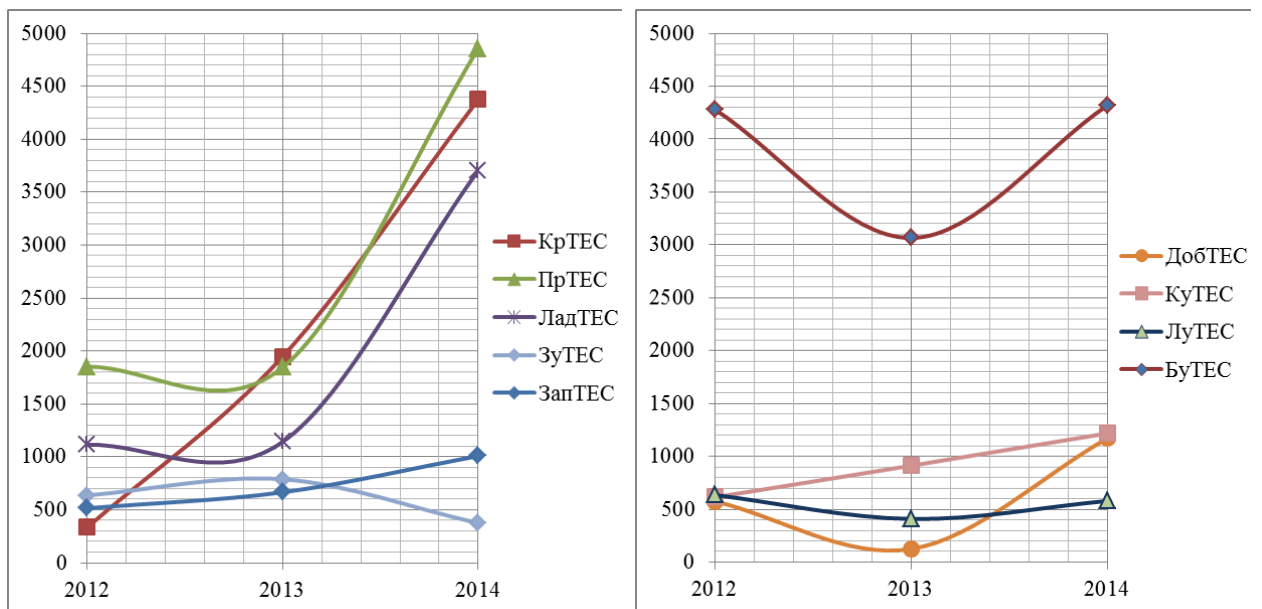


Рис. 5.20 – Кількість годин в аварійних ремонтах для ТЕС «ДТЕК Енерго»

При роботі на не розрахунковому паливі в топках буде відбуватися накопичення золошлакових компонентів вугілля, що вже відбувалося в період 1968-1978 років. Відзначене інтенсивне сплавлення шлаку при навантаженні котлів ТПП-312 А призводило до паралізації навантаження енергоблока через заправлення шлаковидальної установки. Режим щоденного пуску – зупинки потребує ретельного аналізу теплового стану барабанів котлів у поточний період навантаження, а також стану труб пароперегрівачів, де наявний температурний контроль металу в зоні обігріву недостатній. По статистиці більшість руйнувань припадає на метал, що працює в умовах частих пусків та зупинок. Так, наприклад, частота руйнувань збільшилась після 300-500 пусків (Старобешівська ТЕС вже проходила режим з 600 пусками на рік у 70-х роках

минулого століття). Необхідно на блоках з відпрацьованим ресурсом ретельно оцінити довготривалу міцність сталей від щільності карбідних часток.

Крім задач надійності металу, ідеологам комерційного використання режимів частих пусків та зупинок необхідно затратити кошти і час на створення, затвердження нормативних документів для роботи на режимі пусків – зупинок щодобово. По інформації спеціалістів, що брали участь у енергетичному аудиті Євразійської енергетичної компанії (Казахстан), при спалюванні зольного палива АР, приблизно 40 % кількості пошкоджень (2012-2013 рр.) фіксувалось на котлах блоків 300 МВт (10 одиниць до 100 випадків на рік).

Запропонований режим експлуатації різко скоротить вже продовжений ресурс експлуатації вугільних блоків теплових електричних станцій України, а саме ТЕС «ДТЕК Енерго».

5.3. Вплив роботи у маневреному режимі на техніко-економічні характеристики енергоблоків

Щодо зміни техніко-економічних показників ТЕС «ДТЕК Енерго» в маневреному режимі (щодобовий пуск – зупинка) необхідно зазначити наступне.

Сумарні характеристики роботи пилувугільних енергоблоків ТЕС України свідчать про низький коефіцієнт використання встановленої потужності порівняно зі світовими показниками, що складають більше 90 % у розвинутих країнах. Збільшилась і аварійність роботи ТЕС.

Середній ККД енергоблоків становить близько 31 % (45 % при роботі у базовому режимі у розвинутих країнах), витрати умовного палива на ТЕС складають 363-429 г.у.п. на 1 кВт електроенергії. Величини ККД (нетто) пилувугільних котлів знаходяться в діапазоні 75-86 %. Коефіцієнти готовності встановленої потужності для більшості пилувугільних блоків низькі, тільки в 13 пилувугільних енергоблоків з 89 (у 15 %) вони були більше 90 %. Середній коефіцієнт використання встановленої потужності пилувугільних енергоблоків – 40 %.

При оцінці впливу маневрених режимів на техніко-економічні показники роботи ТЕС за базу для порівняння вибраний номінальний режим роботи та розрахунок роботи електростанції на часткових режимах (60 %, 80 % і 100 %) енергоблока 200 МВт Старобешівської ТЕС та енергоблока 300 МВт Запорізької та Трипільської ТЕС. Побудовані апроксимаційні залежності

витрати електроенергії на власні потреби на виробіток електроенергії та питома витрата умовного палива в залежності від відносної потужності ($N_e/N_e^{\text{ном}}$) турбіни К-200-130 Старобешівської ТЕС. При необхідності кількість параметрів можна розширити. Потім при аналізі маневрених режимів енергоблоків 200 МВт та 300 МВт приймалися дані для вищезазначених ТЕС в якості бази для визначення відносного змінення питомих техніко-економічних показників роботи.[143, 135]

Результати розрахунків техніко-економічних показників для енергоблоків потужністю 200 та 300 МВт електростанцій «ДТЕК Енерго» при зміні навантаження на блок у 60% наведено в табл. 5.8-5.16. Для енергоблоків з турбінами К-150-130 Придніпровської ТЕС та Добротвірської ТЕС значення коефіцієнтів перерахунку приймалися на рівні блоків потужністю 200 МВт. Очікувані значення показників блоків у 2016 р., для яких спостерігалось різке погіршення показників у 2015 р. у порівнянні з 2014 р., приймалось із умови, що на станціях в 2016 р. виконано комплекс заходів із зменшення впливу факторів, які викликали різке погіршення показників.

Табл. 5.8 – Техніко-економічні показники Зуєвської ТЕС (ЗуТЕС)

№	Найменування	Позначення	Од. виміру	2011	2012	2013	2014	2015	2016
1	Потужність	N_e	МВт	300	300	300	300	300	300
2	Навантаження блока	$N_{\text{ср}}$	МВт	261	234	243,8	248,6	193,8	
3	Витрати електр. ен. на власні потреби при 100% навантаження	$[E_{\text{вл.п}}]100$	%	7,03	7,50	7,28	7,25	8,11	
4	Питоми витрати умовного палива при 100% навантаження	$[b_y]100$	$\frac{\text{г}}{\text{кВтгод}}$	349,0	356,6	356,5	362,9	373,1	
5	Коефіцієнт витрати електр. ен. на власні потреби при 60% навантаження	$[K_e]60$	-	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1
6	Коефіцієнт питомої витрати умовного палива при 60% навантаження	$[K_b]60$	-	1,038	1,038	1,038	1,038	1,038	1,038
7	Витрата електр. ен. на власні потреби при 60% навантаження	$[E_{\text{вл.п}}]60$	%	7,73	8,25	8,0	7,98	8,92	9,0
8	Питоми витрати умовного палива при 60% навантаження	$[b_y]60$	$\frac{\text{г}}{\text{кВтгод}}$	362,3	370,2	370,0	376,8	387,3	400

Табл. 5.9 – Техніко-економічні показники Курахівської ТЕС (КуТЕС)

№	Найменування	Позначення	Од. виміру	2011	2012	2013	2014	2015	2016
1	Потужність	N_e	МВт	200	200	200	200	200	200
2	Навантаження блока	N_{cp}	МВт	173,0	168,0	168,5	178,0	166,6	
3	Витрати електр. ен. на власні потреби при 100% навантаження	$[E_{вл.п}]100$	%	10,24	10,48	10,31	9,51	10,24	
4	Питомі витрати умовного палива при 100% навантаження	$[b_y]100$	$\frac{\Gamma}{\text{кВтгод}}$	385,3	388,3	386,7	379,5	393,2	
5	Коефіцієнт витрати електр. ен. на власні потреби при 60% навантаження	$[K_e]60$	-	1,049	1,049	1,049	1,049	1,049	1,049
6	Коефіцієнт питомої витрати умовного палива при 60% навантаження	$[K_b]60$	-	1,055	1,055	1,055	1,055	1,055	1,055
7	Витрата електр. ен. на власні потреби при 60% навантаження	$[E_{вл.п}]60$	%	10,74	11,0	10,82	9,98	10,74	11,0
8	Питомі витрати умовного палива при 60% навантаження	$[b_y]60$	$\frac{\Gamma}{\text{кВтгод}}$	406,4	409,5	407,9	400,3	414,7	422

Табл. 5.10 – Техніко-економічні показники Луганської ТЕС (ЛуТЕС)

№	Найменування	Позначення	Од. виміру	2011	2012	2013	2014	2015	2016
1	Потужність	N_e	МВт	200	200	200	200	200	200
2	Навантаження блока	N_{cp}	МВт	168,0	168,0	166,2	162,8	129,5	
3	Витрати електр. ен. на власні потреби при 100% навантаження	$[E_{вл.п}]100$	%	10,79	10,91	10,87	9,3	12,39	
4	Питомі витрати умовного палива при 100% навантаження	$[b_y]100$	$\frac{\Gamma}{\text{кВтгод}}$	425,2	427,6	426,7	420,3	447,8	
5	Коефіцієнт витрати електр. ен. на власні потреби при 60% навантаження	$[K_e]60$	-	1,049	1,049	1,049	1,049	1,049	1,049
6	Коефіцієнт питомої витрати умовного палива при 60% навантаження	$[K_b]60$	-	1,055	1,055	1,055	1,055	1,055	1,055
7	Витрата електр. ен. на власні потреби при 60% навантаження	$[E_{вл.п}]60$	%	11,32	11,44	11,4	9,76	13,0	14,0
8	Питомі витрати умовного палива при 60% навантаження	$[b_y]60$	$\frac{\Gamma}{\text{кВтгод}}$	448,5	451,0	450,1	443,3	472,4	480

Табл. 5.11 – Техніко-економічні показники Запорізької ТЕС (ЗапТЕС)

№	Найменування	Позначення	Од. виміру	2011	2012	2013	2014	2015	2016
1	Потужність	N _е	МВт	300	300	300	300	300	300
2	Навантаження блока	N _{ср}	МВт	245,0	223,0	242,1	252,4	243,0	
3	Витрати електр. ен. на власні потреби при 100% навантаження	[E _{вл.п}]100	%	7,54	8,05	7,64	6,52	6,66	
4	Питомі витрати умовного палива при 100% навантаження	[b _y]100	$\frac{\Gamma}{\text{кВтгод}}$	362,5	368,4	361,1	358,4	353,7	
5	Коефіцієнт витрати електр. ен. на власні потреби при 60% навантаження	[K _e]60	-	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1
6	Коефіцієнт питомої витрати умовного палива при 60% навантаження	[K _b]60	-	1,038	1,038	1,038	1,038	1,038	1,038
7	Витрата електр. ен. на власні потреби при 60% навантаження	[E _{вл.п}]60	%	8,29	8,86	8,40	7,17	7,33	7,5
8	Питомі витрати умовного палива при 60% навантаження	[b _y]60	$\frac{\Gamma}{\text{кВтгод}}$	376,3	382,4	374,8	366,8	367,1	370,0

Табл. 5.12 – Техніко-економічні показники Придніпровської ТЕС (ПрТЕС)

№	Найменування	Позначення	Од. виміру	2011	2012	2013	2014	2015	2016
1	Потужність	N _е	МВт	150	150	150	150	150	150
2	Навантаження блока	N _{ср}	МВт	156,0	153,0	147,0	150,2	116,5	
3	Витрати електр. ен. на власні потреби при 100% навантаження	[E _{вл.п}]100	%	10,06	10,5	10,64	9,72	12,52	
4	Питомі витрати умовного палива при 100% навантаження	[b _y]100	$\frac{\Gamma}{\text{кВтгод}}$	411,6	422,4	430,0	427,6	441,4	
5	Коефіцієнт витрати електр. ен. на власні потреби при 60% навантаження	[K _e]60	-	1,049	1,049	1,049	1,049	1,049	1,049
6	Коефіцієнт питомої витрати умовного палива при 60% навантаження	[K _b]60	-	1,055	1,055	1,055	1,055	1,055	1,055
7	Витрата електр. ен. на власні потреби при 60% навантаження	[E _{вл.п}]60	%	10,55	11,01	11,16	10,2	13,13	14,0
8	Питомі витрати умовного палива при 60% навантаження	[b _y]60	$\frac{\Gamma}{\text{кВтгод}}$	434,2	445,6	453,6	451	465,6	480,0

Табл. 5.13 – Техніко-економічні показники Криворізької ТЕС (КрТЕС)

№	Найменування	Позначення	Од. виміру	2011	2012	2013	2014	2015	2016
1	Потужність	N_e	МВт	300	300	300	300	300	300
2	Навантаження блока	N_{cp}	МВт	238,0	232,0	229,8	227,4	152,3	
3	Витрати електр. ен. на власні потреби при 100% навантаження	$[E_{вл.п}]_{100}$	%	7,55	7,67	7,83	6,97	10,48	
4	Питомі витрати умовного палива при 100% навантаження	$[b_y]_{100}$	$\frac{\Gamma}{\text{кВтгод}}$	377,8	382,6	391,9	396,3	448,9	
5	Коефіцієнт витрати електр. ен. на власні потреби при 60% навантаження	$[K_e]_{60}$	-	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1
6	Коефіцієнт питомої витрати умовного палива при 60% навантаження	$[K_b]_{60}$	-	1,038	1,038	1,038	1,038	1,038	1,038
7	Витрата електр. ен. на власні потреби при 60% навантаження	$[E_{вл.п}]_{60}$	%	8,3	8,44	8,61	7,67	11,53	12,5
8	Питомі витрати умовного палива при 60% навантаження	$[b_y]_{60}$	$\frac{\Gamma}{\text{кВтгод}}$	392,2	397,1	406,8	411,4	459,8	472

Табл. 5.14 – Техніко-економічні показники Бурштинської ТЕС (БуТЕС)

№	Найменування	Позначення	Од. виміру	2011	2012	2013	2014	2015	2016
1	Потужність	N_e	МВт	200	200	200	200	200	200
2	Навантаження блока	N_{cp}	МВт	137	143	145,9	143,4	140,6	
3	Витрати електр. ен. на власні потреби при 100% навантаження	$[E_{вл.п}]_{100}$	%	9,67	9,73	9,82	8,95	8,93	
4	Питомі витрати умовного палива при 100% навантаження	$[b_y]_{100}$	$\frac{\Gamma}{\text{кВтгод}}$	409,4	404,1	398,5	396,9	397,4	
5	Коефіцієнт витрати електр. ен. на власні потреби при 60% навантаження	$[K_e]_{60}$	-	1,049	1,049	1,049	1,049	1,049	1,049
6	Коефіцієнт питомої витрати умовного палива при 60% навантаження	$[K_b]_{60}$	-	1,055	1,055	1,055	1,055	1,055	1,055
7	Витрата електр. ен. на власні потреби при 60% навантаження	$[E_{вл.п}]_{60}$	%	10,14	10,21	10,30	9,39	9,37	9,5
8	Питомі витрати умовного палива при 60% навантаження	$[b_y]_{60}$	$\frac{\Gamma}{\text{кВтгод}}$	431,8	426,2	420,3	420,4	419,2	420

Табл. 5.15 – Техніко-економічні показники Добротвірської ТЕС (ДобТЕС)

№	Найменування	Позначення	Од. виміру	2011	2012	2013	2014	2015	2016
1	Потужність	N _е	МВт	150	150	150	150	150	150
2	Навантаження блока	N _{ср}	МВт	137	143	145,9	143,4	140,6	
3	Витрати електр. ен. на власні потреби при 100% навантаження	[E _{вл.п}]100	%	10,39	9,49	9,49	9,06	8,93	
4	Питомі витрати умовного палива при 100% навантаження	[b _y]100	$\frac{\Gamma}{\text{кВтгод}}$	419,3	410,9	409,4	413,3	409,5	
5	Коефіцієнт витрати електр. ен. на власні потреби при 60% навантаження	[K _e]60	-	1,049	1,049	1,049	1,049	1,049	1,049
6	Коефіцієнт питомої витрати умовного палива при 60% навантаження	[K _b]60	-	1,055	1,055	1,055	1,055	1,055	1,055
7	Витрата електр. ен. на власні потреби при 60% навантаження	[E _{вл.п}]60	%	10,90	9,96	10,02	9,34	9,37	9,5
8	Питомі витрати умовного палива при 60% навантаження	[b _y]60	$\frac{\Gamma}{\text{кВтгод}}$	442,3	433,4	433,8	437,1	431,9	432

Табл. 5.16 – Техніко-економічні показники Ладжинської ТЕС (ЛадТЕС)

№	Найменування	Позначення	Од. виміру	2011	2012	2013	2014	2015	2016
1	Потужність	N _е	МВт	300	300	300	300	300	300
2	Навантаження блока	N _{ср}	МВт	198,0	214,4	213,4	206,7	207,9	
3	Витрати електр. ен. на власні потреби при 100% навантаження	[E _{вл.п}]100	%	8,19	7,74	7,65	7,86	7,84	
4	Питомі витрати умовного палива при 100% навантаження	[b _y]100	$\frac{\Gamma}{\text{кВтгод}}$	380,0	378,0	380,0	389,0 1	394,6 3	
5	Коефіцієнт витрати електр. ен. на власні потреби при 60% навантаження	[K _e]60	-	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1
6	Коефіцієнт питомої витрати умовного палива при 60% навантаження	[K _b]60	-	1,038	1,038	1,038	1,038	1,038	1,038
7	Витрата електр. ен. на власні потреби при 60% навантаження	[E _{вл.п}]60	%	9,0	8,51	8,42	8,65	8,62	8,65
8	Питомі витрати умовного палива при 60% навантаження	[b _y]60	$\frac{\Gamma}{\text{кВтгод}}$	394,4 4	392,3 6	394,4 4	403,8	409,6 2	410

Порівняння проводилося з урахуванням того, що енергоблок працює у графіку змінного навантаження «пуск – зупинка» при пуску з гарячого стану з нічним простоем та середнє завантаження блока з урахуванням пускових витрат палива складає 60 % від номінальної потужності. Розрахунки питомої витрати умовного палива та витрати електроенергії на власні потреби показали, що питомі техніко-економічні показники збільшуються суттєво у разі змінного навантаження «пуск – зупинка» (див. 2016 – прогноз). Це збільшення призведе до зниження економічної ефективності роботи ТЕС на маневрених режимах (табл. 5.17-5.18 та рис. 5.21-5.22).

Табл. 5.17 – Питома витрата умовного палива ТЕС «ДТЕК Енерго» при роботі на номінальному навантаженні (2016 р. – прогноз)

Питома витрата умовного палива ТЕС, г. у. п. на 1 кВт електроенергії	2011	2012	2013	2014	2015	2016
Криворізька	377,80	382,60	386,90	395,85	442,92	477,91
Придніпровська	411,60	422,40	425,30	429,75	441,39	476,26
Ладизинська	380,00	378,00	377,50	385,24	394,63	425,81
Зуєвська	349,00	356,60	354,60	363,66	373,14	402,62
Запорізька	362,50	368,40	357,90	353,28	353,68	397,50
Добротвірська	419,30	410,90	409,40	413,30	409,50	442,28
Курахівська	385,30	388,30	384,70	380,35	393,20	414,75
Луганська	425,20	427,60	426,30	422,46	447,83	472,37
Бурштинська	409,40	404,10	397,20	396,93	397,42	431,84

Табл. 5.18 – Витрата електроенергії на власні потреби ТЕС «ДТЕК Енерго» при роботі на номінальному навантаженні (2016 р. – прогноз)

Витрата електроенергії на власні потреби ТЕС, %	2011	2012	2013	2014	2015	2016
Криворізька	7,55	7,67	7,69	7,12	10,48	12,16
Придніпровська	10,06	10,50	10,57	10,00	12,52	14,52
Ладизинська	8,19	7,74	7,55	7,67	7,84	9,50
Зуєвська	7,03	7,50	7,18	7,35	8,11	9,41
Запорізька	7,54	8,05	7,49	6,49	6,66	9,34
Добротвірська	10,39	9,49	9,49	9,06	8,93	10,90
Курахівська	10,24	10,48	10,22	9,58	10,24	10,99
Луганська	10,79	10,91	10,90	9,59	12,39	13,00
Бурштинська	9,67	9,73	9,81	8,92	8,93	10,29

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 з роботою енергоблоків у режимах регулювання частоти енергосистеми України.

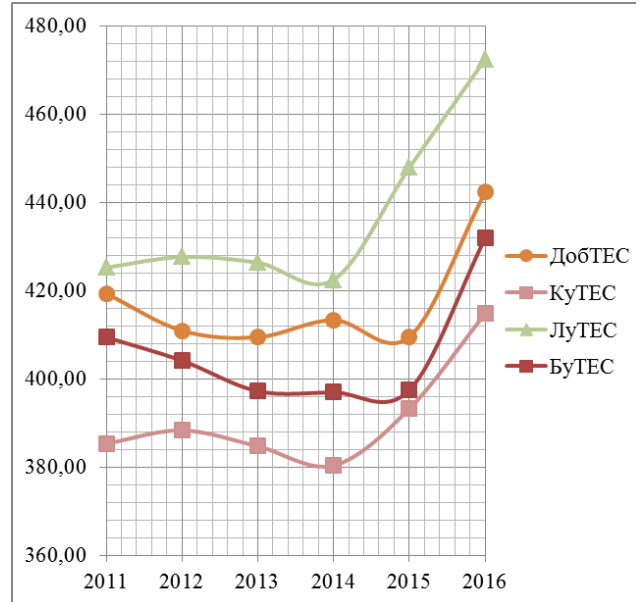
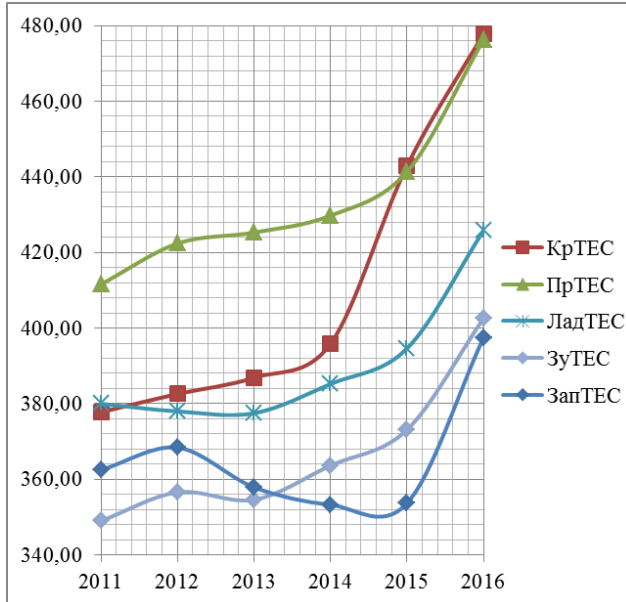


Рис. 5.21 – Питомі витрати умовного палива (2016 – прогноз)

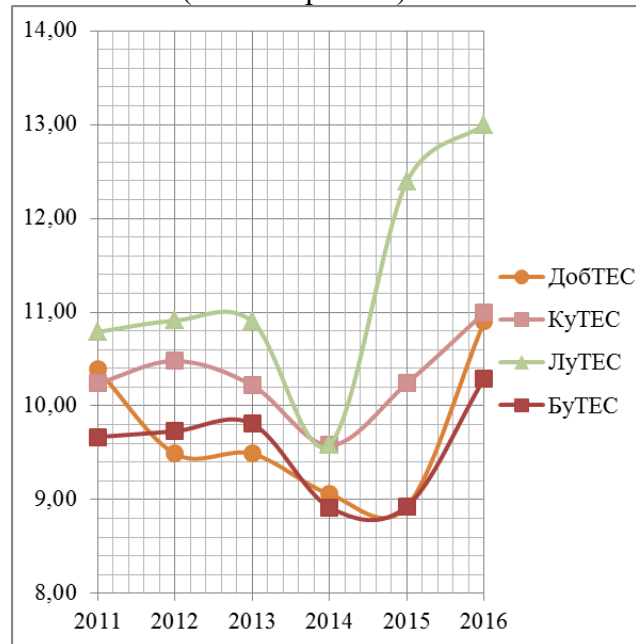
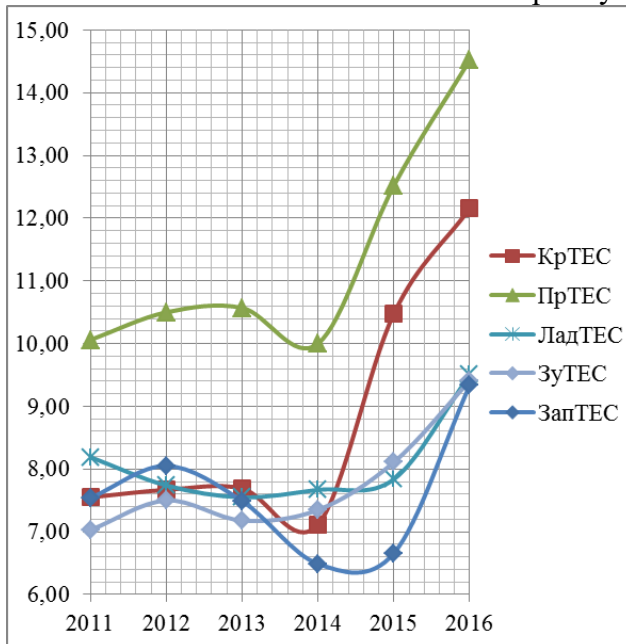


Рис. 5.22 – Витрати електроенергії на власні потреби (2016 – прогноз)

Також, при оцінці впливу маневрених режимів на техніко-економічні показники роботи ТЕС було проведено порівняння для середнього навантаження енергоблока, що відповідає основному режиму роботи за період експлуатації, що розглядається. Середнє навантаження на енергоблок відповідає наявним режимам експлуатації, менше за номінальне навантаження

і відповідає сучасним умовам роботи генерації України.

Розрахунки техніко-економічних показників блоків при роботі у графіку змінного навантаження «пуск – зупинка» виконано з використанням даних таблиць, що надані Замовником: Табл. № 1 – «Порівняння основних техніко-економічних показників факту за 9 міс. 2013 і 9 міс. 2015 р.»; Табл. № 2 – «Порівняння основних техніко-економічних показників факту за 9 міс. 2014 і 9 міс. 2015 р.»; Табл. № 3 – «Порівняння основних техніко-економічних показників факту за 12 міс. 2011 і 12 міс. 2012 р.».

При розрахунках розглядається зміна наступних показників за період 2011-2015 рр.:

– п. 4, Табл. № 1-3 – «Середнє навантаження блока, $N_{\text{ср.бл}}$, МВт» (в роботі – Середнє навантаження на блок – $N_{\text{ср}}$, МВт);

– п. 38, Табл. № 1-3 – «Витрата електричної енергії на власні потреби $\Delta_{\text{л}}/\Delta_{\text{н}}$, % (в роботі – Витрата електричної енергії на власні потреби – $E_{\text{вл.п.}}$, %);

– п.58, Табл. № 1-3 – «Удельный расход условного топлива на производство электрической энергии на отпуск с шин, $b_{\text{эш}}$, г/кВт•ч» (в роботі – питома витрата умовного палива на виробіток електричної енергії – $b_{\text{у}}$, г/кВт•год).

Для блоків потужністю 200 МВт розрахунки виконуються на підставі аналізу результатів розрахунку зміни параметрів витрати електроенергії на власні потреби $E_{\text{вл.п}}$ та питомої витрати умовного палива $b_{\text{у}}$ в залежності від відносної потужності блока, отримані для турбіни К-200-130 Старобешівської ТЕС при відносній потужності $N_{\text{е}} = 100 \%, 80 \%, 60 \%$ від $N_{\text{ном}}$, (табл. 5.19, рис. 5.23).

Табл. 5.19 – Зміна техніко-економічних показників блока К-200-130 Старобешівської ТЕС для навантажень 100 %, 80 %, 60 % від номінального.

N, п/п	Найменування	Позна- чення	Одиниця виміру	Відносне навантаження, %		
				100	80	60
1	Витрата електроенергії на власні потреби	$E_{\text{вл.п}}$	%	4,688	4,703	4,92
2	Коефіцієнт відносної витрати електроенергії на власні потреби	$K_{\text{е}}$	-	1,0	1,003	1,049
3	Питома витрата умовного палива на виробку електроенергії	$b_{\text{у}}$	г/кВт•год	358,7	360,3	378,3
4	Коефіцієнт питомої витрати умовного палива на виробку електроенергії	$K_{\text{б}}$	-	1,0	1,005	1,055

В табл. 5.19 відповідні коефіцієнти перерахунку розраховувались таким

чином:

Коефіцієнт відносної витрати електроенергії на власні потреби

$$K_e = E_{\text{вл.п.}}(N_i) / E_{\text{вл.п.}}(N_{\text{ном}}), \quad (5.1)$$

де $E_{\text{вл.п.}}(N_i)$ – витрата електричної енергії на власні потреби при частковому навантаженні блока N_i , $E_{\text{вл.п.}}(N_{\text{ном}})$ – витрата електричної енергії на власні потреби при номінальній потужності турбіни $N_{\text{ном}}$.

Коефіцієнт питомої витрати умовного палива на виробку електроенергії:

$$K_b = b_y(N_i) / b_y(N_{\text{ном}}), \quad (5.2)$$

де $b_y(N_i)$ – питома витрата умовного палива на виробку електроенергії при частковому навантаженні блока N_i , $b_y(N_{\text{ном}})$ – питома витрата умовного палива на виробку електроенергії при номінальній потужності $N_{\text{ном}}$.

Залежність відповідних коефіцієнтів K_e та K_b від навантаження турбіни наведено на рис. 5.23.

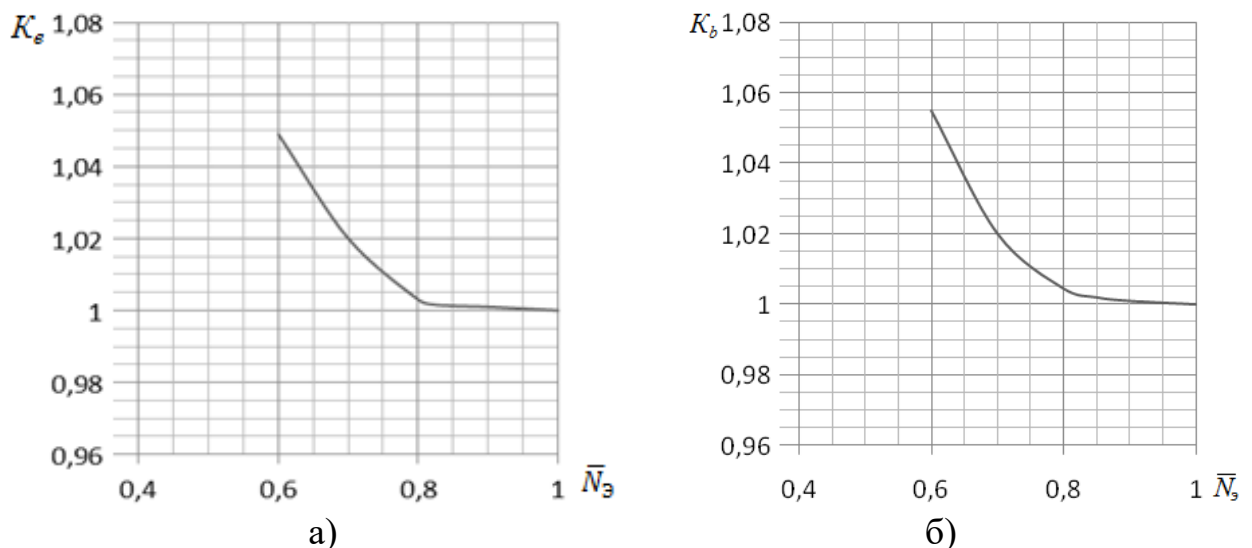


Рис. 5.23 – Залежність відносних величин витрати енергії на власні потреби (а) та питомої витрати умовного палива на виробку електроенергії (б) від відносної потужності ($N_e / N_e^{\text{ном}}$) блока К-200-130 Старобешівської ТЕС

Для блоків потужністю 300 МВт розрахунки виконуються на підставі аналізу результатів розрахунку зміни параметрів витрати електроенергії на власні потреби $E_{\text{вл.п.}}$ та питомої витрати умовного палива b_y в залежності від відносної потужності блока, отримані для турбіни К-300-240 Трипільської ТЕС при відносній потужності $N_e = 100 \%$, 80% , 60% від $N_{\text{ном}}$. Результати розрахунків наведено на рис. 5.24.

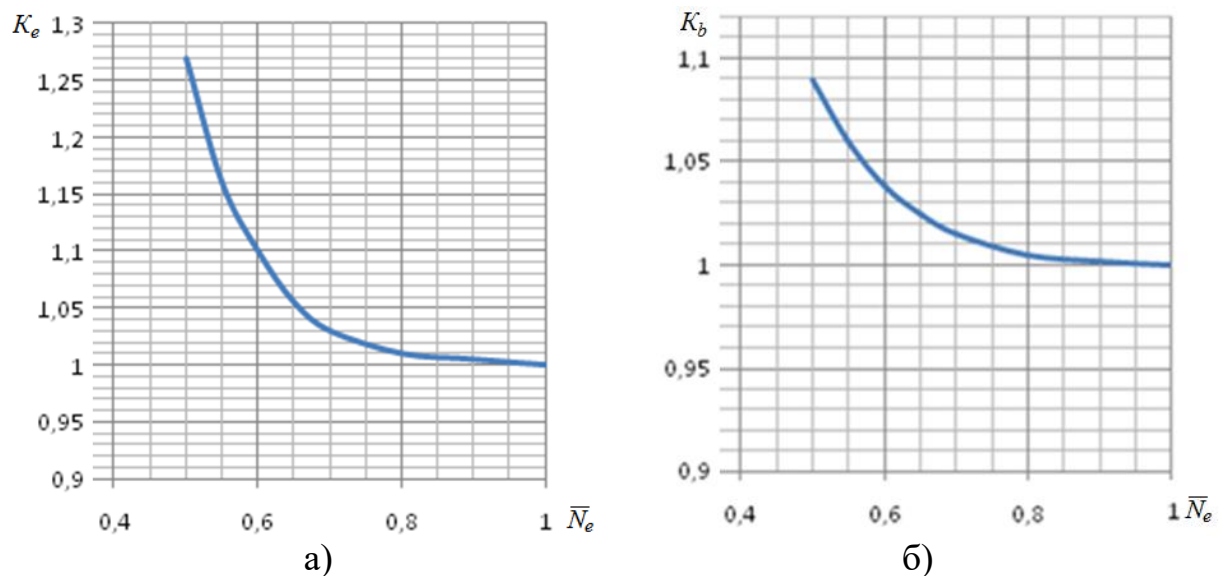


Рис. 5.24 – Залежність відносних величин витрати енергії на власні потреби (а) та питомої витрати умовного палива на виробку електроенергії (б) від відносної потужності ($N_e / N_e^{\text{ном}}$) блока К-300-240 Трипільської ТЕС

При розрахунку характеристик енергоблоків «ДТЕК Енерго» на частковому навантаженні вважалось, що при пуску з гарячого стану за графіком змінного навантаження у режимі «пуск – зупинка» з нічним простоєм середнє навантаження на блок складає 60 % від середньорічного навантаження блока, яке наведено в п. 4 Таблиць № 1-3, наданих Замовником.

При цьому у відповідності з даними рис. 5.23, 5.24 коефіцієнти перерахунку показників приймалися такими:

для блока 200 МВт

$$K_e = 1,049; \quad K_b = 1,0548 \quad (5.3)$$

для блока 300 МВт

$$K_e = 1,10; \quad K_b = 1,038 \quad (5.4)$$

Результати розрахунків техніко-економічних показників для енергоблоків потужністю 200 МВт та 300 МВт електростанцій «ДТЕК Енерго» при зміні навантаження на блок у 60% наведено в табл. 5.8 – 5.16. Для блоків К-150-130 Придніпровської ТЕС та Добротвірської ТЕС значення коефіцієнтів перерахунку приймалися на рівні блоків потужністю 200 МВт. Очікувані значення показників блоків у 2016 р., для яких спостерігалось різке погіршення показників у 2015 р. у порівнянні з 2014 р., приймалось із умови, що на станціях в 2016 р. виконано комплекс заходів із зменшення впливу факторів, які визвали різке погіршення показників.

Результати розрахунків представлено на рис. 5.25, 5.26. На рис. 5.25 наведено зміну питомої витрати умовного палива, а на рис. 5.26 – витрати енергії на власні потреби за 2011-2016 рр. (2016 р. – прогноз) по станціях

«ДТЕК Енерго» при навантаженні у 60 % від номінального в умовах маневреного режиму «пуск – зупинка».

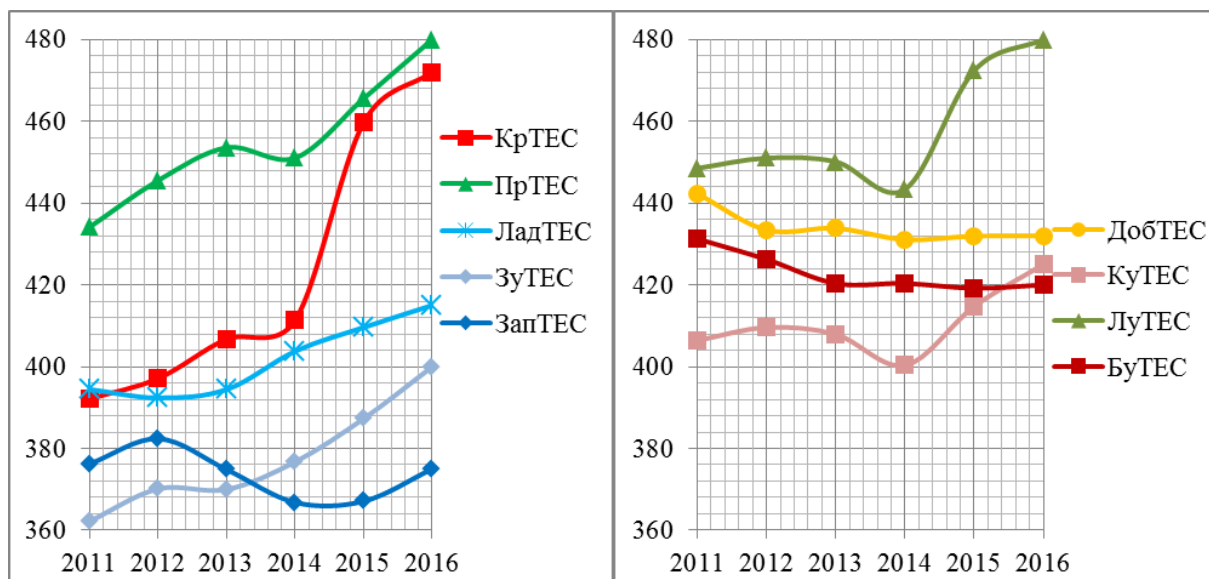


Рис. 5.25 – Питома витрата умовного палива при навантаженні 60% від номінального в умовах маневреного режиму (2016 рік – прогноз).

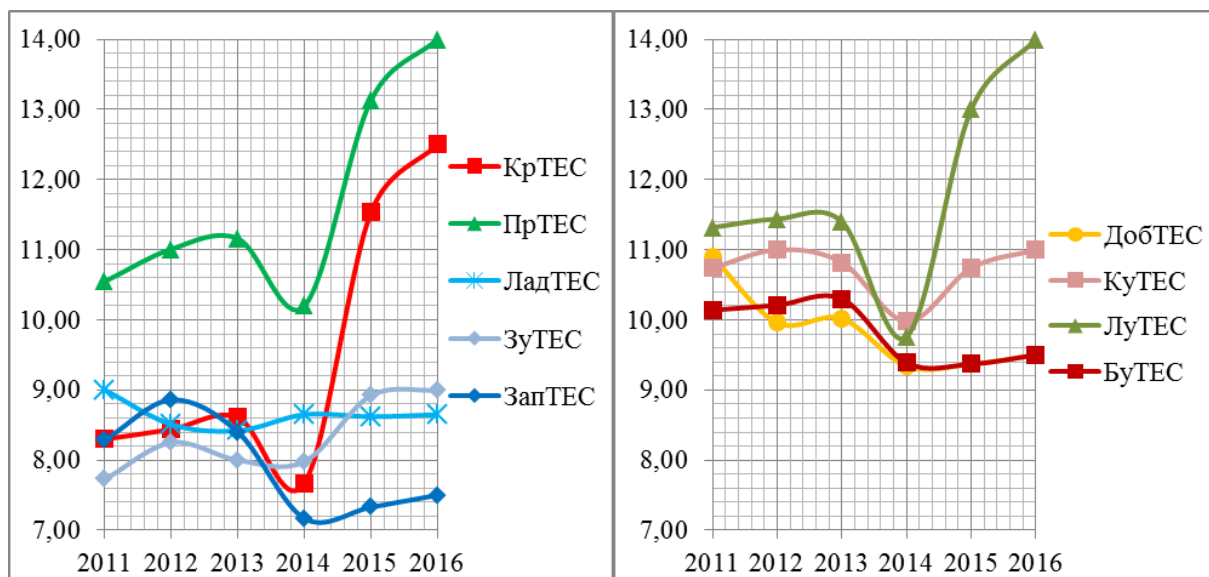


Рис. 5.26 – Витрата електроенергії на власні при навантаженні 60% від номінального в умовах маневреного режиму (2016 рік – прогноз).

Як видно з наведених даних, для Придніпровської ТЕС, Криворізької ТЕС і Луганської ТЕС спостерігається стале підвищення по роках питомої витрати умовного палива на виробку електроенергії і витрату електроенергії на власні потреби.

На рис. 5.27 наведено порівняння техніко-економічних показників по станціях за 2014-2015 рр. На рис. 5.27а наведено дані щодо питомої витрати умовного палива b_y , а на рис. 5.27б – витрати електроенергії на власні

потреби $E_{\text{вл.п.}}$.

Як видно з рис. 5.27а у 2015 р. мінімальні значення питомої витрати умовного палива b_y досягнуто на Запорізькій ТЕС $b_y = 353,68$ г/кВт*год. Максимальне значення питомої витрати умовного палива спостерігається на Луганській ТЕС – $b_y = 447,83$ г/кВт*год., Криворізькій ТЕС $b_y = 442,92$ г/кВт*год., Придніпровській ТЕС $b_y = 441,39$ г/кВт*год. Порівняння даних, отриманих за 2014 р. і 2015 р., показує, що на деяких станціях питома витрата умовного палива збільшилась. Більше всього ця різниця склала на Криворізькій ТЕС $\Delta b_y = 46,58$ г/кВт*год. та на Луганській ТЕС $\Delta b_y = 27,49$ г/кВт*год.

Наведені на рис. 5.27б дані щодо витрати електроенергії на власні потреби $E_{\text{вл.п.}}$ показують, що мінімальних витрат досягнуто на Запорізькій ТЕС $E_{\text{вл.п.}} = 6,66$ % та на Ладизинській ТЕС $E_{\text{вл.п.}} = 7,84$ %. Максимальне значення величини $E_{\text{вл.п.}}$ спостерігається на Придніпровській ТЕС $E_{\text{вл.п.}} = 12,52$ % та на Луганській ТЕС $E_{\text{вл.п.}} = 12,38$ %.

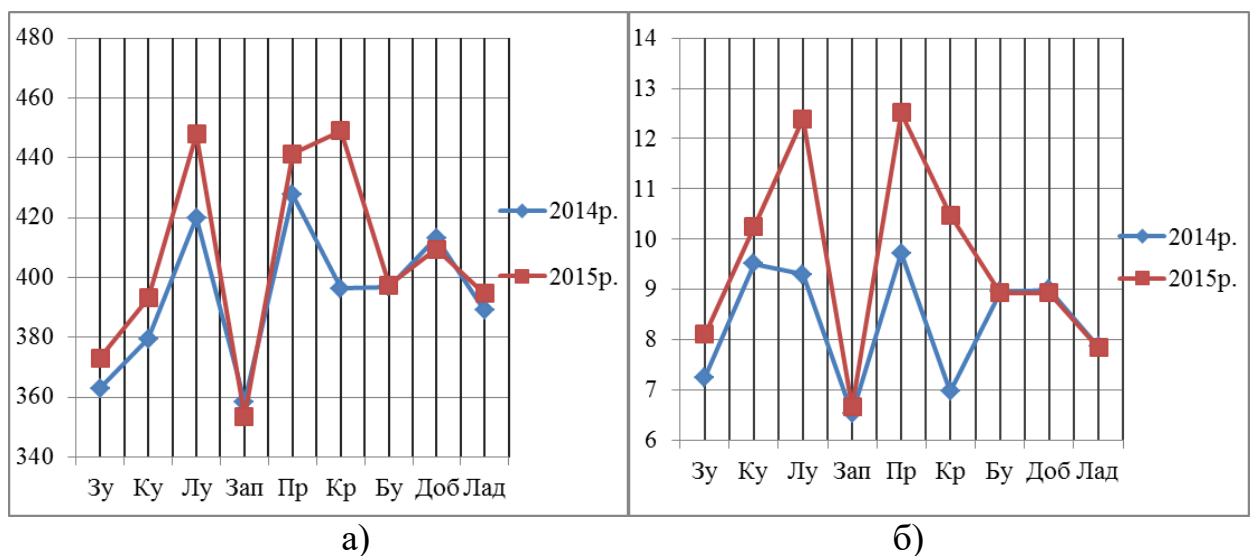


Рис. 5.27 – Техніко-економічні показники блоків «ДТЕК Енерго» по станціях за 2014-2015 рр.: а) питома витрата умовного палива, г.у.п.; б) витрата електроенергії на власні потреби, %.

Збільшення питомої витрати електроенергії на власні потреби за 2014-2015 рр. спостерігається на Криворізькій ТЕС $\Delta E_{\text{вл.п.}} = 3,51$ %, Ладизинській ТЕС $\Delta E_{\text{вл.п.}} = 3,24$ %, Придніпровській ТЕС $\Delta E_{\text{вл.п.}} = 2,8$ %.

На рис. 5.28 наведено порівняння техніко-економічних показників – питома витрата умовного палива b_y та витрата електроенергії на власні потреби $E_{\text{вл.п.}}$ по станціях за 2015 р. З наведених даних видно, що мінімальні і максимальні показники якості роботи станцій практично співпадають.

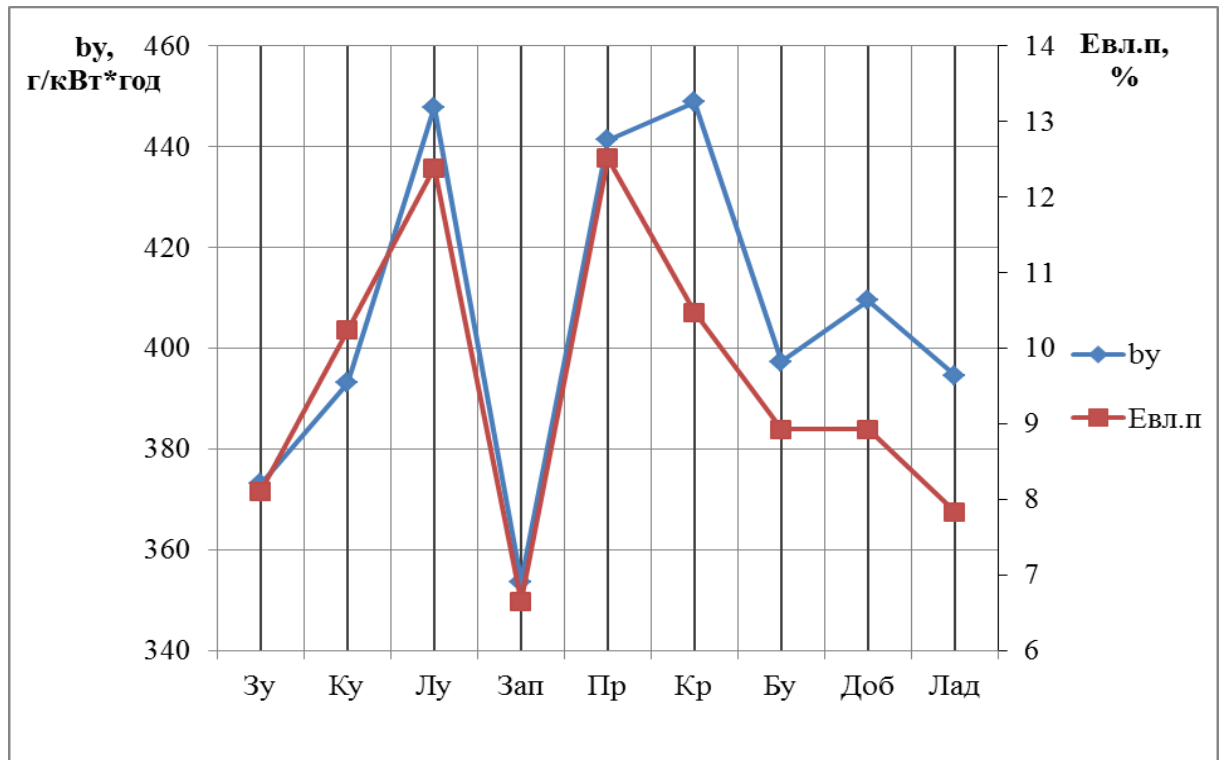


Рис. 5.28 – Порівняння техніко-економічних показників по станціях «ДТЕК Енерго» за 2015 р.

Висновки до розділу 5

1. Станом на 01.09.2015 року з 57 блоків ТЕС України ТОВ «ДТЕК Енерго» 4 енергоблоки відпрацювали розрахунковий ресурс 100 тис. год. і працюють у допустимих межах згідно нормативних документів Міненерговугілля України, 38 енергоблоків перевищили парковий ресурс 200-220 тис. год., 15 енергоблоків перевищили подовжений індивідуальний ресурс 300 тис. год. При цьому по показниках маневрування (кількість пусків при нормі в 600-800 пусків згідно нормативних документів) 53 енергоблоки перевищили нормативні показники, а 34 енергоблоки перевищили межу у 2000 пусків, що може призвести до значного зниження ресурсних характеристик та збільшення аварійних зупинок при збільшенні кількості пусків, що характерно для роботи у маневрених режимах щоденного пуску – зупинки. Це свідчить про неможливість залучення більшості енергетичного обладнання ТОВ «ДТЕК Енерго» для регулювання частоти мережі [11].

2. Згідно нормативних документів Міністерства енергетики та вугільної промисловості України подовження терміну експлуатації неможливо без

проведення неруйнівного контролю енергетичного обладнання, який повинен відбуватися у капітальному ремонті та особливо стосується елементів, що вичерпали парковий ресурс по двох показниках: загальне напрацювання та загальна кількість пусків за весь період експлуатації. Невиконання нормативних вимог щодо періодичності капітальних ремонтів, заміни у нормативних обсягах елементів основного та допоміжного обладнання, неможливість неруйнівного обстеження стану енергетичного обладнання та оцінки можливості подовження експлуатації призведе до накопичення фізичного зношування та виходу устаткування з роботи з непередбачуваними наслідками [136].

3. Проектні теплові схеми не передбачають роботи енергетичного обладнання у маневрених режимах щоденного пуску – зупинки.

4. З точки зору організації топкових процесів в котлах з рідким золошлаковидаленням необхідно зазначити, що при роботі на не розрахунковому паливі в топках буде відбуватися накопичення золошлакових компонентів вугілля, що вже відбувалося в період 1968-1978 років. Відзначене інтенсивне сплавлення шлаку при навантаженні котлів ТПП-312 А призводило до паралізації навантаження енергоблока через заплавлення шлаковидальної установки. Режим щоденного пуску – зупинки потребує ретельного аналізу теплового стану барабанів котлів у поточний період навантаження, а також стану труб пароперегрівачів, де наявний температурний контроль металу в зоні обігріву недостатній. По статистиці більшість руйнувань припадає на метал, що працює в умовах частих пусків та зупинок.

5. Кількість аварійних зупинок та годин в аварійних ремонтах для ТЕС «ДТЕК Енерго» свідчить про зростання аварійності за період експлуатації з 2012 по 2014 роки. Цілком імовірно, судячи з характеру зростання аварійних зупинок та годин в аварійних ремонтах для ТЕС, що на прогнозований 2016 рік при роботі в маневреному режимі (щодобовий пуск – зупинка) ці показники будуть також зростати [137].

6. Аналіз техніко-економічних показників свідчить про їх погіршення зі збільшенням кількості пусків – зупинок. Розрахунки питомої витрати умовного палива та витрати електроенергії на власні потреби показали, що ці техніко-економічні показники збільшуються суттєво у разі змінного навантаження «пуск – зупинка» (питома витрата умовного палива – на 9-14 %, витрата електроенергії на власні потреби – на 16-40 %) та це збільшення призведе до зниження економічної ефективності роботи ТЕС на маневрених режимах [138].

7. Зазначені техніко-економічні показники погіршилися у 2015 році у порівнянні з 2014 роком на 3-12 %, що більш за все пов'язано з роботою енергоблоків у режимах регулювання частоти енергосистеми України [139].

РЕКОМЕНДАЦІЇ

1. При проведенні робіт з оцінки технічного стану й перепризначення терміну експлуатації енергетичного обладнання необхідно виконати:

- аналіз технічної документації (конструкторської та експлуатаційної документації, документації підприємства-виробника, паспортів енергетичного обладнання);

- аналіз умов експлуатації та фактичної кількості циклів навантаження з формуванням розрахункових режимів;

- аналіз результатів контролю стану металу (передексплуатаційного, періодичного та позачергового);

- аналіз відмов та пошкоджень.

2. Дослідити попереднє встановлення механізмів старіння; встановити визначальні параметри і критерії технічного стану.

3. Вдосконалити або впровадити програми технічного діагностування енергетичного обладнання, забезпечити підготовку та проведення додаткового контролю (обстеження) технічного стану енергетичного обладнання та опрацювання отриманих результатів.

4. Провести розрахунки на міцність енергетичного обладнання, що відпрацювало парковий ресурс згідно нормативних документів та оцінку залишкового ресурсу енергетичного обладнання, що включає встановлення фактично наявних механізмів старіння.

5. Забезпечити обґрунтування перепризначеного терміну експлуатації та нової допустимої кількості циклів навантаження з урахуванням прогнозу зміни параметрів технічного стану й механізмів старіння енергетичного обладнання в понадпроектний період.

6. Розробити заходи щодо забезпечення безпечної експлуатації та управління старінням енергетичного обладнання у період перепризначеного терміну експлуатації, оформлення результатів проведених робіт та їх технічне супроводження при погодженні органами Держнагляду.

6. УПРАВЛІННЯ РЕСУРСОМ ПАРОВИХ ТУРБІН ВЕЛИКОЇ ПОТУЖНОСТІ

6.1. Розробка концепції технологічного управління ресурсом корпусів турбін на надкритичні параметри пари

Теплові електричні станції (ТЕС) відіграють важливу роль у генерації електричної енергії в Об'єднаній енергетичній системі (ОЕС) України. Підтримання ефективності роботи на високому рівні значно ускладнюється тим, що більшість енергетичного обладнання України відпрацювало свій проектний та подовжений парковий ресурс. Рішенням може стати побудова нових енергетичних потужностей, однак це потребує залучення великої кількості основних фондів та супроводжується значними капітальними затратами. Набутий досвід в експлуатації однотипного устаткування на різних електростанціях дозволяє виконувати продовження допустимого терміну роботи турбінного обладнання понад парковий ресурс. Через те, що більшість деталей паросилових установок зношуються повільніше ніж окремі високонапружені елементи, реновація всієї установки може бути виконана заміною лише окремих вузлів. Дані операції виконуються під час розширених планово-попереджувальних ремонтів і здатні повністю поновити фізичну працездатність турбіни.

Корпусні елементи циліндра високого тиску (ЦВТ) є одними з найбільш дорогих високотемпературних елементів парових турбін на надкритичні параметри пари. Забезпечення максимальних строків експлуатації такого обладнання є стратегічно важливою задачею в умовах сучасного економічного стану України. Однак, дана задача ускладнюється тим, що існують певні технологічні, конструктивні та режимні фактори, які обмежують допустимий час роботи паросилового обладнання. Одним із таких факторів є рівень зтяжки шпильок у фланцях горизонтального роз'єму. Всі шпильки в корпусах парових турбін зтягаються з приблизно однаковим зусиллям, яке відповідає зтяжці найбільш навантаженої групи шпильок. Однак умови їх роботи можуть сильно відрізнятися, що пов'язано як зі зміною тиску парового середовища, так і зі зміною діаметру оболонки для кожної групи шпильок. Таким чином, питання впливу зтяжки шпильок на ресурсні показники корпусів парових турбін є актуальним та потребує детального дослідження.

Аналіз літературних даних та постановка проблеми дослідження

Збільшення частки генерації електричної енергії на атомних електростанціях, призводить до поступового витіснення ТЕС в напівпікові та пікові частини графіка добового навантаження. Ця обставина вимагає більш детального аналізу ресурсних показників енергетичного обладнання для запобігання їх передчасного зношування [11]. Виявлення основних аспектів даної проблеми та зменшення впливу факторів прискореного вичерпання терміну експлуатації лежить в основі задачі управління ресурсом енергетичного устаткування.

Управління ресурсом – це комплекс заходів, спрямованих на забезпечення високого рівня ресурсних показників енергетичного обладнання шляхом впливу на певні аспекти його експлуатації. Так, змінюючи режим пуску, зупинки або розхолоджування, можна впливати на рівень амплітуд інтенсивності напружень, тим самим зменшуючи пошкоджуваність за механізмом малоциклової втоми [140, 2]. Для обладнання з високим напруженням можна знижувати температуру гострої пари на 10-20 °С, тим самим покращуючи довготривалу міцність основного металу [141, 3]. Дослідним шляхом встановлено, що активним впливом на поверхневий шар металу можна істотно змінити механічні характеристики матеріалу, в тому числі і опірність короточасній, малоциклової, або статичній напруженості. Періодичне видалення пошкодженого поверхневого шару є одним із методів управління ресурсом [142, 4]. Використання нових схемних рішень, таких як попередній прогрів ротору в зоні кінцевих ущільнень [59, 5], або зміна схеми дренажу паровпуску [143, 6] теж може покращувати напружений стан відповідних елементів. Ефективними є конструктивні методи управління ресурсом, що спрямовані на зменшення числа геометричних концентраторів напружень. Наприклад, зміна конструкції кінцевих ущільнень лабіринтного типу на прямоточні або сотові покращує напружено-деформований стан (НДС) роторів турбін на всіх експлуатаційних режимах [144, 7].

Вказані методи управління ресурсом на практиці довели свою ефективність у забезпеченні довготривалої експлуатації парових турбін. Однак поруч з цим актуальною задачею є розробка нових методів управління ресурсом.

Парова щільність корпусів парових турбін забезпечується за допомогою високого притискного зусилля шпильок у фланцевому з'єднанні. В залежності від тиску парового середовища рівень цих зусиль може сягати дуже високих значень. Як наслідок, спостерігається істотний вплив притискних зусиль

шпильок на напружено-деформований стан корпусних елементів як в пружній [145, 146, 8, 9], так і в пластичній постановці задач дослідження [147, 10].

Таким чином, зміна зусиль зтяжки шпильок може розглядатись як метод технологічного управління ресурсом корпусів парових турбін. При виборі зусиль зтяжки на рівні, достатньому для забезпечення парової щільності корпусів, та з урахуванням необхідних коефіцієнтів запасу, можна досягти покращення довготривалої міцності.

Геометричне моделювання та методика розрахункових досліджень управління ресурсом циліндру високого тиску парової турбіни К-800-240-2

Метою роботи є розробка концепції технологічного методу управління ресурсом корпусних елементів парових турбін з тиском свіжої пари 24 МПа за допомогою зміни зусиль зтяжки шпильок у фланцевому з'єднанні.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- виконати розрахункову оцінку НДС корпусу циліндра високого тиску (ЦВТ) турбіни К-800-240-2 з урахуванням температурних напружень та зусиль тиску парового середовища;
- оцінити вплив врахування реальних зусиль зтяжки на НДС корпусних елементів;
- провести розрахункову оцінку НДС корпусу при врахуванні зусиль зтяжки шпильок на певному технологічному рівні відповідно до розрахункової методики;
- порівняти ресурсні показники корпусу ЦВТ турбіни К-800-240-2 блока № 7 Слов'янської ТЕС для вказаних трьох варіантів розрахунку та надати рекомендації.

Методи дослідження включають в себе числове дослідження теплового (ТС) та напружено-деформованого стану корпусних елементів ЦВТ турбіни К-800-240-2 з використанням сучасних методів математичного моделювання. Дані методи базуються на основних положеннях теорії нестационарної теплопровідності та механіки твердих тіл. Використано числові методи розв'язання задач математичної фізики та розрахункові методи інженерного аналізу, що базуються на методі кінцевих елементів.

Геометрична модель розрахункового об'єкту виконана у тривимірній постановці, через відсутність осесиметричної геометрії, наявність фланців горизонтального роз'єму, патрубків підводу або відбору пари та інших конструктивних ускладнень (рис. 6.1).

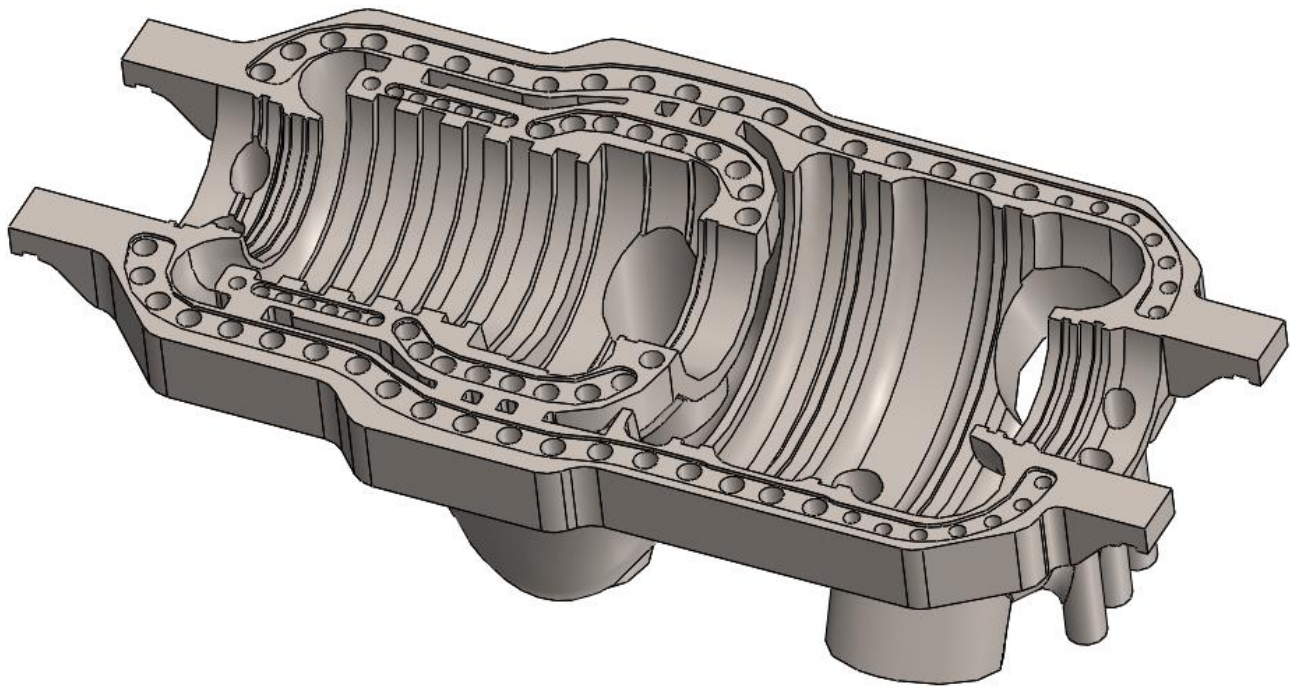


Рис. 6.1. Геометрична модель нижньої частини двостінного корпусу ЦВТ турбіни К-800-240-2.

Циліндр високого тиску турбіни К-800-240-2 виконується литим та двостінним. Після перших шести ступенів внутрішнього корпусу відбувається розворот потоку пари до наступних шести ступенів зовнішнього корпусу. Внутрішній корпус виконується зі сталі 15Х11МФБ та складається з двох частин, що з'єднуються фланцями. Зовнішній корпус ЦВТ виготовлений зі сталі 15Х1М1Ф. Внутрішній корпус встановлюється в зовнішній за допомогою спеціальних приливів та центрується направляючими шпонками.

При створенні геометричної моделі враховано пошкодження зовнішнього корпусу ЦВТ шляхом організації вибірок металу в місцях появи розтріскувань. Розміри та глибини таких вибірок прийнято згідно даних візуального контролю металу литих корпусних деталей. В розрахунковій моделі корпусу ЦВТ змодельовані поздовжні вибірки розмірами 120×85×25 мм та 100×70×20 мм в зовнішньому корпусі ЦВТ.

Математична модель оцінки залишкового ресурсу енергетичного обладнання наведена в [53].

Результати досліджень напружено-деформованого стану та ресурсних показників корпусних елементів за різних зусиль зтяжки шпильок у фланцевому з'єднанні

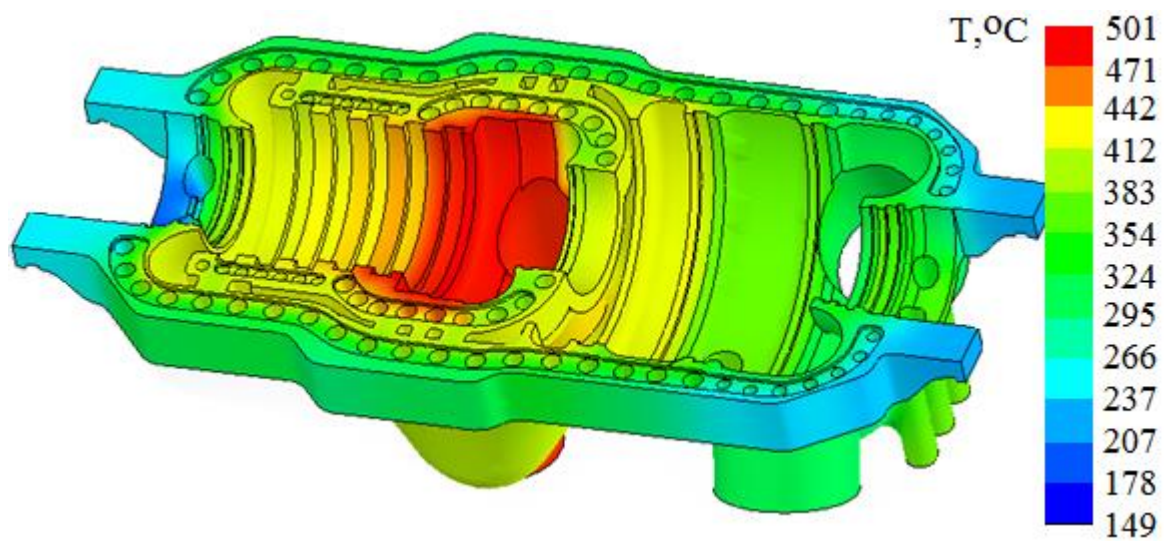
Розрахункове дослідження ТС та НДС корпусу ЦВТ без врахування зусиль зтяжки шпильок

Для проведення чисельного дослідження теплового стану корпусних елементів, було розраховано граничні умови I-IV роду на різних поверхнях теплообміну. Так, граничні умови I роду задавались по відомій температурі в характерних вузлах корпусу в початкові моменти пуску турбоустановки; II роду – задавалась відсутність теплового потоку для ізольованих зовнішніх поверхонь зовнішнього корпусу; III роду – приймалися закономірності теплообміну між паром та корпусними елементами проточної частини та кінцевих ущільнень; IV роду - відповідали ідеальному контакту між розточками в корпусі та обоймами діафрагм на межі їх дотику при однакових температурах та теплових потоках.

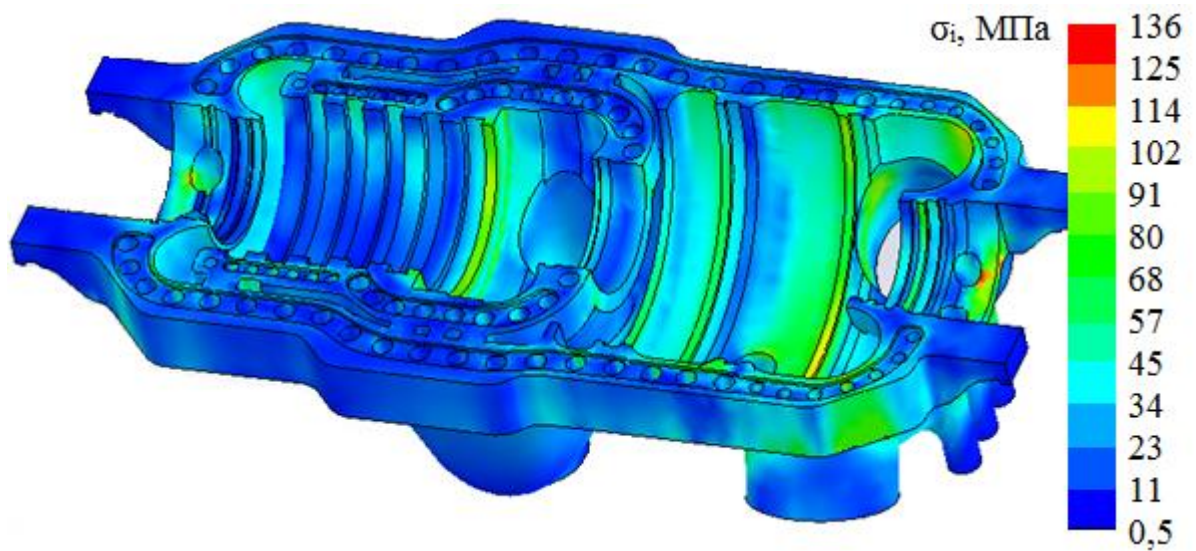
Чисельне дослідження температурного стану було виконано для усіх характерних режимів експлуатації, включаючи пуски з гарячого, неостиглого та холодного станів, а також номінальний режим роботи. Приклад ТС на стаціонарному режимі роботи наведено на рис. 2 а. Отриманий розподіл температур є вхідними даними для дослідження НДС корпусу. Додатково було враховано тиск парового середовища, а також реакції опор (рис. 6.2 б).

Аналізуючи НДС корпусу ЦВТ слід відзначити, що найбільш навантаженими областями є зони кінцевих ущільнень ($\sigma_i = 110-136$ МПа), а також області розточок під встановлення діафрагм соплових лопаток ($\sigma_i = 80-115$ МПа).

Аналогічні дані було отримано і для інших експлуатаційних режимів. На рис. 6.3 наведено графік зміни інтенсивності напружень σ_i протягом пуску з неостиглого стану. Слід відзначити, що найбільш навантаженим моментом пуску є початок навантаження турбоагрегату до потужності 800 МВт після витримки на потужності 360 МВт ($\tau = 26100$ с). Однак рівень напружень в цей момент часу не перевищує 300 МПа.



a



б

Рис. 6.2. Тепловий (а) та напружено-деформований стан (б) корпусу ЦВТ на номінальному режимі експлуатації без врахування зусиль затягу шпильок.

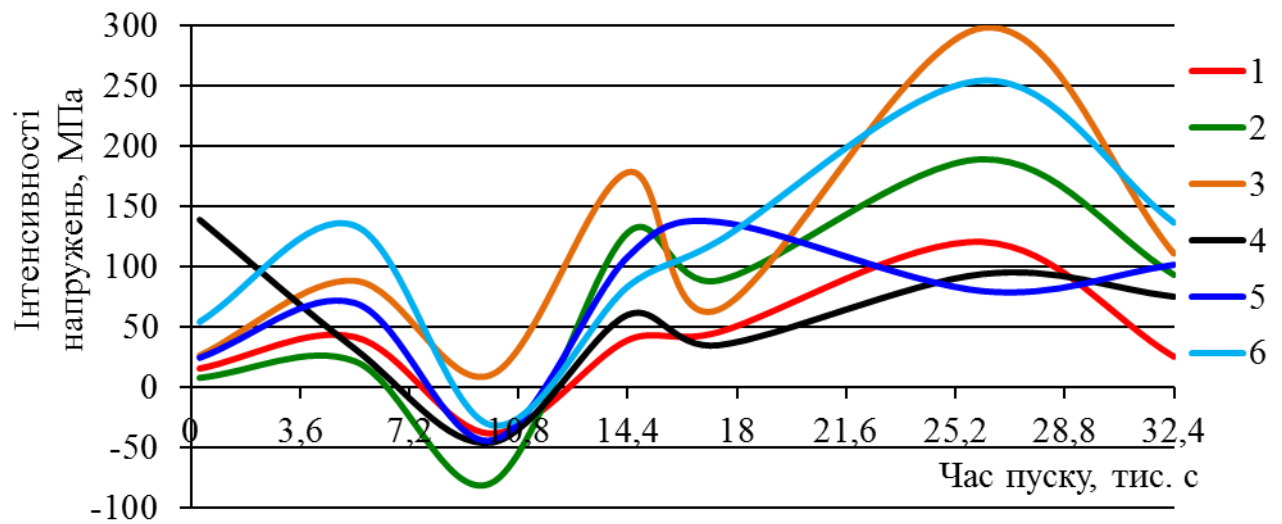


Рис. 6.3. Графік зміни інтенсивності напружень σ_i у характерних областях ЦВТ при пуску з неостиглого стану: 1 – зона паровпуску, 2 – розточка під встановлення соплових лопаток 2 ступеня, 3 – друга камера передніх кінцевих ущільнень, 4 – розточка першої діафрагми соплових лопаток (ступені 7-9), 5 – розточка другої діафрагми соплових лопаток (ступені 10-12), 6 – третя камера задніх кінцевих ущільнень.

В цілому, через високу тривалість пускових режимів та рівномірний прогрів проточної частини, амплітуди інтенсивності напружень досягають не дуже високих значень. Тому, можна зробити висновок про невисоку пошкоджувальність металу за механізмом малоциклової втоми.

Напружено-деформований стан корпусу ЦВТ турбіни К-800-240-2 при врахуванні притискного зусилля шпильок фланцевого з'єднання

Як уже було зазначено вище, парова щільність корпусних елементів у горизонтальній площині забезпечується високим притискним зусиллям шпильок фланцевого з'єднання. Для парових турбін АТ «ЛМЗ» з початковим тиском пари 23,6 МПа використовуються шпильки з легованої сталі 25Х2М1Ф. Поточне зусилля затягу кожної групи шпильок залежить від їхнього діаметру та складає близько $Q_z = 3-4$ МН. НДС корпусу ЦВТ турбіни К-800-240-2 з врахуванням даних зусиль наведено на рис. 6.4.

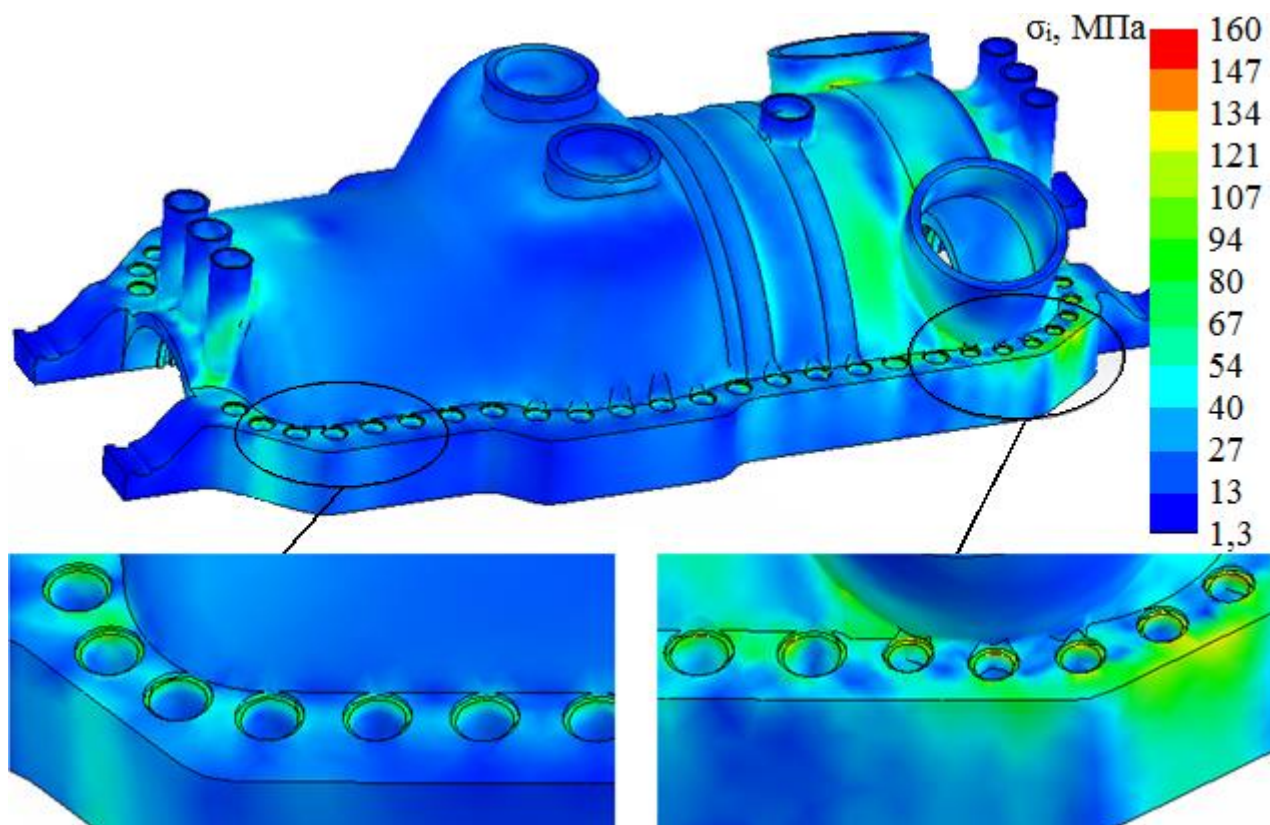


Рис. 6.4. НДС корпусу ЦВТ (зовнішня поверхня) при врахуванні зусиль затягу шпильок на номінальному режимі експлуатації.

Врахування зусиль затягу шпильок спричинило збільшення максимальної інтенсивності напружень зі значення $\sigma_i = 136,4$ МПа до $\sigma_i = 160,6$ МПа (на 17,7 %), при чому зоною максимальних напружень на стаціонарному режимі залишаються задні кінцеві ущільнення. Для решти областей проточної частини спостерігається незначне (2-4 %) збільшення місцевих напружень. Для зовнішньої поверхні корпусу врахування зусиль затягу шпильок спричинило збільшення значень інтенсивності напружень в областях прилягання вихлопних патрубків на 14-16 %, а також безпосередньо в самому фланцевому з'єднанні, через появу контактних напружень металу фланців з гайками шпильок на 70-80 %.

Числове дослідження НДС корпусних елементів при розрахункових зусиллях затягу шпильок

Збільшення максимальної інтенсивності напружень, спричинене зусиллями затягу шпильок, значно прискорить темпи накопичення статичної пошкоджуваності та руйнування основного металу корпусних елементів через погіршення довготривалої міцності. Тому, можливість зменшення значень інтенсивності напружень, через зменшення впливу зусиль затягу шпильок при

забезпеченні парової щільності, здатне покращити ресурсні показники корпусу і є задачею управління залишковим ресурсом.

Мінімально-необхідне зусилля затяжки групи шпильок для забезпечення парової щільності розраховується за формулою [148 12]:

$$Q_{\min} = 0,5 p d l/2 (1+3 c)/(2 a-b), \quad (6.1)$$

де p – тиск пари в області досліджуваної групи шпильок;

d – внутрішній діаметр корпусу ЦВТ в зоні досліджуваної групи шпильок;

l – середня відстань між сусідніми шпильками;

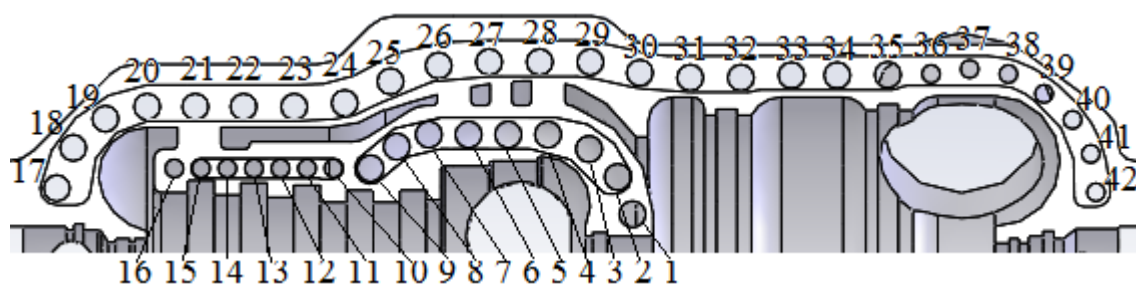
a, b, c – геометричні параметри, що характеризують положення шпильки у фланці.

Врахування зусиль затяжки шпильок на рівні мінімально-необхідного для забезпечення парової щільності є недостатнім, оскільки на початкових етапах роботи (період приробітку) шпильки зазнають найбільш сильної релаксації. Рівень притискного зусилля після 105 с роботи називається поточним і відповідає уже режиму нормальної роботи шпильок. В подальшому деформація шпильок продовжуватиметься, а отже релаксація напружень проходитиме далі, але вже не так інтенсивно. Зазвичай, релаксація напружень за весь час роботи шпильки не перевищує 30 %. Враховуючи дану обставину та приймаючи коефіцієнт запасу для деталей такого типу $n=1,2$, поточне зусилля затягу групи шпильок прийнято:

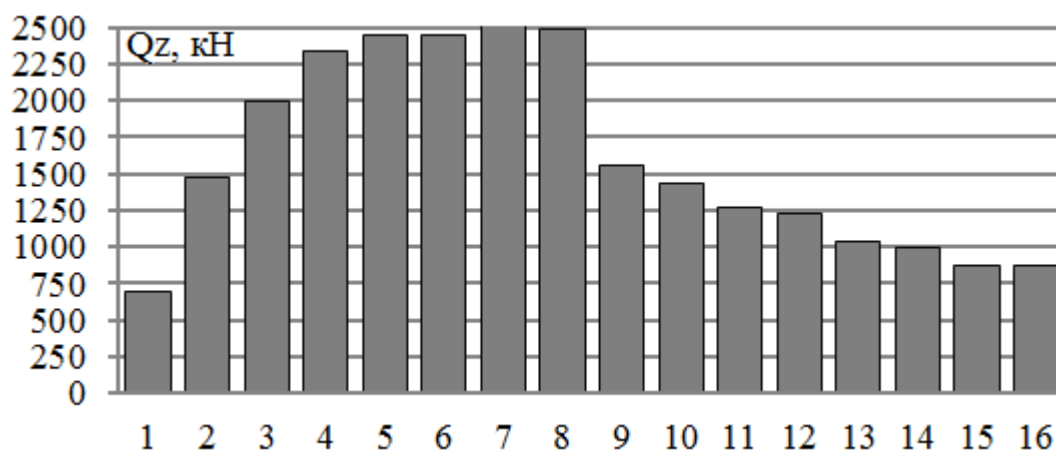
$$Q_z = 1,5 Q_{\min} \quad (6.2)$$

Розрахункові значення зусиль затягу для груп шпильок корпусу ЦВТ турбіни К-800-240-2 наведено на рис. 6.5.

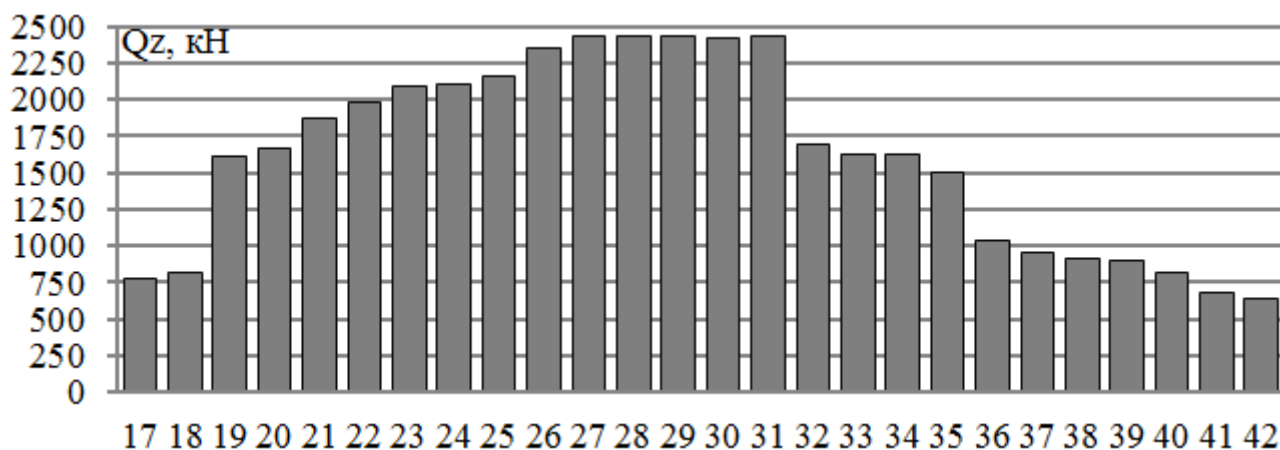
Напружено-деформований стан корпусних елементів з врахуванням розрахункових поточних зусиль затяжки групи шпильок (рис. 6.5) при роботі на стаціонарному режимі експлуатації представлено на рис. 6. Максимальна інтенсивність напружень зменшилась на 9,3 % ($\sigma_i = 145,7$ МПа), що матиме позитивний вплив на темпи накопичення пошкоджуваності металу корпусу ЦВТ. Також спостерігається зменшення загального рівня напружень фланцевого з'єднання на 11-41 %.



a



б



в

Рис. 6.5. Розрахункові поточні зусилля затяжки груп шпильок корпусу ЦВТ: а – нумерація груп шпильок, б – поточні зусилля для внутрішнього корпусу, в – для зовнішнього корпусу

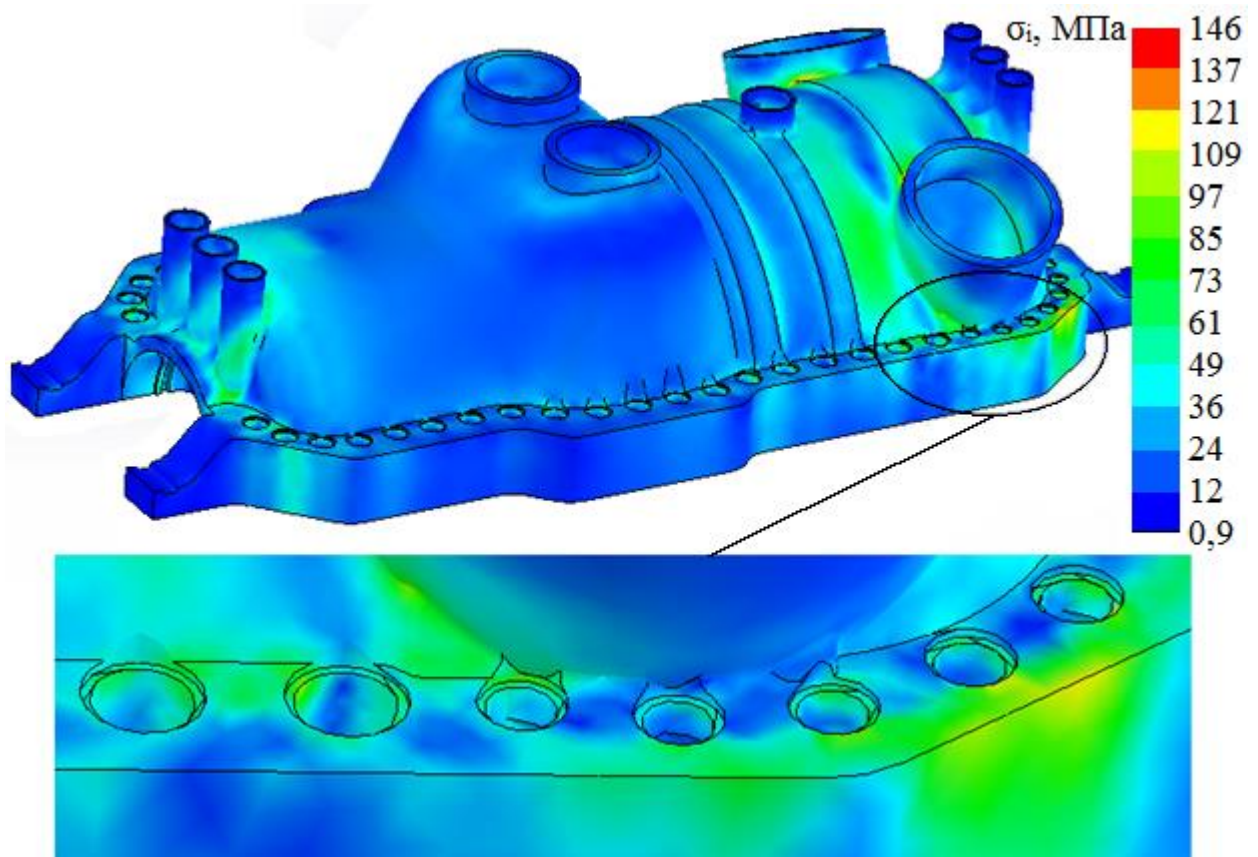


Рис. 6.6. НДС корпусних елементів ВТ з врахуванням розрахункових зусиль затяжки шпильок на номінальному режимі роботи.

Зменшення зусиль, що виникають у фланцевому з'єднанні, також матимуть вплив і на НДС корпусних елементів ЦВТ при пусках з різних теплових станів, а отже і на темпи накопичення циклічної пошкоджуваності.

Порівняльна оцінка ресурсних показників корпусу ЦВТ за різних зусиль затяжки груп шпильок

Оцінка впливу зміни зусиль затягу шпильок фланцевого з'єднання на ресурсні показники корпусних елементів проведена для ЦВТ турбіни К-800-240-2 блока № 7 Слов'янської ТЕС. За даними електростанції напрацювання енергоблока складає $T = 291811$ год. при числу пусків з різних теплових станів $n = 500$. Результати порівняльної оцінки наведено в табл. 6.1.

Зменшення зусиль затягу груп шпильок здатне значно зменшити рівень накопичення статичної пошкоджуваності. Підтримка зусиль затяжки на рівні $Q_z = 3-4$ МН встановлює статичну пошкоджуваність $[П_{ст}] = 78,9$ %, при розрахункових зусиллях статична пошкоджуваність складає $[П_{ст}] = 71,2$ % (66,3 % без врахування зусиль). При цьому, як зазначалось раніше, вплив на темпи накопичення циклічної пошкоджуваності є досить незначним 10,4 % проти 10,2 % при розрахункових зусиллях, що перш за все пов'язано з експлуатацією

енергоблока в базовому режимі. Залишковий ресурс корпусних елементів ЦВТ турбіни К-800-240-2 ст. № 7 Слов'янської ТЕС складає 35274 год. при реальних зусиллях затяжки шпильок та 66730 год. – при розрахункових значеннях.

Таблиця 6.1 Розрахункова оцінка пошкоджуваності та залишкового ресурсу корпусу ЦВТ енергоблока № 7 Слов'янської ТЕС за різних зусиль затяжки 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	$[P_{ст}]$	0,663	0,7887	0,7116
3	Допустиме число циклів за різними видами пусків	$[N_{pl}] n^{ЦВТ}_{HC=303}$	5600	5430	5500
		$[N_{pl}] n^{ЦВТ}_{XC=46}$	3640	3570	3610
		$[N_{pl}] n^{ЦВТ}_{ГC=151}$	4420	4340	4400
4	Циклічна пошкоджуваність	$[P_{ц}]$	0,101	0,1035	0,1022
5	Сумарна пошкоджуваність	$[P_{сум}]$	0,764	0,8922	0,8139
6	Поточне напрацювання	T, год.	291811		
7	Індивідуальний залишковий ресурс	T _{зал} , год.	90083	35274	66730

Проведена розрахункова оцінка НДС корпусних елементів ЦВТ показала вагомий вплив притискного зусилля затяжки шпильок на ресурсні показники турбіни на надкритичні параметри пари. Так, при врахуванні даних зусиль рівень максимальних напружень збільшився на 17 %, а індивідуальний ресурс корпусу зменшився на 14,3 %. Таким чином, зусилля затяжки шпильок мають бути обов'язково врахованими в подальших дослідженнях ресурсних показників корпусів парових турбін на надкритичні параметри пари [136].

При врахуванні поточних зусиль затяжки шпильок на рівні, що в півтора рази перевищують мінімально-необхідне, індивідуальний ресурс корпусу ЦВТ блока № 7 Слов'янської ТЕС збільшується на 10 % (на 31 456 год.), що пов'язано зі зменшенням максимальної інтенсивності напружень в корпусі на 7-9 % за всіх експлуатаційних режимів.

Основний метал корпусів парових турбін є чутливим до збільшення рівня інтенсивності напружень на стаціонарних режимах роботи. Обставина того, що певні групи шпильок затягнуті із зусиллям, що багаторазово перевищує мінімально-необхідне для парової щільності дозволяє розглядати зміну зусиль затяжки шпильок як технологічний метод управління ресурсом. Проведені розрахунки показали, що при врахуванні коефіцієнтів запасу та явища релаксації необхідне зусилля затяжки для 30 груп шпильок є в 1,5–4 рази меншим ніж ті, з якими затягуються шпильки на ТЕС.

Проте існує потреба в більш докладному дослідженні впливу явища

релаксації з врахуванням її зміни протягом часу експлуатації, так як в літературі задачі подібного типу класично розглядаються в квазістаціонарній постановці. Також доцільно було б провести комплекс фізичних експериментів, спрямованих на уточнення прийнятих коефіцієнтів запасу міцності. Таким чином, дані питання мають бути детально вивчені в подальшому.

Наступні роботи можуть бути присвячені більш докладному дослідженню термонапруженого стану з врахуванням контактної взаємодії корпусних деталей та історії розвитку релаксації шпильок. Також великий інтерес представляє динамічна зміна стягуючого зусилля шпильок від початку роботи турбоагрегату до набору його номінального навантаження з подальшим виходом на стаціонарний режим експлуатації.

В цілому вибір стягуючого зусилля шпильок є оптимізаційною задачею управління ресурсом парових турбін, оскільки необхідно забезпечити баланс між високим терміном експлуатації та достатньою паровою щільністю, а отже і надійністю роботи обладнання.

Висновки

1. Виконано розрахункову оцінку ТС та НДС корпусних елементів ЦВТ турбіни К-800-240-2 за всіх основних експлуатаційних режимів. Врахування основних температурних зусиль та тиску парового середовища, встановлюють інтенсивність напружень на номінальному режимі роботи $\sigma_i = 136,4$ МПа.

2. Врахування реальних зусиль затяжки шпильок ($Q = 3-4$ МН) показало вагомий вплив на НДС корпусних елементів. Максимальна інтенсивність напружень зросла на 17,7 %, для областей проточної частини – на 2-4 %, для зовнішньої поверхні – на 14-16 %, для фланців горизонтального роз'єму – на 70-80 %.

3. Для покращення довготривалої міцності основного металу запропоновано зменшення зусиль затяжки шпильок до певного розрахункового рівня. При врахуванні розрахункових зусиль затяжки ($Q_z = 0,65-2,5$ МН) максимальна інтенсивність напружень зменшилась на 9,3 %, а рівень напружень у фланцевому з'єднанні – на 11-41 %.

4. Проведені числові дослідження доводять ефективність застосування розрахункових зусиль затяжки шпильок, як технологічного методу управління ресурсом корпусних елементів турбін на надкритичні параметри (індивідуальний ресурс збільшився на 10 %). Однак, разом з обґрунтуванням доцільності зменшення зусиль затяжки, необхідно організувати регулярний

контроль парової щільності фланців, а також рівня релаксації напружень шпильок під час планово-попереджувальних ремонтів.

6.2. Управління ресурсом турбін 200 МВт оптимізацією пусків з різних теплових станів

Для забезпечення стабільної роботи електричних станцій в структурі генеруючих потужностей базові енергоблоки повинні складати 50-55 %, напівпікові енергоблоки – 30-35 %, а пікові енергоблоки – 15 %. Потужності ГЕС і ГАЕС, які можуть бути високоманевровими піковими потужностями, складають лише 10,1 % проти 15 % необхідних для сталої роботи енергосистеми. Енергоблоки ТЕС потужністю 100–150 МВт, які можуть ефективно використовуватись як маневрові напівпікові потужності, складають 18 % проти необхідних 30–35 %. Поширеною практикою є використання в маневрових напівпікових режимах, окрім пиловугільних енергоблоків ТЕС потужністю 100 та 150 МВт, пиловугільних блоків потужністю 200-300 МВт, які для цього не пристосовані. Вони проектувалися для роботи в базових режимах. З аналізу технічних рішень заводів-виробників енергетичного обладнання та рішень проектних організацій по пускових схемах блоків від 150 до 300 МВт зрозуміло, що при проектуванні енергоблоків 200-300 МВт не ставилось задачі реалізації режимів маневрової напівпікової потужності [11].

Маневрений режим роботи (пуск – зупинка) суттєво впливає на роботу парових турбін, які є одним з аварійно-небезпечних елементів ТЕС. Для проходження мінімальних навантажень за наявної структури генеруючих потужностей в ОЕС України використовується зниження навантаження ТЕС і ТЕЦ України. Третину зменшення навантаження покривають ГЕС, інше – вугільні ТЕС з вимушеною зупинкою на ніч на 4-6 год., які потім пускаються з гарячого стану [137, 2]. Такі непроекtnі зупинки і пуски обладнання ТЕС України прискорюють його зношення, підвищують аварійність блоків і супроводжуються понаднормативними витратами палива та недопустимі для енергоблоків надкритичного тиску, виходячи з наявності в них товстостінних елементів та особливостей їх прогріву на не розрахункових режимах роботи.

Згідно нормативних документів Мінпаливенерго України [5] парковий ресурс парових турбін К-200-130 і К-300-240 ПАТ ЛМЗ дорівнює 220 тис. год. при кількості пусків 800; парковий ресурс парових турбін К-800-240 ПАТ ЛМЗ дорівнює 150 тис. год. при кількості пусків 400; парковий ресурс парових турбін К-300-240 ПАТ “Турбоатом” дорівнює 200 тис. год. при кількості

пусків 600; парковий ресурс парових турбін Т-250/300-240 ПАТ “Турбоатом” дорівнює 220 тис. год. при 800 пусках.

На даний час більшість енергоблоків ТЕС України перевищили парковий ресурс 200-220 тис. год. та подовжений індивідуальний ресурс 300 тис. год. Для подовження терміну їх експлуатації необхідно проводити комплексне дослідження з оцінки залишкового ресурсу та визначати оптимальну кількість пусків з різних теплових станів з урахуванням маневрених режимів роботи енергетичного обладнання, що проектувалося для базового навантаження. До участі в регулюванні частоти електричного струму в енергосистемі можуть залучатися енергоблоки з подовженим залишковим терміном експлуатації, але з оптимізованою дольовою кількістю пусків з урахуванням долі їх впливу на пошкоджуваність енергетичного обладнання.

Дослідження впливу роботи енергоблоків ТЕС в маневреному режимі на пошкоджуваність енергетичного обладнання.

При аналізі впливу режимів щоденних пусків – зупинок на надійність роботи, аварійність та швидкість вичерпання ресурсу вузлів та деталей турбіни використані дані по кількості пусків з різних теплових станів: гарячий стан (ГС, НС-2), неостиглий стан (НС), холодний стан (ХС).

Парові турбіни К-200-130 Кураховської ТЕС (КуТЕС) були введені в експлуатацію протягом 1972–1975 років [11]. Повної статистики пусків турбін з різних теплових станів станція не має. Тому розрахункове число пусків визначалося згідно відсотковому співвідношенню різних типів пусків за період з 01.02.1993 р. до 01.02.2006 р. За цей період кількість пусків блока №5 парової турбіни К-200-130-3 з різних теплових станів склало: 366 пусків після 6-10 годин простою, 60 пусків після 15-20 годин простою, 59 пусків після 30-35 годин простою, 64 пуску після 50-60 годин простою, 151 пуск з холодного стану.

При цьому, пуски після 6-10 годин простою прирівнювалося до пусків з гарячого та неостиглого станів (ГС та НС-2), пуски після 15-20 і 30-35 годин простою названі пусками з неостиглого стану НС-1, а пуски після 50-60 годин простою прирівнювалися до пусків з холодного стану (ХС). Для турбоагрегату №3 КуТЕС відомі дані для 439 пусків, що становить 42% від їхньої загальної кількості. Використовуючи наявні дані, решту пусків було згруповано за видами, близьким до НС-2 (383 пуски, 37 %), НС-1 (166 пусків, 16 %) і ХС (487 пусків, 47 %). Аналогічні дані є по всім іншим блокам КуТЕС та Луганської ТЕС ДТЕК «Східенерго».

Розрахункові дослідження напружено-деформованого стану роторів турбоустановки К-200-130 проведені для найбільш характерних в практиці експлуатації ТЕС режимів роботи. Температура пари і тиск, а також електричні навантаження взяті з діаграм, отриманих з цеху наладки КуТЕС приблизно відповідають обраним режимам. Графіки зазначених пусків взяті окремо для циліндрів високого та середнього тиску (ЦВТ і ЦСТ) [53 4].

Дані за період з 2012 по 2015 роки по блокам КуТЕС (напрацювання, загальна кількість пусків, дата вводу в експлуатацію та ін.) приведені в табл. 6.2. Розрахунки сумарної прогнозованої та наявної пошкоджуваності (статичної, циклічної), залишкового ресурсу при нормальній експлуатації, швидкості вичерпання ресурсу при нормальній експлуатації, прогнозованої пошкоджуваності (статичної, циклічної) за рік при щодобовому пуску – зупинці, залишкового ресурсу при щодобовому пуску – зупинці, швидкості вичерпання ресурсу при щодобовому пуску – зупинці також наведені в табл. 6.2. Швидкості вичерпання ресурсу при щодобовому пуску – зупинці для блоків КуТЕС збільшуються в 3-7 разів у порівнянні з нормальною експлуатацією в базових режимах роботи, що призводить до вичерпання ресурсу (табл. 6.2) [11].

Таблиця 6.2 – Показники пошкоджуваності та залишковий ресурс для турбін КуТЕС

Кураховська ТЕС		Блок №3	Блок №4	Блок №5	Блок №6	Блок №7	Блок №8	Блок №9
Рік введення блока в експлуатацію		1972	1973	1973	1973	1974	1974	1975
Напрацювання блока на 01.10.15		279723	254623	239615	234531	247278	244695	239208
Кількість пусків блока на 01.10.15		1424	2352	2862	2655	2186	2381	1691
Пошкоджуваність за весь час при нормальній експлуатації	статична	0,350	0,318	0,300	0,188	0,309	0,198	0,183
	циклічна	0,616	0,653	0,683	0,433	0,660	0,442	0,426
	сумарна	0,966	0,971	0,983	0,621	0,969	0,640	0,609
Пошкоджуваність за рік при щодобовому пуску – зупинці	циклічна	0,073	0,122	0,060	0,159	0,122	0,122	0,106
	сумарна	1,039	1,092	1,043	0,779	1,091	0,762	0,715
Залишковий ресурс, год.	Норм. експлуат.	15626	11388	6044	205412	11430	199123	219552
	Щодобов. пуск – зупинка	4807	2164	2364	19127	2221	25545	31583

Прогнозована пошкоджуваність блоків КуТЕС, що розрахована згідно рекомендацій [1,6], також наближається до максимальної (рис. 6.7-6.8).

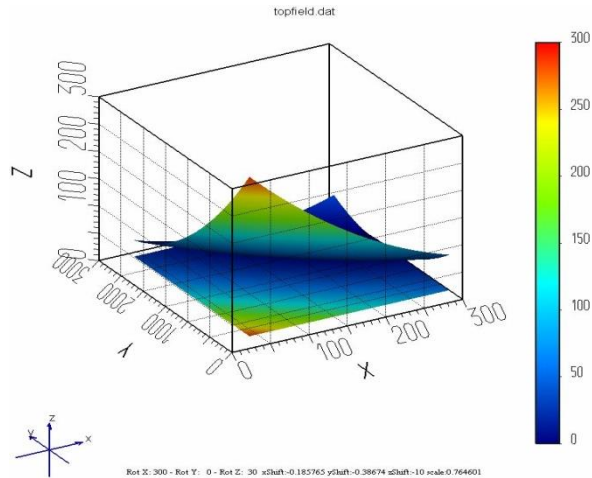


Рис. 6.7 – Вісь X- експлуатаційне напруцювання, тис. г.; вісь Y- загальна кількість пусків енергоблоків, вісь Z-залишковий ресурс, тис. год.

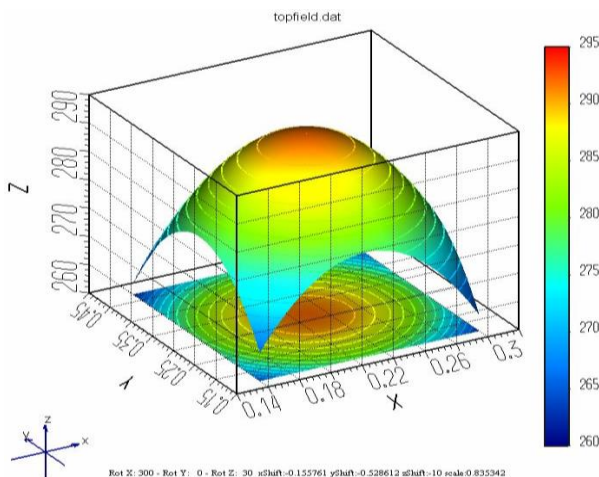


Рис. 6.8 – Вісь X-% пусків з НС, вісь Y-% пусків з ХС, вісь Z-залишковий ресурс, тис.год.

Аналізуючи отримані дані, можна зазначити, що прогнозована пошкоджуваність блока №3 КуТЕС, при нормальній експлуатації становить 0,966, при чому статична прогнозована пошкоджуваність на стаціонарних режимах складає 0,350, а циклічна прогнозована пошкоджуваність на пускових режимах дорівнює 0,616. Якщо розглядати 2016 рік як роботу у маневреному режимі щодобового пуску – зупинки, то прогнозована річна пошкоджуваність на пускових режимах дорівнює 1,039 та перевищує допустиму пошкоджуваність 1,0, тобто енергоблок не може далі експлуатуватися.

Прогнозований залишковий ресурс блоків КуТЕС в режимі нормальної експлуатації та при щодобовому пуску – зупинці також суттєво знижується при роботі в маневреному режимі у порівнянні з нормальною експлуатацією в базових та напівбазових режимах роботи (період 2012-2015 роки).

При дослідженні можливого повторного продовження експлуатації роторів високого та середнього тиску парових турбін К-200-130 Кураховської ТЕС показано, що допустимі ресурсні характеристики можна отримати при зниженні коефіцієнтів запасу міцності по кількості циклів і по деформаціях до 3 та 1,25 згідно даних експериментальних досліджень [124 6]. При визначенні статичної пошкоджуваності допустимий час роботи металу можна збільшити до 450-560 тис. г. Дані щодо залишкового ресурсу енергоблоків Кураховської ТЕС наведені в таб.6.3.

Таблиця 6.3 – Розрахункова оцінка пошкоджуваності, залишкового напрацювання і залишкового ресурсу РВТ та РСТ енергоблоків № 4,5 ДТЕК КуТЕС при повторному продовженні експлуатації

Назва		РВТ №4		РСТ №4		РВТ №5		РСТ №5	
Загальна кількість пусків		2475		2475		2978		1742	
Загальне напрацювання, год.		261773		261773		243785		241544	
Коефіцієнти запасу міцності		5 \ 1,5	3 \ 1,25	5 \ 1,5	3 \ 1,25	5 \ 1,5	3 \ 1,25	5 \ 1,5	3 \ 1,25
Допустима кількість циклів по різним типам пусків	$[N_{pl}]_{HC-2}$	7500	>10000	3900	6400	7500	>10000	3900	6400
	$[N_{pl}]_{HC-1}$	6200	9300	5800	8000	6200	9300	5800	8000
	$[N_{pl}]_{XC}$	5200	8200	2500	4170	5200	8200	2500	4170
Циклічна пошкоджуваність		38,21	26,48	65,10	40,90	45,74	31,8	46,37	29,01
Допустимий час роботи, год.		$3,7 \times 10^5$	$5,6 \times 10^5$	$3,7 \times 10^5$	$5,6 \times 10^5$	$3,7 \times 10^5$	$5,6 \times 10^5$	$3,7 \times 10^5$	$5,6 \times 10^5$
Статична пошкоджуваність		70,75	46,75	70,75	44,52	65,89	43,53	65,28	41,08
Сумарна пошкоджуваність		108,96	73,23	135,85	85,42	111,68	75,33	111,65	70,09
Залишковий ресурс, год.		<0	95714	<0	44667	<0	79820	<0	103088

Якщо експертна комісія може допустити зниження коефіцієнтів запасу міцності по кількості циклів і по деформаціях на рівні 3 \ 1,25, а також прийняти допустимий час роботи металу 450-560 тис. г., то залишковий ресурс РВТ енергоблока № 4 ДТЕК Кураховська ТЕС може бути збільшений

до 95714 г, а РСТ – до 44667 г. Залишковий ресурс РВТ енергоблока № 5 може бути збільшений до 79820 г, а РСТ – до 103088 ч.

Слід також зазначити, що найбільшу долю в пошкоджуваність роторів парової турбіни К-200-130 вносять пуски з гарячого та холодного станів. Найменшу долю в пошкоджуваність роторів додають пуски з неостиглого стану НС-1 при температурі металу на початку пуску 250°C. Так, для роторів середнього тиску РСТ допустима кількість пусків з холодного стану ХС складає 2500, допустима кількість пусків з неостиглого стану НС-2 дорівнює 3900, а допустима кількість пусків з неостиглого стану НС-1 практично у 2 рази більша та дорівнює 5800(таб.6.3). Допустима кількість пусків з неостиглого стану НС-1 менше за всі інші типи пусків впливає на циклічну пошкоджуваність роторів, що визначається згідно формулі [27]

$$[\Pi_{\text{ц}}]=\sum n_l / [N_{pl}], \quad (6.3)$$

де n_l – реальна кількість пусків з різних теплових станів, визначена експлуатуючими організаціями (ТЕС); $[N_{pl}]$ – допустима кількість пусків з різних теплових станів, визначена згідно нормативних документів Мінпаливенерго [27].

Таким чином, для зменшення пошкоджуваності роторів РВТ та РСТ необхідно зменшити кількість пусків з ХС та ГС, при цьому збільшити кількість пусків з НС-1.

Парові турбіни потужністю 200 МВт блоків № 9–15 Луганської ТЕС (ЛуТЕС) були введені в експлуатацію в 1963–1969 роках [11]. Станом на 01.10.2015 року відпрацювали 199661–322672 годин при загальній кількості пусків від 687 до 1896. Повної статистики пусків турбіни з різних станів станція не має. За даними ЛуТЕС для блока № 11 статистика пусків із різних теплових станів за період з 01.01.2005 р. по 01.01.2008 р. становить 136 пусків після 6-10 годин простою, 54 пусків з неостиглого стану і 53 пуски з холодного стану. Всього за цей період проведено 243 пуски з різних теплових станів. Наближено можна прийняти, що для блока № 11 частка пусків з НС-2 складає 56 %, з НС-1 – 22 % і з ХС – 22 %. Аналогічні дані є по пускам для інших енергоблоків ЛуТЕС, що дозволяє проводити оцінку залишкового ресурсу (табл. 6.4).

Таблиця 6.4 – Показники пошкоджуваності та залишковий ресурс для турбін ЛуТЕС

Луганська ТЕС		Блок №9	Блок № 10	Блок № 11	Блок № 13	Блок № 14	Блок № 15
Рік введення блока в експлуатацію		1962	1962	1963	1967	1968	1968
Напрацювання блока на 01.10.15		322672	308281	317571	284658	280930	292226
Кількість пусків блока на 01.10.15		1617	1813	1811	1896	1729	1327
Пошкоджуваність за весь час при нормальній експлуатації	статична	0,403	0,385	0,397	0,356	0,198	0,183
	циклічна	0,591	0,554	0,589	0,471	0,809	0,783
	сумарна	0,994	0,939	0,986	0,827	1,006	0,966
Пошкоджуваність за рік при щодобовому пуску – зупинці	циклічна	0,220	0,225	0,243	0,061	0,228	0,225
	сумарна	1,214	1,164	1,230	0,888	1,234	1,191
Залишковий ресурс, год.	Норм. експлуатація	3096	34027	7429	104530	-2208	12755
	Щодобовий пуск – зупинка	264	2675	579	29604	-23524	1163

Чотири із шести блоків ЛуТЕС, що розглядаються, мають сумарну пошкоджуваність, близьку до граничного стану 1,0. Пошкоджуваність енергоблока № 14 уже складає 1,006, що говорить про неможливість його експлуатації за прийнятих коефіцієнтів запасу міцності по числу циклів $n_N = 3$ і по приведеній деформації $n_\epsilon = 1,25$. Залишковий ресурс 5 з 6 блоків знаходиться на дуже низькому рівні, що свідчить про потребу у негайному дослідженні поточного стану обладнання та проведенню комплексу робіт з продовження ресурсу. Осереднена швидкість, з якою енергоблоки ЛуТЕС щорічно себе зношують, лежить на рівні 1,72-2,14 %/рік. Однак, при роботі обладнання у режимі щоденного пуску – зупинки, ця швидкість зростає майже в 10 разів і становить 21,99-24,33 %/рік [11]. Це пов'язано з високою чутливістю устаткування до частих пусків із гарячого стану. Для блока № 13, на якому реалізована подача гарячого пару на передні кінцеві ущільнення ЦВТ і ЦСТ, швидкість зношення турбіни при щоденному пуску – зупинці складає 6,08 %. Це пояснюється меншими тепловими перепадами і, відповідно, нижчими температурними градієнтами у початкові моменти пуску з холодного стану через відсутність охолодження кінцевих ущільнень.

При дослідженні можливого повторного продовження експлуатації роторів високого та середнього тиску парових турбін К-200-130 ЛуТЕС розглянуті ротори РВТ та РСТ1, що експлуатувались на різних енергоблоках ДТЕК Енерго [149, 7].

У 2011 році Державне Донбаське підприємство по пуску, налагодженню, вдосконаленню технології і експлуатації електростанцій і мереж «ДонОРГРЕС» провело обстеження РВТ парової турбіни К-200-130-3, знятої з енергоблока № 15 ЛуТЕС, недопустимих дефектів не виявлено. Лабораторією металів і зварки ЛуТЕС «ДТЕК СХІДЕНЕРГО» в 2017 році виконано вихротоковий контроль теплових каналів РВТ, виявлені тріщини в каналах № 1-16 глибиною 8 мм, в каналах № 17-30- глибиною 11-14 мм, якість металу ротора з боку осевого каналу оцінена як задовільна. Дефекти лопаток вибрані механічним способом і закруглені. Фактичне напрацювання РВТ на листопад 2017 р. склало 222 438 год., а кількість пусків – 2118.

Аналогічні роботи були проведені для РСД1 парової турбіни К-200-130-3, що знятий з енергоблока № 13 ЛуТЕС. Виявлені кільцеві тріщини були усунені. За результатами неруйнівного контролю висновок є задовільним. Фактичне напрацювання РСТ1 листопад 2017 р. склало 144596 год., а кількість пусків – 927.

Відповідно до результатів технічного аудиту всі виявлені дефекти в процесі повірного розрахунку при моделюванні геометрії РВТ, РСТ1 вносились в проектну конструкцію роторів. Аналогічно розрахунковим дослідженням енергоблоків 200 МВт КуТЕС, допустимі ресурсні характеристики можна отримати при зниженні коефіцієнтів запасу міцності по кількості циклів і по деформаціях до 3 та 1,25 відповідно даним експериментальних досліджень [11, 149, 6, 7]. При визначенні статичної пошкоджуваності допустимий час роботи металу можна збільшити до 450-560 тис. г. Дані щодо залишкового ресурсу енергоблоків ЛуТЕС наведені в табл. 6.5.

Таблиця 6.5 – Розрахункова оцінка пошкоджуваності, залишкового напрацювання і залишкового ресурсу РВТ та РСТ енергоблоків № 9 ДТЕК ЛуТЕС при повторному продовженні експлуатації

Назва		РВТ		РСТ-1	
Загальна кількість пусків		2475		2475	
Загальне напрацювання, год.		222438		144596	
Коефіцієнти запасу міцності		3 \ 1,25	5 \ 1,5	3 \ 1,25	5 \ 1,5
Допустима кількість циклів по різним типам пусків	$[N_{pl}]_{HC-2}$	$>10^4$	6800	3000	1800
	$[N_{pl}]_{HC-1}$	$>10^4$	7100	7500	4800
	$[N_{pl}]_{XC}$	2700	1800	2600	1450
Циклічна пошкоджуваність		0,172	0,453	0,2789	0,4698
Допустимий час роботи		$3,7 \times 10^5$	$3,7 \times 10^5$	$3,7 \times 10^5$	$3,7 \times 10^5$
Статична пошкоджуваність		0,601	0,601	0,391	0,391
Сумарна пошкоджуваність		0,7739	1,0549	0,6697	0,8606
Залишковий ресурс, год.		85699	<0	64562	23419

Якщо експертна комісія може допустити зниження коефіцієнтів запасу міцності по кількості циклів і по деформаціях на рівні $3 \setminus 1,25$, а також прийняти допустимий час роботи металу 370 тис. г., то залишковий ресурс РВТ енергоблока №9 ДТЕК ЛуТЕС може бути збільшений до 85699 ч, ротора РСТ1 – 64562 ч. (таб.6.5).

Для роторів РВТ та РСТ1 допустима кількість пусків з холодного стану ХС складає 1800 та 1450, допустима кількість пусків з неостиглого стану НС-2 дорівнює 6800 та 1800, а допустима кількість пусків з неостиглого стану НС-1 більша та дорівнює 7100-4800 (таб.6.5). Допустима кількість пусків з неостиглого стану НС-1 менше за всі інші типи пусків впливає на циклічну пошкоджуваність роторів аналогічно енергоблокам КуТЕС. Для зменшення пошкоджуваність роторів РВТ та РСТ1 необхідно зменшити кількість пусків з ХС та ГС, при цьому збільшити кількість пусків з НС-1.

З аналізу даних (таб.6.2-6.5) видно, що не зважаючи на досить високий рівень напрацювання (222438–322672 год.) та значну кількість пусків (1424–2978), пошкоджуваність енергоблоків у разі, якщо експертна комісія може допустити зниження коефіцієнтів запасу міцності по кількості циклів і по деформаціях на рівні $3 \setminus 1,25$, а також прийняти допустимий час роботи металу 370-560 тис. г., знаходиться у межах 0,6697-0,8542. Це свідчить про дуже обмежену можливість енергоблоків потужністю 200 МВт до регулювання навантаження у мережі. При експлуатації цих блоків у маневрових режимах, а особливо у режимі щоденного пуску – зупинки, їх залишковий ресурс значно зменшується. Подальша експлуатація в таких умовах потребує оптимізації кількості пусків з різних теплових станів.

Можна розглядати заміну режимів щодобових пусків – зупинок (пуски з гарячого стану) на режими роботи з неостиглого стану НС-1, коли температура металу елементів енергетичного обладнання складає 250 °С з почерговим відімкненням окремих блоків згідно спеціально оптимізованого графіку.

Для розв’язання оптимізаційної задачі з планування (визначення) кількості пусків з різних теплових станів, комбінація яких забезпечить максимальне значення залишкового ресурсу G , який був вибраний в якості цільової функції, сформульовано наступні залежності:

$$\left. \begin{aligned} G^{opt}(\vec{x}_r^{opt}) &= \max_{\vec{x}_r \in X} \vec{G}(\vec{x}_r), \\ G(G_1(\vec{x}_r), G_2(\vec{x}_r), \dots, G_n(\vec{x}_r)), \\ N_{X \min} \leq |X| \leq N_{X \max}, \end{aligned} \right\} \quad (6.4)$$

де G – цільова функція;

\vec{x}_r – вектор параметрів, які впливають на G ;

X – область існування вектору \vec{x}_r ;

$N_{X(\min, \max)}$ – межі області існування компонент вектора \vec{x}_r .

Тобто, задача оптимізації залишкового ресурсу G потребує пошуку такої комбінації значень компонент вектору \vec{x}_r , реалізація яких дає екстремальне значення цільової функції G .

Для опису цільової функції було використано теорію планування експерименту, зокрема насичені плани Рехтшафнера [150, 8]. Використання цих планів дозволяє описати цільову функцію в вигляді повного квадратичного поліному:

$$G(\vec{q}) = A_0 + \sum_{i=1}^z (A_i q_i) + \sum_{i=1}^z (A_{ii} q_{ii}^2) + \sum_{i=1}^{z-1} \sum_{j=i+1}^z (A_{ij} q_i q_{ij}) \quad (6.5)$$

де A – коефіцієнти квадратичного поліному; \vec{q} – вектор нормованих значень незалежних змінних (компонент вектору \vec{x}_r ; z – кількість незалежних змінних.

Для формування даних, які відповідно до плану експерименту необхідні для отримання залежності (6.5), були використані статистичні дані впливу пусків різного типу на значення залишкового ресурсу G .

У якості компонент вектора незалежних змінних \vec{x}_r при розрахунках прийняті наступні параметри: загальна кількість пусків енергоблоків n (діапазон від 300 до 2900) за весь період експлуатації; дольова кількість пусків з холодного стану n^{XC} (діапазон 0,17÷0,47), з неостиглого стану n^{HC} (діапазон 0,16÷0,3); напрацювання енергоблоків t_{ex} (діапазон 40- 300 тис. год.). При цьому пуски з ГС складають 23-67 %. Діапазони зміни параметрів отримані з даних експлуатації (таб.6.6), які були надані для енергоблоків №3-9 КуТЕС, №9-15 ЛуТЕС та № 10 Старобешевської ТЕС (СТЕС) організаціями, що їх експлуатують.

Таблиця 6.6. Діапазони змінних параметрів енергоблоків 200 МВт ДТЕК
Курахівської, Луганської та Старобешівської ТЕС

Енергоблоки	n	$n_{\text{ХС}}$	$n_{\text{НС}}$	$n_{\text{ГС}}$	t_{ex} , год
3 РСТ КуТЕС	1036	487 (47 %)	166 (16 %)	383 (37 %)	221120
4 РСТ КуТЕС	1611	556 (35 %)	268 (17 %)	787 (49 %)	204886
5 РСТ КуТЕС	1756	544 (31 %)	–	1212 (69 %)	194809
6 РСТ КуТЕС	1730	519 (30 %)	260 (15 %)	951 (55 %)	188157
7 РСТ КуТЕС	1323	435 (32,8 %)	–	892 (67,2 %)	200641
8 РСТ КуТЕС	1629	542 (33,3 %)	–	1087 (66,7 %)	198542
9 РСТ КуТЕС	300	141 (47 %).	–	159 (53 %)	40113
11 РСТ ЛуТЕС	1216	292 (24,1 %)	263 (21,7 %)	661 (54,4 %)	280387
13 РСТ ЛуТЕС	775	249 (32,2 %)	131 (16,9 %)	395 (51 %)	77864
14 РСТ ЛуТЕС	1085	259 (23,9 %)	180 (16,6 %)	646 (59,9 %)	238329
15 РСТ ЛуТЕС	903	190 (21,1 %)	154 (17,1 %)	559 (61,9 %)	223721
10 РСТ СТЕС	704	331 (47,1 %)	113 (16,1 %)	260 (37 %)	101288
4 РСТ КуТЕС	2352	823 (35 %)	400 (17 %)	1129 (49 %)	254623
5 РСТ КуТЕС	2862	887 (31 %)	–	1975 (69 %)	239615
Повторне продовження 2017–2018 рр.					
4 РСТ КуТЕС	2475	539 (22 %)	727 (29 %)	1209 (49 %)	261773
5 РСТ КуТЕС	1742	655 (22 %)	774 (26 %)	1549 (52 %)	241544
9 РСТ1 ЛуТЕС	927	155 (17 %)	190 (20,5 %)	582 (62,8 %)	144596
9 РСТ2 ЛуТЕС	1389	233 (17 %)	285 (20,6 %)	871 (62,7 %)	250264
3 РСТ КуТЕС	704	331 (47 %)	113 (16 %)	260 (37 %)	101288

Для пошуку оптимального співвідношення компонент вектора $\overline{x_r}$ був використаний метод квазівипадкового пошуку з використанням ЛПт

послідовності [151, 9].

Розрахункові дослідження з оптимізації залишкового ресурсу *G* свідчать, що максимальний залишковий період експлуатації має місце при мінімальній загальній кількості пусків до 600-800, що відповідає базовим режимам роботи енергоблоків 200 МВт, на які вони були спроектовані (рис. 6.7).

Оптимізаційні дослідження показали, що максимум залишкового ресурсу при роботі енергоблоків 200 МВт у маневрових режимах знаходиться у діапазоні 18%-25% кількість пусків з неостиглого стану та 25%-39% кількість пусків з холодного стану. При цьому, кількість пусків з гарячого стану визначається як різниця між загальною кількістю пусків енергоблоків та кількістю пусків з неостиглого і холодного станів (рис. 6.8).

Будь-яке відхилення від оптимального розподілу кількості пусків з різних теплових станів при маневрених режимах експлуатації енергоблоків 200 МВт різко скоротить вже продовжений ресурс експлуатації вугільних блоків теплових електричних станцій України. Так, зменшення до 14%-17% кількості пусків з неостиглого стану та 15%-23% кількості пусків з холодного стану призведе до збільшення кількості пусків з гарячого стану (60-71%%) та до зменшення залишкового ресурсу до 10-12%.

Висновки.

Станом на січень 2019 р. більшість енергоблоків потужністю 200 МВт перевищили парковий ресурс 220 тис. год. при значному перевищенні по показниках маневрування (кількість пусків при нормі 800 пусків згідно нормативних документів перевищила межу у 2000 пусків). Це може призвести до значного зниження ресурсних характеристик та збільшення аварійних зупинок при збільшенні кількості пусків, що характерно для роботи у маневрених режимах. Таким чином, неможливе залучення більшості енергетичного обладнання 200 МВт для регулювання електричного навантаження.

Оптимізаційні дослідження показали, що максимум залишкового ресурсу при роботі енергоблоків 200 МВт у маневрових режимах знаходиться у діапазоні 18%-25% кількість пусків з неостиглого стану та 25%-39% кількість пусків з холодного стану.

Будь-яке відхилення від оптимального розподілу кількості пусків з різних теплових станів при маневрених режим експлуатації енергоблоків 200

МВт різко скоротить вже продовжений ресурс експлуатації вугільних блоків теплових електричних станцій України [152].

6.3. Інформаційна технологія визначення раціональних режимів експлуатації високотемпературних елементів ТЕС

Досить важливою проблемою енергетичних систем багатьох країн світу, в тому числі й частини країн Європи, СНД, Аргентини та Південної Африки, є нестача пікових потужностей в загальному генеруючому енергетичному балансі. Як наслідок, виникла необхідність залучати базові та напівбазові енергоблоки ТЕС до регулювання потужності в енергомережі. Проте таке обладнання не проектувалось для роботи в частих змінних режимах. Порушення регламентів експлуатації, викликане необхідністю надмірно частих пусків та зупинок енергоблоків, призводить до різкого зменшення терміну експлуатації вказаних енергоблоків.

Тому на поточному етапі розвитку енергетичної галузі таких країн, гострим та пріоритетним завданням є обґрунтування доцільності та можливості продовження експлуатації основного генеруючого обладнання ТЕС такого типу. Однак просте продовження терміну експлуатації не дозволить забезпечити високе залишкове напрацювання та не здатне надати достатнього часу для технічного переозброєння енергетики.

Доцільним є застосування методів управління ресурсом високотемпературних елементів, що дозволяють уповільнити темпи накопичення пошкоджуваності в основному металі енергетичного обладнання [53, 1].

Отже, виникає необхідність у створенні методики аналізу впливу конструктивних, технологічних та режимних параметрів відповідного обладнання на пошкоджуваність і залишковий ресурс. Це виконується з метою отримання рекомендацій, щодо управління ресурсом високотемпературних елементів, як працюючих тривалий час енергоблоків, так і нововстановлених.

Існує потреба поєднання експериментального досвіду й класичних емпіричних залежностей, що традиційно застосовуються для проектних розрахунків, та сучасних інформаційних технологій [3]. Ефективна реалізація методики аналізу надійності та довговічності роботи високотемпературних елементів в значній мірі залежить від врахування взаємозв'язку між конструктивними, технологічними та режимними параметрами енергоблоку.

Враховуючи значну кількість суттєвих факторів, що впливають на пошкоджувальність і залишковий ресурс, виникає необхідність визначити їх оптимальний, або, як мінімум, раціональний розподіл. Високу ефективність впровадження результатів прогнозуючої оптимізації в енергетиці доводять роботи [154-159, 3, 4-8]

У зв'язку з цим дослідження, спрямовані на визначення раціональних режимів експлуатації високотемпературних елементів ТЕС, є актуальними.

Аналіз літературних даних й постановка проблеми дослідження

Відомо, що для забезпечення стабільної роботи енергосистеми в структурному балансі енергогенеруючих потужностей доцільно мати базових потужностей на рівні 50–55 %, напівпікових – близько 30–35 %, а пікових – не менше 15 % [159].

Основними маневровими піковими потужностями більшості країн світу виступають газотурбінні електростанції, гідро (ГЕС) та гідроакumuлюючі електростанції (ГАЕС). Проте, згідно даних WEC (World Energy Council), в ряді регіонів світу їх потужності недостатні для компенсації коливань енергосистем. Так у країнах Близького Сходу їх частка складає лише 5 %, тоді як у деяких країнах Європи – більше 20 %.

Наприклад, як сказано в роботі [137], станом на 2020 рік, в енергогенеруючій структурі України вони складають близько 10 % проти необхідних для сталої роботи енергосистеми 15 %. Регіональний акцент

Аналогічна проблема існує й з маневровими напівпіковими потужностями. На даний момент, енергоблоки ТЕС потужністю 100–150 МВт, що, з достатньою ефективністю [157], можуть бути використані як маневрові напівпікові, складають близько 18 % проти необхідних 30–35 %.

Одночасно з цим, для енергетики багатьох країн світу характерним є стрімке збільшення долі генерації електроенергії відновлювальними джерелами [165], що обумовлюється як економічними причинами [166] так і проблемами екологічного характеру [167].

Проте, варто відмітити, що режими роботи таких енергопотужностей є досить нерівномірними протягом доби. Наприклад, згідно до добового графіку споживання електроенергії в ОЕС України від 07.04.2020 [168], потужність відновлювальних джерел енергії (ВДЕ) на період часу з 10:00 до 16:00 становила близько 2,5–3,3 ГВт, а на вечірньо-нічний період зменшилась до 220 МВт. Таке коливання потужності в загальному балансі призвело до

примусового обмеження потужності обладнання на ТЕС, або до їхньої зупинки.

Зважаючи на вищевказане, для енергетичних систем багатьох країн Європи характерним стало витіснення напівбазових енергоблоків ТЕС в напівпікову та пікову частину графіка електричних навантажень [169].

Розгляду цієї проблеми присвячена робота [158], в якій представлено підхід, спрямований на оцінку проблем, пов'язаних з маневреним режимом роботи енергоблоків, надано рекомендації щодо експлуатації та планування роботи електростанцій. Результати роботи дозволяють підвищити економічність маневрових теплових електростанцій на змінних режимах, проте питання довговічності їхньої роботи та ресурсозбереження не розглянуте.

Оцінка маневрених можливостей електрогенеруючих установок була проведена в статті [170]. Авторами проаналізовано ряд негативних наслідків до яких призведе збільшення динамічності та мобільності енергоблоків ТЕС. Запропоновано низку можливостей для підвищення маневреності енергоблоків. Але проблемі зменшення ресурсних показників енергетичного обладнання уваги приділено не було.

В роботі [11] досліджено вплив частих змінних режимів експлуатації пилувугільних енергоблоків ТЕС на їхню довговічність роботи. Але оптимізації режимів роботи енергоблоків для запобігання передчасного зношення генеруючого устаткування ТЕС при роботі в пікових та напівпікових частинах графіку навантажень, проведено не було.

Варто відмітити дані представлені авторами наукової роботи [171]. Відмічено, що зростаюча частка електричної потужності, що припадає на відновлювані джерела енергії, диктує нерегулярність роботи теплоенергетичних установок для компенсації нестабільності енерговиробітку відновлюваними джерелами. Як наслідок, через термомеханічну втому, повзучість та корозію відбувається скорочення терміну роботи вузлів енергоблоків. Автори [171] підкреслюють, що наявність методики, яка здатна передбачити залишковий термін експлуатації пристроїв, є необхідною для прийняття управлінських рішень щодо експлуатації електростанцій та планування їх обслуговування.

Все це дає підстави стверджувати, що робота, спрямована на створення технології оцінки та прогнозування раціональних, з точки зору запобігання передчасному зношенню, режимів роботи енергоблоків дасть змогу частково компенсувати негативний вплив маневреної роботи ТЕС.

Мета роботи – створення системи оцінки та прогнозування раціональних ресурсощадних режимів роботи високотемпературних елементів енергетичного обладнання. Це дасть можливість автоматизувати процес отримання даних по залишковому ресурсу та екстраполювати отриману інформацію для прийняття своєчасних рішень щодо експлуатації конкретних енергоблоків.

Для досягнення мети були поставлені такі завдання:

- накопичити та статистично обробити дані по напрацюванню конкретних енергоблоків ТЕС (число пусків; кількість пусків для найбільш характерних режимів експлуатації (ХС, НС, ГС), робота на номінальному режимі; загальне напрацювання, год);
- визначити допустиме число циклів по різним типам пусків на підставі технічного аудиту і даних щодо реальних умов експлуатації за весь період роботи, а також діагностичного контролю основного металу;
- створити математичну модель прогнозування раціональних ресурсощадних режимів роботи та здійснити її програмну реалізацію.

Матеріали та методи досліджень підходів до створення системи оцінки та прогнозування

В якості бази для розробки системи оцінки та прогнозування (СОП) запропоновано підхід оснований на [160, 161, 9, 10] «математична модель - інтелектуальна експертна система – система автоматизованої діагностики та прогнозування», яку схематично представимо на рис. 6.9.

СОП розглядає технологічний процес у вигляді багатокomпонентної системи взаємопов'язаних об'єктів досліджень: елементи енергетичного обладнання, теплоносій, механічні навантаження та ін.

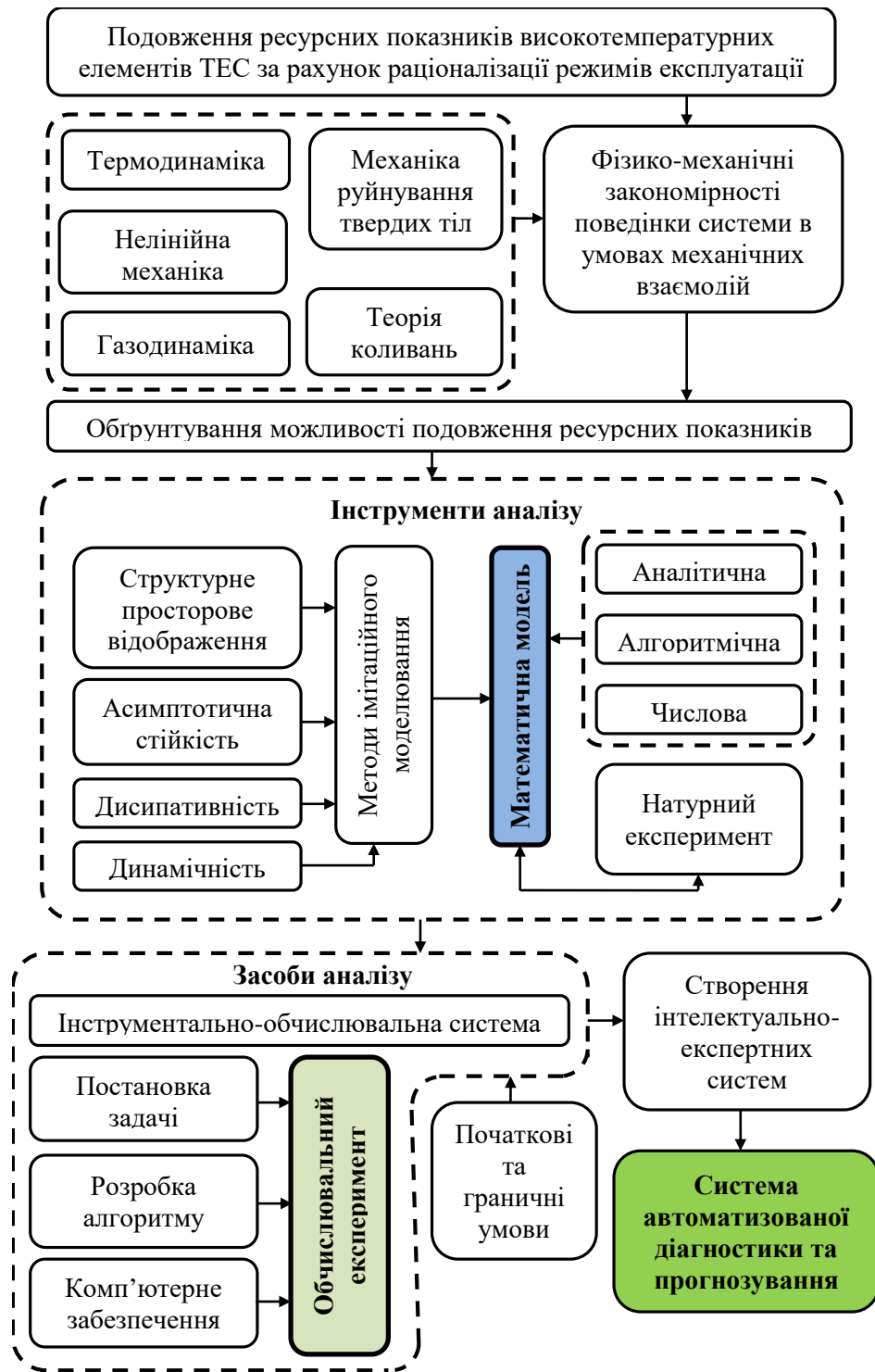


Рис. 6.9 – Принципова схема ІТДП

По аналогії з роботою [160, 9] методику розробки математичної моделі ІТДП можна представити послідовністю наступних кроків [161, 10]:

1. Формулювання аналітичних залежностей, що містять параметри, які описують розрахункову схему об'єкта дослідження. Ці співвідношення повинні мати вигляд замкнутої системи рівнянь, що описують поведінку

об'єкта дослідження в реальних просторово-часових координатах (крайова задача математичної фізики).

2. Розв'язок сформульованої задачі та розробка послідовності дій (алгоритму) перетворення вхідних параметрів у вихідні.

3. Реалізація розробленого алгоритму у вигляді комп'ютерної програми, метою якої є забезпечення автоматизації проведення обчислювальних експериментів.

Кожний з вищезгаданих етапів представляє собою окрему, іноді, досить складну задачу. Результатом виконання кожного з вказаних етапів будемо вважати створення відповідно трьох взаємозв'язаних моделей - аналітичної, алгоритмічної та цифрової.

Таким чином, під математичною моделлю ІТДП розуміють теоретичну розробку у вигляді аналітичної, алгоритмічної та цифрової моделей ІТДП, які відбивають всі властивості об'єкта дослідження в межах розробленої розрахункової схеми та дають можливість автоматизувати ІТДП для практичного використання, застосовуючи комп'ютерні технології.

Аналітична модель ІТДП визначає властивості об'єкта дослідження та проблемну орієнтацію поставленої задачі [161, 10]. Структура аналітичної моделі ІТДП містить наступні етапи:

1. Опис закономірностей, необхідних для комплексного оцінювання залишкового ресурсу парових турбін.

Методика розрахунку граничних умов теплообміну, теплового та напружено-деформованого стану високотемпературних елементів парових турбін детально наведена в п. 1.4.2 даної монографії. Методика розрахунку пошкоджуваності від малоциклової втоми, статичної пошкоджуваності, сумарної пошкоджуваності та залишкового ресурсу детально описана у п.1.5 даної монографії.

2. Побудова аналітичної закономірності між приведеною деформацією $\varepsilon_a^{пр}$ та допустимим числом циклів N_d на основі математико-статистичного аналізу експериментальних даних;

Варто відмітити, що значні труднощі при розрахунках пошкоджуваності та залишкового напруження високотемпературних елементів парових турбін викликає неточність або повна відсутність у довідковій літературі інформації щодо поведінки спеціальних жароміцних турбінних сталей (марки 25X1M1ФА, 20X3МВФА, 15X1M1ФЛ та ін.) при високих експлуатаційних температурах 400–550°C й, відповідно, експериментальних даних по мало цикловій втомі наведених вище матеріалів.

Для вирішення вказаної проблеми, колективом авторів [56, 121] було проведено комплекс експериментальних досліджень тривалої міцності та деградації статичної й циклічної міцності металу турбінних сталей після тривалої експлуатації з метою уточнення коефіцієнтів запасу міцності і визначення залишкового ресурсу.

Експериментальні дослідження проводилися на базі Інституту проблем міцності ім. Г.С. Писаренка НАН України з використанням лабораторної установки АІМА-5-2, яка призначена для випробувань металів на повзучість і тривалу міцність при постійній температурі і навантаженні. В результаті випробувань встановлювалась залежність між напруженням і часом до руйнування при заданій постійній температурі. Результати початкових експериментальних досліджень повзучості і тривалої міцності сталей аналізувались, опираючись на метод базових діаграм. Метод базових діаграм заснований на чіткій конкретизації особливостей окремих ділянок експериментальних і розрахункових діаграм тривалої міцності. В рамках цього методу вирішуються два завдання: проводиться аналіз експериментальних даних і здійснюється прогнозування на основі результатів аналізу. Докладно методику проведення експериментальних досліджень та отримані результати описано в [8, 14].

Опираючись на дані експериментальних досліджень та використавши в якості базової апроксимуючої функції модифіковане рівняння Стейнхарта-Харта, отримано залежність між приведеною деформацією ε_a^{np} та допустимим числом циклів N_d в діапазоні робочих температур 400–550°C, що у загальному випадку має вигляд:

$$N_d = \frac{t(1 + t + \varepsilon_a^{np})}{1 + \ln \varepsilon_a^{np} + \ln^3(\varepsilon_a^{np})} \quad (6.6)$$

Графічно залежність між приведеною деформацією ε_a^{np} та допустимим числом циклів N_d в діапазоні робочих температур 400–550°C можна представити криволінійною площиною всіх необхідних змінних (рис. 6.10), а саме: приведеної деформації ε_a^{np} , робочих температур $T^\circ\text{C}$ та допустимих чисел циклів N_d , що визначають за цією залежністю. Побудована аналітична закономірність між приведеною деформацією ε_a^{np} та допустимим числом циклів N_d на основі математико-статистичного аналізу експериментальних даних була використана в математичній моделі ІТДП.

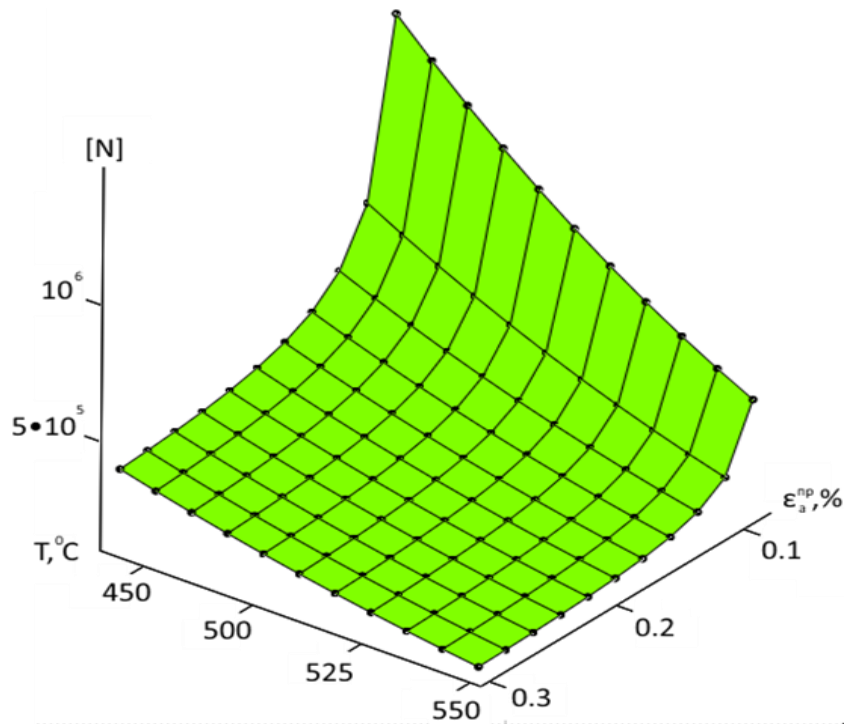


Рис. 6.10 – Втомлюваність сталі Р2МА (25Х1М1ФА) при ізотермічному симетричному циклі навантаження

3. Формулювання задачі пошуку оптимального розподілу технологічних (режимних) параметрів роботи парової турбіни на основі методів математичного програмування.

Для прийнятої конструктивно-технологічної схеми енергоблока можна виділити наступні основні параметри, що визначають протікання процесу: геометричні розміри основних вузів та деталей обладнання, термо- та аеродинамічні параметри теплоносія, а також режимні пускові параметри.

До розв'язання пропонується задача оптимізації, яка полягає у визначенні такого розподілу конструктивно-технологічних параметрів процесу, що забезпечують максимальне збереження ресурсу обладнання. Як цільову функцію задачі оптимізації обрано залишковий ресурс G .

$$G(\vec{x}) \rightarrow \max_{\vec{x} \in \bar{X}} G(\vec{x}) \quad (6.7).$$

Розв'язком поставленої задачі оптимізації буде така точка $x^{opt} \in X$, що $G(\vec{x}^{opt}) \geq G(\vec{x})$ для всіх $x \in X$, тобто

$$G(\vec{x}^{opt}) = \max_{\vec{x} \in \bar{X}} G(\vec{x}), \quad (6.8)$$

$$N_{X \min} \leq |\bar{X}| \leq N_{X \max}.$$

де G – цільова функція;

\vec{x} – вектор конструктивно-технологічних параметрів, які впливають на G ;

\bar{X} – область існування вектору \vec{x} ;

$N_{X(\min)}, N_{X(\max)}$ – межі області існування складових вектора \vec{x} .

Отже, задача максимізації залишкового ресурсу G вимагає знаходження таких комбінацій значень компонент вектору \vec{x} , реалізація яких дає екстремальне значення цільової функції G .

Для даного (без местоимений) випадку маємо:

$$G(t, NS) \rightarrow \max_{\vec{x} \in \bar{X}} G(t, NS) \quad (6.9)$$

$$G(t, NS) = \frac{(1 - P_{sum}) \cdot \chi}{\frac{t}{T} + \left[\frac{(n_{\min} - n_{\max}) \cdot (t - t_{\min})}{t_{\max} - t_{\min}} + n_{\max} \right] \cdot \left[\frac{HS}{N_{hs}} + \frac{1 - HS}{100 \cdot N_{ns} \cdot NS^{-1}} + \frac{1 - HS}{N_{gs} \cdot (1 - 0.01 \cdot NS)^{-1}} \right]}$$

$$\vec{x} = \left\{ \begin{array}{l} t_{\min} \leq t \leq t_{\max} \\ n_{\min} \leq n \leq n_{\max} \\ hs_{\min} \leq hs \leq hs_{\max} \end{array} \right\},$$

$$HS = (t - t_{\min}) \cdot \frac{hs_{\max} - hs_{\min}}{t_{\max} - t_{\min}} + hs_{\min},$$

де t_{\min}, t_{\max} - мінімальне та максимальне число годин роботи енергоблока в рік на період, що прогнозується;

n_{\min}, n_{\max} - мінімальна та максимальна кількість загальних річних пусків енергоблока;

hs_{\min}, hs_{\max} - мінімальні та максимальні значення дольового числа пусків з холодного стану (ХС);

HS - доля числа пусків з холодного стану;

NS - дольова частка пусків з неостиглого стану в межах частки пусків з гарячого стану;

N_{hs}, N_{ns}, N_{gs} - допустиме число пусків з відповідних станів (ХС, НС, ГС);

χ - середньорічне напрацювання згідно енергетичного аудиту.

В загальному вигляді алгоритмічна модель ІТДП складається з наступних основних частин:

Блок препроцесора:

- Напрацювання енергоблока;
- Число пусків енергоблока;
- Відсоткове співвідношення типів пусків з різних теплових станів;
- Результати розрахункової оцінки НДС у нестационарній постановці;

Блок солвера:

- Функціональна залежність допустимого числа циклів N_d від приведеної деформації $\epsilon_a^{пр}$ та температури металу;
- Закономірності впливу НДС на накопичену пошкоджуваність за механізмом малоциклової втоми та довготривалої міцності;
- Градієнтні (Ньютона або Левенберга - Марквардта) алгоритми пошуку екстремальних значень;

Блок постпроцесора:

- Блок виводу значень залишкового ресурсу у вигляді тривимірних поверхонь;
- Блок виведення раціонального діапазону значень режимно-експлуатаційних параметрів;
- Оптимальний розподіл режимно-експлуатаційних параметрів.

Результати застосування системи оцінки та прогнозування на енергетичному устаткуванні ТЕС

Використовуючи наведену вище систему оцінки та прогнозування раціональних режимів експлуатації високотемпературних елементів, були виконані дослідження для деякого типового устаткування ТЕС. Для дослідження обрано устаткування енергоблока потужністю 200 МВт, що вичерпав свій проектний ресурс 220 тис. год. При цьому число пусків устаткування відповідає парковому значенню – 800, з яких 50 % – пуски з гарячого стану металу, 20 % – з неостиглого, 30 % – з холодного. Отримані результати у вигляді контурних графіків представлено на рис. 6.11-6.13.

Для ротора середнього тиску турбіни К-200-130 найбільш раціональним режимом експлуатації, що здатний забезпечити найвищу довговічність і ресурсозбереження є напівбазовий режим (рис. 2). Раціональні значення експлуатаційних параметрів складають: число годин роботи на рік – 3000-4400 год, число пусків-зупинок протягом року – 48-64, з дольовим розподілом за різними типами: з ХС – 28-52 %, НС – 0-20 %, ГС – 28-48 %. При цьому,

чітко прослідковується оптимальний розподіл режимних параметрів: 3660 годин роботи на рік при 57 пусках, з яких 40 % – з холодного стану, 60 % – з гарячого.

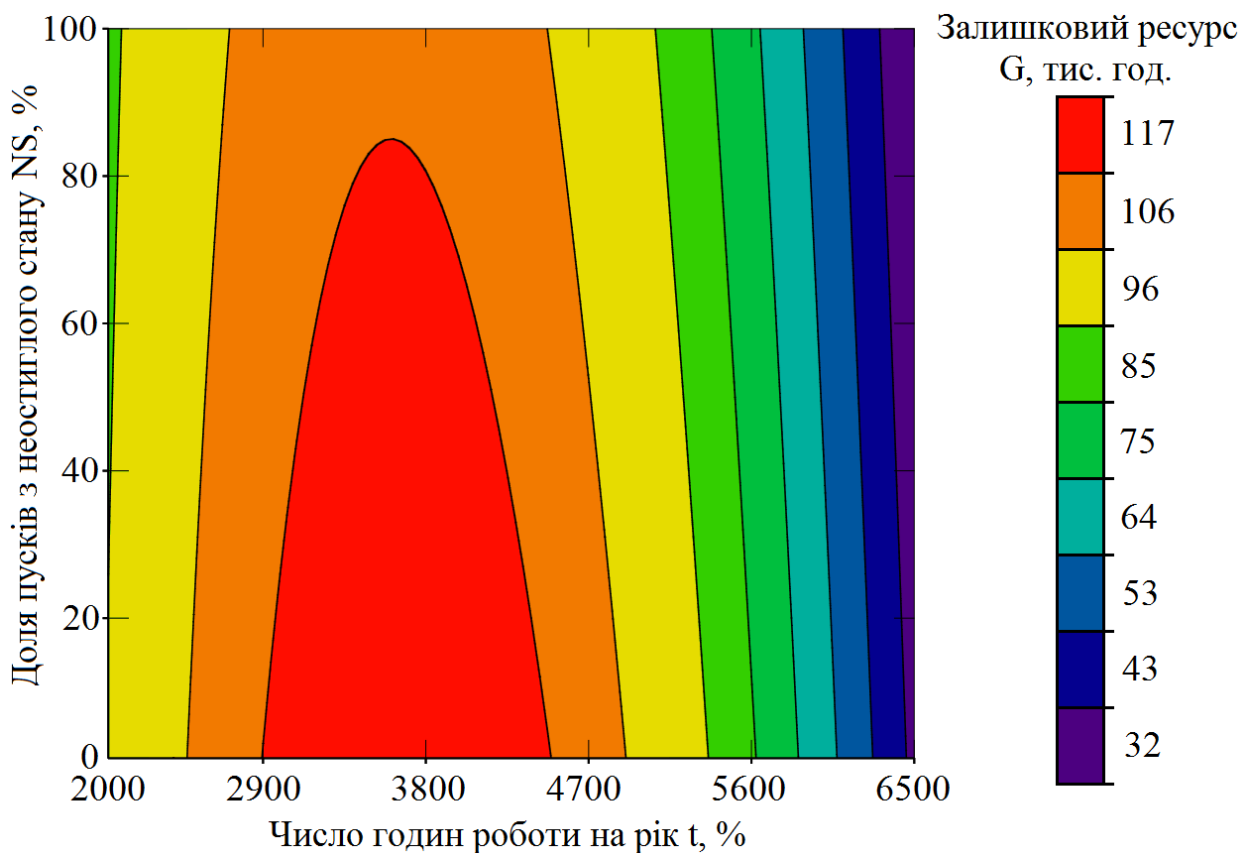


Рис. 6.11 - Діаграма залишкового ресурсу в залежності від експлуатаційних параметрів для ротора середнього тиску турбіни К-200-130, що вичерпав свій парковий ресурс

Для деякого устаткування чітко прослідковується область нераціональних параметрів експлуатації. Так для паропроводів гарячого проміжного перегріву при збільшенні числа годин роботи на рік залишковий ресурс зменшується (рис. 6.12). Тобто для такого устаткування раціональним є режим роботи в піковій частині графіка електричних навантажень: 2000 годин роботи на рік, 75 пусків протягом року, 90 % з яких це пуски з гарячого стану, 10 % – з холодного. Це пояснюється обставиною того, що вичерпання довготривалої міцності для такого обладнання має домінуючий вплив на темп зношення залишкового ресурсу.

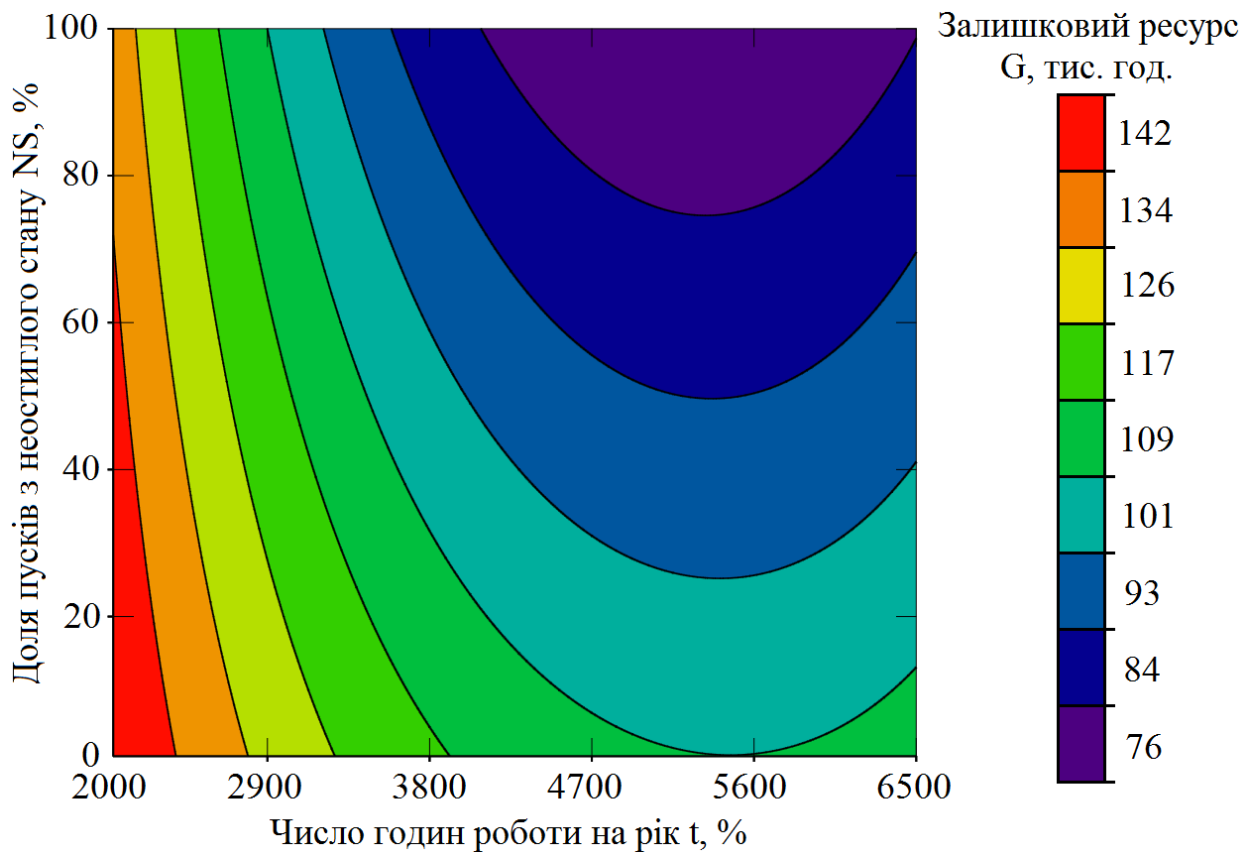


Рис. 6.12 - Діаграма залишкового ресурсу в залежності від експлуатаційних параметрів для паропроводів гарячого проміжного перегріву турбіни К-200-130, що вичерпали свій парковий ресурс

Певне обладнання має декілька діапазонів раціональних режимів роботи. Це характерно для устаткування яке однаково сильно пошкоджується як за механізмом вичерпання довготривалої міцності, так і від накопичення малоциклової втоми. Так, наприклад барабан котла ТП-109 має дві раціональні області режимних параметрів (рис. 4).

Перша область раціональних значень – базовий режим з 6100-6500 год. роботи на рік при мінімальному числі пусків (25-32) на рік, 90 % з яких будуть пусками з холодного стану, решта – з гарячого та неостиглого. Друга – піковий режим з 2000 год. роботи на рік і числом пусків – 70-75, з яких 67-90 % – пуски з ГС, 0-15 % – з НС, 10-18 % – з ХС.

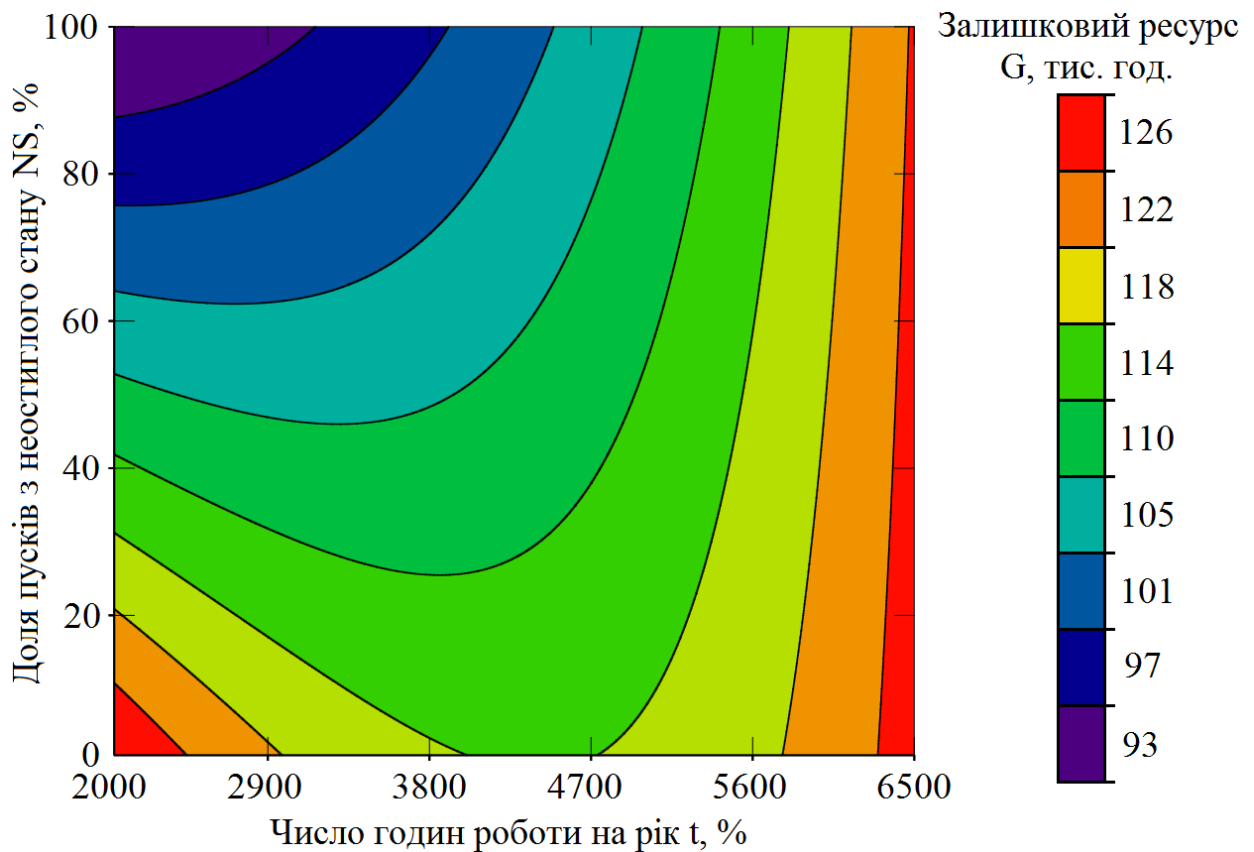


Рис. 6.13 - Діаграма залишкового ресурсу в залежності від експлуатаційних параметрів для блока № 3 Луганської ТЕС

Представлена система оцінки та прогнозування раціональних ресурсоощадних режимів експлуатації високотемпературних елементів ТЕС дає можливість визначення індивідуальних ресурсних показників на протязі всього часу експлуатації обладнання для усіх можливих комбінацій режимів роботи.

Проведені раніше численні дослідження ресурсних показників роботи енергетичного устаткування ТЕС України були узагальнені та статистично оброблені. Це дозволило виявити найбільш типові режими роботи енергоблоків, а також визначити головні механізми накопичення пошкодження в основному металі обладнання та чинники, що призводять до його руйнування. Усе це дало змогу встановити закономірності впливу кожного з типових режимів роботи на темпи вичерпання залишкового ресурсу устаткування, з метою визначення домінуючих факторів зношуваності ТЕС.

Отримана аналітична залежність (21) малоциклової втоми сталі 15X1M1ФЛ дозволяє автоматизувати розрахунковий процес при дослідженні залишкового ресурсу енергетичного устаткування. Відомою проблемою таких розрахунків є те, що при прогнозуванні залишкового напруження, циклічне пошкодження металу оцінюється за експериментальними кривими

малоциклової втоми для конкретної комбінації режимів роботи. У випадку дослідження іншого розподілу режимів необхідно «вручну» виконувати перерахунок. Тому, зазвичай, при прогнозуванні залишкового ресурсу приймалась умова, що енергоблок й надалі експлуатуватиметься в тому ж режимі, що й на момент розрахунку. Отримана аналітична залежність дозволяє автоматизовано оцінювати циклічне пошкодження металу для багатьох різних комбінацій режимів роботи ТЕС.

Розроблена система оцінки та прогнозування дозволяє розглянути всі можливі проміжні режими експлуатації енергоблоків в межах двох діаметрально протилежних варіантів. А саме, повністю базового (при якому річне напруження наближається до максимуму $T \rightarrow \max$, а число пусків за рік є мінімальним $n \rightarrow \min$), а також повністю пікового ($T \rightarrow \min$, $n \rightarrow \max$). Додатково розглядається різне співвідношення числа пусків з типових теплових станів (ХС, НС, ГС). При цьому в системі враховуються певні логічні умови роботи. Наприклад, для варіанту з великим річним напруженням більшість пусків мають бути з гарячого стану, оскільки в такому випадку час простоїв буде невеликим і обладнання не встигатиме охолотитись до неостиглого чи холодного станів.

Таким чином, СОП дає можливість згенерувати прогнози для тисяч різних варіантів режимної експлуатації енергоблоку, з розрахунком ресурсних показників для кожного з них. Це дозволяє обрати зручний режим експлуатації з області раціональних значень, забезпечивши достатню довговічність роботи обладнання. Така інформація є корисною для генеруючих компаній при плануванні стратегії своєї роботи в енергосистемі.

На поточному етапі, ключовим недоліком даної системи оцінки та прогнозування є те, що вона здатна надати інформацію про раціональний режим роботи для конкретного типу устаткування, а не всього енергоблоку. З рис. 2-4 видно, що для різного обладнання одного і того ж блоку потужністю 200 МВт області раціональних режимів роботи відрізняються. Це пояснюється тим, що кожне устаткування неоднаково чутливе до певних механізмів пошкодження, а отже і вплив різних комбінацій режимів роботи відмінюється.

В подальшому планується розробка інтегральної системи прогнозування раціональних режимів роботи, що зможе надавати рекомендації для всього енергоблоку. Вони встановлюватимуться опираючись на частинні розподіли оптимальних режимів роботи з врахуванням діапазону зміни залишкового ресурсу для даного устаткування, його вартості, складності ремонту, наслідків аварійного виходу з ладу та ін.

Остаточною реалізацією подальшого розвитку представленої СОП, доцільно розглядати її інтеграцію в єдиному комплексі із засобами реєстрації (сенсорами) основних параметрів, контролером, ЕОМ відповідної потужності та, безпосередньо, енергоблоком. Це дасть можливість динамічного відстеження зміни ресурсних показників, тобто створення лічильника ресурсу енергоблока.

Висновки

1. Авторами проведено накопичення та статистична обробка даних по напрацюванню конкретних енергоблоків ТЕС (число пусків; кількість пусків для найбільш характерних режимів експлуатації (ХС, НС, ГС), робота на номінальному режимі; загальне напрацювання, год).

2. На основі математико–статистичного аналізу експериментальних даних виведено закономірність між приведеною деформацією та допустимим числом циклів Нд для спеціальних жароміцних легованих сталей (марки 25Х1М1ФА, 20Х3МВФА, 15Х1М1ФЛ та ін.), в якості базової апроксимуючої функції використано модифіковане рівняння Стейнхарта–Харта. Результати експериментальних досліджень повзучості і тривалої міцності сталей аналізувались опираючись на метод базових діаграм. Дані отримано при високих експлуатаційних температурах (400–550 °С) металу.

3. Запропоновано систему оцінки та прогнозування раціональних ресурсоощадних режимів роботи високотемпературних елементів енергетичного обладнання ТЕС. В межах СОП визначено допустиме число циклів роботи енергетичного обладнання ТЕС по різним типам пусків. Дослідження базувалися на даних щодо реальних умов експлуатації за весь період роботи, а також результатах технічного аудиту і діагностичного контролю основного металу високотемпературних елементів енергоблоків. Також створено математичну модель призначену для прогнозування раціональних ресурсоощадних режимів роботи енергоблоків ТЕС та здійснено її програмну реалізацію.

ВИСНОВКИ

Монографію присвячено актуальному для енергетичної галузі питанню оцінки залишкового ресурсу та продовження експлуатації енергетичного обладнання теплових і атомних електростанцій, теплових електроцентралей, а також розробці нових методів управління ресурсом.

1. Для паротурбінних установок Т-100/120-130 та Т-250/300-240 розроблено математичну модель оцінки довговічності експлуатації. З аналізу літературних джерел, для дослідження ресурсних показників було обрано ротори високого тиску, як елементи, що навантажені найбільш вагомими напруженнями. Ці дослідження виконані на базі розрахунку теплового та напружено-деформованого станів роторів в нестационарній постановці для всіх типових експлуатаційних режимів із застосуванням скінченно-елементного методу дискретизації розрахункового простору. За результатами розрахунків встановлено, що циклічні та статичні механізми руйнування мають приблизно однаковий вплив на устаткування даного типу. Для розглянутої турбоустановки Т-100/120-130 блока № 1 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5» встановлено що циклічне пошкодження РВТ складає 33,9 %, а статичне – 34,7 %, станом на 2016 р. Для РВТ турбіни Т-250/300-240 блока № 3 ПАТ «Київська ТЕЦ-5» циклічне пошкодження становить 39,9 %, статичне – 47,4 %, станом на 2018 р.

2. Виконано розрахунок ресурсних показників найбільш поширеної турбоустановки на АЕС України типу К-1000-60/3000, а саме для ротору та корпусу циліндру високого тиску. Проведені дослідження напружено-деформованого стану РВТ показали, що зонами концентрації напружень є галтельні округлення та розвантажувальні отвори перших ступенів, а також осьовий отвір турбіни в області четвертого та п'ятого ступенів. Характерною особливістю устаткування атомних електростанцій є те, що вичерпання довготривалої міцності має домінуючий вплив на загальне пошкодження турбіни, оскільки дане устаткування є базовим енергетичним обладнанням і експлуатується в номінальному та близьких до нього режимах роботи. Розрахований залишковий ресурс турбіни К-1000-60/3000 блока № 3 Рівненської АЕС складає 26 тис. год при проектних коефіцієнтах запасу міцності.

3. Для трубних пакетів котельного обладнання ТЕС розроблено модель процесу горіння в стабілізаторних пальникових пристроях із забезпеченням локальної температурної нерівномірності поля температур продуктів згоряння.

Розроблено методику визначення впливу рівня температур та локальної температурної нерівномірності на оцінку залишкового ресурсу високотемпературних елементів котлоагрегатів. Забезпечено можливість роботи пального пристрою в широкому діапазоні зміни режимних параметрів, що приведе до зменшення втрати тепла з викидними газами особливо на часткових навантаженнях агрегату і підвищення коефіцієнту корисної дії. При такій організації процесу горіння може бути виключено ударний тепловий вплив факелу на поверхню нагріву, забезпечено максимально можливу рівномірність розподілу теплових потоків в топці та довжину факелу, яка менше відповідних розмірів топки.

4. Розглянуто особливості повторного продовження експлуатації литого та обертового устаткування парової турбіни К-200-130 понад парковий ресурс на прикладі енергоблока № 15 Луганської ТЕС. За результатами проведених діагностичних досліджень встановлено, що для більшості устаткування характерна наявність пошкоджень, які не обмежують можливість подальшої експлуатації обладнання при обов'язковому проведенні ремонтних відновлень під час планово-попереджувальних кампаній. При чому, проведені авторами експериментальні дослідження встановили можливість зменшення коефіцієнтів запасу по числу циклів та по деформаціям для сталей 25Х1М1ФА та 15Х1М1ФЛ, що експлуатуються понад парковий строк експлуатації. Проте дані дослідження повинні бути проведені для кожного конкретного устаткування, для встановлення індивідуального рівня деградації фізико-механічних властивостей. За результатами виконаного перевірного розрахунку для роторів високого і середнього тиску, корпусів ЦВТ і ЦСТ, автоматичного стопорного та захисного клапанів, а також регулюючих клапанів ЦВТ і ЦСТ енергоблока № 15 ПАТ «ДТЕК Луганська ТЕС», встановлено, що строк експлуатації даного обладнання може бути продовжений на 50 тис. год при числу пусків не більше 400.

5. Через нестачу маневрових потужностей в загальному балансі встановлених потужностей ОЕС України, енергоблоки потужністю 200-300 МВт часто залучаються регулювання навантаження в енергосистемі. При цьому, з аналізу проектної документації заводів-виготовлювачів зрозуміло, що дане устаткування не проектувалось для роботи в частих змінних режимах. З метою встановлення величини прискорення вичерпання ресурсних показників даного обладнання, дослідженню потенційно найбільш важкий режим експлуатації – щоденного пуску-зупинки. Проведені дослідження показують, що залишковий ресурс турбінного устаткування при роботі в такому режимі

експлуатації скорочується в 3-5 разів в порівнянні з базовим режимом роботи. Ресурс котельного устаткування зменшується в 4-6 разів для аналогічної ситуації. Аналіз техніко-економічних показників свідчить про їх погіршення зі збільшенням кількості пусків–зупинок. Розрахунки питомої витрати умовного палива та витрати електроенергії на власні потреби показали, що ці техніко-економічні показники збільшуються суттєво у разі змінного навантаження : питома витрата умовного палива – на 9-14 %, витрата електроенергії на власні потреби – на 16-40 % та це збільшення призведе до зниження економічної ефективності роботи ТЕС у маневрених режимах.

6. Управління ресурсом енергетичного устаткування базується на виявленні домінуючих факторів та механізмів старіння, які призводять до передчасного вичерпання ресурсу обладнання та подальшого зменшення або обмеження їхнього впливу. В монографії запропоновано технологічний метод управління ресурсом корпусів високого тиску турбін на надкритичні параметри пари. Проведені числові дослідження доводять ефективність застосування розрахункових зусиль затяжки шпильок, як технологічного методу управління ресурсом корпусних елементів турбін (індивідуальний ресурс збільшився на 10 %). Однак, разом з обґрунтуванням доцільності зменшення зусиль затяжки, необхідно організувати регулярний контроль парової щільності фланців, а також рівня релаксації напружень шпильок під час планово-попереджувальних ремонтів.

7. Запропоновано систему оцінки та прогнозування раціональних ресурсоощадних режимів роботи енергетичного обладнання ТЕС як режимний метод управління ресурсом енергоблоків. Дана система дозволяє для конкретного енергетичного устаткування розрахувати найбільш оптимальний режим експлуатації (число годин роботи на рік, число пусків з різних теплових станів протягом року), що забезпечує якомога вище залишкове напрацювання енергоблока. Данна система враховує індивідуальні особливості данного устаткування та реальні умови експлуатації. Застосування розробленої системи оцінки та прогнозування ресурсоощадних режимів роботи дозволяє збільшити індивідуальний ресурс енергоблока до 16 %.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Енергетична стратегія України на період до 2030 року // Спец. випуск інформаційно-аналітичного бюлетеня. 23 березня 2006р. - К.: Відомості Мінпаливенерго України. -2006. -144с.
2. Енергетична стратегія України на період до 2035 року «Безпека, енергоефективність, конкурентоспроможність» Постанова КМ України від 18 серпня 2017 р. № 605-р <http://mpe.kmu.gov.ua/minugol/doccatalog/document?id=245239554>
3. Энергетика: история, настоящее и будущее. Т3. Развитие тепловой и атомной энергетики / [Базеев Е.Т., Билека Б.Д., Васильев Е.П. и др.] – К., ООО „Редакция издания”. Энергетика: история, настоящее и будущее. - 2008. - 528с.
4. Енергетика: історія, сучасність і майбутнє. Розвиток теплоенергетики та гідроенергетики. / [Базеев Е.Т., Білека Б.Д., Васильев Е.П. та ін.] – К., ТОВ „Редакція видання Енергетика: історія, сучасність і майбутнє - Київ, 2013. – 400 с.
5. НД МПЕ України. Контроль металу і продовження терміну експлуатації основних елементів котлів, турбін і трубопроводів теплових електростанцій [Текст] : СОУ-Н МПЕ 40.17.401:2004. – Офіц. вид. – К.: ГРІФРЕ: М-во палива та енергетики України, 2005. – 76 с. – (Нормативний документ Мінпаливенерго України, Типова інструкція).
6. Мацевитый Ю. М. Повышение энергоэффективности работы турбоустановок ТЭС и ТЭЦ путем модернизации, реконструкции и совершенствования режимов их эксплуатации [Текст] : моногр. / Ю. М. Мацевитый [и др.]. – Киев : Научная мысль, 2008. – 366 с. – ISBN 978-9-660-00850-3
7. Черноусенко О.Ю. Оценка остаточного ресурса и продление эксплуатации паровых турбин большой мощности: Монография / О.Ю.Черноусенко // – Х.: ФОП Бровин А.В., 2014. – 308 с. ISBN: 978-966-2445-79-4.
8. Оценка остаточного ресурса и продление эксплуатации паровых турбин большой мощности (часть 2) Монография / О.Ю.Черноусенко //. – К.: НТУУ «КПИ им. Игоря Сикорского», 2017. – 207 с.
9. Черноусенко О. Ю. Напряжено-деформований стан ротора турбіни К-1000-60/3000 при типових режимах експлуатації / О.Ю.Черноусенко, Д.В. Риндюк, В.А. Пешко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія:

Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування / Нац. техн. ун-т «Харків. політехн. ін-т». — Харків : НТУ «ХПІ», 2019. — № 3(1328). С. 4-10; doi: 10.20998/2078-774X.2019.03.01.

10. Черноусенко, О. Ю. Оцінка стану енергетичного обладнання України та інших країн / О. Ю. Черноусенко, Т. В. Нікуленкова, А. Г. Нікуленков // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. — Харків : НТУ «ХПІ», 2016. — № 8(1180), - с. 22-27. — Бібліогр.: 9 назв. — ISSN 2078-774X.

11. Черноусенко, О. Ю. Вплив роботи енергоблоків ТЕС в маневреному режимі на вичерпання ресурсу енергетичного обладнання [Текст] / О. Ю. Черноусенко, В. А. Пешко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. — Харків : НТУ «ХПІ», 2016. — № 10(1182), - с.6-16. — Бібліогр.: 7 назв. — ISSN 2078-774X.

12. Черноусенко О.Ю. Расчет индивидуального ресурса корпусов цилиндров высокого и среднего давления, корпусов стопорных клапанов и роторов К-200-130 блока 200 МВт / О.Ю. Черноусенко // Совершенствование турбоустановок методами мат. и физ. мод-я: Сб. научн. тр. - Х: ИПМаш им. Подгорного НАНУ. - 2006. - №4. - С. 128-134.

13. Оценка малоцикловой усталости паровой турбины К-200-130-3 с применением программного комплекса ANSYS и COSMOS / О.Ю. Черноусенко, Е.В. Штефан, Д.В. Рындюк, Д.С. Третьак // Энергетика и электрификация. - 2008. - №3. - С. 42-48.

14. Расчетное определение малоцикловой усталости высокотемпературных элементов паровой турбины мощностью 200 МВт с применением программного комплекса ANSYS и COSMOSWorks / Е.Н. Письменный, О.Ю.Черноусенко, Е.В. Штефан, Д.В. Рындюк, Д.С. Третьак // Вестник НТУУ «КПИ», Машиностроение. - К.: НТУУ «КПИ». - 2008. - 52. -С. 188-195.

15. Штефан Е.В. Інформаційна технологія визначення індивідуального ресурсу високотемпературних конструкцій енергомашинобудування / Е.В.Штефан, О.Ю.Черноусенко, А.В. Башта// Проблеми тертя та зношування: Науково-технічний збірник. - К.: НАУ, 2008. - Вип. 49. - Т.2. — С. 171-176.

16. Черноусенко О.Ю. Расчетное исследование индивидуального ресурса корпусов ЦВТ, ЦСТ, корпусов стопорных клапанов и роторов К-200-130 блока 200 МВт / О.Ю. Черноусенко // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ». - 2007. - №2. - С.64-71.

17. Черноусенко О.Ю. Усталостные повреждения роторов ЦВТ и ЦСТ паровых турбин К-200-130-3 на ТЭС Украины и влияние на них реконструктивно-ремонтных и эксплуатационно-технологических факторов / О.Ю.Черноусенко, А. В. Антонович, Н.Г. Крищук // Энергетика и электрификация. - 2007. - № 5. - С. 34-40.

18. Черноусенко О.Ю. Обобщение и анализ результатов расчетного исследования индивидуального ресурса корпусов и роторов ЦВТ и ЦСТ турбины К-200-130 блока 200 МВт / О.Ю.Черноусенко // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ». - 2008. - № 6. - С. 107-111.

19. Черноусенко О.Ю. Остаточный ресурс высокотемпературных элементов паровой турбины К-200-130 ЛМЗ / О.Ю.Черноусенко // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ» . - 2008. - №6. - С. 97-101.

20. Отчет по договору 15/2.098 от 09.10.2007г. «Экспериментальная оценка индивидуального остаточного ресурса основных элементов турбины К-200-130 (корпуса ЦВД, ЦСД и ротор СД) ЦИК Кураховская ТЭС». – Киев, НТУУ «КПИ», 2008 г. - 78 с.

21. Отчет по договору 15/2.022 от 22.05.2009 г. «Определение длительной прочности, деградации статической и циклической прочности металла роторной стали после длительной эксплуатации с целью определения возможности продления эксплуатации сверх паркового ресурса роторов». – Киев, НТУУ «КПИ», 2009 г. - 69 с.

22. Инструкция по эксплуатации паровой турбины Т-100/120-130 бл.1,2 // ПАО "ХАРЬКОВСКАЯ ТЭЦ-5", с. Подгорки, 2016. - 94с.

23. РТМ 24.020.16-73. Турбины паровые стационарные. Расчёт температурных полей роторов и цилиндров паровых турбин методом электро моделирования [Текст]. – М., 1973. – № ВК-002/3209. – 104 с.

24. Оперативная расчетная оценка теплового и термонапряженного состояния высокотемпературных роторов паровых турбин / Н.Г. Шульженко, Н.Н. Афанасьев, А.В. Пожидаев, О.Ю.Черноусенко // Энергетика и электрификация. - 2007. - №4. - С. 60-66.

25. РТМ 108.021.103. Детали паровых стационарных турбин. Расчёт на малоцикловую усталость [Текст]. – М., 1985. – № АЗ-002/7382. – 49 с.

26. Черноусенко О. Ю. Геометрическая модель и граничные условия теплообмена ротора высокого давления турбоустановки Т-100-130 ПАО «Харьковская ТЭЦ-5» [Текст] /О. Ю. Черноусенко, Бутовский Л. С., Пешко В.

А., Мороз О. С // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 11 (1233). - С.16-23. doi: 10.20998/2078-774X.2017.11.02.

27. РД 34.17.440-96. Методические указания о порядке проведения работ при оценке индивидуального ресурса паровых турбин и продлении срока их эксплуатации сверх паркового ресурса [Текст]. – М., 1996. – 98 с.

28. Отчет по договору 15/2.006 от 21.04.2008г. «Расчет остаточного ресурса роторов ВД и СД турбин блоков № 11,14,15». – Киев, НТУУ «КПИ», 2007г. - 62 с.

29. Отчет по договору 15/2.085 от 01.06.2006 г. «Розрахункове уточнення подовження терміну експлуатації корпусних деталей турбін (ЦВТ, ЦСТ, корпусів стопорних та регулюючих клапанів) та роторів К–200-130-3 блока 200 МВт СТ № 4,7,8,9 СЕ Кураховської ТЕС ТОВ «Востокенерго»». – Киев, НТУУ «КПИ», 2007г. - 36 с.

30. Отчет по договору 15/2.077 от 01.12.2005 г. «Розрахункове уточнення подовження терміну експлуатації корпусних деталей турбін (ЦВТ, ЦСТ, корпусів стопорних та регулюючих клапанів) та роторів К–200-130 блока 200 МВт СТ № 6 СЕ Кураховської ТЕС ТОВ «Востокенерго»». – Киев, НТУУ «КПИ», 2006 г. - 72 с.

31. Отчет по договору 15/2.079 от 01.12.2005 г. «Розрахункове уточнення подовження терміну експлуатації корпусних деталей турбін (ЦВТ, ЦСТ, корпусів стопорних та регулюючих клапанів) та роторів К–200-130 блока 200 МВт СТ №3 СЕ Кураховської ТЕС ТОВ «Востокенерго»». – Киев, НТУУ «КПИ», 2006г. - 44 с.

32. Отчет по договору 15/2.084 от 01.06.2006 г. «Розрахункове уточнення подовження терміну експлуатації корпусних деталей турбін (ЦВТ, ЦСТ, корпусів стопорних та регулюючих клапанів) та роторів К–200-130 блока 200 МВт СТ №5 СЕ Кураховської ТЕС ТОВ «Востокенерго»». – Киев, НТУУ «КПИ», 2006г. - 56 с.

33. Бюргер И.А., Мавлютов Р.Р. Сопротивление материалов: Учебное пособие /И.А. Бюргер, Р.Р. Мавлютов. - М.: Наука. Гл. ред. физ. -мат. Лит., 1986. -500 с.

34. Динамика и прочность турбомашин / [Костюк А.Г.]. - М.: Машиностроение, 1982. – 264 с.

35. РД 153-34. 1-17.458-98. Методика определения возможности эксплуатации с трещинами и выборками литых корпусных деталей турбин с давлением пара более 9 МПа. – М., 1999. – 88 с.

36. Определение расчетного ресурса и оценка живучести роторов и корпусных деталей турбин. Методические указания: СОУ-Н МЕН 40.1-21677681-52:2011 [Текст] / Н. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровский, Ю. И. Матюхин, И. И. Мележик, А. В. Пожидаев. – Киев: ОЕП "ГРИФРЭ" ; М-во энергетики и угольной промышленности Украины, 2011. – 48 с.

37. 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.

38. 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. 29-37.

39. Шульженко Н. Г. Мобільні засоби оцінки вібраційного стану енергетичних агрегатів / Н. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровский, Т.В. Протасова // Динаміка і міцність машин. Вісник НТУ «ХП»: Зб. наук. праць. – Х.: НТУ «ХП», 2012. – № 55. – С. 104–110- ISSN 2078-9130.

40. Шульженко Н. Г. Неосесимметричное деформирование высокотемпературных роторов паровых турбин при окружной неоднородности свойств ползучести материала / Н. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровский, Т.В. Протасова // Динаміка і міцність машин. Вісник НТУ «ХП»: Зб. наук. праць. – Х.: НТУ «ХП», 2012. – № 55. – С. 179–186. – ISSN 2078-9130.

41. Шульженко Н. Г. Влияние окружной неравномерности свойств материала на неосесимметричное деформирование ротора турбины/ Н. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровский, Т.В. Протасова // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ». - 2014. - № 12(1055). - С. 111-115. - ISSN 2078-774X.

42. Концептуальные основы создания автоматизированной системы диагностики режимов и оборудования энергоблоков АЭС Украины / А.В. Антонович, О.Ю.Черноусенко, Г.Н. Елизаренко, А.М. Бурдейный, А.И. Титко// Энергетика и электрификация. - 2005. - №2. - С.25-34.

43. Концептуальные основы создания автоматизированной системы диагностики режимов и оборудования энергоблоков АЭС Украины (часть 2) /

А. В. Антонович, О.Ю.Черноусенко, Г.Н. Елизаренко, А.М.Бурдейный, А.И. Титко // Энергетика и электрификация. - 2005. - №3. -С.18-24.

44. Антонович А.В. Основные принципы создания автоматизированной системы технической диагностики энергоблоков АЭС (АСТД ЭБ) / А. В. Антонович, О.Ю.Черноусенко // Проблемы промышленной теплотехники: Сб. трудов Института теплофизики НАНУ. - К., 2005. - С. 311-313.

45. Черноусенко О.Ю. Остаточный ресурс ротора высокого давления турбины Т-250/300-240 / О.Ю.Черноусенко, Ткаченко О.О.// Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування / Нац. техн. ун-т «Харків. політехн. ін-т». — Харків : НТУ «ХПІ», 2019. – № 1(2019). – С.18-26. DOI - 10.20998/2078-774X.2019.01.03.

46. O. Chernousenko, D. Rindyuk, V. Peshko, V. Goryazhenko Development of a technological approach to the control of turbine casings resource for supercritical steam parameters//Eastern-European Journal of Enterprise Technologies" - Energy-saving technologies and equipment VOL 2, - NO 1 (91) - (2018) - pp. 51-56.

47. Черноусенко О.Ю. Эффективное продление эксплуатации роторов высокого и среднего давления турбины К-200-130 Луганской ТЭС/ О.Ю.Черноусенко, Риндюк Д. В., Пешко В. А. // Проблеми загальної енергетики. - 2018. - вип. 2 (53) - С.65-70 - ISSN 1562-8965.

48. Черноусенко О.Ю., Никуленкова Т.В. Складові комплексної схеми визначення залишкового ресурсу роторів парової турбіни // Зб. наук. праць «Вугільна теплоенергетика: проблеми реабілітації та розвитку» – 2014. – С. 18-21.

49. Ивановский А.А., Похорилов В.Л., Голошумова В.Н. Расчет термонапряженного состояния роторов высокого и среднего давления турбины Т-250/300-240 в зоне лабиринтовых уплотнений // Журнал Электрические станции 2008, № 1 С. - 32-37.

50. Черноусенко О.Ю. Управление остаточным ресурсом элементов паровой турбины К-200-130 ЛМЗ / О.Ю. Черноусенко // Энергетика и электрификация. - 2009. - №3. - С.22-29.

51. Chernousenko O. Lifetime extension of K-200-130 steam turbine housings over park resource/ O. Chernousenko, T. Nikulenkova // Innovations and Technologies. News. Latvia. – 2011 - № 1 (10) - P.10-17.

52. Черноусенко О.Ю. Комплексна схема оцінювання залишкового ресурсу роторів парових турбін великої потужності - Энергетические и

теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ». - 2013. - № 14. - С. 54-61.

53. Peshko V., Chernousenko O., Nikulenkova T. Nikulenkov A. Comprehensive rotor service life study for high & intermediate pressure cylinders of high power steam turbines. *Propulsion and Power Research*. China: National Laboratory for Aeronautics and Astronautics. 2016. Vol. 5. Iss. 4. P. 302–309. Doi: 10.1016/j.jprr.2016.11.008.

54. Сухинин В.П. Критерии, определяющие долговечность высокотемпературных роторов паровых турбин. / Сухинин В.П., Пугачева Т.Н. // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ». - 2013. - № 13(987). - С. 56-62. - ISSN 2078-774X.

55. Черноусенко О.Ю. Продление эксплуатации роторов паровых турбин 200 МВт на базе диаграммы длительной прочности стали с наработкой сверх паркового ресурса / Черноусенко О.Ю., Никуленкова Т.В. // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ». - 2011. - № 5. - С. 64-70.

56. Черноусенко О.Ю. Определение длительной прочности металла роторной стали и оценка продления эксплуатации роторов паровых турбин мощностью 200 МВт сверх паркового ресурса (Ч 1) / Черноусенко О.Ю., Кривенюк В.В., Штефан Е.В. // Энергетика и электрификация. - 2010. - № 4. - С. 34-40.

57. Черноусенко О.Ю. Определение длительной прочности и остаточного ресурса роторов турбины К-200-130 / Черноусенко О.Ю. // Проблемы машиностроения. – 2013. - № 3-4. - С. 16-20.

58. Черноусенко О.Ю. Комплексна схема оцінювання залишкового ресурсу роторів парових турбін великої потужності - Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ». - 2013. - № 14. - С.54-61.

59. 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 теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2008. – № 6. – С. 102–106.

60. Резинских, В. Ф. Ресурс и надежность металла цельнокованных роторов паровых турбин [Текст] : дис. доктора тех. наук : 05.04.12, утв. 12.10.01. / Резинских Владимир Федорович. – М., 2001. - 301 с.

61. Петерсон, Р. Е. Коэффициенты концентрации напряжений [Текст] / Р. Е. Петерсон. – М.: Мир, 1977. – 304 с.
62. Турбины паровые стационарные. Нормы расчета на прочность хвостовых соединений рабочих лопаток: ОСТ 108.021.07-84. – [Действующий с 1986-01-01]. – Л.: Изд-во НПО ЦКТИ, 1986. – 20 с.
63. Нейбер, Г. Теория концентрации напряжений в призматических стержнях, работающих в условиях сдвига, для любого нелинейного закона, связывающего напряжения и деформации [Текст] / Г. Нейбер // Механика. 1961. - № 4. - С. 117-130.
64. Мэнсон, С. Температурные напряжения и малоцикловая усталость [Текст]: пер. с англ. / С Мэнсон. – М.: Машиностроение, 1974. – 344 с.
65. Резинских, В. Ф. Увеличение ресурса длительно работающих паровых турбин [Текст] / В. Ф. Резинских, В. И. Гладштейн, Г. Д. Авруцкий. – М.: Изд. дом МЭИ, 2007. – 296 с. – ISBN 978-5-383-00037-8.
66. Розпорядження Кабінету Міністрів України від 29 квітня 2004 № 263-р «Про схвалення комплексної програми робіт з продовження терміну експлуатації діючих енергоблоків атомних електростанцій».
67. Эксплуатация ядерных энергоблоков в сверхпроектный срок. Мировая практика и особенности процесса в Украине. Национальный экологический центр Украины (НЭЦУ) – 2010, с. 58.
68. Б.Л. Навроцкий, М.А. Мороз, П.В. Скип. Выполнение комплекса мероприятий по оценке технического стану и переназначения срока эксплуатации турбин 1000 МВт энергоблоков АЭС / Збірник наукових праць СНУЯЕтаП – 2012, с. 52-59.
69. Комплексная программа модернизации и повышения безопасности энергоблоков атомных электростанций /Распоряжение КМ Украины от 29.08.2002 г. – № 504-р.
70. Viswanaman, R. Damage Mechanism and Life Assessment of High Temperature Components. (EPEJ) [Текст] / R. Viswanaman. – ASM International Metals Park, Ohio 44073, September 1995. – 501 с. – ISBN: 0-87170-358-0.
71. Скалозубов В. И., Ключников А. А., Лещетная Е. С. Основы продления эксплуатации АЭС с ВВЭР: монография. *Ин-т проблем безопасности АЭС*. Чернобыль (Киев., обл.): Ин-т проблем безопасности АЭС, 2011. ISBN 978-966-02-5762-7.
72. Черноусенко, О. Ю. Оцінка залишкового ресурсу корпусів парових турбін АЕС [Текст] / О. Ю. Черноусенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ»,

2016. – № 8(1180). – Бібліогр.: 7 назв. - С.129-135. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.18.

73. Турбина паровая К-1000/60-3000. Техническое описание и инструкция по эксплуатации № 1-Э-ТЦ-2 [Текст]. – Кузнецовск : НАЭК «ЭНЕРГОАТОМ», 2006. – 112 с.

74. Черноусенко О. Ю., Нікуленков А. Г., Нікуленкова Т. В., [та ін] Розрахунок граничних умов для визначення теплового стану ротора високого тиску турбіни АЕС К-1000-60/3000. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. Харків: НТУ «ХПІ», 2018. № 12(1288). С. 51–55. doi: 10.20998/2078-774X.2018.12.09.

75. Теплообмен и газодинамика в камерах отбора паровых турбин. Монографія Маляренко В.А., Голощапов В.М., Барсуков В.А., та ін. (1 чол.) Київ: Наукова думка, 1991. - 240 с. (С.175-202).

76. О.Ю. Черноусенко Граничные условия теплообмена в концевых уплотнениях ЦВТ и ЦНД турбины К-1000-60/3000 [Текст] / О.Ю. Черноусенко, Л.С. Бутовський, Т.В. Нікуленкова, І.С. Беднарська // *електротехніка та електроенергетика*. - Київ: 2018. - №2. - С. 16-26.

77. Черноусенко О.Ю. Розрахунок граничних умов для визначення теплового стану ротора високого тиску турбіни АЕС К-1000-60/3000 / О.Ю.Черноусенко, А. Г. Нікуленков, Т. В. Нікуленкова, Л. С. Бутовський, І. С. Беднарська // *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. – Харків : НТУ «ХПІ», 2018. – № 12(1288). – Бібліогр.: 8 назв. - С.51-55. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2018.12.09.

78. Черноусенко О.Ю. Тепловое и напряженно-деформированное состояние ротора высокого давления паровой турбины К-1000-60/3000 блока АЭС / О.Ю.Черноусенко, Риндюк Д. В., Пешко В. А.// *Науковий збірник «Енергетика: економіка, технології, екологія»* - 2018. - № 3. – С. 135-141. - ISSN 1813-5420.

79. Черноусенко О. Ю. Напружено-деформований стан ротора турбіни К-1000-60/3000 при типових режимах експлуатації / О.Ю.Черноусенко, Риндюк Д. В., Пешко В. А. // *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування / Нац. техн. ун-т «Харків. політехн. ін-т»*. — Харків : НТУ «ХПІ», 2019. – № 3(1328). С. 4-10.

80. The Strain-Stress State of K-1000-60/3000 Turbine Rotor for Typical Operating Modes / Olga Yuriivna Chernousenko, Dmitro Victorovich Rindyuk, Vitaliy Anatoliyovich Peshko // *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Power and Heat Engineering Processes and Equipment*. / Нац. техн.

ун-т «Харків. політехн. ін-т». — Харків : НТУ «ХП», 2019. — № 3(2019).
<https://doi.org/10.20998/2078-774X.2019.03.01>.

81. Черноусенко, О. Ю. Етапи реалізації управління старінням елементів енергоблоків АЕС / О. Ю. Черноусенко, Т. В. Нікуленкова, А. Г. Нікуленков // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. — Харків : НТУ «ХП», 2016. — № 9(1181), - с.85-89. — Бібліогр.: 6 назв. — ISSN 2078-774X.

82. Assessment of Resource Parameters of the Extended Operation High-Pressure Rotor of the K-1000-60/3000 Turbine / Olha Yu. Chernousenko, Vitalii A. Peshko // Проблеми машиностроения. - 2019. - том 22. №4 (2019) - с. 41-47.
<https://doi.org/10.15407/pmach>.

83. Chernousenko O., Butovsky L., Rindyuk D., Granovska O., Moroz O. Analysis of residual operational resource of high-temperature elements in power and industrial equipment. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies – Energy-saving technologies and equipment*. 2017. VOL 1. № 8 (85) P. 20-26.
<http://dx.doi.org/10.15587/1729-4061.2017.92459>.

84. Черноусенко, О. Ю. Оцінка залишкового ресурсу корпусів парових турбін АЕС / О. Ю. Черноусенко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. — Харків : НТУ «ХП», 2016. — № 8(1180), - с.129-135. — Бібліогр.: 7 назв. — ISSN 2078-774X.

85. BP Statistical Review of World Energy [Text] / Energy Academy and Centre for Economic Reform and Transformation, Heriot-Watt University – June 2015. — 48 p.

86. DIRECTIVE 2010/75/EU OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL of 24 November 2010 on industrial emissions (integrated pollution prevention and control). — 119 p.

87. DIRECTIVE 2001/80/EC OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL of 23 October 2001 on the limitation of emissions of certain pollutants into the air from large combustion plants. — 21 p.

88. Fialko N., Butovskij L., Prokopov V. etc. (2011). Komp'juternoe modelirovanie processa smeseobrazovaniya v gorelochnykh ustrojstvakh stabilizatornogo tipa s podachej gaza vnedreniem v skorostnoj potok vozduha. *Promyshlennaja teplotekhnika*, 1, 51-56.

89. Cheng-Xian L., Holder R. J. (2010). Reacting Turbulent Flow and Thermal Field in a Channel with inclined Bluff Body Flame Holders. *J. Heat Transfer*, 132,9, 48-54.

90. Peiging G., Shusheng Z., Bing G. (2010). Prediction of Flow Field for circular – Disk Bluff body Stabilized Flame investigated by Large Eddy Simmellation and experiments J. Eng. Gas Turbines Power, 132.5-054503.
91. Черноусенко О. Ю. Особливості мікродифузійного спалювання газу за стабілізаторами в забаластованому окислювачі [Текст] / О.Ю. Черноусенко, Л.С. Бутовський, О.О. Грановська, О.С. Мороз, С.Л. Панов // 36. наук. праць «Вугільна енергетика: шляхи реконструкції та розвитку» – К., 2019. – С. 34-37.
92. Головин, В. Н. Температурные поля в топочных камерах мощных паровых котлов [Текст] / В.Н. Головин, Л.М. Сорокопуд, О.А. Резник и др.// Теплоэнергетика. – 1988. – С. 48 – 50.
93. Loos J., Tuffner M. Avoidable stresses in hot water boiler installations *в архіві* Bosh Industriekessel GmbH [електронний ресурс] / J. Loos, M. Tuffner // Expert Report. – 2012. – Режим доступу: http://www.bosh-industrial.com/files/fb011_en.pdf.
94. Tartinville B., Hirsch Ch. Modelling of film cooling for turbine blades design // Proc. of ASME. Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea and Air GT, 2008, Berlin, Germany.
95. Еськов. В. И. О возможных причинах трещинообразования в барабанах паровых котлов // Электрические станции. – 2011. – № 9. – С. 24–25.
96. Двойнишников, В. А. Особенности напряженного состояния барабана высокого давления в период пуска котла–утилизатора ПГУ // Теплоэнергетика. – 2011. – № 8. – С. 13–17.
97. Вайнман, А. Б. О некоторых причинах повреждений экранных труб водогрейных котлов / А.Б. Вайнман, В.В. Бурховецкий, А.В. Жабров и др. // Электрические станции. – 2012. – № 3. – С. 30–40.
98. Попов, А. Б. Основные причины повреждения высокотемпературных поверхностей нагрева энергетических котлов // Теплоэнергетика. – 2011. – № 2. – С. 13–19.
99. Кривоногов, Б. М. Повышение эффективности сжигания газа и охрана окружающей среды [Текст] / Б.М. Кривоногов. – Л.: Недра, 1986. – 250 с.
100. Мухопад, Г. В., Пастернак, В. П. Техническое диагностирование металла оборудования ТЭС: проблемы и перспективы // Тепловая энергетика – новые вызовы времени; под общ. ред. П. Омеляновского, И. Мысака. – Львов: НВФ «Українські технології», 2010. – С. 545–554.

101. Проблемы эксплуатации высокотемпературных элементов энергетического и промышленного оборудования / О.С. Мороз // Вісник НТУ «ХП». Збірник наукових праць. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – 2018. - № 13 (11289). - С. 62-65.

102. Черноусенко О.Ю. Розрахункове дослідження теплового та термонапруженого стану моделі трубопроводу котельного агрегата / О.Ю. Черноусенко, Л.С. Бутовський, О.О. Грановська, О.С. Мороз, С.Л. Панов // Збірник матеріалів Міжнародної науково-практ. конф. «Водний транспорт: сучасний стан та перспективи розвитку» 16-17 травня 2019 р., м. Київ. Державний університет інфраструктури та технологій. С. 104–106.

103. О.Ю. Черноусенко, Л.С. Бутовський, О.О. Грановська, О.С. Мороз, Модельні дослідження впливу нерівномірності температури газів на термонапружений стан елементів енергетичного та промислового обладнання // Зб. наук. праць «Удосконалювання енергоустановок методами математичного і фізичного моделювання»: Матеріали XVI Міжнародної науково-технічної конференції, 10-14 вересня 2017 р., м. Харків. – Х. ІПМАШ НАН України, 2017. – с. 48-50.

104. Matsson, J. An Introduction to SOLIDWORKS Flow Simulation 2015 [Text] / SDC Publications (July 22, 2015) p. 350, ISBN–10: 1585039349.

105. Ansys Fluent 14.0 Theory Guide [Електронний ресурс] – Режим доступа: URL: <https://www.scribd.com/doc/140163341/Ansys-Fluent-14-0-Theory-Guide>.

106. Черноусенко О. Ю. Розрахункове дослідження теплового, напружено-деформованого стану та індивідуального ресурсу трубопроводу котлоагрегату [Текст] / О. Ю. Черноусенко, Л. С. Бутовський, Д.В. Риндюк // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2017. – № 8(1230). – С.49-56. – doi: 10.20998/2078-774 X.2017.08.07.04.

107. Котлы стационарные паровые и водогрейные и трубопроводы пара и горячей воды (ОСТ 108.031.02-75). Нормы расчета на прочность. Л.: НПОЦКТИ, 1975. -240 с.

108. Ланин А.А. Прочность и долговечность конструкций при ползучести / А.А. Ланин, В.С. Балина – С-Петербург: Политехника, 1996. – 257 с.

109. Дубов А.А. Проблемы оценки остаточного ресурса стареющего оборудования / А.А. Дубов // Теплоэнергетика. – 2003. – № 11. – С. 54-57.

110. Попов А.Б. Проблема продления ресурса теплоэнергетического

оборудования ТЭС / А.Б. Попов, Е.К. Перевалова, А.Ю. Сверчков и др. // Теплоэнергетика. – 2003. – №4. – С. 29-36.

111. Лопес-Каснkedо К. Подход энергетической компании National Power (Великобритания) к оценке и продлению срока эксплуатации электростанций – Продление ресурса ТЭС: Сб. докладов международной конференции, посвященной оценке остаточного ресурса и продлению срока службы энергоблоков ТЭС, работающих на органическом топливе. Т. 1. М.: ВТИ, 16-20 мая 1994.

112. Дюфор Л. Голландский опыт оценки и продления ресурса оборудования электростанций, работающих на твердом топливе. – Продление ресурса ТЭС: Сб. докладов международной конференции, посвященной оценке остаточного ресурса и продлению срока службы энергоблоков ТЭС, работающих на органическом топливе. Т. I. М.: ВТИ, 16-20 мая 1994.

113. Блум Р., Хольд Дж. Оценка остаточного срока службы паровых трубопроводных систем. – Продление ресурса ТЭС: Сб. докладов международной конференции, посвященной оценке остаточного ресурса и продлению срока службы энергоблоков ТЭС, работающих на органическом топливе. Т. 2. М.: ВТИ, 16-20 мая 1994.

114. Lecesne E.A., Wallin S. Financing Power Generation Project in Central and Eastern Europe. The Turow Power Station Example / Сб. докладов на международной конференции «Central and Eastern Europe Power Industry Forum», Чехия, Прага, 30-31 марта 1994.

115. Трухний А.Д. Новый подход к оценке малоцикловой долговечности деталей энергетического оборудования / А.Д. Трухний // Теплоэнергетика. – 1994. – №4. – С. 2-6.

116. Трухний А.Д. Расчет деталей паровых турбин на термическую усталость / А.Д. Трухний // Теплоэнергетика. – 1984. – № 2. – С. 74-76.

117. Трухний А.Д. Расчет деталей паровых турбин на термическую усталость. Ч. I. Выбор коэффициентов запаса и расчет выработки ресурса / А.Д. Трухний // Теплоэнергетика. – 1984. – № 9. – С. 72-74.

118. Экспериментальная оценка индивидуального остаточного ресурса основных элементов турбины К-200-130 (корпуса ЦВД, ЦСД и ротор СД) ЦИК Луганская ТЭС // Отчет по договору 15/2.098 от 09.10.2007г. – Киев, НТУУ «КПИ», 2008. – С.78.

119. Черноусенко О.Ю. Комплексная оценка остаточного ресурса паровых турбин на примере К-200-130. / Черноусенко О.Ю. // Совершенствование турбоустановок методами математического и

физического моделирования: Сб научн. трудов. – Х.: ИПМаш им. Подгорного НАНУ. – 2010. – №4. – С. 128-134.

120. Olga Chernousenko. Analysis of residual operational resource of high-temperature elements in power and industrial equipment / Olga Chernousenko, Leonid Butovsky, Dmitro Rindyuk, Olena Granovska, Oleg Moroz // "Eastern-European Journal of Enterprise Technologies" – Energy-saving technologies and equipment – VOL 1, – NO 8 (85) – (2017) – pp. 20-26

121. Черноусенко О.Ю. Определение длительной прочности металла роторной стали и оценка продления эксплуатации роторов паровых турбин мощностью 200 МВт сверх паркового ресурса (Часть 2) / Черноусенко О.Ю., Кривенюк В.В., Штефан Е.В.// Энергетика и электрификация. – 2010. – № 6. – С. 41-47.

122. Черноусенко О.Ю. Эффективное продление эксплуатации роторов высокого и среднего давления турбины К-200-130 Луганской ТЭС/ О.Ю.Черноусенко, Риндюк Д. В., Пешко В. А.// Проблеми загальної енергетики. - 2018. - вип. 2 (53)- С.65-70 - ISSN 1562-8965.

123. Черноусенко О.Ю. Повторное продление эксплуатации литого высокотемпературного оборудования энергоблоков Кураховской ТЭС»/ О.Ю.Черноусенко, Рындюк Д.В., Пешко В. А. // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2018. – № 12(1288). – Бібліогр.: 8 назв. - С.38-45. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2018.12.07.

124. Черноусенко О.Ю. Повторное продление эксплуатации роторов высокого и среднего давления турбины К-200-130 Кураховской ТЭС» / О.Ю.Черноусенко, Рындюк Д.В., Пешко В. А. //Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2018. – № 11(1287). – Бібліогр.: 8 назв. - С.12-18. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2018.11.02.

125. Черноусенко О.Ю. Повторное продление эксплуатации литых корпусов турбин 200 МВт» / О.Ю.Черноусенко, Рындюк Д.В., Пешко В. А. // Проблеми машиностроения. - 2019. - том 22. №2 - с.14-20; doi: 10.15407/pmash.

126. Ю.В. Зозулін, О.Є. Антонов, В.М. Бичік, А.М. Боричевський, К.О. Кобзар, О.Л. Лівшиць, В.Г. Ракогон, І.Х. Роговий, Л.Л. Хаймович, В.І. Чередник. Створення нових типів та модернізація діючих турбогенераторів для теплових електричних станцій — Харків: ПФ "Колегіум", 2011. — 228 с.

127. Рыжкин В.Я. Тепловые электрические станции / В.Я. Рыжкин. – М.: Энергия, 1987. – 400 с.

128. Воробьев И.Е., Тодорович Е.Г. Реабилитация ТЭС и ТЭЦ: пути, эффективность / И.Е. Воробьев, Е.Г. Тодорович . – Киев: Энергетика и электрификация, 2000. – Вып. 1. – 256 с.
129. Корчевой Ю.П. Стан та перспективи розвитку твердопаливної енергетики України / Ю.П. Корчевой // Теплова енергетика – нові виклики часу / Під загальною ред. П. Омеляновського, Й. Мисака. – Львів: НВФ «Українські технології», 2009. – С. 29-35.
130. Вольчин І. А. Перспективи впровадження чистих вугільних технологій в енергетику України / І. А. Вольчин, Н. І. Дунаєвська, Л. С. Гапонич, М. В. Чернявський, О. І. Топал, Я. І. Засядько. – ГНОЗІС, 2013. – 308 с.
131. Черноусенко О.Ю. Стан енергетики України та результати модернізації енергоблоків ТЕС / О.Ю. Черноусенко // – Київ: Проблеми загальної енергетики, 2014. – Вип. 4 (39). – С. 20 – 27.
132. 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.
133. Розрахунок показників надійності для електростанцій, теплових мереж та енергокомпаній. – Методика. ГНД 34.09.453-2003. – 26 с.
134. Нормативний документ. Складання енергетичних характеристик устаткування, порядок визначення нормативних питомих витрат та заощадження палива на енергопідприємствах. Методичні вказівки. СОУ–Н МПЕ 40.1.09.151: 2005. К.: ГРІФРЕ, 2005. – 192 с.
135. Нормативний документ. Розрахункові питомі витрати палива на відпущену теплову та енергетичну енергію на прогнозований період. Методичні вказівки. СОУ –Н МПЕ 40.1.09.111: 2005. К.: ГРІФРЕ, 2005. – 38 с.
136. Черноусенко О.Ю. Влияние фланцевого соединения и возникающих в нем усилий на ресурсные показатели ЦСД турбины К-200-130/ О.Ю.Черноусенко, В. А. Пешко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 9(1181). – С.113-117. doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.18.
137. Черноусенко О.Ю. Вплив роботи енергоблоків ТЕС в маневреному режимі на надійність та аварійність енергетичного обладнання / О.Ю.Черноусенко, В. А. Пешко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 8(1180). –С.100-106. doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.14.

138. Черноусенко О.Ю. Техніко-економічні показники енергоблоків ТЕС «ДТЕК ЕНЕРГО» на змінних режимах навантаження. / О.Ю.Черноусенко, Бутовский Л. С., Грановская О. О., Пешко В. А., Мороз О. С. // 36. наук. праць «Вугільна теплоенергетика: шляхи реконструкції та розвитку» – 2016. – С. 80-84.
139. Черноусенко О.Ю. Вплив роботи у маневрених режимах енергоблоків ТЕС на техніко-економічні характеристики / О.Ю.Черноусенко, Бутовский Л. С., Пешко В. А., Мороз О. С.// Проблемы загалльної енергетики. - 2016. - вип. 2 (45) - С.43-51 – ISSN 1562-8965.
140. Назолин А. Л. Надёжность электроэнергетики. Повышение живучести и продление срока службы турбогенераторов методами режимной оптимизации / А. Л. Назолин, В. И. Поляков // Электрические станции. – 2013. – № 10. – С. 8–12.
141. Георгиевская, Е. В. Особенности продления срока службы паровых турбин при наработках, значительно превышающих парковый ресурс / Е. В. Георгиевская, С. Н. Гаврилов // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2013. – № 12(986). – С. 107–113.
142. Wang, R., Wei, J., Hu, D. (2013) Investigation on experimental load spectrum for high and low cycle combined fatigue test. *Propulsion and Power Research*, № 2(4), 235-242.
143. Гладштейн, В. И. Продление срока службы литых корпусных деталей турбин / В. И. Гладштейн, Г. Д. Авруцкий // Электрические станции. – 1998. – № 2. – С. 23-31.
144. Kostyuk, A. G. (2015). Selection of labyrinth seals in steam turbines. *Thermal Engineering*, Volume 62, Issue 1, 14-18.
145. Dhanush Naik, Kiran Kumar (2017). Contact Pressure Analysis of Steam Turbine Casing. *International Research Journal of Engineering and Technology*, Volume 4, Issue 6, 909-913.
146. Zhao N., Wang W., Hong H. (2016). Mechanical Behavior Study of Steam Turbine Casing Bolts under In-service Conditions. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, June 13–17, 2016, Seoul, South Korea*.
147. Гришин, Н. Н. Моделирование влияния явлений ползучести на напряженно-деформированное состояние высоконапряженных элементов паровых турбин / Н. Н. Гришин, А. Н. Губский, С. А. Пальков // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків:

НТУ «ХП», 2014. – № 12(1055). – С. 98–103.

148. 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.

149. Черноусенко О.Ю. Особенности продления эксплуатации роторов высокого и среднего давления турбины К-200-130 Луганской ТЭС / О.Ю.Черноусенко, В.А. Пешко, Риндюк Д.В.// Проблемы загальної енергетики. - 2018. - вип. 2 (53) - С.65-70 - ISSN 1562-8965. <https://doi.org/10.15407/pge2018.02.065>.

150. Rechtschaffner R. L. Saturated fractions of $2n$ and $3n$ factorial designs / R. L. Rechtschaffner // Technometrics. – 1967. – № 4. – Р. 569-575.

151. Соболев И. М., Статников Р. Б. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. Москва: Наука, 1981. 110 с.

152. Черноусенко О.Ю. Управління ресурсом турбін 200 МВт шляхом оптимізації доли пусків з різних теплових станів / О.Ю.Черноусенко, Усатий О.П., Риндюк Д. В., Пешко В. А. // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування / Нац. техн. ун-т «Харків. політехн. ін-т». — Харків : НТУ «ХП», 2019. – № 2(2019). – С. 4-11.

153. Є.В. Штефан Математическое моделирование процессов механической обработки дисперсных материалов // Вісник НТУ „ХПТ”. 36. наук. пр. Тематичний випуск ”Хімія, хімічна технологія та екологія”. - Харків:НТУ „ХПТ”. - 2009. -№25. -С.23-28.

154. Cooling load forecasting-based predictive optimisation for chiller plants / Lan Wanga, Eric Wai Ming Lee, Richard K.K.Yuen, Wei Feng // Energy and Buildings, Volume 198, 1 September 2019, Pages 261-274.

155. Dynamic modeling and optimization of a coal-fired utility boiler to forecast and minimize NO_x and CO emissions simultaneously // Seyed Mostafa Safdarnejad, Jake F. Tuttle, Kody M. Powell // Computers & Chemical Engineering, Volume 124, 8 May 2019, Pages 62-79.

156. Methodology for optimized operation strategies of solar thermal power plants with integrated heat storage // Michael Wittmann, Markus Eck, Robert Pitz-Paal, Hans Müller-Steinhagen // Solar Energy, Volume 85, Issue 4, April 2011, Pages 653-659.

157. Evaluation of the effects of the operation strategy of a steam power plant on the residual life of its devices / A. Mirandola, A. Stoppato, E. Lo Casto // Energy, Volume 35, Issue 2, February 2010, Pages 1024-1032.

158. On the operation strategy of steam power plants working at variable

load: Technical and economic issues // A. Stoppato, A. Mirandola, G. Meneghetti, E. Lo Casto // *Energy*, Volume 37, Issue 1, January 2012, Pages 228-236.

159. Multicriteria approach for the improvement of energy systems design // C. Giannantoni, A. Lazzaretto, A. Macor, A. Mirandola, S. Ulgiati // *Energy*, Volume 30, Issue 10, July 2005, Pages 1989-2016.

160. Штефан, Є. В. Математичне моделювання процесів механічного оброблення дисперсних органічних матеріалів / Є. В. Штефан, Д.В. Риндюк, С.В. Кадомський // *Восточно-европейский журнал передовых технологий*, 2/12(68) ч. 2014. – с. 55-61.

161. Штефан Є.В. Информационная технология проектирования технологического оборудования для механической обработки дисперсных материалов// *Межд.период.сб. науч.тр. «Обработка дисперсных материалов и сред. Теория, исследования, технологии, оборудование»*. Выпуск № 12. - Одесса: НПО «БОТУМ», 2002. - с. 72-78.

162. Research on residual service life of automatic locking valve of turbine K-200-130 [Text] / O. Chernousenko, D. Rindyuk, V. Peshko // *EasternEuropean Journal of Enterprise Technologies*, 2017 – Volume 5, Issue 8-89 – pp. 39-44.

163. Повторное продление эксплуатации литого высокотемпературного оборудования энергоблоков Кураховской ТЭС [Текст] / О. Ю. Черноусенко, Д. В. Рындюк, В. А. Пешко // *Вісник НТУ «ХПІ»*. – Харків : НТУ «ХПІ», 2018. – № 12(1288). – С. 38-45.

164. Development of a technological approach to the control of turbine casings resource for supercritical steam parameters [Text] / O. Chernousenko, D. Rinyuk, V. Peshko, V. Goryazhenko // *EasternEuropean Journal of Enterprise Technologies*, 2018 – Volume 2, Issue 1(92) – pp. 51-56.

165. План розвитку системи передачі на 2020–2029. Схвалено Постановою НКРЕКП (Національна комісія, що здійснює державне регулювання у сферах енергетики та комунальних послуг) № 764 від 03.04.2020. – Київ: Національна енергетична компанія «Укренерго», 2019. – 377 с.

166. Are alternative energies a real alternative for investors? / José Luis Miralles-Quirós, María Mar Miralles-Quirós // *Energy Economics*, Volume 78, February 2019, Pages 535-545 <https://doi.org/10.1016/j.eneco.2018.12.008>

167. Drivers of the national and regional crop production-derived greenhouse gas emissions in China / Nian Li, Caidi Wei, Hui Zhang, Chongfa Cai, Mingwei Song, Jie Miao // *Journal of Cleaner Production*, Volume 257, 1 June 2020, 120503 <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2020.120503>

168. Daily Electricity Generation / Consumption Schedule [Website]. – Electronic data. – Kyiv: National Power Company “Ukrenergo”, 2020. – Access mode: <https://ua.energy/diyalnist/dyspetcherska-informatsiya/dobovyj-grafik-vyrobnytstva-spozhyvannya-e-e/> (date of request 08.04.2020) – The name from the screen

169. The European Power Sector in 2019: Up-to-Date Analysis on the Electricity Transition. – Germany: Agora Energiewende and Sandbag, 2020. – 46 p. <https://www.agora-energiewende.de/en/publications/the-european-power-sector-in-2019/>

170. Оценка маневренных возможностей электрогенерирующих установок для обеспечения качества электроэнергии / В.М. Ковецкий, М.М. Ковецкая // Пробл. заг. энергетики. — 2007. — № 16. — С. 47-53. <http://dspace.nbuv.gov.ua/handle/123456789/3098>

171. Combined cycle power plants: A comparison between two different dynamic models to evaluate transient behaviour and residual life / Alberto Benato, Anna Stoppato, Stefano Bracco // Energy Conversion and Management, Volume 87, November 2014, Pages 1269-1280 <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.06.017>