

УДК 621.165.62

ВИЗНАЧЕННЯ ТЕПЛООВОГО ТА НАПРУЖЕНО- ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ РОТОРА СЕРЕДЬОГО ТИСКУ ТУРБІНИ Т-100/120-130 ПІСЛЯ ПОШКОДЖЕННЯ ЛОПАТОК

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

В. А. Пешко, канд. техн. наук
vapeshko@gmail.com
ORCID: 0000-0003-0610-1403

Д. В. Риндюк, канд. техн. наук
rel_dv@ukr.net
ORCID: 0000-0001-7770-7547

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

У період ворожих обстрілів енергетичних об'єктів України мають місце аварійні пошкодження робочих лопаток роторів і направляючих апаратів турбін. Роботи, пов'язані з визначенням теплового й напружено-деформованого станів елементів енергетичного обладнання, які в умовах експлуатації ТЕЦ після її пошкодження мають значний вплив, є досить актуальними. Авторами визначаються тепловий та напружено-деформований стани турбіни Т-100/120-130 енергоблоку ТЕЦ в умовах аварійних пошкоджень. При розрахунковій оцінці теплового й напружено-деформованого станів РСТ, беручи до уваги технічного аудиту щодо пошкоджень, створена геометрична модель РСТ, яка враховує всі наявні аварійні пошкодження і зміну конструкції у порівнянні з проектною. При пусках з холодного стану РСТ турбіни Т-100/120-130 максимальні інтенсивності умовних пружних напружень у момент часу 16800 с у зоні канавки ущільнень за третім нерегульованим ступенем РСТ дорівнюють $\sigma_i=127$ МПа, а в зоні осьового отвору – $\sigma_i=125$ МПа. Максимальні інтенсивності умовних пружних напружень у момент часу 18000 с у зоні канавки ущільнень за третім нерегульованим ступенем РСТ дорівнюють $\sigma_i=123$ МПа, а в зоні осьового отвору – $\sigma_i=125$ МПа при пусках з неостиглого стану. Максимальні інтенсивності умовних пружних напружень при пусках із гарячого стану РСТ турбіни Т-100/120-130 у момент часу 6400 с (3000 об/хв.) дорівнюють в зоні першого нерегульованого ступеня в канавці ущільнень за ступенем РСТ $\sigma_i=201$ МПа, а в зоні осьового отвору $\sigma_i=161$ МПа. Також значними є інтенсивності умовних пружних напружень у момент часу 7000 с (3000 об/хв.) в зоні першого нерегульованого ступеня в канавці ущільнень за ступенем РСТ $\sigma_i=168$ МПа і в зоні осьового отвору $\sigma_i=161$ МПа.

Ключові слова: теплофікаційна електростанція, парова турбіна, Т-100/120-130, циліндр середнього тиску, ротор середнього тиску, потужність, тиск, температура, втрата, парковий ресурс, нестационарна теплопровідність, тепловий стан, напружено-деформований стан.

Вступ

Унаслідок ворожих обстрілів енергетичних об'єктів України мають місце аварійні пошкодження робочих лопаток роторів і направляючих апаратів турбін. Роботи, пов'язані з визначенням теплового й напружено-деформованого станів елементів енергетичного обладнання, які мають значний вплив в умовах експлуатації ТЕЦ після її пошкодження, є досить актуальними.

Головними причинами аварійних зупинок парових турбін можуть також бути вібраційна втома матеріалу лопаток, ерозійне пошкодження тіла лопаток і резонансні проблеми при роботі енергетичного обладнання в змінних режимах [1]. Реальне пошкодження може виникнути у процесі одночасної дії ерозійного пошкодження тіла лопатки від вологи, кавітації та взаємодії між відцентровими силами Коріоліса на поверхні робочої лопатки [2–4].

Попри всі виклики і загрози, нині відбувається інтеграція української енергосистеми до європейської, що, зрозуміло, є складовою стратегічної мети України щодо входження до ЄС. У той саме час на відміну від країн нової хвилі розширення ЄС наша держава мала достатньо потужні й розвине-

Статтю ліцензовано на умовах Ліцензії Creative Commons «Attribution» («Атрибуція») 4.0 Міжнародна.
© О. Ю. Черноусенко, В. А. Пешко, Д. В. Риндюк, 2024

ні газо-, нафто- та газотранспортні й електричні мережі, поєднані з транспортними мережами ЄС, що дозволяло їй брати участь у формуванні Європейської енергетичної політики й спільного енергетичного ринку, відігравати важливу роль в енергетичній співпраці країн ЄС.

Тому для продовження строків експлуатації енергоблоків 100 МВт, особливо після аварійних пошкоджень робочих лопаток роторів та направляючих апаратів турбін, необхідно провести оцінку індивідуального ресурсу парової турбіни Т-100/120-130 потужністю 100 МВт енергоблоку ТЕЦ на основі комплексного підходу, що поєднує результат неруйнівного контролю металу з розрахунками на міцність і довготривалість, а також детальне дослідження індивідуальної історії експлуатації кожного енергоблоку [5–6]. На першому етапі слід визначити тепловий і напружено-деформований стани ротора середнього тиску турбіни (РСТ) Т-100/120-130.

Мета роботи

Метою роботи є визначення теплового й напружено-деформованого станів РСТ турбіни Т-100/120-130 енергоблоку ТЕЦ для подовження експлуатації в умовах напруженого стану роботи енергосистеми. Для досягнення поставленої мети удосконалено математичну модель теплового й напружено-деформованого стану РСТ парової турбіни після аварійних пошкоджень і проведені відповідні дослідження.

Виклад основного матеріалу

Проведене розрахункове дослідження теплового й напружено-деформованого станів РСТ парової турбіни Т-100/120-130 потужністю 100 МВт енергоблоку ТЕЦ енергосистеми України для встановлення можливості подальшої експлуатації. У процесі досягнення поставленої мети були проведені дослідження з урахуванням наявних ремонтних відновлень енергетичного обладнання за даними технічного аудиту.

Режими експлуатації, технічний аудит і геометрична модель РСТ парової турбіни Т-100/120-130

Пускові режими енергоблоку ТЕЦ визначають залежно від температури зовнішньої поверхні фланця циліндра високого тиску (ЦВТ) в області паровпуску. Згідно з інструкцією з експлуатації парової турбіни Т-100/120-130 енергоблоку ТЕЦ виокремлюють пуск із холодного стану при температурі металу зовнішньої поверхні фланця ЦВТ в зоні паровпуску $T_{\text{фл ЦВТ}}^{\text{вобн}}=100\text{--}150\text{ }^{\circ}\text{C}$; пуск із неостиглого стану при температурі $T_{\text{фл ЦВТ}}^{\text{вобн}}=200\text{--}240\text{ }^{\circ}\text{C}$; пуск із гарячого стану при температурі $T_{\text{фл ЦВТ}}^{\text{вобн}}>380\text{ }^{\circ}\text{C}$.

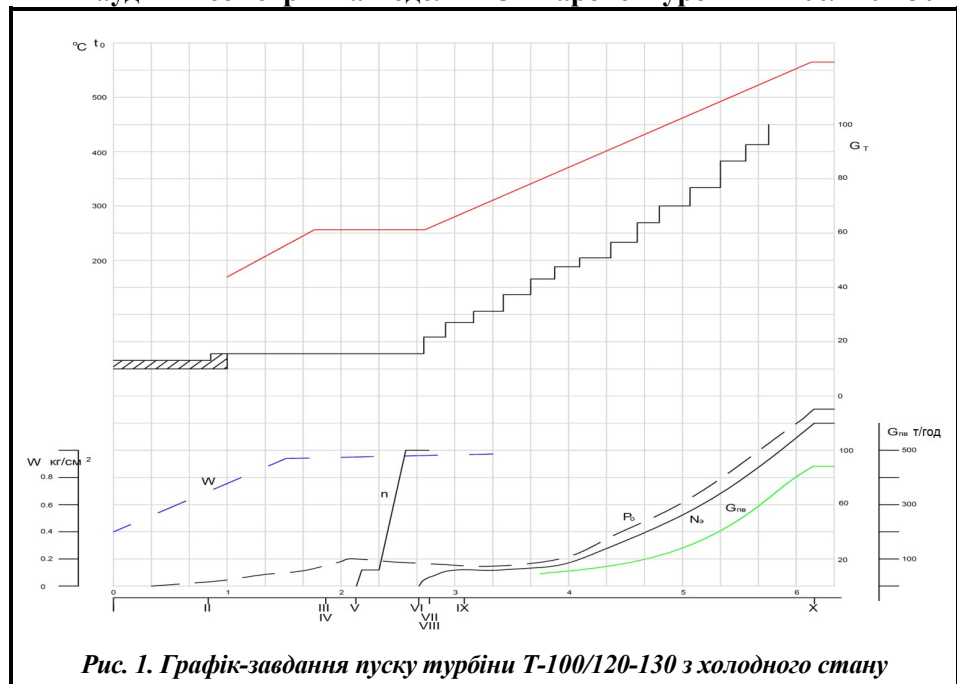


Рис. 1. Графік-завдання пуску турбіни Т-100/120-130 з холодного стану

Графіки пусків з холодного і неостиглого станів по типу неостиглого і гарячого станів взяті окремо для ЦВТ. Графіки побудовані відповідно до даних самописців енергоблоку Т-100/120-130, наданих котлотурбінним цехом і наведених для пуску з холодного стану рис. 1.

При розрахунку теплового стану РСТ під час роботи на пускових режимах вирішується нестационарна задача теплопровідності. Це потребує встановлення граничних умов теплообміну I–IV роду, які мають обов'язково відповідати графікам-завданням пуску турбіни Т-100/120-130 з різних теп-

лових станів. Враховувалося також силове навантаження від тиску пари на номінальному і змінних режимах роботи. Коефіцієнти тепловіддачі α обчислювалися по критеріальних залежностях [7, 8]. На інших поверхнях і ребрах моделі граничні умови III роду знаходилися з використанням лінійної інтерполяції. На поверхні осьової проточки задавалися умови відсутності теплообміну. Для режиму простою турбоагрегату задавалися також умови теплоізоляції по всій проточній частині. Як матеріал РСТ обрано леговану сталь Р2МА (25Х1М1Ф). Теплофізичні й фізико-механічні характеристики сталі Р2МА залежно від температури задавалися виходячи з даних нормативних документів [7, 8].

Результати контролю металу РСТ парової турбіни Т-100/120-130 потужністю 100 МВт енергоблоку ТЕЦ

Неруйнівний контроль проводив структурний підрозділ Лабораторія металів ТЕЦ. За результатами контролю для РСТ парової турбіни Т-100/120-130 потужністю 100 МВт енергоблоку ТЕЦ необхідно зазначити наступне. Лабораторія металів провела візуальний контроль РСТ галтелей дисків, заклепувальних і розвантажувальних отворів, ободів, гребнів, полотнин і лопаток лопаткового апарату РСТ. Виявлено часткове пошкодження стрічкового бандажу пера лопаток (надриви, ознаки зачіпання) в робочих лопатках 17-го ступеня. У робочих лопатках 18-го ступеня виявлено часткову відсутність стрічкового бандажу пера лопаток (20%), ознаки зачіпання стрічкового бандажу, а в робочих лопатках 19-го ступеня – часткову відсутність стрічкового бандажу пера лопаток (50%), у верхній частині пера поодиноких лопаток механічні забоїни з максимальними розмірами довжина – ширина (25×25 мм). Також виявлено часткове пошкодження стрічкового бандажу пера лопаток (затирання, ознаки зачіпання) в робочих лопатках 20-го ступеня. Наявні механічна деформація крайка пера лопаток, зміна їх форми (100%); сліди зачіпання й затирання торцевої частини лопаток у робочих лопатках 21–23-го ступенів. Корозійних пошкоджень, ознак зачіпання і механічних пошкоджень та інших відхилень від вимог нормативних документів не знайдено на робочих лопатках 10–16-го ступенів.

Зовнішня поверхня елементів РСТ 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 РСТ не виявлено. За результатами візуального контролю лопаткового апарату 17–23-го ступенів РСТ парової турбіни Т-100/120-130 енергоблоку ТЕЦ виявлені дефекти, які не відповідають нормативним документам.

Лабораторія металів виконала кольорову дефектоскопію проникаючими речовинами РСТ парової турбіни Т-100/120-130. Контролювалися робочі лопатки 10–23-го ступенів (вихідна кромка пера лопатки) в доступних місцях. На вихідних кромках пера лопатки РСТ 10–19-го та 21–23-го ступенів дефектів, що перевищують допустимі норми нормативних документів, не виявлено. На вихідних кромках пера лопатки РСТ 20-го ступеня виявлені тріщини довжиною 20 мм та 15 мм. Контролювалися РСТ і диски 18–23-го ступенів (полотна із заклепувальними й розвантажувальними отворами, галтелі дисків, гребні й бандаж покривний 10–16-го ступенів, дефектів не виявлено.

При розрахунковій оцінці теплового й напружено-деформованого стану РСТ, беручи до уваги дані технічного аудиту, створена геометрична модель РСТ. Для конструктивно-складного РСТ геометрична модель виконана у тривимірній постановці, зважаючи на головні конструктивні елементи, на основі паспортного креслення турбіни Т-100/120-130 (рис. 2) 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, наданих експлуатуючими організаціями і лабораторією металу електричної станції. Зміна проектною конструкції основних високотемпературних елементів парової турбіни на реальну конструкцію згідно з ремонтно-відновлювальними роботами, які проводилися за період експлуатації, зумовить і відповідні зміни теплового, напружено-деформованого станів високотемпературних елементів парової турбіни і впливатиме на загальний строк експлуатації. При цьому такий вплив буде не завжди направлений в бік погіршення індивідуального ресурсу. Так, проточка канавок роторів із метою видалення тріщин зі збільшенням розмірів канавок викликає зменшення рівня напружень і збільшення ресурсу обладнання. Геометрична модель РСТ представлена на рис. 2. для частини ротора від осі вкладащу переднього підшипника до диску 14-го ступеня тиску.

Розрахункова модель РСТ у тривимірній постановці (рис. 3) була дискретизована на 4–5 мільйонів скінченних елементів зі згущенням сітки в радіальному напрямку та, особливо, в зонах, що є концентраторами напружень. До таких віднесено кореневі зони теплових канавок ущільнень, придискові кільцеві канавки ротора тощо. Сітка скінченних елементів згущується до вершини канавок за законом геометричної прогресії, коли кожен ближчий до вершини канавки скінченний елемент є меншим за попередній в 1,4 рази. Розмір найменшого елемента у вершинах вибірок тріщини складає 0,2 мм.

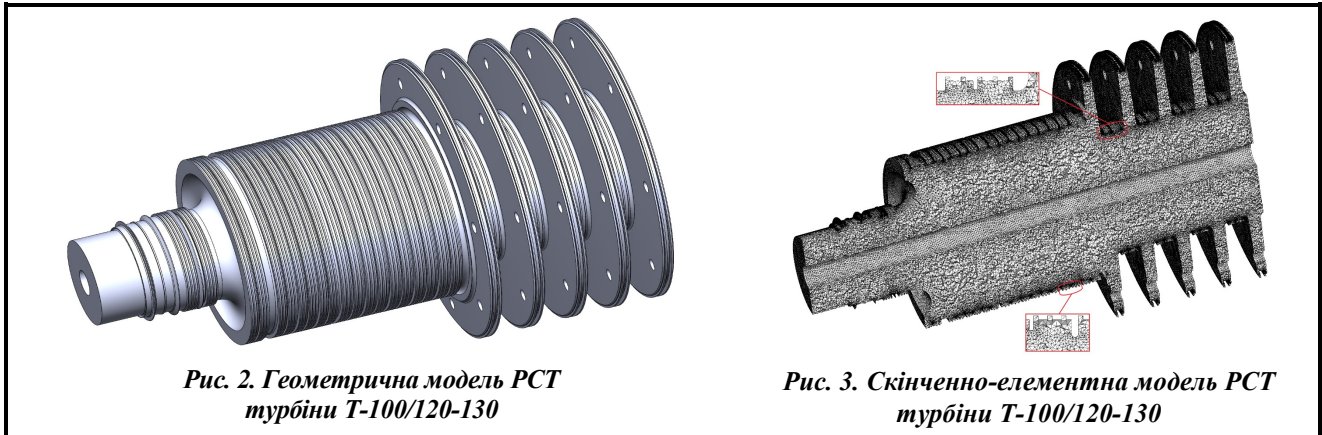


Рис. 2. Геометрична модель РСТ турбіни Т-100/120-130

Рис. 3. Скінченно-елементна модель РСТ турбіни Т-100/120-130

Дослідження теплового й напружено-деформованого станів РСТ парових турбін ТЕЦ

Розрахункова оцінка теплового й напружено-деформованого станів РСТ містить рівняння нестационарної теплопровідності з граничними умовами теплообміну на поверхнях ротора згідно з розробленим програмним комплексом [1].

Запропоновано спосіб вирішення за допомогою програмних комплексів Solidworks крайової задачі нестационарної теплопровідності із задаванням граничних умов теплообміну на поверхнях РСТ на базі створених геометричних 3-D моделей. Граничні умови відповідали експлуатаційним режимам по типу пусків із холодного, гарячого і нестиглого станів, а також стаціонарного режиму роботи.

Характерні точки для РСТ, в яких задавали граничні умови згідно з рекомендаціями нормативних документів [7, 8], наведені на рис. 4.

При завданні граничних умов теплообміну враховувалися схеми витоків пари в ущільненнях, реальні графіки пусків із різних теплових станів (холодного, гарячого й нестиглого).

Рівняння нестационарної теплопровідності має вигляд [7, 8]

$$\operatorname{div}[\lambda(T) \cdot \operatorname{grad}(T)] = c(T) \cdot \gamma(T) \cdot \frac{\partial T}{\partial \tau},$$

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–IV роду.

Граничні умови I–IV роду мають вигляд:

$$\begin{aligned} T_{\text{ст}} &= f(x, y, z, \tau); \\ q &= -\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right) = f_2(x, y, z, \tau); \\ -\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right) &= \alpha(t_{\text{сеп}} - t_{\text{ст}}); \\ \begin{cases} T_{\text{ст}1} = T_{\text{ст}2} \\ -\lambda_1 \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_1 = -\lambda_2 \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_2 \end{cases} \end{aligned}$$

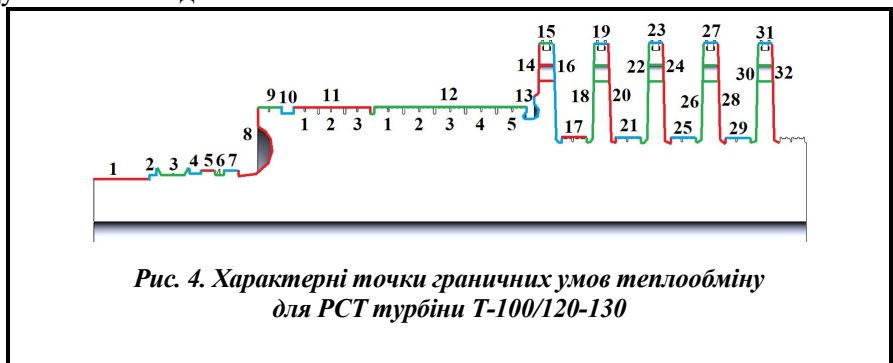


Рис. 4. Характерні точки граничних умов теплообміну для РСТ турбіни Т-100/120-130

При визначенні граничних умов теплообміну РСТ необхідно мати інформацію стосовно його характерних розмірів і виконати детальний розрахунок проточної частини на номінальному режимі експлуатації. У ході детального розрахунку відсіку визначають основні термодинамічні параметри пари (тиск, температура, питомий об'єм), перепади ентальпій, величини втрат і значення швидкостей на середньому перерізі для соплових і робочих лопаток кожного досліджуваного ступеня. При нестаціонарних режимах роботи використовується розрахункова оцінка наведених вище параметрів пари для витрат, що відповідають пусковим графікам енергоблоку ТЕЦ (рис. 1).

Після визначення основних параметрів пари на номінальному і змінних режимах експлуатації визначали граничні умови згідно з нормативним документом [7, 8].

Застосовувалися наступні критеріальні рівняння:

– від пари до міжлопаткових поверхонь РСТ

$$Nu = 0,206 \cdot Re^{0,66} \cdot s_r^{-0,58};$$

$$s_r = \frac{\sin \beta_1}{\sin \beta_2} \sqrt{\frac{2b_0}{\bar{t} \cdot l \cdot \sin(\beta_1 + \beta_2) \cdot \cos^2\left(\frac{\beta_1 - \beta_2}{2}\right)}}.$$

Для визначення критеріїв подібності Рейнольдса та Прандтля використано довжину поверхні у напрямку лопатки. При цьому швидкість є середньоарифметичним значенням відносної швидкості на вході й виході з робочої лопатки, а температура – середньоарифметичною температурою середовища на вході і виході з робочої лопатки;

– рівняння подібності для дисків ступенів ротора, що обертаються у великому об'ємі

$$Nu = 0,0197 \cdot (n + 2,6)^{0,2} \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,6},$$

де n – показник степені в рівнянні зміни температурного напору по радіусу диску

$$t_{ст} - t_{ср} = c \cdot r^n;$$

– для дисків ступенів ротора, що обертаються в кожуху між сусідніми діафрагмами

$$Nu = 0,0256 \cdot (1 - z_\phi)^{0,75} \cdot Re^{0,75} \cdot Pr^{0,6} \cdot \left(\frac{s}{r}\right)^{0,25};$$

– для ділянок ротора з прямооточними ущільненнями, рівняння конвективного теплообміну

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

де s – крок між гребнями ущільнень; h – відстань між поверхнею ротора і корпусу циліндру; δ – зазор між поверхнею ротора та гребнями ущільнень;

– для ступінчатих ущільнень

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

– для діафрагмових і проміжних ущільнень із прямооточними, або ступінчатими лабіринтами

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

де z – кількість гребнів ущільнень; p_1, p_2 – повний тиск перед лабіринтом і за ним; k – коефіцієнт витрати для даного типу ущільнення, що визначається за рівнянням

$$k = \frac{G}{f \sqrt{\frac{g(p_1^2 - p_2^2)}{z \cdot R \cdot T}}};$$

– для поверхонь валу ротора, що контактують із повітрям

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

– для частини поверхні ротора, що знаходиться в підшипниках

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

де $d_{ш}$ – діаметр шийки валу ротора; $l_{ш}$ – довжина поверхні шийки валу ротора, що омивається маслом.

Таким чином, на теплообмінних поверхнях РСТ турбіни Т-100/120-130 задавалися граничні умови III роду з використанням гіперболічної інтерполяції, а на поверхні осьового каналу – граничні умови II роду. Враховувалися схеми витоків пари в проточній частині й в ущільненнях, а також реальні графіки роботи за типових експлуатаційних режимів, а саме стаціонарного й пусків з холодного, неостиглого і гарячого станів.

Напружено-деформований стан РСТ оцінювався у пружно-пластичній постановці з використанням скінчено-елементного методу дискретизації розрахункової області. Бралися до уваги основні типи напружень, а саме температурні, нерівномірність температурних полів, напруження від тиску й відцентрові сили [7, 8]. Математична модель включала:

– рівняння рівноваги в тензометричній формі

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

де $\{\sigma_i\}_j$ – нормальні та дотичні напруження в елементах РСТ; X_i – масова сила, що діє в елементах ротора (відцентрова сила, сила тяжіння, реакції опор тощо); p_i – зовнішнє розподілене навантаження; ρ – густина сталі турбіни.

– рівняння сумісності деформацій і закону пружності в матричній формі

$$\{\varepsilon_{ij}\} = [a]\{\sigma_{ij}\} + \{\beta \cdot \Delta T\},$$

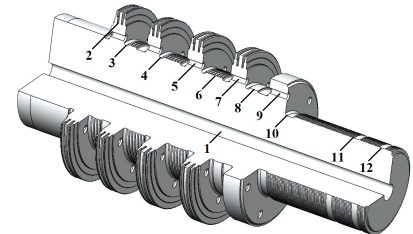
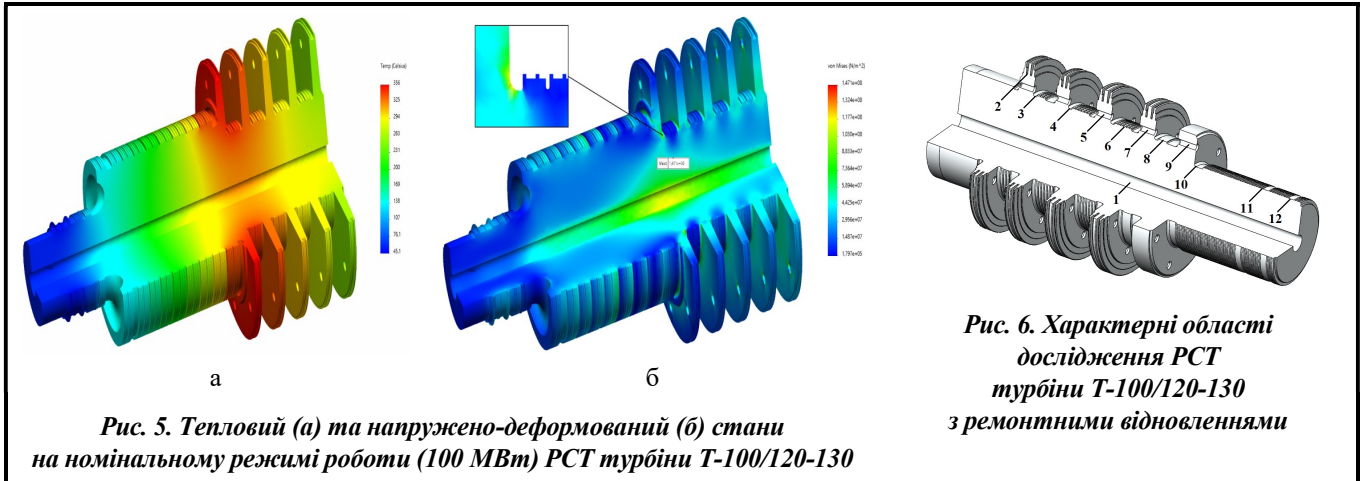
де $\{\varepsilon_{ij}\}$ – вектор деформацій; $[a]$ – матриця коефіцієнтів пружності; $\{\sigma_{ij}\}$ – вектор напружень; $\{\beta \cdot \Delta T\}$ – вектор температурних деформацій; β – коефіцієнт об'ємного розширення; ΔT – зміна температури елементів РСТ протягом експлуатації.

Обговорення результатів

Числове дослідження теплового і напружено-деформованого стану РСТ турбіни Т-100/120-130 виконано для найбільш типових експлуатаційних режимів роботи, а саме: номінального теплофікаційного при електричній потужності 100 МВт, пусків з холодного, неостиглого й гарячого станів металу. Температура металу дисків 10–14-го ступенів зменшується від 356 С до 254 С (рис. 5, а). Температура сегментів ущільнень ротора зменшується з 334 С до 133 С. Отримані дані щодо розподілу температур, а також нерівномірності температурних полів при вирішенні задачі напружено-деформованого стану є початковими. Додатково беруться до уваги зусилля від тиску парового середовища, відцентрові сили, реакції опор, зосереджені маси робочого лопаткового апарату тощо. Змінні режими експлуатації представлені у нестационарній постановці з урахуванням нерівномірності температурних полів у часі, яка зображена у вигляді динаміки зміни градієнта температур для найбільш характерних областей [9, 10].

Визначений напружено-деформований стан свідчить, що для проектної конструкції при роботі на номінальних параметрах пари найвищі напруження $\sigma_r=147,1$ МПа спостерігаються в галтельному округленні диску 10-го ступеня з боку диску 11-го ступеня (рис. 5, б). Висока інтенсивність напружень у даній області пов'язана з різким перепадом мас валу в області кінцевих ущільнень (зліва) і в області діафрагмових ущільнень після диску (справа). Аналогічні великі інтенсивності напруження $\sigma_r=118$ МПа помітні в області осьового отвору РСТ під 10-тим ступенем тиску.

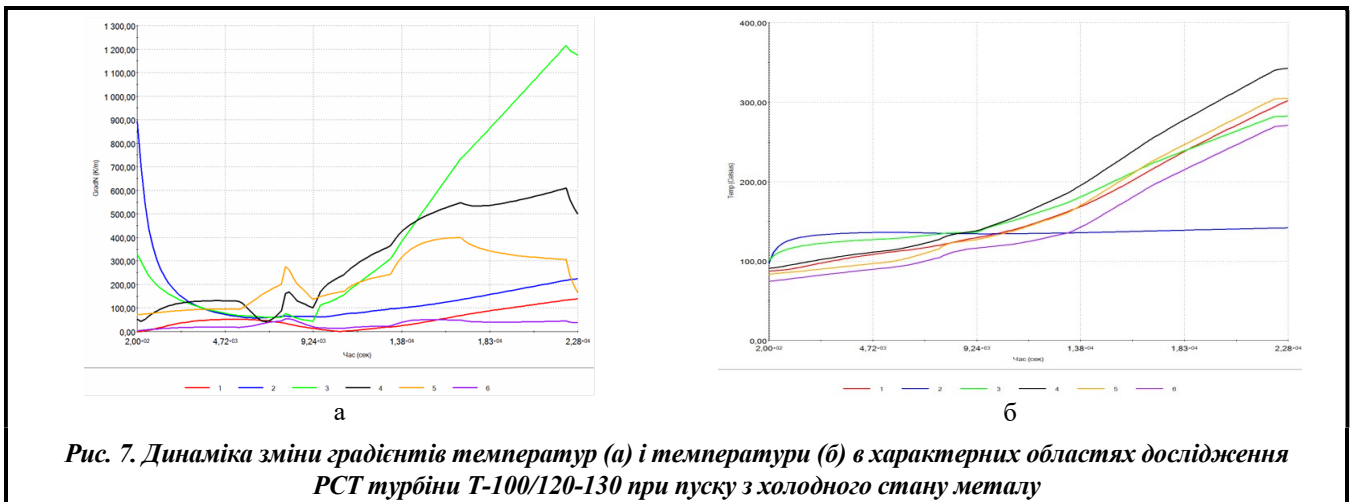
Слід відмітити, що для пускових режимів роботи енергетичного обладнання значний інтерес становить інформація про нерівномірність температурних полів у вигляді нестационарних градієнтів температур. У РСТ обрано шість характерних областей дослідження (рис. 6): 1 – осьовий отвір ротора в області 1-го ступеня тиску; 2 – канавки перед другою обоймою передніх кінцевих ущільнень; 3 – канавки першої обойми передніх кінцевих ущільнень; 4 – галтель за 1-м ступенем; 5 – діафрагмове ущільнення за 3-м ступенем; 6 – розвантажувальний отвір диска 5-го ступеня.



На рис. 7 представлено динаміку зміни градієнтів температур і температури металу протягом пуску з холодного стану в характерних областях дослідження РСТ турбіни Т-100/120-130.

При пусках із холодного стану для РСТ градієнти температур найбільш значні в моменти часу 16800 с і 228000 с (рис. 7, а), при цьому максимум градієнту температур виникає в зоні третьої канавки діафрагмових ущільнень за третім ступенем ЦСТ. Саме в ці моменти часу значення інтенсивності напружень досягають найбільших значень, що вказує на домінуючий вплив температурних напружень на загальний напружено-деформований стан РСТ.

При пусках із холодного стану для РСТ тепловий стан досягає 330 °С у зоні першого нерегульованого ступеня, а в зоні осьового отвору дорівнює 300 °С в момент часу 228000 с (рис. 7, б). Тепловий стан для РСТ досягає 250 °С в зоні першого нерегульованого ступеня, а в зоні обойми діафрагмових ущільнень дорівнює за третім ступенем 185 °С в момент часу 16800 с.



На рис. 8 представлено динаміку зміни градієнтів температур і температури металу протягом пуску з гарячого стану в характерних областях дослідження РСТ турбіни Т-100/120-130.

При пусках з гарячого стану для РСТ градієнти температур найбільш значні в моменти часу 6400 с і 7000 с (рис. 8, а), при цьому максимум градієнту температур виникає в зоні передніх кінцевих ущільнень і першої канавки діафрагмових ущільнень за першим ступенем ЦСТ.

Тепловий стан при пусках із гарячого стану для РСТ досягає 360 °С в зоні першого нерегульованого ступеня, а в зоні осьового отвору дорівнює 320 °С в момент часу 14400 с (рис. 8, б). Тепловий стан для РСТ досягає 300 °С в зоні першого нерегульованого ступеня, а в зоні обоїми діафрагмових ущільнень дорівнює за третім ступенем 280 °С в момент часу 7000 с.

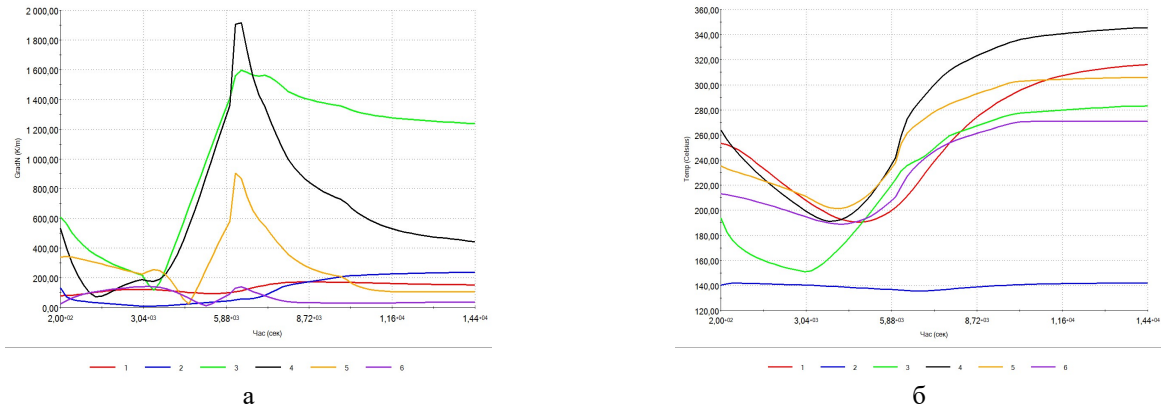


Рис. 8. Динаміка зміни градієнтів температур (а) і температури (б) у характерних областях дослідження РСТ турбіни Т-100/120-130 при пуску з гарячого стану металу

При пусках із холодного стану для РСТ турбіни Т-100/120-130 максимальні інтенсивності умовних пружних напружень у момент часу 16800 с дорівнюють в зоні канавки ущільнень за третім нерегульованим ступенем ЦСТ $\sigma_i=127$ МПа, а в зоні осьового отвору – $\sigma_i=125$ МПа (рис. 9, б). Також значними є інтенсивності умовних пружних напружень у момент часу 22800 с в зоні канавки ущільнень за першим нерегульованим ступенем ЦСТ $\sigma_i=123$ МПа, а в зоні осьового отвору $\sigma_i=120$ МПа.

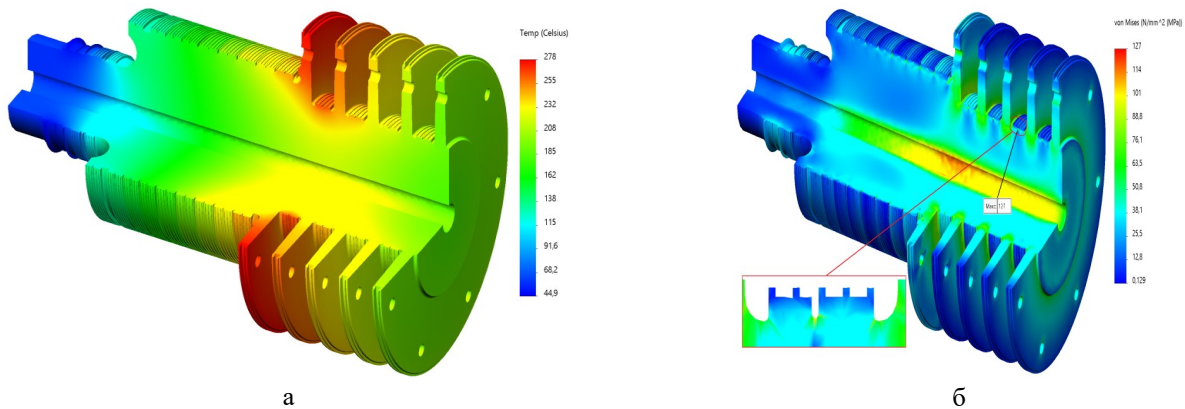
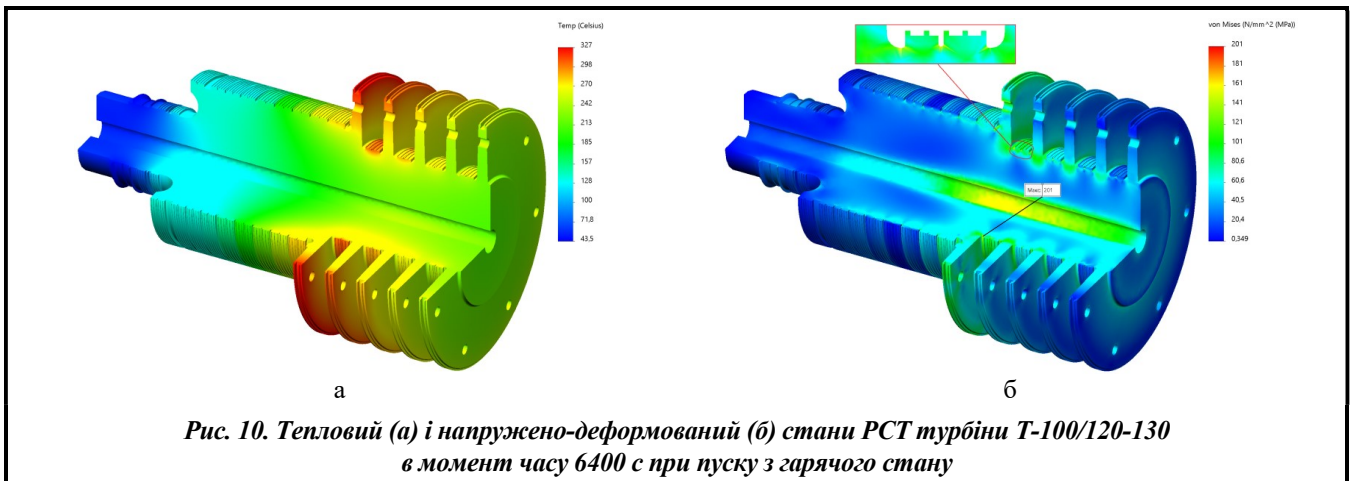


Рис. 9. Тепловий (а) і напружено-деформований (б) стани РСТ турбіни Т-100/120-130 в момент часу 16800 с при пуску з холодного стану

При пусках з гарячого стану для РСТ турбіни Т-100/120-130 максимальні інтенсивності умовних пружних напружень у момент часу 6400 с (3000 об/хв) дорівнюють в зоні першого нерегульованого ступеня в канавці ущільнень за ступенем РСТ $\sigma_i=201$ МПа, а в зоні осьового отвору – $\sigma_i=161$ МПа (рис. 10, б). Також значними є інтенсивності умовних пружних напружень у момент часу 7000 с (3000 об/хв) в зоні першого нерегульованого ступеня в канавці ущільнень за ступенем РСТ $\sigma_i=168$ МПа, а в зоні осьового отвору $\sigma_i=161$ МПа.

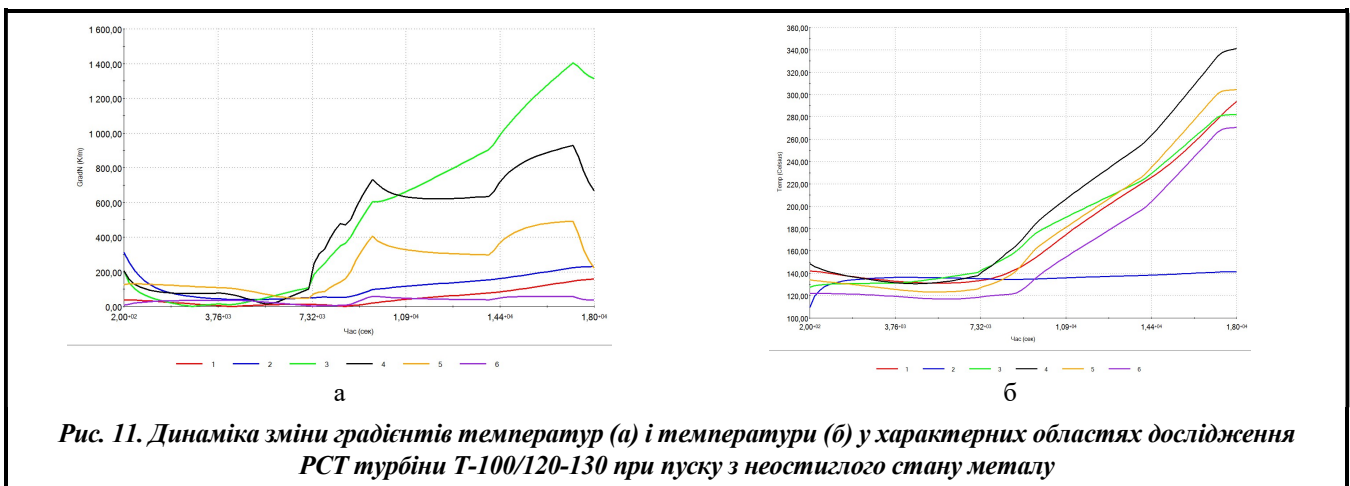


На рис. 11 представлено динаміку зміни градієнтів температур і температури металу протягом пуску з нестиглого стану в характерних областях дослідження РСТ турбіни Т-100/120-130.

При пусках із нестиглого стану для РСТ градієнти температур найбільш значні в моменти часу 14100 с і 18000 с (рис. 11, а), при цьому максимум градієнту температур виникає в зоні передніх кінцевих ущільнень і першої канавки діафрагмових ущільнень за першим ступенем ЦСТ.

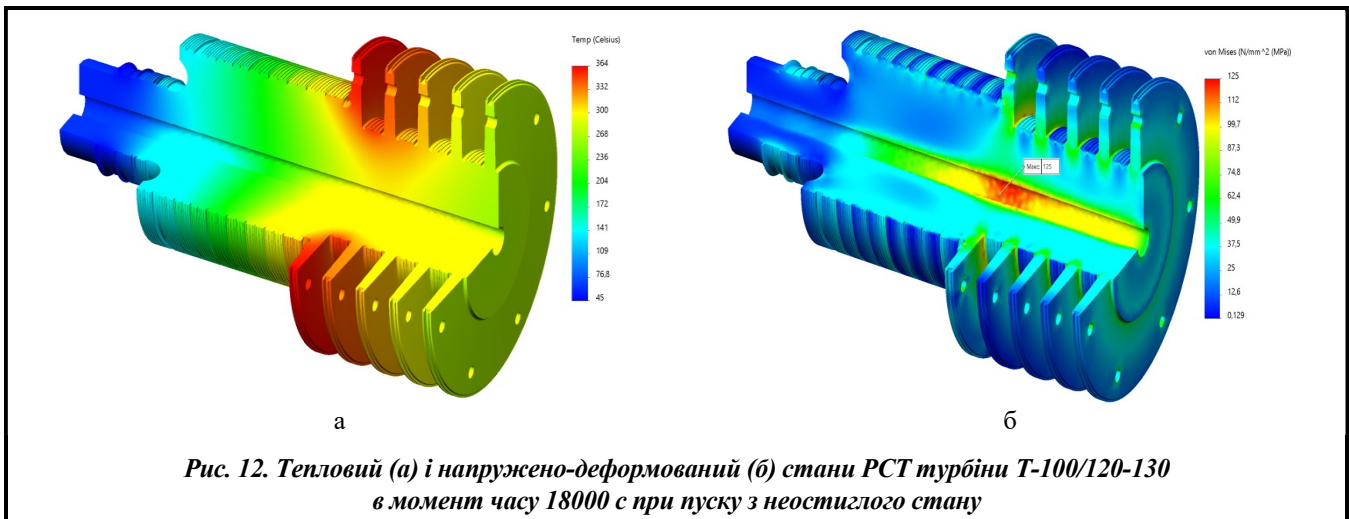
Тепловий стан при пусках із нестиглого стану для РСТ досягає 340 °С в зоні першого нерегульованого ступеня, а в зоні осьового отвору дорівнює 295 °С в момент часу 18000 с (рис. 11, б). Тепловий стан для РСТ досягає 260 °С в зоні першого нерегульованого ступеня, а в зоні обойми діафрагмових ущільнень дорівнює за третім ступенем 235 °С в момент часу 14100 с.

Значними є інтенсивності умовних пружних напружень у момент часу 14100 с в зоні канавки ущільнень за третім нерегульованим ступенем РСТ $\sigma_i=115$ МПа, а в зоні осьового отвору $\sigma_i=110$ МПа при пусках із нестиглого стану.



Максимальні інтенсивності умовних пружних напружень у момент часу 18000 с дорівнюють в зоні канавки ущільнень за третім нерегульованим ступенем РСТ $\sigma_i=123$ МПа, а в зоні осьового отвору $\sigma_i=125$ МПа (рис. 12, б).

Аналізуючи напружено-деформований стан РСТ турбіни Т-100/120-130, слід зазначити, що максимальні інтенсивності умовних пружних напружень мають місце при пусках із гарячого стану в момент часу 7000 с (3000 об/хв) в зоні першого нерегульованого ступеня в канавці ущільнень за ступенем РСТ і дорівнюють 168 МПа, в зоні першого нерегульованого ступеня в канавці ущільнень за ступенем РСТ складають 201 МПа, а також в зоні осьового отвору інтенсивності умовних пружних напружень сягають 161 МПа.



Висновки

1. При дослідженні теплового стану РСТ турбіни Т-100/120-130 при експлуатації на номінальних параметрах пари установлено, що для проектної конструкції при роботі на номінальних параметрах пари найвищі напруження $\sigma_i=147,1$ МПа спостерігаються в галтельному округленні диску 10-го ступеня з боку диску 11-го ступеня. Висока інтенсивність напружень у даній області пов'язана з різким перепадом мас валу в області кінцевих ущільнень і в області діафрагмових ущільнень після диску. Аналогічні значні інтенсивності напруження $\sigma_i=118$ МПа помітні в області осьового отвору РСТ під 10-тим ступенем тиску.

2. При пусках із холодного стану для РСТ градієнти температур найбільш значні в моменти часу 16800 с і 228000 с, при цьому максимум градієнту температур виникає в зоні третьої канавки діафрагмових ущільнень за третім ступенем РСТ. При пусках із нестиглого стану градієнти температур суттєво більші в моменти часу 14100 с і 18000 с, при цьому максимум градієнту температур виникає в зоні передніх кінцевих ущільнень і першої канавки діафрагмових ущільнень за першим ступенем РСТ.

При пусках із гарячого стану градієнти температур мають місце в моменти часу 6400 с і 7000 с, при цьому максимум градієнту температур виникає в зоні передніх кінцевих ущільнень та першої канавки діафрагмових ущільнень за першим ступенем РСТ. Саме в ці моменти часу значення інтенсивності напружень досягають найбільших значень, що вказує на домінуючий вплив температурних напружень на загальний напружено-деформований стан РСТ.

3. Максимальні інтенсивності умовних пружних напружень у момент часу 18000 с дорівнюють у зоні канавки ущільнень за третім нерегульованим ступенем РСТ 123 МПа, а в зоні осьового отвору 125 МПа – при пусках із нестиглого стану. При пусках із холодного стану РСТ турбіни Т-100/120-130 максимальні інтенсивності умовних пружних напружень у момент часу 16800 с дорівнюють у зоні канавки ущільнень за третім нерегульованим ступенем РСТ 127 МПа, а в зоні осьового отвору 125 МПа. Найбільші інтенсивності умовних пружних напружень виникають при пусках із гарячого стану РСТ турбіни Т-100/120-130 у момент часу 6400 с (3000 об/хв) і дорівнюють у зоні першого нерегульованого ступеня в канавці ущільнень за ступенем РСТ 201 МПа, а в зоні осьового отвору $\sigma_i=161$ МПа.

4. Для підвищення надійності елементів турбіни, зменшення теплових навантажень і поліпшення умов експлуатації рекомендується провести модернізацію системи контролю основних параметрів турбіни з реєстрацією параметрів, що впливають на надійність і ресурс турбіни; дотримуватися графіків-завдань заводу-виготвловача; впровадити системи контролю й технічної діагностики теплового і напружено-деформованого стану РСТ турбіни Т-100/120-130 в реальному часі.

Література

1. Черноусенко О. Ю., Риндюк Д. В., Пешко В. А. Оцінка залишкового ресурсу та подовження експлуатації парових турбін великої потужності (частина 3): монографія для науковців та докторів філософії за спеціальністю 144 «Теплоенергетика». Київ: НТУУ «КПІ імені Ігоря Сікорського», 2020. 297 с.

2. Mazur Z., Hernandez-Rossette A., Garcia-Illesoas R. L-0 blades failure Investigation of a 110 MW geothermal turbine. Proceedings of ASME 2006 Power Conference (May 2–4, 2006, Atlanta, Georgia, USA). 2006. P. 281–289. <https://doi.org/10.1115/POWER2006-88024>.
3. Suzuki T., Matsuura T., Sakuma A., Kodama H., Takagi K., Curtis A. Recent upgrading and life extension technologies for existing steam turbines. Proceedings of ASME 2005 Power Conference (April 5–7, 2005, Chicago, Illinois, USA). 2005. P. 577–582. <https://doi.org/10.1115/PWR2005-50342>.
4. Sanders W. P. Turbine steam path engineering for operations and maintenance staff. Canada, Toronto: Turbo-Technic Services Inc., 1988.
5. Chernousenko O., Usatyi O., Peshko V., Bovsunovsky A. Research of the possibility of operating a NPP turbine without a stage of damaged blades. In: Ball A. D., Ouyang H., Sinha J. K., Wang Z. (eds) Proceedings of the UNIFIED Conference of DAMAS, IncoME and TEPEN Conferences (UNified 2023). TEPEN IncoME-V DAMAS 2023. Mechanisms and Machine Science. 2024. Vol. 152. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-031-49421-5_6.
6. 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. No. 8 (85). P. 20–26. <http://dx.doi.org/10.15587/1729-4061.2017.92459>.
7. СОУ-Н МПЕ 40.17.401:2021. Контроль металу і продовження терміну експлуатації основних елементів котлів, турбін і трубопроводів теплових електростанцій. Типова інструкція. Офіц. вид. Київ: ГРІФРЕ: Міністерство палива та енергетики України, 2021. 214 с.
8. Визначення розрахункового ресурсу та оцінка живучості роторів і корпусних деталей турбін. Методичні вказівки: СОУ- Н МЕВ 40.1–21677681– 52:2011 / М. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровський, Ю. І. Матюхін, І. І. Мележик, О. В. Пожидаєв. Київ: ОЕП «ГРІФРЕ»: М-во енергетики та вугільної пром-сті України, 2011. 42 с.
9. Chernousenko O. Yu., Peshko V. A., Usatyi O. P. Changes in the thermal and stress-strain state of the HPC rotor of a powerful NPP turbine after the blades damage. *Journal of Mechanical Engineering – Problemy Mashynobuduvannia*. 2023. Vol. 26. No. 3. P. 15–27. <https://doi.org/10.15407/pmach2023.03.015>.
10. Chernousenko O. Yu., Peshko V. A. Assessment of resource parameters of the extended operation high-pressure rotor of the K-1000-60/3000 turbine. *Journal of Mechanical Engineering – Problemy Mashynobuduvannia*. 2019. Vol. 22. No. 4. P. 41–47. <https://doi.org/10.15407/pmach2019.04.041>.

Надійшла до редакції 25.01.2024