

О. Ю. ЧЕРНОУСЕНКО, О. О. ТКАЧЕНКО**ЗАЛИШКОВИЙ РЕСУРС РОТОРА ВИСОКОГО ТИСКУ ТУРБИНИ Т-250/300-240**

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 пошкоджуваності, залишкового напруження та ресурсу ротора ЦВТ до та після проведення ремонтно-відновлювальних робіт з урахуванням уточнених коефіцієнтів запасу. Об'єктом дослідження є подовження терміну експлуатації парової турбіни Т-250/300-240. Предметом дослідження є оцінка малоциклової та статичної утомленості, теплового і напружено-деформованого стану, пошкоджуваності, залишкового ресурсу ротора ЦВТ парової турбіни Т-250/300-240 з врахуванням конструктивних змін та схемних рішень. Наукова новизна одержаних результатів полягає у вирішенні, на підставі розрахункових досліджень, актуальної проблеми управління ресурсом енергетичного обладнання, а саме: удосконалено визначення теплового та напружено-деформованого стану ротора ЦВТ парової турбіни Т-250/300-240; оцінено малоциклово та статичну утомленість і сформувані пропозиції щодо підвищення надійності роботи РВТ; удосконалено оцінку і порівняння залишкового ресурсу до і після конструктивних змін з урахуванням уточнених коефіцієнтів запасу. Практичне значення одержаних результатів вклучає отримані розрахункові дані, щодо ТС, НДС та залишкового ресурсу турбіни Т-250/300-240 ПАТ «Київська ТЕЦ-5» з урахуванням реальних умов експлуатації та результатів ремонтних робіт і обґрунтовані рекомендації, щодо можливості продовження роботи турбіни.

Ключові слова: ротор високого тиску, пуск з холодного стану, з гарячого стану, з неостиглого стану, залишковий ресурс, малоциклова втома, довготривала міцність.

О. Ю. ЧЕРНОУСЕНКО, А. А. ТКАЧЕНКО**ОСТАТОЧНЫЙ РЕСУРС РОТОРА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ТУРБИНЫ Т-250/300-240**

Исследовано ТС и НДС ротора высокого давления паровой турбины Т-250/300-240 с учетом результатов ремонтно-восстановительных работ; проведена оценка малоцикловой и статической усталости, а также остаточного ресурса; сравнения циклической повреждаемости, остаточной наработки и ресурса ротора ЦВД до и после проведения ремонтно-восстановительных работ с учетом уточненных коэффициентов запаса. Объектом исследования является продление срока эксплуатации паровой турбины Т-250/300-240. Предметом исследования является оценка малоцикловой и статической усталости, теплового и напряженно-деформированного состояния, повреждаемости, остаточного ресурса ротора ЦВД паровой турбины Т-250/300-240 с учетом конструктивных изменений и схемных решений. Научная новизна исследования заключается в решении, на основании расчетных исследований, актуальной проблемы управления ресурсом энергетического оборудования, а именно: усовершенствована методика определения теплового и напряженно-деформированного состояния ротора ЦВД паровой турбины Т-250/300-240; оценена малоцикловая и статическая усталость и сформированы предложения по повышению надежности работы РВД; усовершенствована оценка и выполнено сравнение остаточного ресурса до и после конструктивных изменений с учетом уточненных коэффициентов запаса. Практическое значение полученных результатов включает полученные расчетные данные относительно ТС, НДС и остаточного ресурса турбины Т-250/300-240 ЧАО «Киевская ТЭЦ-5», с учетом реальных условий эксплуатации и результатов ремонтных работ, и обоснованные рекомендации по возможности продолжения работы турбины.

Ключевые слова: ротор высокого давления, пуск из холодного состояния, из неостывшего состояния, из горячего состояния, остаточный ресурс, малоцикловая усталость, длительная прочность.

О. CHERNOUSENKO, O. TKACHENKO**INDIVIDUAL SERVICE LIFE-TIME OF THE HIGH PRESSURE ROTOR OF THE STEAM TURBINE T-250/300-240**

Research of the TC and the SSS of the high pressure rotor of the steam turbine T-250/300-240 taking into account the results of repair and restoration works; estimation of low cycle and static wear, as well as residual resource; comparison of cyclic damage, residual working time and CHP rotor life before and after repair and restoration works, taking into account the adjusted stock ratios. The object of the study is to extend the life of the steam turbine T-250/300-240. The subject of the study is the assessment of low cycle and static wear, thermal and stress-strain state, damage, residual life of the CHP rotor of the steam turbine T-250/300-240, taking into account structural changes and circuitry. The scientific novelty of the obtained results consists in solving, on the basis of settlement research, the actual problem of managing the resource of energy equipment, namely: improved determination of the thermal and stress-deformed state of the CHP rotor of the steam turbine T-250/300-240; The evaluation of low cycle and static tiredness and the formulated proposals for increasing the reliability of the work of RHP; the evaluation and comparison of the residual resource before and after structural changes with the account of the adjusted stock factors is improved. The practical significance of the results obtained includes the calculated data regarding the TC, SSS and the residual life of the turbine T-250/300-240 at the Kyiv TPP-5 PJSC, taking into account the actual operating conditions and the results of the repair work, and the recommendations are based on the possibility of continuing the operation of the turbine.

Key words: high pressure rotor, start-up from cold state, start-up from still hot from previous state, start-up from warm state, residual service life-time, low-cycle fatigue, long-term strength.

Вступ

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 облад-

нанні 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 теп-

© О. Ю. Черноусенко, О. О. Ткаченко, 2019

лофікаційних турбоустановок, що відпрацювали свій парковий ресурс, для прогнозування залишкового ресурсу та продовження їх строку експлуатації [1, 2]. 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: наявність в металі металургійних дефектів, порушення технології виготовлення ротора, відхилення від діючих стандартів і помилки при проектуванні, порушення пуско-зупиночних режимів і експлуатаційних інструкцій, низька якість ремонту [2, 3].

Прогнозування фактичного ресурсу роторів парових турбін в даний час є одним з основних завдань діагностики роторів з великим напруженням 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].

В роботі [4] 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 пошкоджуваність тут невелика. За момент руйнування приймається час, коли коефіцієнт інтенсивності або розкриття тріщини досягає критичних значень [5].

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].

Мета роботи

Метою дисертаційної роботи є визначення залишкового ресурсу парової турбіни Т-250/300-240 ПАТ «Київська ТЕЦ-5» та обґрунтування можливостей подовження експлуатації за допомогою мало витратних технологій модернізації та керування залишковим ресурсом. Поставлена мета досягається шляхом вирішення наступних завдань: розрахункові дослідження теплового, напружено-деформованого стану ротору ЦВТ парової турбіни Т-250/300-240 ПАТ «Київська ТЕЦ-5»; визначення найбільш напружених зон ротору ЦВТ турбіни Т-250/300-240 ПАТ «Київська ТЕЦ-5»; оцінка малоциклової та статичної втоми, а також залишкового ресурсу ротору ЦВТ парової турбіни Т-250/300-240 ПАТ «Київська ТЕЦ-5» з урахуванням результатів ремонтно-відновлювальних робіт; порівняння циклічної пошкоджуваності, залишкового напруження та ресурсу ротора ЦВТ до та після проведення ремонтно-відновлювальних робіт з урахуванням уточнених коефіцієнтів запасу; формування пропозицій щодо шляхів продовження терміну експлуатації ротора ЦВТ парової турбіни Т-250/300-240 ПАТ «Київська ТЕЦ-5».

Моделювання ротору високого тиску парової 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 Ле-

нінградського заводу «Електросила» і відпуску тепла для потреб опалення.

Свіжа пара від котла з тиском 240 кгс/см^2 і температурою $540 \text{ }^\circ\text{C}$ підводиться в середню частину ЦВТ турбіни від двох окремих блоків клапанів по десяти пропускних трубах діаметром $168 \times 28 \text{ мм}$.

ЦВТ виконаний двоциліндровим і має 12 ступенів тиску. Його проточна частина має два послідовних потоки. У внутрішньому циліндрі розташована одновінцева регулююча ступінь і п'ять ступенів тиску, в зовнішньому циліндрі розташовані ще шість 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 шість ступенів тиску зовнішнього циліндра (правий потік).

Ротор ЦВТ є суцільно кований, має 12 ступенів тиску, в тому числі одно-вінцеву регулюючу ступінь. Упорні диски і напівмуфта виконані заодно з ротором. Лопатковий апарат з 1-ої по 6-ту ступені виконаний лівого обертання. 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) 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 магнітопорошкової діагностики (дані експлуатуючих організацій та лабораторій металу електричних станцій). 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 каналок роторів, з метою усунення тріщин, викликає зменшення рівня напружень і продовження ресурсу [7].

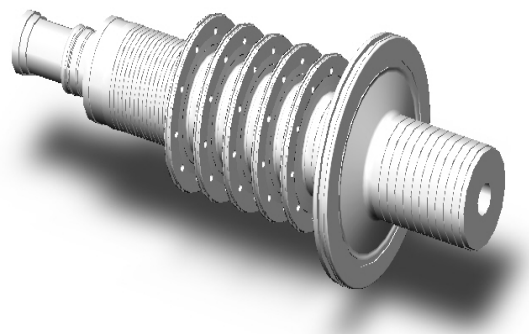


Рис. 1 – 3D просторовий аналог РВТ турбіни Т-250/300-240 (1–6 ступінь та кінцеві ущільнення)

Тепловий стан, напружено-деформований стан, малоциклова втома, статична пошкоджуваність і залишковий ресурс ротора ВТ

При оцінці залишкового ресурсу парової турбіни виконується розрахункова оцінка теплового (ТС), напружено-деформованого стану (НДС), малоциклової втоми (МЦВ), 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 частого залучення їх до регулювання електричного навантаження при продовженні експлуатації актуальною стала не тільки оцінка залишкового напруження, 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]. 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 $1300\text{--}1400 \text{ об/хв}$. На цій частоті робиться витримка близько $30\text{--}40 \text{ хв}$. При цьому значна витрата пара (близько 50 т/год.) зумовлює високі значення коефіцієнтів тепловіддачі від пари до ротора на різних ділянках на рівні $1500\text{--}2000 \text{ Вт/(м}^2\cdot^\circ\text{C)}$. Однак, існує можливість зниження коефіцієнтів тепловіддачі шляхом попереднього прогріву РВТ при мінімально можливій частоті обертання ротора (не більше 500 об/хв.). Цей прогрів здійснюється па-

рою, 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 40 хвилинна 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 оцінки залишкового ресурсу високотемпературних елементів парових турбін детально наведена в роботі [8]. Граничні умови (ГУ) для РВТ розраховані із застосуванням графіків пусків з різних теплових станів у точках (рис. 2), що визначені нормативними документами [9]. РВТ виготовлений з низьколегованої хром молібден-ванадієвої сталі марки Р2МА (25Х1М1ФА), теплофізичні та фізико-механічні характеристики якої залежать від температури та задавалися відповідно [7].

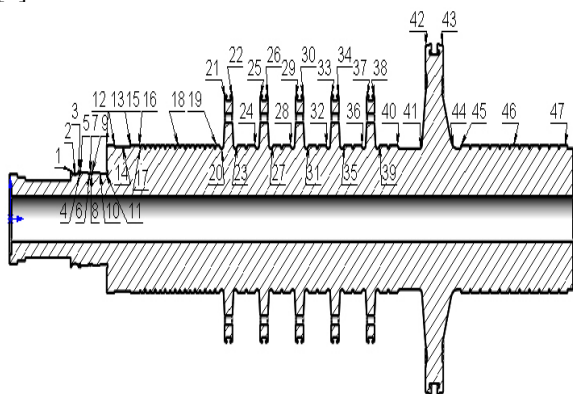


Рис. 2 – Нормативні точки визначення ГУ: 1–47 – Нормативні точки згідно [9]

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

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. 3).

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.

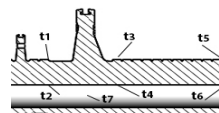
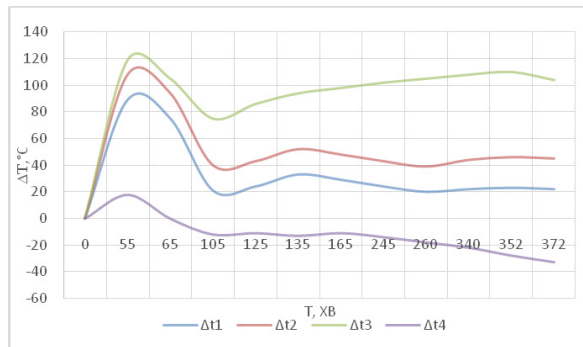


Рис. 3 – Градієнти температур при пуску з ХС

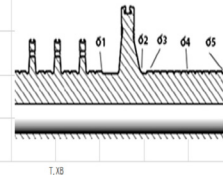
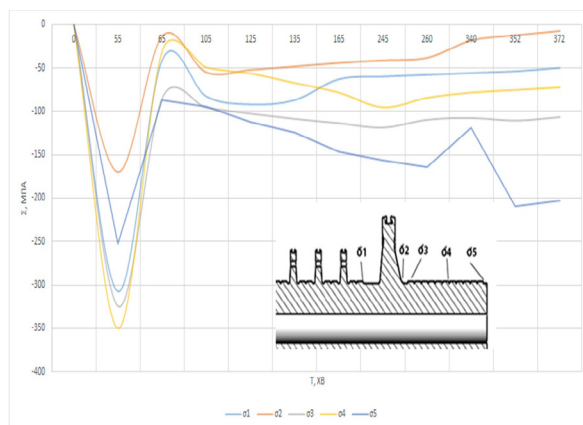


Рис. 4 – Розрахункові криві зміни тангенціальних температурних напружень в РВТ турбіни Т-250/300-240: σ_1 – температурні напруження на дні теплової канавки діафрагмового ущільнення 2-го ступеня; σ_2 – на поверхні передньої галтели диска РС; σ_3 – на дні теплової канавки в зоні входу в ПУ; σ_4 – на дні теплової канавки посередині ПУ; σ_5 – на дні теплової канавки в зоні виходу з ПУ

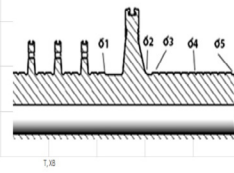
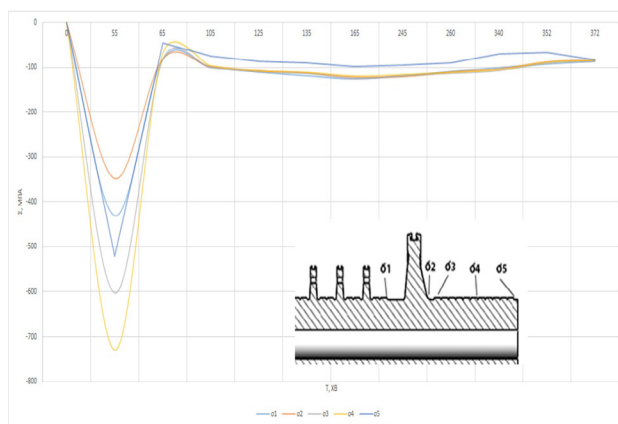


Рис. 5 – Розрахункові криві зміни осевих температурних напружень в РВТ турбіни Т-250/300-240: σ_1 – σ_5 – див. рис. 4

Причина цього явища полягає в наступному: пара, що омиває ротор в ПУ, має температуру лише на 10–50 °С 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 °С.

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 $\Delta\sigma_z^{\max} = -443$ МПа, тангенціальні напруження $\Delta\sigma_\theta^{\max} = -268$ 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 (рис. 4–5).

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 напруження в зоні входу і виходу з ПУ. Однак вже через 10 хв. після поштовху ротора напруження на середині ПУ стають менше напружень в зонах входу і виходу. Це явище обумовлене неоднозначним впливом двомірності 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 знижува-

тися, 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 напружень невелика, але тангенціальні напруження ($\sigma_\theta = -220$ МПа) більш ніж в 2 рази перевищують напруження 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 напруження 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. 6.

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 напруження $\Delta\sigma_\theta^{\max} = -268$ 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. 6б.

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 перевірючий розрахунок на малоциклово втому.

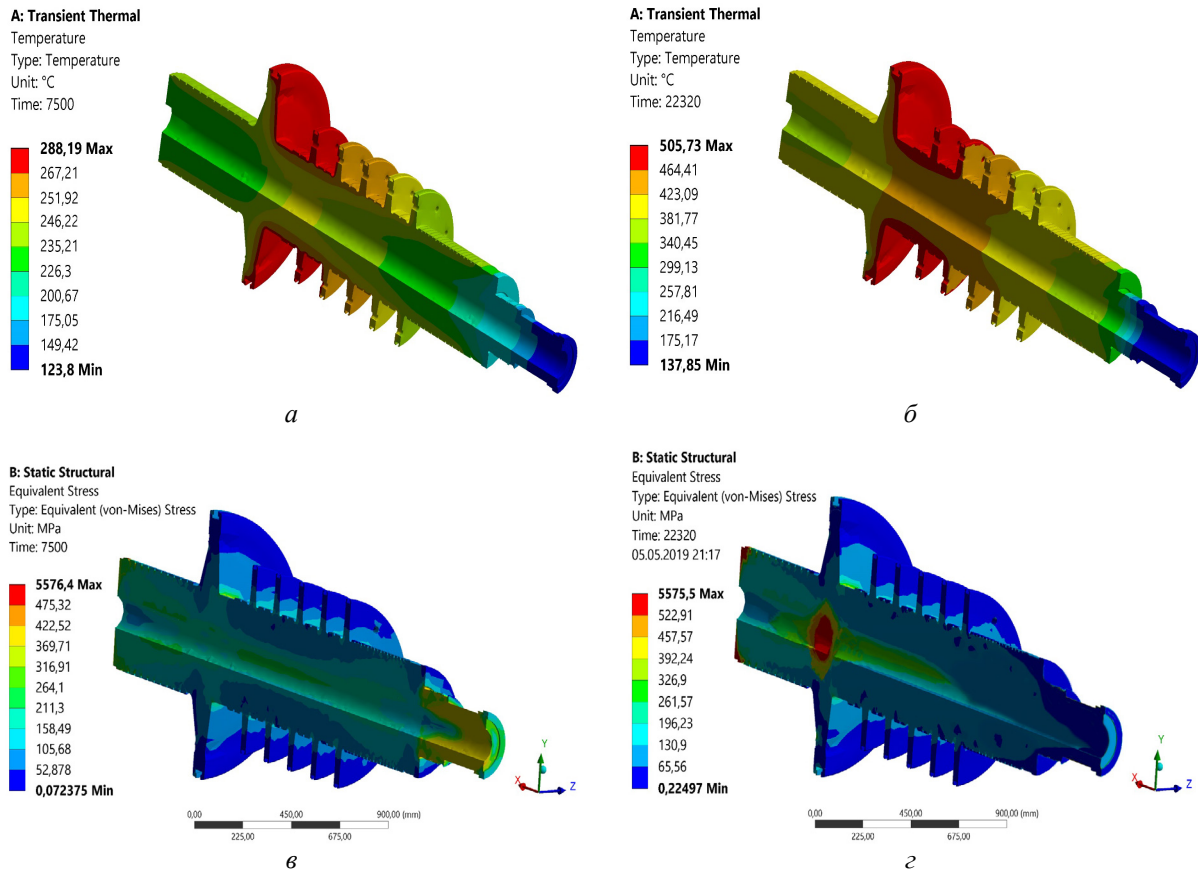


Рис. 6 – Тепловий і напружено-деформований стан РВТ при пуску з ХС (НС-1):
 а – ТС витримка на холостому ході (125 хв.); б – ТС номінальний режим;
 в – НДС на хх; г – НДС номінальний режим (372 хв.)

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 втому виконано з використанням методу Нейбера по амплітудам інтенсивності місцевих пружно-пластичних деформацій при розрахунковій температурі в цій області [7]. 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], 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 напруження і залишкового терміну експлуатації, з урахуванням зростання тріщин отримано данні 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 галтели 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. 1–4.

За даними ПАТ «Київська ТЕЦ-5» станом на 1.01.18 напрацювання енергоблоку № 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, 8]. Таким чином, розрахунковий ресурс металу РВТ турбіни Т-250/300-240 ст. № 3

ПАТ «Київська ТЕЦ-5» вичерпаний на 97 % (п. 8 табл. 5).

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]. 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 ($n'_r, n''_r \geq 1,6$), що дозволяє подальшу експлуатацію до наступного планово-попереджувального ремонту.

Таблиця 1 – Розрахункова оцінка малоциклової втоми при пуску з ХС

№	σ_a , МПа	$t_{ном}$, °С	E , ГПа	r	σ_B , МПа	σ_{-1} , МПа	σ_N , МПа	$\varepsilon_{a,пр}$, %
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 2 – Розрахункова оцінка малоциклової втоми при пуску з НС

№	σ_a , МПа	$t_{ном}$, °С	E , ГПа	r	σ_B , МПа	σ_{-1} , МПа	σ_N , МПа	$\varepsilon_{a,пр}$, %
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 3 – Розрахункова оцінка малоциклової втоми при пуску з ГС

№	σ_a , МПа	$t_{ном}$, °С	E , ГПа	r	σ_B , МПа	σ_{-1} , МПа	σ_N , МПа	$\varepsilon_{a,пр}$, %
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	-1,000	553	414	394,93	0,0265
5	54,71	492	181,05	-0,053	552	413,93	307,53	0,0454

Таблиця 4 – Розрахункова оцінка малоциклової втоми при пуску з різних теплових станів РВТ

Тип пуску	Температура по товщині ротора t_{max} , °С	Інтенсивність напружень σ_i , МПа	Приведена деформація $\varepsilon_{a,пр}$, %	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

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

Найменування	Формула	Значення
1 Температура металу	$t, ^\circ\text{C}$	505
2 Інтенсивність напружень	$\sigma_{\text{max}}, \text{МПа}$	276,6
3 Межа текучості	$\sigma_{02}^B, \text{МПа}$	528
4 Запас міцності по σ_{max}	$n'_T = \sigma_{02}^B / \sigma_{\text{max}}$	5,14
5 Допустиме число циклів по різним типам пусків	$[N_{pl}] n^{\text{ЦВТ}}_{\text{ГС}} = 473$	3300
	$[N_{pl}] n^{\text{ЦВТ}}_{\text{НС}} = 310$	1800
	$[N_{pl}] n^{\text{ЦВТ}}_{\text{ХС}} = 114$	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	$T_{\text{річ}} = Tz, \text{год.}$	4953,49
12 Залишкове напрацювання в роках	$G = 1 - [\Pi'] / [\Pi'']$, років	1,1/6,35
13 Залишковий ресурс	$T_{\text{заг}} = G \times T, \text{год.}$	5449/31455

Варто мати на увазі, що реальні значення пошкоджуваності можуть відрізнятися з наступних причин. Зупини 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.

Висновки

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

додаткової 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.

Список літератури

1. НД МПЕ України. Контроль металу і продовження терміну експлуатації основних елементів котлів, турбін і трубопроводів теплових електростанцій. Типова інструкція. СОУ-Н МПЕ 40.17.401:2004. Офіц. вид. Київ: ГРІФРЕ: М-во палива та енергетики України, 2005. 76 с. (Нормативний документ Мінпаливенерго України, Типова інструкція).
2. СОУ-Н МЕВ 40.1-21677681-52:2011 Визначення розрахункового ресурсу та оцінки живучості роторів та корпусних деталей турбіни : методичні вказівки / Міненерговугілля України / М. Г. Шульженко. Офіц. вид., 2011. 24 с.
3. Черноусенко О. Ю., Пешко В. А. Влияние работы энергоблоков ТЭС в маневренном режиме на вычерпание ресурса энергетического оборудования. *Вісник НТУ «ХПІ»*. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Харків: НТУ «ХПІ», 2016. № 10(1182). Бібліогр.: 7 назв. С. 6–16. ISSN 2078-774X. doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.01.
4. Ивановский А. А., Похорилев В. Л., Голошумова В. Н. Расчет термонапряженного состояния роторов высокого и среднего давления турбины Т-250/300-240 в зоне лабиринтовых уплотнений. *Электрические станции*. 2008. № 1. С. 32–37.
5. Черноусенко О. Ю., Пешко В. А. Расчетное исследование теплового и напряженно-деформированного состояния ротора высокого давления турбины Т-100/120-130 ст. № 1 ПАО «Харьковская ТЭЦ-5». *Вісник НТУ «ХПІ»*. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Харків: НТУ «ХПІ», 2017. № 9(1231). Бібліогр.: 8 назв. С.

- 34–40. ISSN 2078-774X. doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.05.
6. Черноусенко О. Ю., Пешко В. А. Оценка малоциклового усталости, поврежденности и остаточного ресурса ротора высокого давления турбины Т-100/120-130 ст. № 1 ПАО «Харьковская ТЭЦ-5». *Вісник НТУ «ХПИ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. Харків: НТУ «ХПИ», 2017. № 10 (1232). Бібліогр.: 5 назв. С. 29–37. ISSN 2078-774X. doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.04.
 7. *РТМ 108.021.103. Детали паровых стационарных турбин. Расчёт на малоцикловую усталость*. Москва, 1985. № АЗ–002/7382. 49 с.
 8. Peshko V., Chernousenko O., Nikulenkova T., Nikulenkova 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. pp. 302–309.
 9. *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*. Москва, 1996. 98 с.
 3. Chernousenko, O. and Peshko, V. (2016), “Influence of the Operation of the Power Units of Thermal Power Plants in the Maneuvering Mode on the Aging Rate of Power Equipment”, *Bulletin of the National Technical University “KhPI”. Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 10(1182), pp. 6–16, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.01.
 4. Ivanovsky, A., Poxorilev, V., Goloshumova, I. (2008), “Calculation of the thermal stress state of the high and medium pressure rotors of the T-250 / 300-240 turbine in the area of labyrinth seals”, *Journal Electrical station* 2008, no 1, pp. 32–37.
 5. Chernousenko, O. and Peshko, V. (2017), “Computation Investigation of the Thermal and Stress-Strain Behavior of the Rotor of High Pressure Turbine T-100/120-130; block No 1 Operated by the PJSC “Kharkiv CHPP-5”, *Bulletin of the National Technical University “KhPI”. Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 9(1231), pp. 34–40, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.05
 6. Chernousenko, O. and Peshko, V. (2017), “Estimating the Low-Cycle Fatigue, Damageability and the Residual Life of the Rotor of High Pressure Turbine T-100/120-130 unit No 1 used by PJSC “Kharkiv CHPP-5”, *Bulletin of the National Technical University “KhPI”. Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 10(1232), pp. 30–37, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.04
 7. (1985), *РТМ 108.021.103. Детали паровых стационарных турбин. Расчёт на малочикловую усталость* [Details of stationary steam turbines. Low cycle fatigue calculation], Moscow, Russian.
 8. Peshko, V., Chernousenko, O., Nikulenkova, T., Nikulenkova A. (2016), “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, vol. 5, iss. 4, pp. 302–309.
 9. (1996), *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* [Methodological guidelines to perform works within assessment of individual service life of steam turbines and its extension beyond the fleet service life], Moscow, Russian.

References (transliterated)

1. *Ministry of fuel and energy of Ukraine (2005), ND MPE Ukraini. Kontrol' metalu i prodovzhennja terminu ekspluatatsii osnovnyh elementiv kottiv, turbin i truboprovodiv teplovyh elektrostancij: SOU-N MPE 40.17.401:2004* [RD of MFEU. Metal inspection and extending operating life of main components of boilers, turbines and pipelines of thermal power plants: SOU-N MPE 40.17.401:2004], Kiev, 76 p.
2. Shulzhenko, N. G. (2011), *SOU-N MEV 40.1-21677681-52:2011 Vy'znachennya rozrakhunkovogo resursu ta ocinky zhy'vuchosti rotoriv ta korpusny'x detalej turbiny: Metodychni vkazivky / Minenergovugillya Ukrainy* [Determination of the estimated resource and assessment of survivability of rotors and turbine case details: Guidelines], Ministry of Fuel and Energy of Ukraine, Kyiv, Ukraine.

Надійшла (received) 03.07.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Черноусенко Ольга Юрійівна (Черноусенко Ольга Юрьевна, Chernousenko Olga) – доктор технічних наук, професор, КПІ ім. Ігоря Сікорського, завідувач кафедри теплоенергетичних установок теплових та атомних електростанцій; м. Київ; тел.: (067) 504–82–92; e-mail: chernousenko20a@gmail.com; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1427-8068>. Scopus 6507954096.

Ткаченко Олексій Олексійович (Ткаченко Алексей Алексеевич, Tkachenko Aleksey) – КПІ ім. Ігоря Сікорського, магістрант кафедри теплоенергетичних установок теплових та атомних електростанцій; м. Київ; тел.: (099) 486–44–48; e-mail: motoskarb@gmail.com; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5137-2742>.