
doi:<https://doi.org/10.15407/emodel.40.04.083>

УДК 621.438-226.2

В.М. Тороп, д-р техн. наук, **Г.Ю. Саприкіна**, канд. техн. наук,
Ін-т електрозварювання ім. Є.О. Патона НАН України
(Україна, 03680, Київ, вул. К. Малевича, 11,
тел.: +380442005289, e-mail: gala_sapr@ukr.net),
Ю.С. Воробйов, д-р техн. наук
Національний технічний університет «ХПІ»
(Україна, 61002, Харків, вул. Кирпичова, 2)

Математичні моделі робочих лопаток парової турбіни К-1000-60/3000 для прогнозування залишкового ресурсу

Надано результати дослідження причин утворення тріщин в лопатках останнього щабля парової турбіни К-1000-60/3000, що експлуатується на АЕС України. Проведено комплекс досліджень структури, хімічного складу і механічних властивостей матеріалу лопатки. Виконано морфологічні та фактографічні дослідження поверхні тріщини. Побудовано скінченно-елементну модель робочої лопатки п'ятого щабля. Проведено моделювання її навантаженості в умовах експлуатації і встановлено причини виникнення дефектів. Показано можливість прогнозування залишкового ресурсу лопаток.

К л ю ч о в і с л о в а: робочі лопатки парових турбін, скінченно-елементна модель, моделювання завантаженості, геометрична модель лопатки парової турбіни, прогнозування залишкового ресурсу

Терміни експлуатації потужних парових турбін типу К-1000-60/3000 (рис. 1), які працюють на АЕС України, перевищують призначений виробником ресурс безпечності. Лопатки останніх щаблів турбіни працюють в умовах високих краплеударних навантажень, що зумовлює інтенсивний ерозійний знос (руйнування) їх вхідних кромок [1—6]. Комплексний аналіз працездатності робочих лопаток з титанового сплаву для п'ятого щабля циліндру низького тиску (ЦНТ) турбіни дає можливість обґрунтувати продовження ресурсу їх експлуатації, відстрочити заміну та може забезпечити значну економію коштів.

До нинішнього часу недостатньо вивчені основні причини, фізична сутність формування і накопичення ерозійного пошкодження поверхні лопаток в результаті високошвидкісного краплеударного впливу переохо-

© В.М. Тороп, Г.Ю. Саприкіна, Ю.С. Воробйов, 2018



Рис. 1. Парова турбіна К-1000-60/3000 для енергетичних реакторів ВВЕР-1000

лодженого пару. Тому проблеми аналізу причин руйнування робочих лопаток з титанових сплавів парових турбін, оцінки та подовження ресурсу їх безпечної експлуатації надзвичайно актуальні.

Відомо, що сплави на основі титану у порівнянні зі сталями мають більш високу стійкість до ударних навантажень [6]. Останнім часом розробляються методичні підходи, які дозволять отримати адекватні характеристики краплеударного впливу частинок пару, що формують ударну хвилю в об'ємі титанових лопаток, і проводити кількісну оцінку ерозійного пошкодження з урахуванням хвильової природи пластичної деформації [4, 5]. Вже отримано позитивні результати при розробці кавітаційно-стійких захисних покриттів робочих лопаток з титанового сплаву [5, 6].

Проведене дослідження причин виникнення дефектів і появи тріщини в лопатці № 74 п'ятого щабля турбіни ЦНТ енергоблоку № 1 відокремленого підрозділу «Хмельницької АЕС» дало змогу зіставити результати з даними, отриманими на лопатці № 73, термін експлуатації якої перевищує 180 000 год., але вона не має явних слідів тріщиноутворення (рис. 2).

Виконано комплекс досліджень хімічного складу і механічних властивостей матеріалу даної лопатки, металографічний та фрактографічний аналізи, а також визначено фактичні розміри робочої лопатки з урахуванням її ерозійного зносу після тривалої експлуатації. За результатами вимірювань було побудовано геометричну модель і виконано розрахункове дослідження напружено-деформованого стану при експлуатації робочої лопатки п'ятого щабля з урахуванням вібраційних навантажень. За

результатами виконаних досліджень сформульовано причини виникнення дефектів і прогнозування залишкового ресурсу лопаток.

Встановлено, що сплав титанової лопатки являє собою структуру з α і β складовими, інших фаз не виявлено, а також не виявлено будь-яких структурних змін і новоутворень у зонах ерозії, районах тріщин та в основному металі. Локальний хімічний аналіз металу лопаток в різних зонах свідчить про зменшення α -стабілізатора (тобто вміст Al дещо нижчий від вимог [7]) і збільшення β -стабілізатора (тобто вміст V вище за вимоги [7]), а також про підвищений вміст водню на поверхні, прилеглої до «голкоподібного» ерозійного пошкодження, який дорівнює 0,0115 % при нормі не більше 0,01 %.

Для визначення механічних властивостей сплаву TC5 в зоні максимального накопичення пошкоджень від утоми було виготовлено зразки з темплету для контролю можливої деградації механічних властивостей металу лопатки. Випробування для визначення механічних властивостей при статичному навантаженні титанового сплаву TC5 виконано у відповідності з [8]. Випробування на втому зразків корсетного типу проведено відповідно до [9]. Випробування на циклічну довговічність проведено у

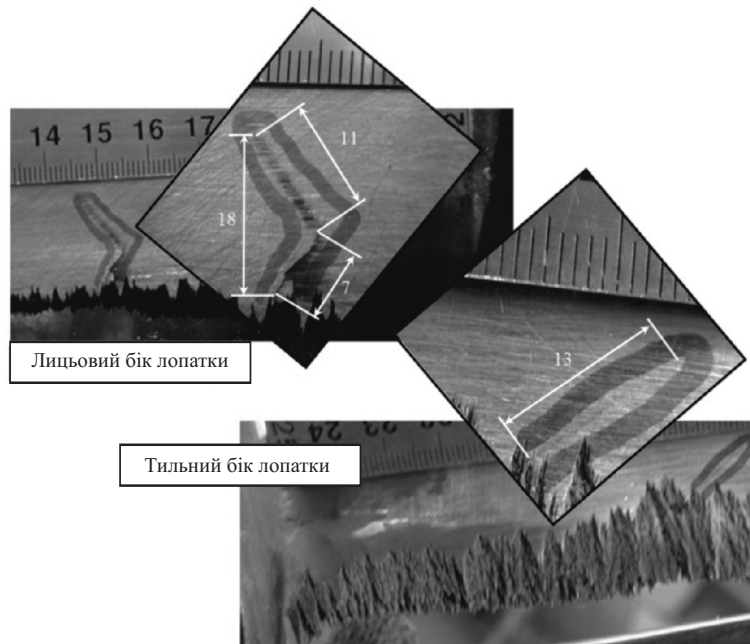


Рис. 2. Ерозійне зношування вхідної кромки робочої лопатки № 74 п'ятого щабля ЦНТ з титанового сплаву TC5, яка відпрацювала понад 180 000 год.

м'якому режимі по синусоїдальній формі з постійною амплітудою навантаження при асиметрії циклу $R_\sigma = -1$ і напруженнях у зразку $\sigma_{-1} = 35 \text{ кгс/мм}^2$. Механічні властивості матеріалу лопаток із сплаву TC5 подано у табл. 1, де P — максимальна сила розтягу зразка, δ — відносне подовження, ψ — відносне звуження поперечного перерізу після розриву.

За результатами проведених випробувань на втому встановлено, що при заданих напруженнях циклу руйнування зразків 4—6 не спостерігалося після досягнення 10^7 циклів змінного навантаження. Отже, межа витривалості σ_v матеріалу лопаток становить $\sigma_{-1} > 350 \text{ МПа}$. З метою проведення фрактографічних досліджень зразок 6 було зруйновано після досягнення $N = 60\,089\,482$ циклів навантаження. Закономірна періодичність у формуванні зародкових мікротріщин та пірамідальних елементів на поверхні лопаток свідчить про розбивання матеріалу при ударі на мезо-об'єми розміром 400—700 мкм і про локалізацію пластичної деформації та руйнування по їх границям розділу (рис. 3).

Для виконання фрактографічних досліджень поверхні експлуатаційної тріщини, що виявлена в лопатці № 74, її розкрили у рідкому азоті, попередньо вирізавши темплет, який вміщує тріщину, з пера лопатки. В цілому руйнування лопатки № 74 має складний характер. При крихкому та квазікрихкому механізмах руйнування у області зламу під поверхнею ерозійного зносу на мікрофрактограмах спостерігається корозійне розтріскування та сліди точкових корозійних пошкоджень. При цьому ближче до тильної поверхні лопатки ступінь корозійного розтріскування та корозійних пошкоджень вище, ніж в зоні, що знаходиться ближче до лицьової поверхні. Ознак втоми під поверхнею ерозійного зношення не виявлено, але з віддаленням від вхідної кромки подекуди зустрічаються ділянки з характерними борозенками від втоми з кроком δ у межах 1—3 мкм, ступінь корозійних пошкоджень знижується. Наявність борозенок від втоми, виявлених на поверхні зламу, свідчить про втомний механізм росту тріщини поряд з корозійним розтріскуванням.

Таблиця 1. Механічні властивості сплаву TC5 лопатки № 74

Номер зразка	Діаметр зразка, мм	σ_v , МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	P_{\max} , Н	δ , %	ψ , %	σ_{-1} , МПа
1	6,05	920	838	14113	11	30	—
2	6	920	845	14308	12	30	—
3	6	911	832	13997	10	28	—
4—6	5	—	—	—	—	—	> 350
За даними роботи [7]	—	≥ 830	750—900	—	≥ 8	≥ 20	350—460

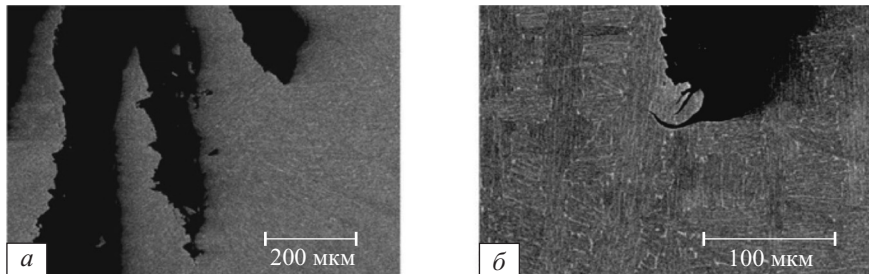


Рис. 3. Зародкові мікротріщини поблизу еродованої поверхні робочої лопатки № 73 у площинах 1 (а) та 2 (б)

При експлуатації робочі лопатки п'ятого щабля ЦНТ турбіни К 1000-60/3000 зазнають ерозійного зношування, що зумовлює зміну початкових розмірів. Для уточнення фактичних розмірів робочих лопаток після тривалої експлуатації проведені вимірювання геометрії лопатки № 74, яка пропрацювала 180 000 год. Побудова моделі такої робочої лопатки проводилася відповідно до вимірів її поперечних перерізів в площинах, паралельних площині з'єднання хвостовика і лопатки. Вимірювання виконувалися у створеній трьохкоординатній вимірювальній системі, що дозволяє визначати положення точок на поверхні лопатки з точністю $\pm 0,5$ мм. Для уточнення і перевірки отриманих результатів застосовувався ультразвуковий товщиномір. Було проведено вимірювання 14 перетинів.

На рис. 4 схематично зображені деякі фрагменти перетину і їх положення щодо поздовжньої осі в геометричній моделі лопатки. Зона ерозійного зношування, розташована у периферійній частині лопатки, має нерівномірний характер, а локальна глибина зношування після тривалої експлуатації може перевищувати 10 мм.

На основі геометричної моделі створено скінченно-елементну модель окремої робочої лопатки з урахуванням закріплення по зубцях замку і надано приклад побудови моделі пошкодження (рис. 5). Визначено частоти Ω , форми власних коливань ω і розподіл відносних напружень без урахування та з урахуванням відцентрових сил (табл. 2). Максимальні відносні напруження у найвірогідніших зонах пошкодження від ерозії спостерігаються на третій та шостій формах коливань. Досвід попередніх досліджень свідчить про те, що до лопаток застосовано відстроювання від небезпечних резонансних режимів, в результаті чого рівень вібраційних напружень на робочих режимах не перевищує 60 МПа [10, 11].

Задача визначення коливань лопатки описується матричним рівнянням $A\ddot{v} + Kv = F$, де A — матриця мас; K — матриця жорсткості; F — вектор-стовпець навантажень; v — вектор-стовпець варійованих функцій (перемі-

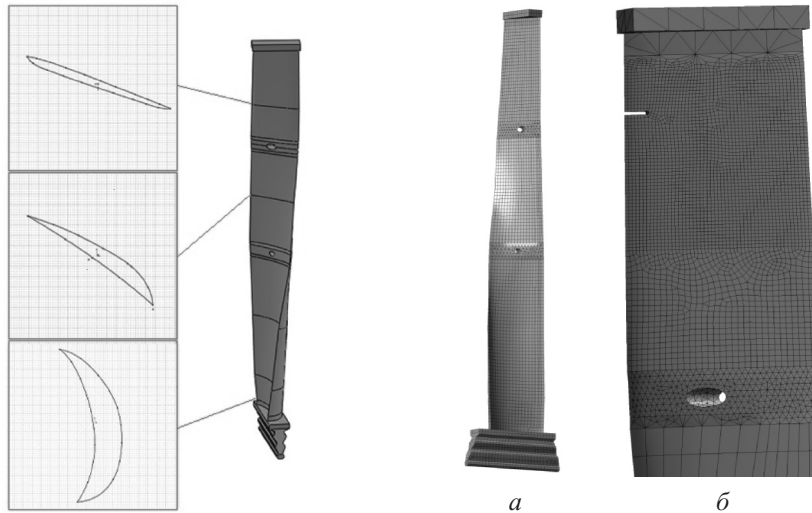


Рис. 4. Схема перетинів та їх розташування щодо поздовжньої осі у загальній моделі лопатки

Рис. 5. Скінченно-елементна модель лопатки п'ятого шабля ЦНТ турбіни (а) та модель пошкодження (б)

щень); \ddot{v} — другі похідні від переміщень (прискорення). Матриця жорсткості має вигляд

$$K = \iiint_V B^T D B dV,$$

де B — матриця градієнтів; B^T — транспонована матриця; D — матриця пружних характеристик матеріалу; V — об'єм лопатки. Слід, однак, зазначити, що матриці мас та жорсткості не дають повної інформації про моделі лопаток, тому що скінченно-елементна модель лопатки будується з урахуванням пошкоджень, які в кожному конкретному випадку відтворюються з використанням тривимірних скінченних елементів типу гексаєдрів та тетраєдрів в криволінійній системі координат (див. рис. 5).

На лопатки робочого колеса діє постійна складова газодинамічної сили потоку і змінна складова, що викликає коливання лопатки. Змінна складова може бути розкладена в гармонійний ряд [5, 6]:

$$P(z, t) = \sum_{k=1}^k P_k(z) \sin(k \Omega t + \varphi_k),$$

де $P_k(z)$ — амплітуди гармонік; k — кратність гармоніки; φ_k — фаза гармонік. Величина гармонік цих сил невідома. Їх можна оцінити тільки приблизно беручи до уваги наявність вихідних даних. Частоти гармонік,

які становлять небезпеку, нескладно визначити. На робочому режимі завжди присутня збурююча сила, частота якої кратна числу обертів за хвилину $n = 3000$, що відповідає $\Omega = 50$ Гц. Гармоніка, викликана направляючими лопатками, має частоту nz , де z — число лопаток направляючого щабля. Частота цієї гармоніки $\Omega z = 50 \cdot 42 = 2100$ Гц.

У випадку докладання умовного одиничного газодинамічного навантаження 1Па та відцентрових сил при $\Omega = 3000$ об/хв отримано розподіл еквівалентних напружень та переміщень для перших шести мод власних коливань у лопатці. Із табл. 3 видно, що тільки при третій і шостій модах максимальні напруження виникають в зоні ерозійного зношення, де в лопатці № 74 виявлено тріщину. Оскільки вібраційні напруження при частотах вище перших двох мод власних коливань зазвичай незначні, напруження, що виникають при третій і шостій модах в зоні максимального ерозійного зношення в лопатці, низькі за амплітудою.

При вказаних власних частотах коливань лопатки кількість циклів вібраційних навантажень за 180 000 год. експлуатації перевищує 10^{10} циклів. Для титанових сплавів граничне максимальне напруження циклу, при

Таблиця 2. Власні частоти коливань лопатки ЦНТ п'ятого щабля турбіни К-1000-60/3000 у вільному стані і при робочій частоті обертання

Номер моди	ω , Гц, при	
	$\Omega = 0$, об/хв	$\Omega = 3000$, об/хв
1	19,096	72,23
2	41,13	113,39
3	102,89	183,43
4	152,26	222,5
5	174,37	271,06
6	233,04	375,55

Таблиця 3. Максимальні амплітуди еквівалентних напружень $\sigma_{\text{екв}}^{\text{max}}$ для власних частот коливань лопатки ЦНТ п'ятого щабля турбіни при $\Omega = 3000$ об/хв

Номер моди	ω , Гц	$\sigma_{\text{екв}}^{\text{max}}$, МПа
1	72,23	0,197
2	113,39	0,042
3	183,43	0,0057
4	222,5	0,00041
5	271,06	0,237
6	375,55	0,0008

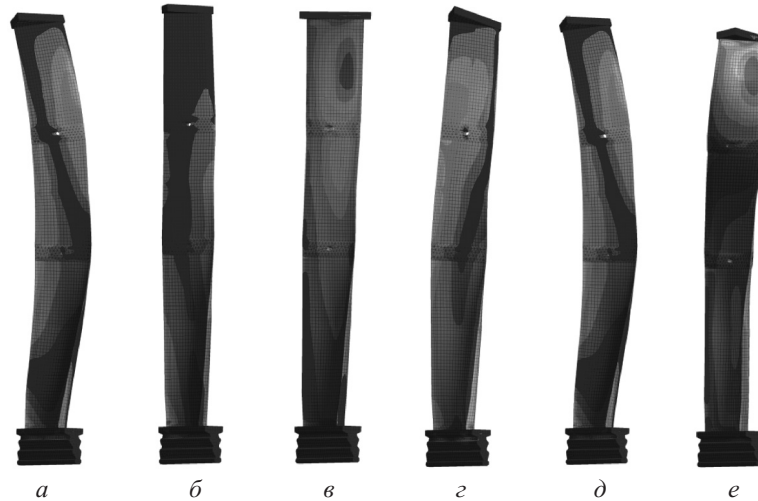


Рис. 6. Характер розподілу в лопатці еквівалентних напружень для перших шести мод власних коливань у випадку застосування умовного одиничного навантаження і відцентрових сил при $\Omega = 3000$ об/хв: *a* — $\omega_1 = 72,23$ Гц; *б* — $\omega_2 = 113,39$ Гц; *в* — $\omega_3 = 183,43$ Гц; *г* — $\omega_4 = 222,50$ Гц; *д* — $\omega_5 = 271,06$ Гц; *е* — $\omega_6 = 375,55$ Гц

якому матеріал не руйнується (не утворюється макротріщина), витримує достатньо велике навантаження, у першому наближенні границі витривалості становить 10^7 циклів. Оскільки за час експлуатації під дією вібраційних навантажень більше ніж 10^{10} циклів виникла тільки одна тріщина, причиною якої є не механізм втоми, а ерозійне зношення у поєднанні, ймовірно за все, з внутрішнім дефектом при виготовленні, можна зробити висновок про те, що максимальна величина розмаху вібраційних напружень в матеріалі лопатки значно нижче рівня границі витривалості для сплаву TC5, який становить приблизно 300—400 МПа. Отже, утворення макротріщин за втомним механізмом у лопатках ЦНТ п'ятого щабля турбіни К-1000-60/3000 при подальшій експлуатації малоімовірно.

Було визначено зміни вібраційних напружень в області передбачуваних пошкоджень. На рис. 6 видно значне підвищення напружень в периферійній частині лопатки, де розташовані основні ерозійні пошкодження. На основі попередніх даних можна визначити зниження границі витривалості для лопаток з титанових сплавів у залежності від відносних розмірів забоїв. В результаті можна отримати попередню оцінку ресурсу на основі існуючих припущень про рівень напружень в лопатках [12].

Водночас на основі відомих даних про границі витривалості титанових сплавів для лопаток обирають підходяще значення границі витривалості матеріалу для лопатки, що розглядається, використовуючи оцінку найбільших вібраційних напружень у лопатці. При цьому може бути вра-

хована зміна границі витривалості в результаті механічної обробки поверхні лопатки. Після того оцінюється ресурс лопатки на основі кривих втоми [12]. Для отримання більш точних оцінок працездатності лопаток ЦНТ п'ятого щабля турбіни К-1000-60/3000 необхідно знати (хоча б приблизний) рівень вібраційних навантажень на лопатку при різних режимах експлуатації, в тому числі при проходженні резонансних частот під час пуску турбіни та підвищених обертах (до 3300 об/хв.). Необхідно також провести дослідження зародження макротріщин у місцях концентрації напружень, що визвано ерозійними пошкодженнями, та визначити критичні розміри тріщин для потенційно небезпечних перетинів лопаток.

Висновки

1. Наявність характерних корозійних пошкоджень і борозенок втоми, виявлених на поверхні зламу в лопатці № 74, свідчить про втомний механізм росту тріщини нарівні з корозійним.

2. Механічні властивості титанового сплаву ТС5 лопаток відповідають нормативним значенням, а деградації механічних властивостей за час експлуатації не спостерігалось.

3. Створена на основі геометричної моделі скінченно-елементна модель окремої робочої лопатки з урахуванням закріплення по зубцям замку дозволила провести чисельний аналіз навантаженості лопатки, в результаті якого визначено частоти, форми власних коливань і розподіл відносних напружень без урахування і з урахуванням відцентрових сил.

4. Оскільки основною причиною утворення тріщини в робочій лопатці п'ятого щабля ЦНТ турбіни К-1000-60/3000 за результатами проведених досліджень є не втомний механізм, а ерозійний знос у поєднанні з внутрішнім дефектом при виготовленні, з огляду на високі механічні характеристики матеріалу ТС5 лопатки, в тому числі при циклічному навантаженні, і відсутність їх деградації після тривалої експлуатації, можна зробити попередній висновок для лопаток даної конструкції з напрацюванням близько 180000 год. про достатню працездатність на період експлуатації до одного року, тобто до наступного планового ремонту з обов'язковою діагностикою їх технічного стану. Для більш точного прогнозування ресурсу експлуатації робочих лопаток з урахуванням ерозійного зносу необхідно провести моделювання напружено-деформованого стану лопатки при різних режимах експлуатації.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Костюк А.Г. Динамика и прочность турбомашин. 3-е изд. М.: Изд. дом МЭИ, 2007, 476 с.
2. Дейч М.Е., Филипов Г.А. Двухфазные течения в элементах теплоэнергетического оборудования. М.: Энергоатомиздат, 1987, 328 с.
3. Ланина А.А. Особенности структурных и фазовых превращений в титановых лопатках паровых турбин в процессе каплеударного воздействия: диссертация ... канд. техн. наук : 05.02.01. С-Пб, 2009, 204 с. РГБ ОД, 61 09-5/3601
4. Крылов Н.А., Скотникова М.А., Цветкова Г.В., Иванова Г.В. Влияние структуры и фазового состава материала лопаток паровых турбин из титанового сплава на их устойчивость к эрозионному разрушению. Науч.-техн. ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки, 2016, вып. 3(249), с. 86—92.
5. Білоус В.А., Воеводін В.М., Хороших В.М. та ін. Створення експериментального обладнання і основних технологічних прийомів отримання кавітаційно-стійких захисних покриттів на робочих поверхнях лопаток парових турбін з титанового сплаву ВТ6 з метою заміщення імпорту аналогічної продукції // Наука та інновації, 2016, **12**, № 4, с. 29—39.
6. Канель Г.И., Разоренов С.В., Уткин А.В., Фортков В.Е. Ударно-волновые явления в конденсированных средах. М.: «Янус-К», 1996, 408 с.
7. ТУ 1-5-130-78 Прутки катаные и кованые из титанового сплава. Марка ТС5. Дата введения в действие: 10.05.78, 17 с.
8. ГОСТ 1497-84 Металлы. Методы испытаний на растяжение. Срок действия: 01.01.86, 27с.
9. ГОСТ 25502-79 Расчеты и испытания на прочность в машиностроении. Методы механических испытаний металлов. Методы испытаний на усталость. Дата введения: 01.01.81, 43 с.
10. Воробьев Ю.С. Колебания лопаточного аппарата турбомашин. Киев: Наук. думка, 1988, 224 с.
11. Боровков В.М., Гецов Л.Б., Воробьев Ю.С. и др. Материалы и прочность оборудования ТЭС. С-Пб: Изд-во Спбгпу, 2008, 612 с.
12. Петухов А.Н. Сопротивление усталости деталей ГТД. М.: Машиностроение, 1993, 232 с.

Отримано 07.06.18

REFERENCES

1. Kostyuk, A.G. (2007), *Dinamika i prochnost turbomashin. 3e izd.* [Dynamics and strength of turbomachines. 3rd ed.], Izdatelskiy dom MEI, Moscow, Russia.
2. Deich, M.Ye. and Filipov, G.A., (1987), *Dvukhfaznye techeniya v elementakh teploenergeticheskogo oborudovaniya* [Two-phase flows in the elements of heat power equipment], Energoatomizdat, Moscow, USSR.
3. Lanina, A.A. (2009), “Peculiarities of structural and phase transformations in titanium blades of steam turbines in the process of droplet impact”, Cand. Sci. Thesis, 05.02.01, St. Petersburg polytechnic un-t, St. Petersburg, Russia.
4. Krylov, N.A., Skotnikova, M.A. Tsvetkova, G.V. and Ivanova, G.V. (2016), “Influence of structure and phase composition of the material of steam turbine blades from titanium alloys on their resistance to erosive destruction”, *Nauchno-tekhnicheskie vedomosti St. Peterburgskogo Politekhnicheskogo Universiteta. Yestestvennye i inzhenernye nauki*, Vol. 249, Iss. 3, pp. 86-92.

5. Bilous, V.A., Voyevodin, V.M., Khoroshikh, V.M., Nosov, G.I., Marinin, V.G., Leonov, S.O., Ovcharenko, V.D., Kovalenko, V.I., Komar, A.A., Kuprin, A.S. and Shpagina, L.O. (2016), "Creation of experimental equipment and basic technological techniques for obtaining cavitation-resistant protective coatings on the working surfaces of blades of steam turbines made of titanium alloy VT6 to replace the import of similar products", *Nauka ta innovatsii*, Vol. 12, no. 4, pp. 29-39.
6. Kanel, G.I., Razorenov, S.V., Utkin, A.V. and Fortov, V.E. (1996), *Udarno-volnovye yavleniya v kondensirovannykh sredakh* [Shock-wave phenomena in condensed media], Janus-K, Moscow, Russia.
7. TU 1-5-130-78 Rolled and forged bars from titanium alloy. Mark TS5. Date of certification: 10.05.78.
8. GOST 1497-84 Metals. Methods of tensile testing. Validity: 01.01.86.
9. GOST 25502-79 Calculations and tests for strength in mechanical engineering. Methods of mechanical testing of metals. Methods of fatigue tests. Date of certification 01.01.81.
10. Vorobiev, Yu.S. (1988), *Kolebaniya lopatochnogo apparata turbomashin* [Vibrations of the turbine machinery], Naukova dumka, Kyiv, USSR.
11. Borovkov, V.M., Getsov, L.B., Vorobiev, Yu.S., Kopsov, A.Ya., Petinov, S.V., Pigrova, G.D. and Rybnikov, A.I. (2008), *Materialy i prochnost oborudovaniya TES* [Materials and strength of TPP equipment], Izdatelstvo SPbGPU, St. Petersburg, Russia.
12. Petukhov, A.N. (1993), *Soprotivlenie ustalosti detalei GTD* [Resistance to fatigue of the GTE parts], Mashinostroenie, Moscow, Russia.

Received 07.06.18

V.M. Torop, G.Yu. Saprykina, Yu.S. Vorobiev

МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ К-1000-60/3000 ДЛЯ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА

Представлены результаты исследования причин образования трещин в лопатке последней ступени паровой турбины К-1000-60/3000, которая эксплуатируется на АЭС Украины. Проведен комплекс исследований структуры, химического состава и механических свойств материала лопатки. Выполнены морфологические и фактографические исследования поверхности трещины. Построена конечно-элементная модель рабочей лопатки пятой ступени. Проведено моделирование ее нагруженности в условиях эксплуатации и установлены причины возникновения дефектов. Показана возможность прогнозирования остаточного ресурса лопаток.

К л ю ч е в ы е с л о в а: рабочие лопатки паровых турбин, конечно-элементная модель, моделирование нагруженности, геометрическая модель лопатки паровой турбины, прогнозирование остаточного ресурса.

V.M. Torop, G.Yu. Saprykina, Yu.S. Vorobiev

DEVELOPMENT OF MATHEMATICAL MODELS OF A WORKING BLADE OF A STEAM TURBINE K-1000-60/3000 WITH THE AIM OF PREDICTING RESIDUAL LIFE

The results of investigations of the causes of fracturing in the last stage of steam turbines K-1000-60/3000, used at NPPs of Ukraine, are presented. A complex of studies on the structure, chemical composition and mechanical properties of the blade material has been carried out. Mor-

phological and factographic investigations of the crack surface have been performed. The finite-element model of the fifth-degree workbench has been constructed. Modeling of its loading in the conditions of operation has been carried out. The causes of defects are mentioned. A possibility of forecasting the remaining resource of blades is shown.

Key words: working blades of steam turbines, finite element model, simulation of load, geometric model of blade of steam turbine, forecasting of residual resource.

ТОРОП Василь Михайлович, д-р техн. наук, зав. відділом нових конструктивних форм зварних споруд і конструкцій Ін-ту електрозварювання ім. Є.О. Патона НАН України. У 1982 р. закінчив Київський політехнічний ін-т. Область наукових досліджень — визначення залишкового ресурсу зварних конструкцій, розробка методів розрахунку на міцність зварних вузлових з'єднань.

САПРИКІНА Галина Юрївна, канд. техн. наук, ст. наук. співроб. Ін-ту електрозварювання ім. Є.О. Патона НАН України. У 1985 р. закінчила Київський політехнічний ін-т. Область наукових досліджень — математичне моделювання та сучасні інформаційні технології для розрахунку міцності, надійності та довговічності зварних з'єднань, математичне моделювання процесів при зварюванні, розробка комп'ютерних систем для проектування технології зварювання.

ВОРОБЙОВ Юрій Сергійович, д-р техн. наук, проф. каф. газогідродинаміки і тепломасообміну НТУ «ХПІ» на базі Ін-ту проблем машинобудування. У 1960 р. закінчив Харківський політехнічний ін-т. Область наукових досліджень — дослідження і синтез міцнісних властивостей машинобудівних конструкцій під впливом нестационарних і вібраційних навантажень.