

Т. М. ФУРЦОВА

ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНОГО СТАНУ РОБОЧИХ ЛОПАТОК ПАРОВИХ ТУРБІН ТА ПІДВИЩЕННЯ ЇХ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ

АНОТАЦІЯ Проведено дослідження напруженого стану одного з найбільш відповідальних елементів парової турбіни – робочої лопатки – за допомогою чисельного методу кінцевих елементів. Встановлено загальну картину розподілу напруг, проаналізовані зони, що представляють найбільшу небезпеку пошкоджень внаслідок силової та геометричної концентрації напруг. Розглянуті технологічні та конструктивні міри для підвищення експлуатаційної надійності робочих лопаток та забезпечення безаварійної роботи турбіни.

Ключові слова: парова турбіна, робоча лопатка, напружений стан.

T. FURSOVA

INVESTIGATING THE STRESSED STATE OF THE ROTOR BLADES OF STEAM TURBINES TO INCREASE THEIR OPERATION RELIABILITY

ABSTRACT In the operating conditions of turbine machines many rotor blades experience the fatigue failure and the cracks originate in the zones with a maximum stress level. The purpose of this scientific paper is to study the stressed state of the rotor blade of steam turbine in the three-dimensional problem statement using the numerical method of final elements and analyzing the ways of improvement of their operational reliability. The distribution of stresses in blades' elements containing angular transition zones with high load-bearing and geometric concentrations of stresses, in particular the tail connection, the active blade part-to-tail blade unit transition zone, the blade nib (active part)-to-shroud transition zone was analyzed for the rotor blade of the third stage of LPC of K-300-240 turbine. Technological and structural solutions were given to increase the operational reliability of rotor blades. These include the use of electroerosion machining for manufactured blades, strengthening the surfaces of angular transition zones of the tail connections of rotor blades exposing them to surface plastic stresses, i.e. bead blasting treatment, increasing angular transition radii, especially blade butts, using integral-milled shrouds that are used for the annular connection of blades on the rotor wheel. The data given in this paper can be used for the turbine building branch and also for the design and operation of steam turbines. These data can also be used for the prevention of possible failures in stress concentration zones.

Key words: steam turbine, rotor blade, stressed state, reliability, low pressure cylinder.

Вступ

Енергетика України базується, в основному, на енергоблоках з паровими турбінами одиничною потужністю 200 і 300 МВт, значна частина яких виробила розрахунковий та подовжений ресурси. Відновлення потенціалу електростанцій, що забезпечує безперебійну якісну поставку споживачам електроенергії шляхом заміни зношеного обладнання на нове, вимагає великих матеріальних витрат і часу.

Альтернативним рішенням є подовження ресурсу служби існуючого обладнання на основі глибокого аналізу його стану і, при необхідності, часткової заміни елементів, подальша робота яких не гарантована без пошкоджень. При цьому надзвичайно важливою є проблема забезпечення надійності агрегатів, що експлуатуються, так і нововведених агрегатів. Довготривала безаварійна робота парових турбін у значній мірі залежить від довговічності лопаткового апарату, тому достовірна оцінка рівня напруг є одним з актуальних завдань при проектуванні та експлуатації парових турбін.

Аналіз основних досягнень і літератури

Експлуатаційна надійність парової турбіни у значній мірі залежить від експлуатаційної надійності її робочих лопаток. Робочі лопатки є одними з самих відповідальних елементів парової турбіни. Установлені на диску ротору, вони утворюють робочі канали, в яких відбувається перетворення кінетичної енергії потоку пари в механічну енергію руху ротору.

До надійності лопаток пред'являють виключно високі вимоги. Поломка лопаток приводить або до негайного останову турбіни, або її аварії; а у найбільш важких випадках – її часткове або повне руйнування.

Робочі лопатки парової турбіни працюють у складних умовах. Вони схильні до дії відцентрових сил, сил тиску пари і динамічних зусиль.

В умовах експлуатації турбомашин більшість руйнувань робочих лопаток носить втомний характер, при якому розвиток тріщин починається в зонах з максимальним рівнем напруг [1–2].

Питання міцності робочих лопаток парових турбін розглядаються в загальній літературі з турбобудування [3–5] та спеціальних монографіях [6–9].

Традиційні методи розрахунку деталей парових турбін, засновані на положеннях опору матеріалів та теорії пружності, не можуть бути достовірними. Сучасні високонавантажені робочі лопатки потужних турбін є конструкціями, до яких важко застосувати рішення плоских задач теорії пружності у зв'язку з суттєвою нерівномірністю розподілу напруг через розвинені об'єми і різкі зміни форм в прикореневій зоні, включаючи хвостовик, та зони бандажу.

Вирішення контактних задач за відомими методиками [4, 6] не дає повної картини розподілу напруг. Слід зазначити, що одномірні моделі досить суперечливі, хоча у деяких випадках розходження розрахунку з експериментом досить задовільне.

Головною перевагою чисельних методів розрахунку на ЕОМ, що отримали поширення в даний час у практиці проектування, є можливість проводити докладне дослідження загального напружено-деформованого стану і характеру розподілу місцевих напруг у двомірній та об'ємній постановці задачі при значному скороченні часу дослідження.

Мета дослідження, постановка задачі

Для запобігання виникнення пошкоджень у місцях концентрації напруг необхідно проведення більш точних розрахункових досліджень, результати яких були б використані при проектуванні відповідальних елементів парових турбін і забезпечували надійну експлуатацію турбоагрегатів.

Метою роботи є дослідження напруженого стану робочої лопатки парової турбіни у тримірній постановці задачі та аналіз шляхів підвищення її експлуатаційної надійності.

Матеріали дослідження

Для дослідження напруженого стану робочої лопатки третього ступеня ЦНТ турбіни К-300-240 проведено трьохмірне моделювання із застосуванням методу кінцевих елементів (МКЕ).

Для побудови кінцевоелементної моделі лопатки використовувались тетраїдальні елементи. Модель хвостового з'єднання визначається густою сіткою розбивки з урахуванням складності конструкції. Контакт задавався по всім опорним поверхням хвостового з'єднання.

Необхідно підкреслити, що результати за МКЕ дозволяють, на відміну від експерименту, виконати тонке дослідження критичних зон у всьому об'ємі розглянутої конструкції. Розподіл напруг у радіальному напрямку наведений на рис. 1.

Загальний напружений стан конструкції характеризують еквівалентні напруги (напруги за Мізеусом), рис. 2.

На відміну від плоских задач теорії пружності, де в основному має місце концентрація напруг,

що пов'язана з конфігурацією деталі, для об'ємних задач характерний взаємовплив на рівень максимальних напруг концентрації напруг і концентрації навантаження.

Найбільш напруженою частиною робочої лопатки, яка сприймає зусилля від її активної частини і власних відцентрових сил, є трьохопорне хвостове з'єднання грибовидного типу (рис. 3).

Результати дослідження

При контакті всіх опорних поверхонь хвостового з'єднання робочої лопатки найбільші напруги спостерігаються в зоні верхнього зубця хвостовика, що позначається, головним чином, в зонах концентраторів напруг – кутових переходах (рис. 3). Максимальні напруги тут досягають 1160 МПа.

Величини отриманих максимальних напруг перевищують значення меж плинності лопаткових сталей (для 12Х13, наприклад, – 450 МПа, для 15Х11МФ – 680 МПа), що призводить до утворення незначної по глибині зони пластичного деформування металу, яка залежить від величини коефіцієнта концентрації та рівня середніх напруг. В деталях, схильних до статичних навантажень, такий характер розподілу напруг не призводить до зниження їх працездатності [5, 10].

Для зменшення концентрації напруг у кутових переходах у рекомендованому стандартами профілі трьохопорного грибовидного хвостовика, замість застосовуваної в даний час величини радіусу 1,5 мм, доцільно вибирати радіус 2 мм без зміни профілю конструкції [11].

При розробці конструкції робочої лопатки особливу увагу слід приділяти сполученню активної частини лопатки з хвостовою (рис. 1–3). Різка зміна перерізів у місці переходу створює значну нерівномірність передачі напруг від пера лопатки до хвостовика.

Перехід від профільної частини до хвостової здійснюється через проміжну полицю – перехідну зону. Висота перехідної зони вибирається залежно від величини лопатки, конфігурації кореневого перерізу, рівня переданих напруг. Для робочих лопаток висоту перехідної зони слід вибирати не менше 10 мм. Чим більше висота перехідної зони, тим менше позначається нерівномірність напруг на роботі перерізів верхнього і всіх інших зубців хвостовика.

Таким чином, збільшення висоти перехідної зони сприяє зниженню нерівномірності місцевих напруг в результаті перерозподілу силових ліній. Що стосується середніх напруг, то вони дещо зростають через збільшення відцентрової сили неактивної частини лопатки. При виборі висоти перехідної зони слід ретельно враховувати всі фактори, що впливають на міцність хвостового з'єднання [3, 4, 11].

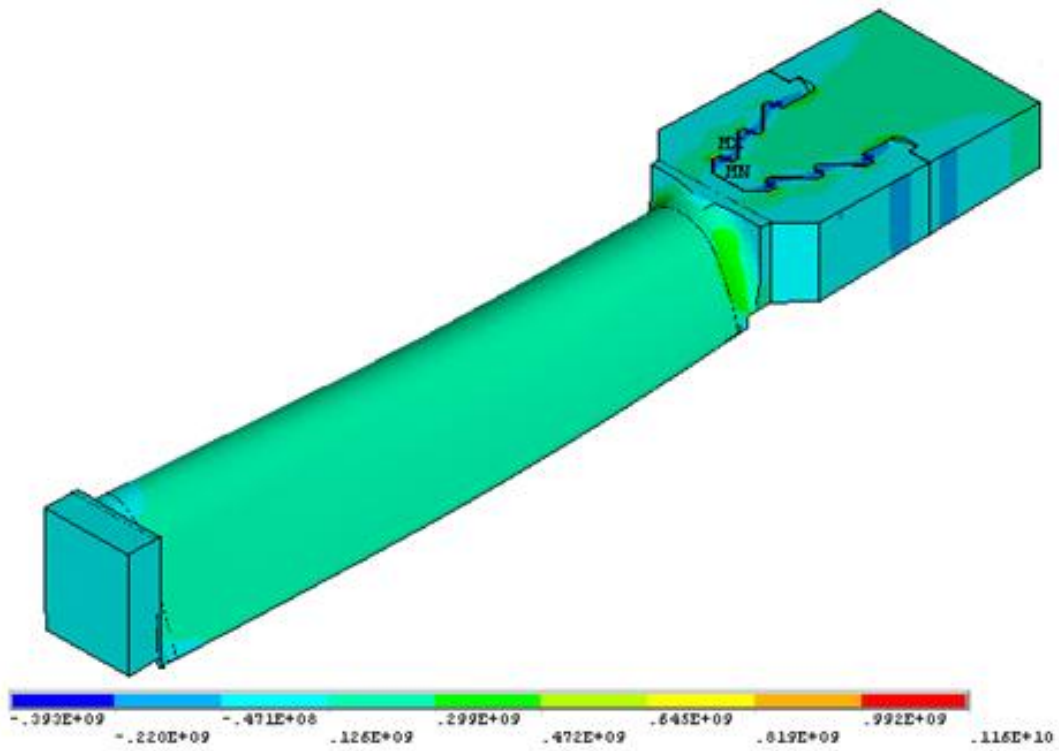


Рис. 1 – Розподіл напруг у робочій лопатці 3 ступеня ЦНТ

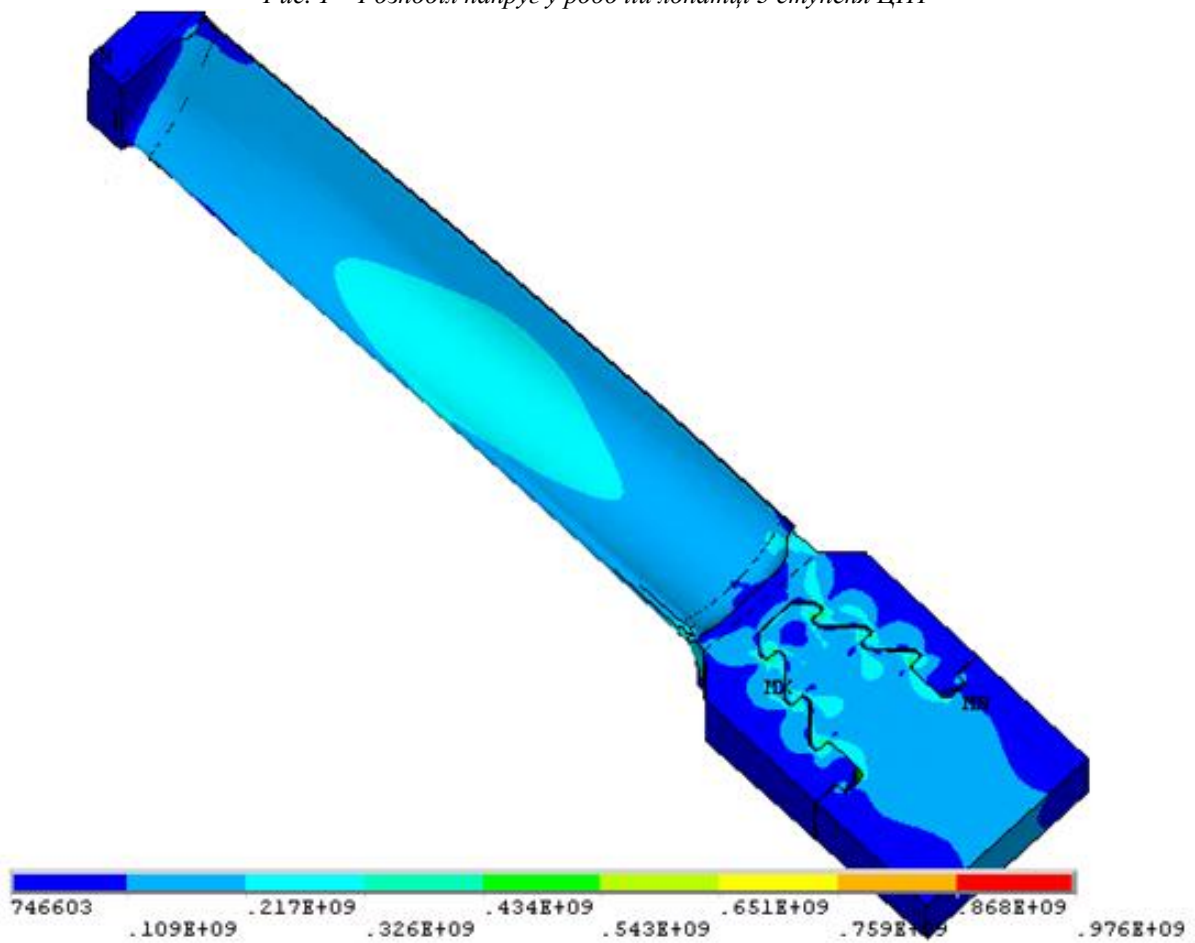


Рис. 2 – Розподіл еквівалентних напруг у робочій лопатці

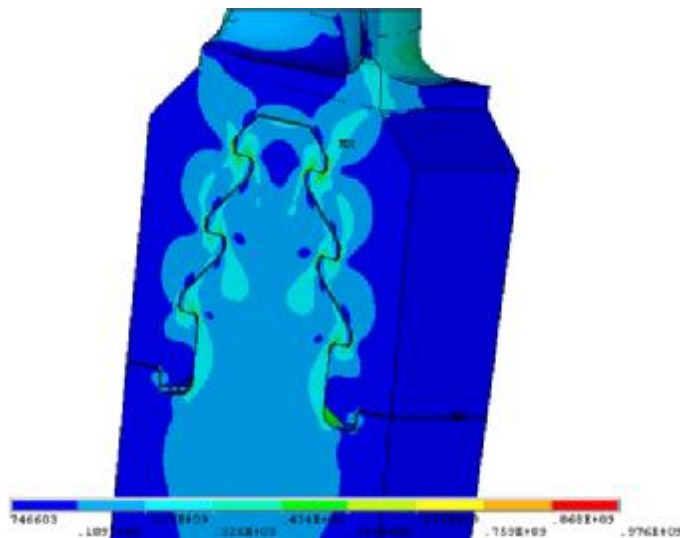


Рис. 3 – Розподіл еквівалентних напруг у хвостовому з'єднанні

Важливим елементом облопачування є бандажі, призначені для зменшення вібрації робочих лопаток парових турбін. Розподіл напруг у зоні переходу бандажа до активної частини робочої лопатки показано на рис. 1–2. Максимальні напруги тут не перевищують значень межі міцності.

Для підвищення експлуатаційної надійності робочих лопаток використовуються бандажі, виконані разом з лопатками – цільнофрезеровані (інтегральні) бандажі. Бандажний замок, зв'язуючий окремі лопатки по бандажу, дозволяє за рахунок тертя, що виникає в ньому, гасити коливання лопаток, шляхом їх рівномірного перерозподілу між лопатками пакета.

Обговорення результатів

Таким чином, був розглянений напружений стан робочої лопатки третього ступеня ЦНТ та детально розглянуті елементи лопатки, що містять зони кутових переходів з високою концентрацією напруг – хвостове з'єднання, перехідна зона активної частини лопатки у хвостову, перехід пера лопатки (активна частина) у бандаж.

Проведені дослідження напруженого стану обумовили пошук підвищення ресурсу та експлуатаційної надійності робочих лопаток парових турбін.

При конструюванні робочих лопаток однією з основних вимог є технологічність їх виготовлення. Механічна обробка лопаток здійснюється на фрезерних, стругальних і токарних верстатах. Існуючі технології дозволяють виготовляти лопатки різних розмірів і конструктивних форм – від циліндричних довжиною 15–20 мм до складних закручених лопаток останніх ступенів, що досягають 1000–1100 мм [3].

Відхилення геометричних розмірів профілю хвостової частини робочої лопатки від вимог крес-

лення приводить до нерозрахункових зазорів у неактивній частині лопатки, що, у свою чергу, приводить за собою збільшення максимальних напруг у небезпечних зонах хвостовика. Недотримання вимог креслення до якості поверхні хвостовиків, наявність випадкових ризиків приводять до значного збільшення місцевої концентрації напруг.

Отримання необхідних жорсткості і точності може гарантувати технологія обробки профілю хвостовика з використанням електроерозійних станків. Цій високоточній методу металообробки розроблений на основі використання явища ерозії під дією електричного пробоя. Застосовується технологія електроерозійної обробки для будь-яких струмопровідних матеріалів різної в'язкості та твердості. Імпульсна напруга подається на електроди, одним з яких служить оброблювана деталь, а другий є інструментом. При їх зближенні на розрахункову відстань відбувається електричний розряд, при якому настає розігрів матеріалу і його випаровування.

Розряд виникає між найближчими виступаючими ділянками, що призводить до послідовного локального їх руйнування при поступовому зближенні інструменту. Для більш ефективного видалення продуктів ерозії та охолодження розряд проводиться в рідкому середовищі, що володіє діелектричними властивостями, тобто робочим середовищем для електроерозійної обробки може виступати дистильована вода, керосин та ін. [12].

Таким чином можуть бути виготовлені лопатки турбін, виконується електроерозійна обробка пазів під лопатки в дисках турбін та інші високоточні деталі з низькою шорсткістю поверхні ризи.

Одним з ефективних шляхів вирішення вивчення резервів подальшого підвищення довговічності і експлуатаційної надійності робочих

лопаток парових турбін, є застосування поверхнево-пластичної деформації, зокрема гідродробеструйної обробки. Гідродробеструйне зміцнення найбільш придатне для деталей складної конфігурації, до яких відноситься хвостове з'єднання робочої лопатки. До переваг цього процесу можна віднести високу продуктивність, відносно низьку вартість спеціального обладнання і невеликі експлуатаційні витрати.

Гідродробеструйне зміцнення – це процес холодної обробки, при якому поверхня деталі бомбардується маленькими сферичними дробинками, які ежектуються змашувально-охолоджувальною рідиною. Кожна дробинка, ударяючись об поверхню, діє як молоток, утворюючи на поверхні маленькі поглиблення. При цьому в поверхневих шарах матеріалу відбувається процес пластичного розтягування. Підповерхневі шари впливають на поверхневий шар таким чином, щоб повернути його до вихідної форми, утворюючи у ньому залишкові напруги стиснення. Тріщини погано утворюються і поширюються в стислому матеріалі. Так як втомні пошкодження в основному утворюються і накопичуються в поверхневих шарах, отже, напруги стиснення, що утворюються в результаті обробки дробом, приводять до значного підвищення довговічності деталі.

Процес гідродробеструйного зміцнення забезпечує підвищення опору втомі більш ніж на 50 %. Гідродробеструйне зміцнення дозволяє: ліквідувати в поверхневому шарі можливі після механічної обробки розтягуючі залишкові напруги, стабілізувати і створити стискаючі залишкові напруги заданої величини; підвищити твердість поверхні; підвищити і стабілізувати втомну міцність; підвищити контактну витривалість [13].

Висновки

У роботі за допомогою чисельного розрахункового метода кінцевих елементів досліджений напружений стан робочої лопатки третього ступеня ЦНТ турбіни К-300-240. Встановлено загальну картину напруженого стану, проаналізовані найбільш напружені зони конструкції – зони з найбільш вірогідним утворенням тріщин.

Підвищенню експлуатаційної надійності і довговічності робочих лопаток можуть сприяти наступні технологічні і конструктивні рішення, які дозволяють підвищити опір втомним руйнуванням і знизити рівень змінних напруг, що впливають на профільну і хвостову частини лопаток:

- ретельна обробка поверхонь робочих лопаток;
- збільшення радіусів у кутових переходах, особливо хвостовиків лопаток;
- зміцнення поверхонь кутових переходів хвостовиків робочих лопаток;

– використання цільнофрезерованих бандажів, за допомогою яких здійснюється кільцева перев'язка лопаток на робочому колесі.

Список літератури

- 1 **Трухний, А. Д.** Теплофикационные паровые турбины и турбоустановки [Текст] / **А. Д. Трухний, Б. В. Ломакин.** – М. : МЭИ, 2002. – 540 с. – ISBN 5-7046-0722-5.
- 2 Исследование изломов. Методические рекомендации и атлас поврежденных деталей проточной части турбин [Текст] / сост.: **В. Ф. Резинских, Э. С. Гинзбург, А. М. Клыпина.** – М. : ВТИ, 1993. – 132 с.
- 3 Прочность элементов паровых турбин [Текст] / под ред. **Л. А. Шубенко-Шубина.** – М. ; К. : ГНТИ машиностроит. лит-ры, 1962. – 568 с.
- 4 **Левин, А. В.** Прочность и вибрация лопаток и дисков паровых турбин [Текст] / **А. В. Левин, К. М. Боришанский, Е. Д. Консон.** – Л. : Машиностроение, 1981. – 710 с.
- 5 Напряжения и деформации в деталях паровых турбин [Текст] / под ред. **А. Н. Подгорного.** – К. : Наукова думка, 1978. – 276 с.
- 6 **Биргер, И. А.** Расчет на прочность деталей машин [Текст] / **И. А. Биргер, Б. Ф. Шор, Г. Б. Иосилевич.** – М. : Машиностроение, 1979. – 702 с.
- 7 Створення парових турбін нового покоління потужністю 325 МВт [Текст] / **В. Г. Суботін, Є. В. Левченко, В. Л. Шведов** та ін. – Харків : Фолю, 2009. – 256 с. – ISBN 978-966-03-4952-0.
- 8 **Кострикін, В. О.** Конструкція і розрахунки на міцність елементів парових турбін [Текст] / **В. О. Кострикін, В. П. Сухінін, О. Л. Шубенко.** – Харків : ЧП «КіК», 2006. – 136 с. – ISBN 5-7768-0293-7.
- 9 **Лейкин, А. С.** Напряженность и выносливость деталей сложной конфигурации [Текст] / **А. С. Лейкин.** – М. : Машиностроение, 1968. – 371 с.
- 10 **Михайлов-Михеев, П. Б.** Справочник по металлическим материалам турбино- и моторостроения [Текст] / **П. Б. Михайлов-Михеев.** – М. ; Л. : Государственный научно-технический институт машиностроит. лит-ры, 1961. – 838 с.
- 11 Напружено-деформований стан та удосконалення конструкцій хвостових з'єднань робочих лопаток парових турбін [Текст] : моногр. / **В. П. Сухінін, Т. М. Фурсова** ; УПА. – Харків : «Оперативна поліграфія», 2013. – 132 с. – ISBN 978-966-8354-21-2.
- 12 **Немилов, Е. Ф.** Справочник по электроэрозионной обработке материалов [Текст] / **Е. Ф. Немилов.** – Л. : Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1989. – 164 с.
- 13 Энциклопедия «Машиностроение». Т. IV – 3 Надежность машин. [Текст] / под ред. **В. В. Клюева, А. П. Гусенкова.** – М. : Машиностроение, 2003. – С. 598. – ISBN 5-217-02884-X.

Bibliography (transliterated)

- 1 **Trukhnyi, A. D. and Lomakin, B. V.** (2002), *Теплофикационные паровые турбины и турбоустановки* [Cogeneration Steam Turbines and Turbine Plants], Moscow Power Engineering Institute, Moscow, Russia.
- 2 **Rezinskikh, V. F., Ginzburg, E. S. and Klypina, A. M.** (1993), *Issledovanie izlomov. Metodicheskie rek-*

- omendacii i atlas povrezhdenij detalej protochnoj chasti turbin [Investigation of Fractures. Methodical Recommendations and the Atlas of Component Failures in the Turbine Flow Channel], Izd-vo VTI [All-Union Heat Technology Institute], Moscow, Russia.
- 3 **Shubenko-Shubin, L. A.** (1962), *Prochnost' jelementov parovykh turbin* [Strength of Steam Turbine Elements], in Shubenko-Shubin, L. A. (ed.), State Institute of Science and Technology. Mechanical Engineering Literature Publishers, Kiev, Moscow, USSR.
 - 4 **Levin, A. V., Borishansky, K. M. and Konson, E. D.** (1981), *Prochnost' i vibracija lopatok i diskov parovykh turbin* [Steam Turbine Disc and Blade Vibration and Strength. Mechanical], Mashinostroenie [Mechanical Engineering], Leningrad, Russia.
 - 5 **Podgorny, A. N.** (1978), *Naprzazhenija i deformacii v detaljah parovykh turbin* [Stresses and Deformations in Steam Turbine Parts], Nauk. dumka [Scientific Thoughts], Kiev, Ukraine.
 - 6 **Birger, I. A., Shor, K. F. and Iosylevych, G. B.** (1979), *Raschet na prochnost' detalej mashin* [C Machine Component Strength Computation], Mashinostroenie [Mechanical Engineering], Moscow, Russia.
 - 7 **Subotin, V. G., Levchenko, E. V. and Shvetsov, V. L., et al.** (2009), *Stvorennja parovykh turbin novoho pokolinnja potuzhnistyju 325 MVt* [Developing Steam Turbines of a New Generation with the Power of 325 kW], Folio, Kharkiv, Ukraine.
 - 8 **Kostrykin, V. O., Sukhinin, V. P. and Shubenko, O. L.** (2006), *Konstruktivna i rozrakhunky na mitsnist' elementiv parovykh turbin* [Structure of Steam Turbine Elements and Strength Calculations], Private Company "KiK", Kharkiv, Ukraine.
 - 9 **Leikin, A. S.** (1968), *Naprzazhennost' i vynoslivost' detalej slozhnoj konfiguracii* [Tension and Fatigue of the Components of a Complicated Configuration], Mashinostroenie [Mechanical Engineering], Moscow, Russia.
 - 10 **Mykhailov-Mykheiev, P. B.** (1961), *Spravochnik po metallicheskim materialam turbino- i motorostroenija* [Turbine and Motor Industry Metal Materials Manual], Gosudarstvennyj nauchno tehniceskij institut mashinostroenit. lit – ry, Moscow, Leningrad, Russia.
 - 11 **Sukhinin, V. P. and Fursova, T. M.** (2013), *Napruzhenno – deformovanny stan ta udoskonalennja konstruktivnykh khvostovykh z"yednan' robochykh lopatok parovykh turbin* [Deflected Mode and the Improvement of the Structure of Tail Junctions of Steam Turbine Blades], UIPA, "Operative Poligraphy", Kharkiv, Ukraine.
 - 12 **Nemilov, E. F.** (1989), *Spravochnik po jelektroerozionnoj obrabotke materialov* [Spark-Erosion Material Machining Manual], Mashinostroenie [Mechanical Engineering], Leningrad, Russia.
 - 13 **Kluiev, V. V. and Gusenkov A. P.** (ed.) (2003), *Jenciklopadija. Mashinostroenie. T IV – 3 Nadezhnost' mashin* ["Mechanical Engineering" Encyclopedia. TIV-3 Machine Reliability], Mashinostroenie [Mechanical Engineering], Moscow, Russia.

Сведения об авторах (About authors)

Фурсова Тетяна Миколаївна – кандидат технічних наук, доцент, Українська інженерно-педагогічна академія, доцент кафедри теплоенергетики та енергозберігаючих технологій, м. Харків, Україна; e-mail: Tatiana2507@ukr.net.

Fursova Tetiana – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, Associate Professor, Department of Heat-and-Power Engineering and Energy Saving Technologies, Ukrainian Engineering and Pedagogics Academy, Kharkiv, Ukraine.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Фурсова, Т. М. Дослідження напруженого стану робочих лопаток парових турбін та підвищення їх експлуатаційної надійності [Текст] / **Т. М. Фурсова** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 8(1180). – С. 143–148. – Бібліогр.: 13 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.20.

Please cite this article as:

Fursova, T. (2016), "Investigating the Stressed State of the Rotor Blades of Steam Turbines to Increase Their Operation Reliability", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 8(1180), pp. 143–148, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.20.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Фурсова Т. Н. Исследование напряжённого состояния рабочих лопаток паровых турбин и повышение их эксплуатационной надёжности [Текст] / **Т. Н. Фурсова** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 8(1180). – С. 143–148. – Бібліогр.: 13 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.20.

АННОТАЦИЯ Проведено исследование напряжённого состояния одного из наиболее ответственных элементов паровой турбины – рабочей лопатки – с помощью численного метода конечных элементов. Установлена обшая картина распределения напряжений, проанализированы зоны, представляющие наибольшую опасность поврежденный вследствие силовой и геометрической концентрации напряжений. Рассмотрены технологические и конструкционные меры для повышения эксплуатационной надёжности рабочих лопаток и обеспечения безаварийной работы турбины.

Ключевые слова: паровая турбина, рабочая лопатка, напряжённое состояние.

Поступила (received) 15.01.16