

ЕНЕРГЕТИЧНІ СИСТЕМИ ТА КОМПЛЕКСИ ENERGY SYSTEMS AND COMPLEXES

УДК 621.165.62

О. Ю. Черноусенко, д-р. техн. наук, проф., ORCID 0000-0002-1427-8068

В. А. Пешко, канд. техн. наук, ст. викл., ORCID 0000-0003-0610-1403

Б. О. Марисюк, магістрант ORCID 0000-0003-1099-0290

Національний технічний університет України

«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

РАЦІОНАЛІЗАЦІЯ ПІДХОДІВ ЧИСЛОВОГО МОДЕЛЮВАННЯ ГЕОМЕТРИЧНО-СКЛАДНОГО ОБЕРТОВОГО ОБЛАДНАННЯ ЕЛЕКТРИЧНИХ СТАНЦІЙ

Основне обладнання більшості вітчизняних енергоблоків, що експлуатуються на теплових та атомних електричних станціях, вичерпало свій проектний ресурс. З огляду на недостатнє фінансування енергетичної галузі забезпечити технічне переозброєння старого обладнання новим у найближчій перспективі складно. Доцільним є забезпечення високих залишкових напрацювань поточного обладнання, на базі дослідження індивідуальних ресурсних показників конкретного устаткування. Задача оцінки залишкового ресурсу енергетичного обладнання вирішується з застосуванням методів комп'ютерного моделювання окремих режимів експлуатації. Зрозумілим є те, що врахування усіх особливостей натурної геометричної моделі в математичному аналізі призведе до значного зростання затрачених людських зусиль та ресурсів комп'ютерно-обчислювальної техніки. Тому метою даної дослідницької роботи є раціоналізація математичної моделі ротора циліндру середнього тиску парової турбоустановки К-200-130. Запропоновано та досліджено два варіанти заміни робочих лопаток та бандажних кріплень. Верифікація моделей проведена на основі порівняння розрахованих критичних та власних частот роторів з даними, що наводяться заводами виготовлювачами даного теплоенергетичного обладнання. Успішну верифікацію пройшла запропонована модель ротора з заміною робочих лопаток тороїдальними кільцями еквівалентної довжини та маси, при цьому похибка обчислень не перевищує 5,5 %. Тому запропонований в даній роботі метод раціоналізації можна використовувати для скорочення затрачених ресурсів при комп'ютерному моделюванні складного обертового обладнання.

Ключові слова: математичне моделювання, парова турбіна, ротор, критична швидкість, власна частота, К-200-130

Вступ

Більшість вітчизняних енергоблоків потужністю 200-800 МВт вичерпали свій парковий ресурс, що складає 200-220 тис. год [1]. За останній роки не було замінено жодної парової турбоустановки, а зважаючи на прогнозовані темпи розвитку економіки України завдання подовження ресурсу потужного енергетичного обладнання набуває все актуальнішого значення.

Однією з дуже актуальних проблем сучасної енергетики України є подовження ресурсу високотемпературних роторів парових турбін. Так як ротори високого (РВТ) та середнього тиску (РСТ) експлуатуються в умовах високих температур, то в них накопичуються пошкодження, причиною яких є малоциклова втома та повзучість металу, а також зміна фізико-механічних властивостей та структури сталі. Сукупність цих факторів призводить до появи залишкових деформацій (прогинів) та утворення тріщин критичних розмірів.

В процесі експлуатації енергетичного обладнання, в їх деталях з'являються напруження, які постійно змінюються в часі за інтенсивністю та напрямком. Як відомо, при тривалій дії цих змінних напружень, металу деталі властиво накопичувати пошкодження. Постійно накопичуючись, дані пошкодження призводять до зародження та розвитку тріщин, які в кінцевому результаті призведуть до руйнування деталі [2].

При пусках паротурбінної установки відбувається нерівномірний прогрів металу, внаслідок чого
© О. Ю. Черноусенко, В. А. Пешко, Б. О. Марисюк, 2019

виникають термічні напруження.

Даний процес призводить до зародження та розвитку тріщин за механізмом малоциклової втоми [1].

Світовий досвід експлуатації енергетичного обладнання показує, що випадки крихкого руйнування елементів турбоустановок внаслідок розвитку тріщин трапляються дуже рідко. Однак, якщо це трапляється, то наслідки аварії є катастрофічними. Трагічним прикладом такого процесу є руйнування валопроводу парової турбіни К-300-240 ЛМЗ на Каширській ТЕС, внаслідок чого була повністю зруйнована машинна зала енергоблоку потужністю 300 МВт. [3].

На даний момент, турбоагрегати К-200-130 беруть активну участь у регулюванні денних піків та нічних провалів електричного навантаження, хоча, згідно з інструкцією по експлуатації, призначені для роботи в базовій, або напівбазовій частині графіка електричних навантажень [4].

Досвід світових аварійних ситуацій на електричних станціях показує, що найчастіше до поломок обладнання призводить накопичення пошкоджень в металі рухомих конструкційних елементів від втоми. Літературні джерела зазначають, що найбільш частою причиною виходу з ладу теплоенергетичного обладнання є пульсуючі високотемпературні потоки пару в робочих циліндрах парової турбоустановки, поперечні та крутні коливання валопроводів в ході їх довготривалої експлуатації [5, 6]. Тому розробка нових розрахунково-експериментальних методів визначення втомного пошкодження роторів турбоагрегатів в умовах динамічних крутних моментів становить значний практичний та науковий інтерес.

Мета і завдання дослідження

Дана робота присвячена раціоналізації підходів до моделювання геометрично-складного обертового обладнання електричних станцій з метою зменшення розрахункового часу проведення числових досліджень вібраційного та коливального стану та зі збереженням достатньої точності обрахунку.

Для досягнення поставленої мети у роботі вирішувались наступні задачі:

- створення просторового аналогу ротора середнього тиску турбіни К-200-130 в кількох постановках: з заміною робочих лопаток та бандажних кріплень ступенів тиску на еквівалентні розподілені маси прикладені до кореневого діаметру ступенів, та з заміною робочих лопаток і бандажів на тороїдальні диски еквівалентної довжини та маси;
- проведення числових досліджень власних та критичних частот обертання для обох моделей ротору середнього тиску та побудова відповідних діаграм Кемпбелла;
- виконання порівняльної оцінки отриманих значень критичних частот обертання ротора середнього тиску з аналогічними даними вказаними заводом-виготовлювачем турбіни.

Матеріал і результати дослідження

Валопровід парової турбіни К-200-130 представляється сукупністю роторів високого, середнього, низького тиску та ротору генератора. З точки зору проведення математичних розрахунків методом кінцевих елементів, модель такого енергетичного устаткування є складною для виконання числових досліджень. Це пов'язано, як з габаритними розмірами об'єкту дослідження, так і з його геометричною формою. Наявність ступенів тиску, що представляються дисками, робочими лопатками та бандажними кріпленнями, а також ступенів кінцевих та діафрагмових ущільнень призводять до необхідності розбиття моделі на більшу кількість кінцевих елементів, та, як наслідок, провокують збільшення розрахункового часу для вирішення математичних рівнянь в кожному елементі.

Розповсюдженою практикою при вирішенні таких задач є спрощення геометричної моделі. Проте в задачах дослідження вібраційного та коливального станів обертового устаткування таке спрощення може привести до зменшення точності обрахунку та отримання результатів, що не є адекватними. Таким чином, для проведення майбутніх числових досліджень валопроводу парової турбіни К-200-130, на першому етапі виконано оцінку власних та критичних частот обертання ротора середнього тиску цієї ж турбіни із застосуванням двох різних геометричних моделей.

Для верифікації створених моделей виконано порівняння критичної частоти обертання, що отримується при розрахунках в програмному комплексі Ansys з даними, що приводяться в «Інструкції з будови, обслуговування, пуску та зупинки турбіни К-200-130-1 заводу ЛМЗ» [4].

Перша модель ротора середнього тиску представлена відтворенням основної конфігурації валу та його 11 ступенів тиску. Геометрія кінцевих та діафрагмових ущільнень спрощена до форми гладкої циліндричної поверхні, з радіусом, що відповідає середньому значенню кожного ступеня ущільнення. Лопатки та бандажні кріплення вирішено замінити еквівалентними розподіленими масами, що прикладені до кореневого діаметру відповідного ступеню.

Кінцево-елементне розбиття виконано з застосуванням тетраедричних тіл. Побудована сітка розбиває модель на 84887 кінцевих елементи. В програмному комплексі Ansys задано два типи кріплення. Ліва частина ротора закріплена як опорно-упорний підшипник, а права – опорний.

Досліджуваний діапазон швидкості обертання ротора складає від 0 об/хв до 3360 об/хв. Верхня межа даного діапазону відповідає 112 % від номінальної частоти обертання ротора. Це є максимально можлива

частота обертання турбіни, після перевищення якої спрацює автоматичний захист турбіни від розгону та вона примусово зупиняється.

Для знаходження критичних та власних частот обертання ротора в даному інтервалі побудовано діаграму Кемпбелла, що представлена на рис. 2. Додатково, результати розрахунку наведено в таблиці 1. Час обрахунку даної задачі – 24 хв.

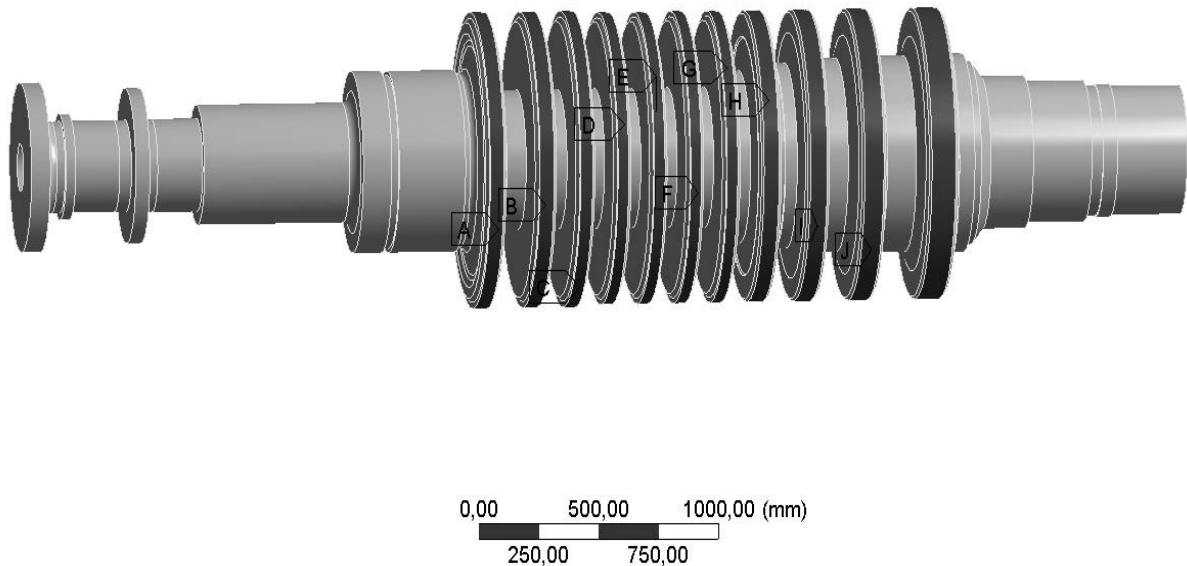


Рис. 1 – Геометрична модель ротора середнього тиску турбіни К-200-130 з еквівалентними розподіленими масами

На отриманій діаграмі Кемпбелла для першої моделі, на осі абсцис відкладена швидкість обертання ротора (n , об/хв), а по осі ординат частоти власних коливань моделі (ν , Гц). Точки перетину ліній власних частот коливання (мода 1-5) з лінією частоти обертання ротору ($R=1$) показують критичну частоту обертання при якій, внаслідок співпадіння частот, виникає, так зване, явище резонансу. Дане явище становить особливу небезпеку для обертових агрегатів. Як видно з діаграми, для даної моделі внаслідок програмного розрахунку не вдалося знайти критичну швидкість обертання в заданому інтервалі частот, що свідчить про її недостатню адекватність.

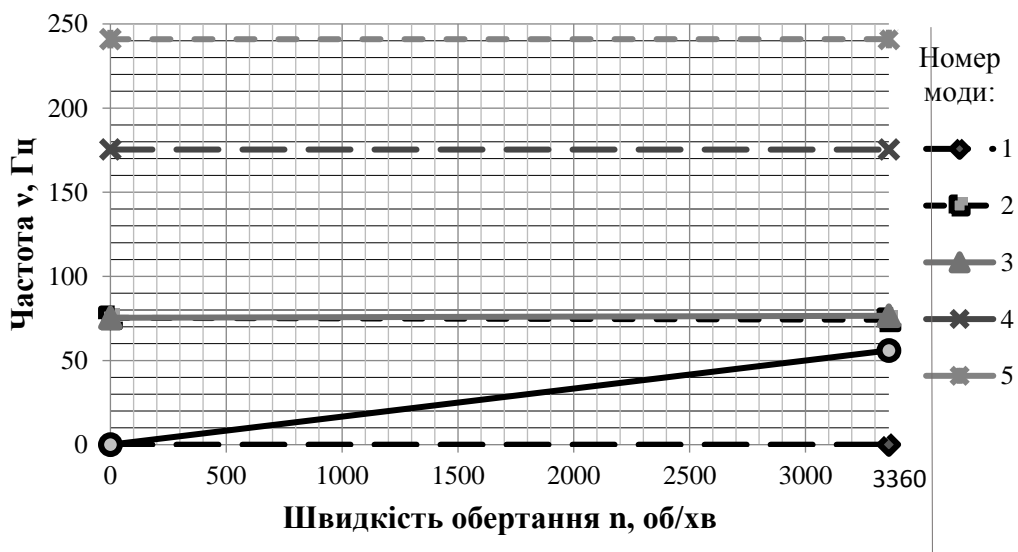


Рис. 2 – Діаграма Кемпбелла для моделі ротора середнього тиску турбіни К-200-130 з еквівалентними розподіленими масами робочих лопаток та бандажних кріплень

Очевидним недоліком першої моделі є те, що вплив ступенів тиску на вібраційний стан ротора був порушений через невідповідність геометрії ступенів моделі та натурального об'єкту. Хоч маса робочих лопаток та бандажних кріплень і була врахована у вигляді розподілених мас, що задавались як граничні умови першої моделі, проте область їх прикладання – кореневий діаметр ступенів, не зовсім точно відповідає дійсності.

Периферійний діаметр робочих лопаток ротора середнього тиску перевищує кореневий діаметр в 1,1-1,7 разів. Таким чином на першій моделі неможливо достовірно задати області прикладання еквівалентних розподілених мас робочих лопаток та бандажів.

Таблиця 1 – Критична швидкість та власна частота обертання першої моделі

Мода, №	Критична швидкість, об/хв	0, об/хв	3360, об/хв
1	0	$7,3 \cdot 10^{-5}$ Hz	$7,3 \cdot 10^{-5}$ Hz
2	0	75,38 Hz	74,22 Hz
3	0	75,4 Hz	76,58 Hz
4	0	175,37 Hz	175,34 Hz
5	0	240,92 Hz	240,96 Hz

Для другої моделі вирішено замінити лопатки та бандажні кріплення на тороїдальні кільця. Діаметри кілець відповідають довжині робочих лопаток на певних ступенях. При цьому маси тороїдальних кілець дорівнюють сумарній масі робочих лопаток та бандажних кріплень на відповідних робочих ступенях. Така модель, здатна більш достовірно описати динамічну поведінку ротора середнього тиску турбоустановки К-200-130. Зображення даної геометричної моделі показано на рис. 3.

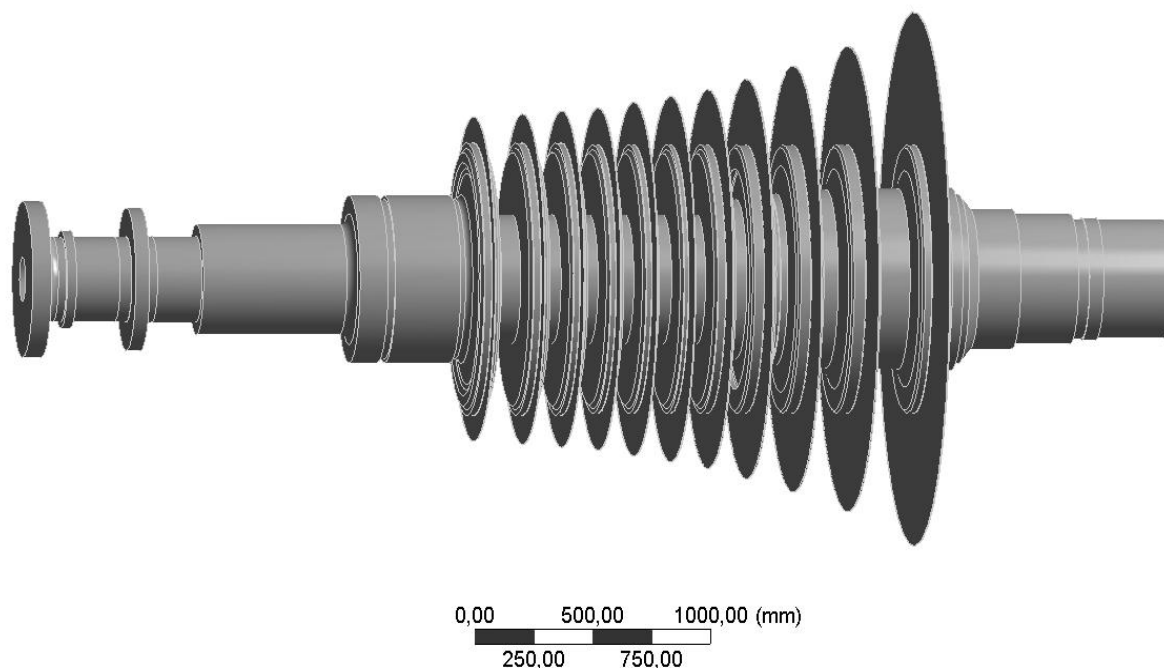


Рис. 3 – Геометрична модель ротора середнього тиску турбіни К-200-130 з тороїдальними кільцями еквівалентної довжини та маси

Кінцево-елементне розбиття розрахункової області другої моделі виконано за аналогічними алгоритмами, що застосовані для першої моделі. При цьому через відносно малу товщину тороїдальних кілець довелося в декілька разів зменшити розмір їхніх кінцевих елементів. Кількість кінцевих елементів складає 108980, при цьому час розрахунку збільшився майже вдвічі та становить – 41 хв. Побудована

діаграма Кемпбелла обертового стану другої моделі ротора середнього тиску показана на рис. 4. Результати програмного розрахунку наведено в таблиці 2.

Провівши порівняльну оцінку отриманих критичних швидкостей з даними, що наведені в [4], можна постановити, що похибка розрахунку становить 5,5 %. Враховуючи малість похибки можна вважати, що дана модель пройшла верифікацію та придатна для подальшого програмного моделювання.

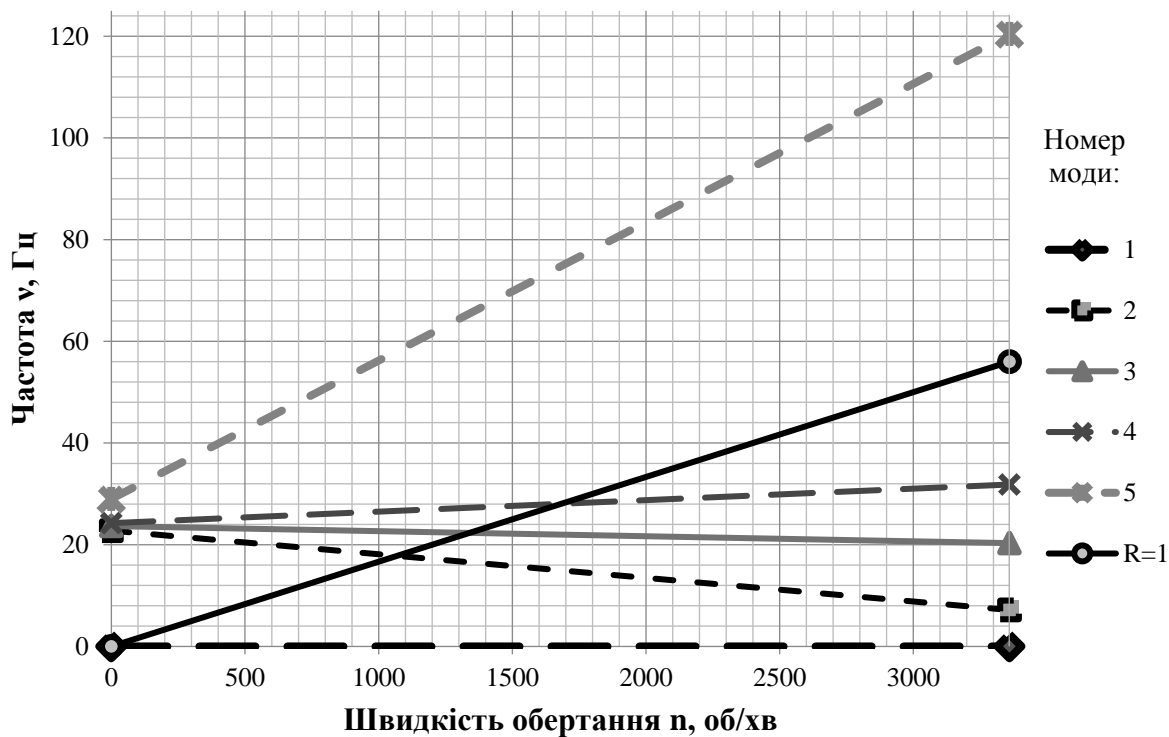


Рис. 4 – Діаграма Кемпбелла для моделі ротора середнього тиску турбіни К-200-130 з тороїдальними кільцями еквівалентної довжини та маси

Аналізуючи отримані дані стає очевидним, що вплив робочих лопаток на критичну частоту є досить значним. Розподілені маси не можуть в повній мірі відтворити вплив лопаток та бандажних кріплень на динамічну поведінку моделі.

Таблиця 2 – Критична швидкість та власна частота обертання другої моделі

Мода №	Критична швидкість, об/хв	0, об/хв	3360, об/хв
1	0	$3,5 \cdot 10^{-4}$ Hz	$3,5 \cdot 10^{-4}$ Hz
2	1068,6	22,77 Hz	7,17 Hz
3	1339,7	23,67 Hz	20,32 Hz
4	1683,0	24,25 Hz	31,84 Hz
5	0	29,01 Hz	120,43 Hz

Відсутність тороїдальних кілець призводить до суттєвого зростання власних частот ротора. Як приклад, можна порівняти другу моду. В першій моделі вона становить 75,38 Hz, що в 3,3 рази більше ніж у другій.

Висновок

1. В роботі проведено розрахункову оцінку критичних частот ротора середнього тиску турбіни К-200-130 для двох геометричних моделей: з заміною робочих лопаток та бандажних кріплень ступенів тиску на

еквівалентні розподілені маси прикладені до кореневого діаметру ступенів, та з заміною робочих лопаток і бандажів на тороїдальні диски еквівалентної довжини та маси.

2. Успішну верифікацію пройшла тільки модель з тороїдальними кільцями. Відхилення отриманих розрахункових даних від аналогічних, що наведені заводом-виготовлювачем становлять 5,5%.

3. Заміна робочих лопаток розподіленими масами не забезпечує відтворення в повній мірі динамічної поведінки ротора парової турбіни.

4. При проведенні числових досліджень вібраційного та коливального станів геометрично-складного обертового обладнання електростанцій можна рекомендувати заміну робочих лопаток та бандажних кріплень ідентичними по масі та довжині тороїдальними кільцями з метою раціоналізації розрахункової моделі.

Список використаної літератури

1. СОУ-Н МПЕ 40.1.17.401:2004. Контроль металу і продовження терміну експлуатації основних елементів котлів, турбін і трубопроводів теплових електростанцій. Типова інструкція [На заміну ГКД 34.17.401-95; чинний від 2005-04-21]. Вид. офіц. Київ : ОЕП "ГРІФРЕ", 2004. 76 с.

2. Chernousenko O. Development of a technological approach to the control of turbine casings resource for supercritical steam parameters / O. Chernousenko, D. Rindyuk, V. Peshko, V. Goryazhenko // EasternEuropean Journal of Enterprise Technologies, 2018 – Volume 2, Issue 1(92) – pp. 51-56.

3. Загретдинов И.Ш. Разрушение турбоагрегата 300 МВт Каширской ГРЭС: причины, последствия и выводы. / Загретдинов И.Ш., Костюк А.Г., Трухний А.Д., Должанский П.Р // Теплоэнергетика. – 2004. – № 5. – С. 5-15.

4. Инструкция по устройству, обслуживанию, пуску и останову турбины К-200-130-1 завода ЛМЗ / Типовая инструкция по эксплуатации. – ООО «ДТЭК Луганская ТЭС». – г. Счастье. – 2006. – 86 с.

5. Peshko V. Comprehensive rotor service life study for high & intermediate pressure cylinders of high power steam turbines / V. Peshko, O. Chernousenko, T. Nikulenkova, A. Nikulenkov // Propulsion and Power Research – China : National Laboratory for Aeronautics and Astronautics, 2016 – Volume 5, Issue 4 – pp. 302-309.

6. Комаров В.А. Состояние и повреждаемость турбоагрегатов. / В.А. Комаров // Проблемы вибрации, виброналадки, вибромониторинга и диагностирования оборудования электрических станций: сб. докл. – Москва. – 2007. – С. 150-154.

УДК 621.165.62

О. Ю. Черноусенко, д-р. техн. наук, проф., **ORCID 0000-0002-1427-8068**

В. А. Пешко, канд. техн. наук, ст. преп., **ORCID 0000-0003-0610-1403**

Б. О. Марисюк, магистрант **ORCID 0000-0003-1099-0290**

**Национальный технический университет Украины
«Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского»**

РАЦИОНАЛИЗАЦИЯ ПОДХОДОВ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИ-СЛОЖНОГО ВРАЩАЮЩЕГОСЯ ОБОРУДОВАНИЯ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Основное оборудование большинства отечественных энергоблоков, которые эксплуатируются на тепловых и атомных электрических станциях, исчерпало свой проектный ресурс. Учитывая недостаточное финансирование энергетической отрасли обеспечить техническое перевооружение старого оборудования новым в ближайшей перспективе сложно. Целесообразным является обеспечение высоких остаточных наработок текущего оборудования, на базе исследования индивидуальных ресурсных показателей конкретного оборудования. Задача оценки остаточного ресурса энергетического оборудования решается с применением методов компьютерного моделирования отдельных режимов эксплуатации. Ясно то, что учет всех особенностей натурной геометрической модели в математическом анализе приведет к значительному росту затраченных человеческих усилий и ресурсов компьютерно-вычислительной техники. Поэтому целью данной исследовательской работы является рационализация математической модели ротора цилиндра среднего давления паровой турбоустановки К-200-130. Предложены и исследованы два варианта замены рабочих лопаток и бандажных креплений. Верификация моделей проведена на основе сравнения рассчитанных критических и собственных частот роторов данным, которые приводятся заводами изготовителями данного теплоэнергетического оборудования.

Успешную верификацию прошла предложенная модель ротора с заменой рабочих лопаток тороидальными кольцами эквивалентной длины и массы, при этом погрешность вычислений не превышает 5,5%. Поэтому предложенный в данной работе метод рационализации можно использовать для сокращения затраченных ресурсов при компьютерном моделировании сложного вращающегося оборудования.

Ключевые слова: математическое моделирование, паровая турбина, ротор, критическая скорость, собственная частота, K-200-130

O. Chernousenko, Doct. Eng. Sc., Prof., **ORCID** 0000-0002-1427-8068

V. Peshko, Cand. Sc. (Eng.), Assis. Prof., **ORCID** 0000-0003-0610-1403

B. Marysiuk, Msc., **ORCID** 0000-0003-1099-0290

National Technical University of Ukraine «Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute»

RATIONALIZATION OF THE APPROACHES OF NUMERICAL SIMULATION OF THE GEOMETRICALLY COMPLEX ROTATING EQUIPMENT OF ELECTRICAL STATIONS

The basic equipment of the most domestic power units is operated at thermal and nuclear power plants and has exhausted its design resource. Given the lack of funding for the energy sector, it is difficult to re-equip old equipment with new equipment in the near term. It is advisable to ensure a high residual experience of current equipment, based on the study of individual resource performance of specific equipment. The task of estimating the residual resource of power equipment is solved using the methods of computer simulation of separate operating modes. It is clear that taking into account all the features of a full-scale geometric model in mathematical analysis will lead to a significant increase in the human effort and resources of computer and computer engineering. Therefore, the purpose of this research is to rationalize the mathematical model of the rotor cylinder medium pressure steam turbine K-200-130. Two variants of replacement of working blades and bandage fasteners are proposed and investigated. The models are verified on the basis of a comparison of the calculated critical and natural frequencies of the rotors with the data provided by the manufacturers of the given thermal power equipment. The proposed model of rotor with replacement of the working blades with toroidal rings of equivalent length and mass has been successfully verified, and the error of calculation does not exceed 5.5%. Therefore, the rationalization method proposed in this paper can be used to reduce wasted resources in computer modeling of complex rotating equipment.

Key words: math modeling, steam turbine, rotor, critical speed, natural frequency, K-200-130

Bibliography

1. GRIFRE OEP, SOU-H MPE 40.1.17.401:2004. Control of metal and prolongation of basic elements of boilers, turbines and pipelines of thermal power plants. Typical instruction
2. O. Chernousenko, D. Rindyuk, V. Peshko, V. Goryazhenko, "Development of a technological approach to the control of turbine casings resource for supercritical steam parameters", EasternEuropean Journal of Enterprise Technologies, vol. 2, no. 1(92) pp. 51-56, 2018.
3. I. Zagretidinov, A. Kostyuk, A. Truhniy, P. Dolzhansky, "The destruction of the 300 MW turbine unit of the Kashira TPP: causes, consequences and conclusions", Heat power engineering, no. 5, pp. 5-15, 2004
4. LLC "DTEK Lugansk TPP", "Instructions for the design, maintenance, start-up and shutdown of the C-200-130-1 turbine of the LMZ plant / Typical operating instructions", Schast'ye, 2006.
5. V. Peshko, O. Chernousenko, T. Nikulenkova, A. Nikulenkov "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, no 4, pp. 302-309, 2016.
6. V. Komarov, "Condition and damage of turbine units", Problems of vibration, vibration adjustment, vibration monitoring and diagnostics of power plant equipment, Moscow, Col. Rep., pp. 150-154, 2007.

Надійшла 19.10.2019

Received 19.10.2019