

ВЕРИФІКАЦІЯ ГЕОМЕТРИЧНИХ МОДЕЛЕЙ РОТОРА ЦНТ ТУРБОАГРЕГАТУ К-1000-60/3000 НА БАЗІ ВЛАСНИХ ТА КРИТИЧНИХ ЧАСТОТ

Однією з пріоритетних задач енергетики є забезпечення надійної та безпечної експлуатації паротурбінних агрегатів ТЕС та АЕС. З огляду на складну ситуацію в країні, замінити застаріле обладнання, яке відпрацювало свій проектний ресурс, новим неможливо. Як відомо, коефіцієнти запасу міцності матеріалу, що враховували при проектуванні паротурбінного обладнання, мали дуже наближений характер. На той час були відсутні дані щодо експлуатації енергетичного обладнання, яке б вже напрацювало 200-220 тис. год. в складних експлуатаційних умовах. Наразі ситуація змінилась. В наявності є енергоустановки, які вичерпали, або впритул наближаються до вичерпання свого проектного ресурсу. Проводячи експериментальні дослідження зі зразками металу даного обладнання можна значно уточнити фізико-механічні властивості сталей та їх пошкодження внаслідок експлуатації. Тому проблема подовження ресурсу набуває все актуальнішого значення. Комп'ютерне моделювання значно спростило задачу розрахунку ресурсу обладнання. Проте такий складний об'єкт, як паротурбінна установка потребує значних обчислювальних ресурсів, а розрахунок рівнянь в усіх кінцево-елементних вузлах є досить тривалим в часі. Потрібно шукати шляхи раціоналізації розрахункових математичних моделей. При цьому точність обчислення повинна залишитись на задовільному рівні. В даній роботі створено спрощені геометричні моделі ротору ЦНТ турбоагрегату К-1000-60/3000. Розглянуто варіант заміни робочих лопаток еквівалентними розподіленими масами та тороїдальними кільцями. Проведення верифікації отриманих моделей на основі критичних частот обертання підтвердило можливість заміни робочих лопаток розподіленими масами. Натомість наявність тороїдальних кілець великих радіусів призводить до значного зниження критичних частот в порівнянні з нормованими значеннями.

Ключові слова: залишковий ресурс, ротор, математичне моделювання, власна частота, критична швидкість, К-1000-60/3000.

Вступ

Енергетична галузь забезпечує стабільне функціонування усіх секторів економіки, а від її рівня розвитку залежить економічна безпека та енергетична незалежність держави.

В елементах обладнання електростанцій впродовж їх експлуатації неодмінно виникають напруження. Вони постійно змінюються в часі як за величиною, так і за напрямком своєї дії. Внаслідок тривалого впливу напружень, в матеріалі об'єкту виникають пошкодження різного роду. Тривале накопичення пошкоджень призводить до зародження та розвитку тріщин, що в кінцевому результаті може призвести до аварійної ситуації та спричинити руйнування об'єкту.

Значна частині вітчизняних турбоагрегатів теплових та атомних електростанцій вичерпала свій парковий ресурс експлуатації, або впритул наближається до його вичерпання. Парковий ресурс паротурбінних установок становить 150-220 тис. год [1, 2].

Заміна обладнання енергетичних об'єктів повинна здійснюватися на основі техніко-економічних розрахунків та бути економічно і технічно обґрунтованою. Для цього необхідно провести оцінку залишкового ресурсу основного обладнання електростанцій та на основі цього розробити стратегію технічного оновлення обладнання енергоблоків з метою оптимізації фінансових затрат.

Подовження ресурсу обладнання – це найдешевший спосіб реновації електричних станцій. Застосовуючи комплексні методи, можна значно подовжити термін експлуатації основного обладнання енергоблоків без значних фінансових затрат. При цьому надійність та інші техніко-економічні показники роботи залишаються на задовільному рівні.

Для визначення можливості подальшої експлуатації понад парковий ресурс необхідно провести обґрунтовану оцінку залишкового ресурсу паротурбінного обладнання на основі широкого спектру експериментальних та розрахункових даних щодо пошкодження матеріалу, який напрацював 200-220 тис. год в складних експлуатаційних умовах. Це дозволить значно уточнити коефіцієнти запасу міцності, тим самим перерахувати проектний ресурс обладнання.

Особливу увагу необхідно приділяти роторам парових турбін. Оскільки вони працюють в складних експлуатаційних умовах, а їх поломка може призвести до катастрофічних наслідків [3, 4].

Тому, удосконалення вже існуючих та розробка нових розрахунково-експериментальних методів визначення втомного пошкодження металу роторів турбоустановок і подовження терміну їх експлуатації становить значний науковий та практичний інтерес.

Мета і завдання дослідження

Метою даної роботи є розробка спрощених геометричних моделей ротору циліндру низького тиску турбоустановки К-1000-60/3000 та подальша їх верифікація для визначення пошкодження та залишкового ресурсу турбоагрегату.

Дослідницька робота передбачала наступні завдання:

- створення геометричного аналогу ротора ЦНТ турбоустановки К-1000-60/3000 без робочих лопаток;
- розрахунок геометричних розмірів тороїдальних кілець замість лопаточного апарату та бандажних кілець;
- створення геометричної моделі ротора ЦНТ турбоагрегату К-1000-60/3000 з тороїдальними кільцями замість робочих лопаток і бандажу;
- розрахунки власних та критичних частот обертання створених моделей;
- побудова діаграм Кемпбелла;
- порівняння розрахованих значень критичних та власних частот обертання ротора циліндра низького тиску з аналогічними даними, що наводяться заводом-виготовлювачем даних турбоагрегатів.

Матеріал і результати дослідження

Турбоустановка К-1000-60/3000 представляє собою одновальний п'ятициліндровий агрегат. Він складається з одного двопотокового циліндра високого тиску і чотирьох симетричних двопотокових циліндрів низького тиску. Циліндр високого тиску розташований в середній частині парової турбіни, а циліндри низького тиску – симетрично по обидва боки від ЦВТ. Відлік ЦНТ прийнято здійснювати від регулятора швидкості до електрогенератора.

Турбоустановка обладнана проміжною сепарацією вологи та одноступінчастим проміжним перегрівом пару. Турбіна розрахована для експлуатації в парі з реактором ВВЕР-1000 [5].

Довжина парової турбіни становить 50 м, при цьому загальна довжина турбоустановки – 74 м.

Для запобігання присосів повітря в паровий тракт на етапах набору вакууму і при роботі на низьковитратних режимах експлуатації, а також для перешкоджання витоку пари з циліндру при режимах експлуатації близьких до номінальних застосовуються кінцеві ущільнення. Вони розміщуються в місцях виходу ротора з корпусу парового циліндра та представляють собою сегменти, які розміщені в обоймах та виточки гребне-подібної форми на роторі.

Ротори циліндрів низького тиску цільноковані, виконані зі сталі марки Р-2А (30ХНЗМ1ФА) та з'єднані між собою жорсткими муфтами. На хвостовиках кожного ротора виконані шийки опорних підшипників, проточки під лабіринтове ущільнення, гребні датчика відносного розширення.

Ротор ЦНТ двопотоковий, має по п'ять робочих ступенів в кожному потоці. Кореневий діаметр усіх ступенів є однаковим.

Для збільшення довжини робочих лопаток останніх ступенів ЦНТ їх прийнято виконувати з титанового сплаву. Він має густину 450 кг/м^3 , що майже вдвічі менше за густину роторної сталі. При цьому, міцність титанового сплаву майже така, як і міцність сталей, з яких виготовляють лопатки парових турбін. Подовження робочих лопаток турбоагрегатів дозволяє суттєво збільшити площу виходу відпрацьованої пари і тим самим збільшити потужність останнього ступеня та ЦНТ в цілому.

Валопровід турбоагрегату К-1000-60/3000 складається з ротору ЦВТ, чотирьох симетричних роторів ЦНТ та ротору електрогенератора. Математичне моделювання подібних складних об'єктів за допомогою методів кінцевих елементів є складним, потребує значних розрахункових ресурсів та є тривалим. Врахування усіх конструктивних особливостей досліджуваної моделі призводить до суттєвого зростання кількості кінцевих елементів. Тому необхідно максимально спростити геометричну модель, але при цьому точність результатів повинна залишатися на задовільному рівні.

Верифікацію розроблених геометричних моделей ротору ЦНТ виконано на основі порівняння розрахованих в програмному комплексі ANSYS критичних частот обертання ротору із значеннями, що наводяться в документації заводом-виготовлювачем.

Одним із найпоширеніших підходів при моделюванні валопроводів турбоагрегатів є заміна робочих лопаток на відповідних ступенях розподіленими масами, що прикладені до кореневого діаметра. Це дозволяє суттєво зменшити кількість кінцевих елементів і тим самим зменшити час обрахунку математичної моделі.

Створені моделі ротору циліндра низького тиску відображають основні конструктивні особливості даного енергетичного об'єкту. Виконано певні геометричні спрощення конструктивних елементів, які не суттєво впливають на результати моделювання, але при цьому вимагають менших розрахункових ресурсів.

Так форма кінцевих лабіринтових ущільнень була замінена на гладку циліндричну поверхню, радіус якої дорівнює середньому радіусу кожного ступеня ущільнення.

Дослідження власних та критичних частот відбувалося у всьому можливому діапазоні швидкості обертання ротора парової турбіни К-1000-60/3000. Початком досліджуваного діапазону є 0 об/хв., що відповідає пуску агрегату з повністю зупиненого стану.

Максимально можлива частота обертання валопроводу становить 112% від номінальної. При її перевищенні спрацьовує захист від розгону турбоагрегату (від недопустимого зростання швидкості обертання). Неконтрольований розгін турбіни становить значну небезпеку, оскільки при цьому суттєво зростають відцентрові сили. Це може призвести до повного виходу з ладу обладнання, а в найгірших випадках призвести до серйозних пошкоджень турбоагрегату та машинного залу. Тому кінцева точка досліджуваного діапазону становить 3360 об/хв.

Перша геометрична модель ротору відображає основні конфігурації об'єкту (рис. 1). Робочі лопатки не відтворені. Замість них прикладені розподілені маси до кореневого діаметру відповідного ступеня. Циліндричні поверхні, до яких прикладені розподілені маси лопаточного апарату, показані на рисунку нижче та позначені наступним чином: А та В – 6 ступінь, С та D – 7 ступінь, Е та F – 8 ступінь, G та H – 9 ступінь, I та J – 10 ступінь. На геометричній моделі створено дві циліндричні поверхні для відтворення підшипників.

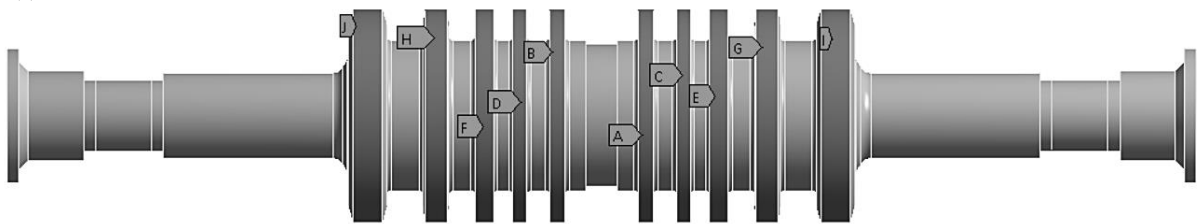


Рис. 1 – Геометрична модель ЦНТ турбіни К-1000-60/3000 з еквівалентними розподіленими масами

При розрахунку власних та критичних частот необхідно враховувати демпфірування. Дана властивість характеризує здатність системи поглинати енергію коливань. Розрізняють декілька типів демпфірування, а саме в'язке, демпфірування тертям та демпфірування в самому матеріалі.

При в'язкому демпфіруванні енергія розсіюється коли система рухається в рідкому, парогазовому, або газовому середовищі. Демпфірування тертям – це розсіювання енергії при ковзанні частин механізму. Загальна енергія системи зменшується через втрати на тертя та виділяється у вигляді тепла і шуму. Демпфірування в матеріалі виникає внаслідок складної молекулярної взаємодії всередині самого матеріалу. Внаслідок цієї взаємодії енергія системи поглинається матеріалом та виділяється у вигляді теплоти.

Численні дослідження підтверджують той факт, що, при збільшенні коефіцієнту демпфірування відбувається зменшення частоти власних коливань досліджуваного об'єкту.

Найважливішим інструментом для визначення критичної швидкості обертання є діаграма Кемпбелла. Для її отримання виконують модальний аналіз ротору. На осі абсцис діаграми відкладають швидкість обертання (n , об/хв), а на осі ординат частоту власних коливань (ν , Гц). Критична швидкість виникає в точці де лінія збудження перетинає будь-яку з ліній мод власних частот. Коли швидкість обертання ротора співпадає з власною частотою коливань, виникає явище резонансу. При цьому, спостерігається значне зростання вібрації об'єкту. Тому, тривала робота обертового обладнання на критичній швидкості обертання не допускається, а при пусках та зупинках її потрібно швидко проходити.

Розраховані власні частоти коливання моделі з розподіленими масами показані на рис. 2. На діаграмі видно дві точки перетину лінії частоти обертання ротора ($R=1$) з лініями власних частот коливання (мода 2 та 3). Вони і є критичними частотами обертання. Моді номер 4, 5 та 6 лежать поза робочим діапазоном обертання турбоагрегату, тому на них можна не звертати уваги.

Результати розрахунку першої моделі занесені в таблицю 1, де має місце дві критичні швидкості в робочому діапазоні турбоагрегату К-1000-60-3000: 2160,3 об/хв. (36 Hz) та 2180 об/хв. (36,33 Hz). В документації парової турбіни [5] вказана критична швидкість обертання 2153 Hz, що на 0,34% менше від розрахованої. Такою мізерною похибкою можна знехтувати.

Відтворення геометрії робочих лопаток та бандажних кріплень спричиняє певну складність при розрахунку методом кінцевих елементів. Виникає необхідність створювати більш дрібну сітку, тим самим кількість кінцевих елементів і час обчислення задачі зростає в рази. В науковій роботі [6] запропоновано варіант заміни лопаткового апарату тороїдальними кільцями ідентичного радіусу та маси. Створена геометрична модель за такою методикою показана на рис. 3.

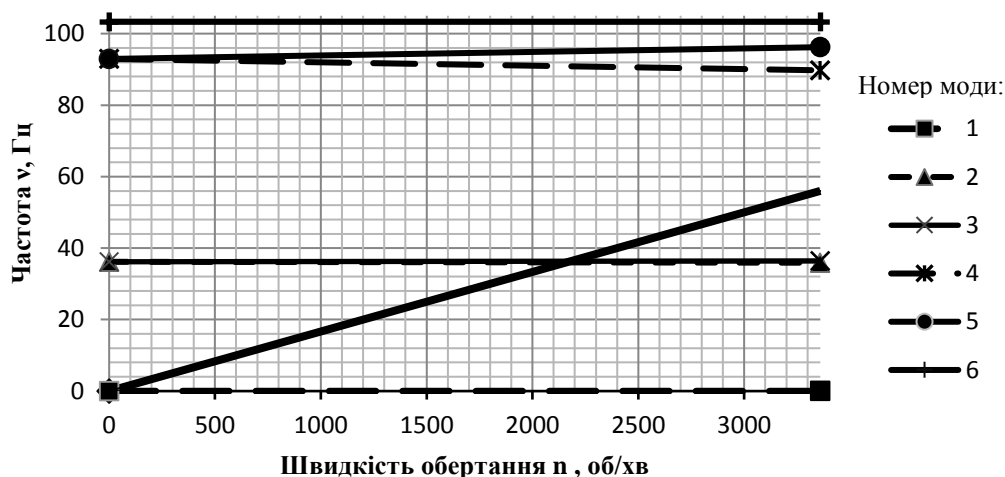


Рис. 2 – Діаграма Кемпбелла для моделі ротора з еквівалентними розподіленими масами замість робочих лопаток та бандажних кріплень

Таблиця 1 – Критична швидкість та власна частота обертання першої моделі

Мода, №	Критична швидкість, об/хв	0, об/хв	3360, об/хв
1	0	1,62E-04 Hz	1,62E-04 Hz
2	2160,3	36,17 Hz	35,91 Hz
3	2180	36,17 Hz	36,42 Hz
4	0	92,92 Hz	89,74 Hz
5	0	92,92 Hz	96,21 Hz
6	0	103,3 Hz	103,3 Hz

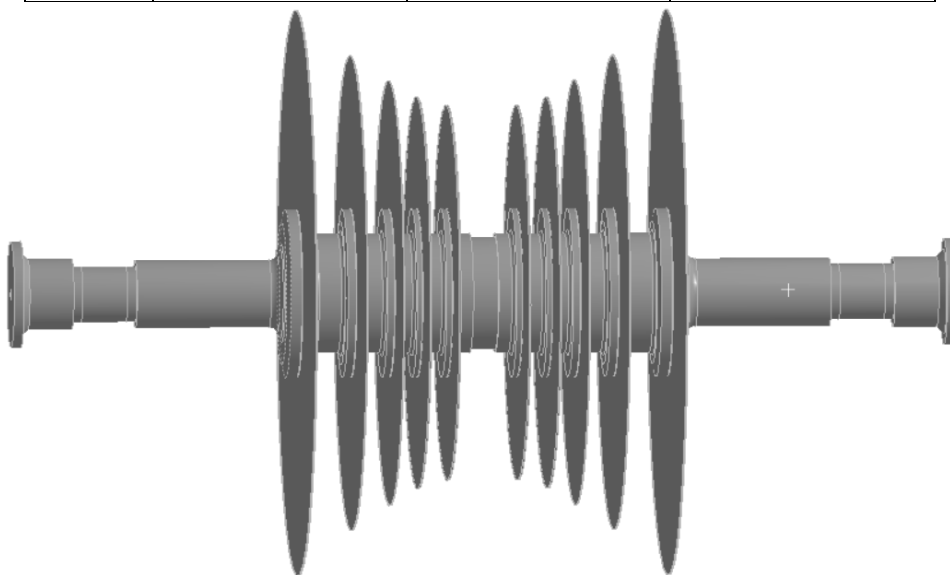


Рис. 3 – Геометрична модель ЦНТ турбіни K-1000-60/3000 з еквівалентними розподіленими масами

Час розрахунку даної моделі, в порівнянні з першою, дещо збільшився, оскільки зросла кількість кінцевих елементів. На діаграмі Кемпбелла видно, що частота власних коливань значно зменшилась. Причиною цього є поява довгих тонкостінних елементів у вигляді тородальних кілець. Радіус найбільшого кільця становить 2123 мм при кореневому радіусі 900 мм.

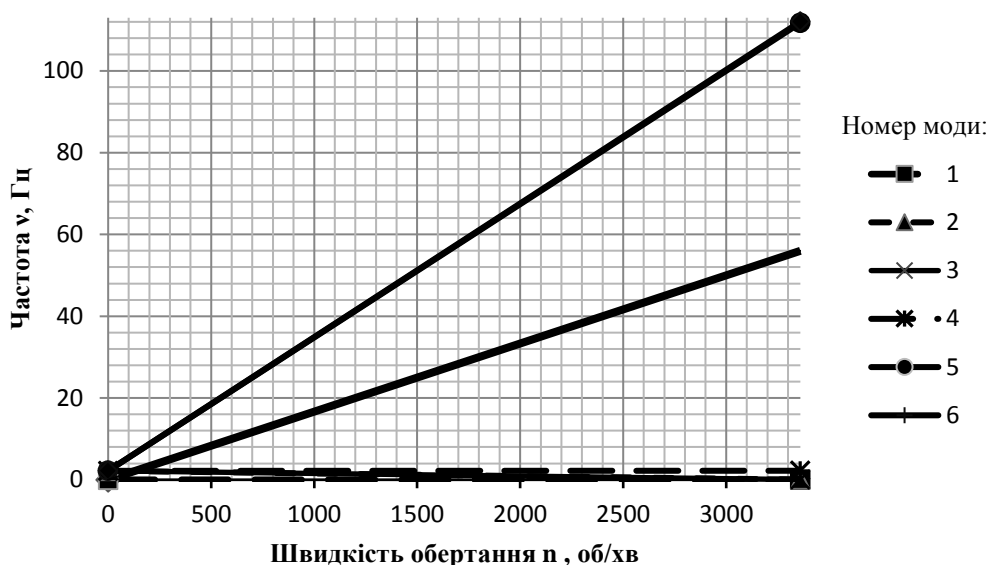


Рис. 4 – Діаграма Кемпбелла для моделі ротора з тороїдальними кільцями замість робочих лопаток та бандажних кріплень

Наявність тороїдальних кілець великого діаметру призвела до суттєвого зниження власних частот. Як видно з діаграми, критичні швидкості обертання створеної моделі не відповідають дійсності. Базові точки для побудови діаграми Кемпбелла занесені в таблицю 2.

Таблиця 2 – Критична швидкість та власна частота обертання другої моделі

Мода, №	Критична швидкість, об/хв	0, об/хв	3360, об/хв
1	0	1,07E-04 Hz	1,07E-04 Hz
2	126,27	2,19 Hz	4,27E-02 Hz
3	126,31	2,19 Hz	4,28E-02 Hz
4	131,22	2,19 Hz	2,21 Hz
5	0	2,19 Hz	111,74 Hz
6	0	2,21 Hz	112,04 Hz

Висновок

1. В роботі виконано розрахунок власних та критичних частот обертання ротора циліндру низького тиску турбоагрегату К-1000-60/3000 для двох варіантів заміни робочих лопаток. Перша модель з еквівалентними розподіленими масами, прикладеними до кореневого діаметру відповідного ступеня, та друга модель з тороїдальними кільцями, ідентичної довжини та маси.

2. Успішну верифікацію, на основі критичних швидкостей обертання, пройшла тільки модель з розподіленими масами. Відхилення розрахованих та нормованих критичних швидкостей обертання становить 0,34%.

3. Тороїдальні кільця великого діаметру в другій моделі призвели до значного зниження частоти власних коливань перших мод. В свою чергу це стало причиною зменшення критичної швидкості в декілька разів.

Список використаної літератури

1. НД МПЕ України. Контроль металу і продовження терміну експлуатації основних елементів котлів, турбін і трубопроводів теплових електростанцій: СОУ-Н МПЕ 40.17.401:2004. – Офіц. вид. – К.: ГРІФРЕ: М-во палива та енергетики України, 2005. – 76с. – (Нормативний документ Мінпаливенерго України, Типова інструкція).
2. НД МПЕ України. Визначення розрахункового ресурсу та оцінки живучості роторів та корпусних деталей турбіни: СОУ-Н МПЕ 40.1-21677681-52:2011. Методичні вказівки / М.Г. Шульженко. – Офіц. вид., К.: ГРІФРЕ: М-во палива та енергетики України, 2011. – 27 с.– (Нормативний документ Мінпаливенерго України, Типова інструкція).
3. А.И. Балицкий, М.М. Семерак, В.А. Балицкая, А.В. Субота, Я.Елиаш, О.Б. Вус Аналіз пожежно-водневої безпеки турбогенераторних залів на енергоблоках електростанцій. *Пожежна безпека*. – 2012. – №21. – С. 13-18.
4. Barella S., Bellogini M., Boniardi M., Cincera S. Failure analysis of a steam turbine rotor. *Engineering Failure Analysis*. – 2011. – №6(18). – P. 1511–1519.
5. Турбина паровая К-1000/60-3000. Техническое описание и инструкция по эксплуатации № 1-Э-ТЦ-2. Варш: НАЭК «ЭНЕРГОАТОМ», 2006. 112 с.

6. Черноусенко, О. Ю., Пешко В. А., Марисюк Б. О. Рационалізація підходів числового моделювання геометрично-складного обертового обладнання електричних станцій. *Енергетика: економіка, технології, екологія : науковий журнал*. – 2019. – № 3 (57). – С. 30-36.

7. Vaclavik J, Chvojan J (2017) Torsion vibrations monitoring of turbine shafts. In: Francesco I (ed) *Procedia Structural Integrity* 5. Elsevier, Amsterdam, pp 1349-1354

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

O. Chernousenko¹, Doct. Eng. Sc., Prof., ORCID 0000-0002-1427-8068

B. Marysiuk¹, Ph. D. student, ORCID 0000-0003-1099-0290

¹National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute"

VERIFICATION OF GEOMETRIC MODELS OF THE LPC ROTOR OF THE K-1000-60/3000 TURBINE UNIT BASED ON NATURAL AND CRITICAL FREQUENCIES IN THE ANSYS SOFTWARE COMPLEX

One of the priority tasks of the energy industry is to ensure the reliable and safe operation of steam turbine units of thermal power plants and nuclear power plants. Given the difficult situation in the country, it is impossible to replace outdated equipment that has exhausted its design resource with new ones. As is known, the safety factor of the material taken into account during the design of steam turbine equipment was very approximate. At that time, there were no data on the operation of power equipment, which would have already worked for 200-220 thousand hours. in difficult operating conditions. The situation has changed now. There are power installations that have exhausted or are close to exhausting their design resource. By conducting experimental studies with metal samples of this equipment, it is possible to significantly clarify the physical and mechanical properties of steels and their damage due to operation. Therefore, the problem of extending the resource is becoming increasingly important. Computer modeling has greatly simplified the task of calculating the resource of the equipment. However, such a complex object as a steam turbine requires significant computing resources, and the calculation of equations in all finite element nodes is quite time-consuming. It is necessary to look for ways to rationalize calculation mathematical models. At the same time, the accuracy of the calculation should remain at a satisfactory level. In this work, we created simplified geometric models of the rotor of the LPC turbine unit K-1000-60/3000. The option is considered of replacing the working blades with equivalent distributed masses and toroidal rings. Verification of the obtained models based on critical rotation frequencies confirmed the possibility of replacing the working blades with distributed masses. On the other hand, the presence of toroidal rings of large radii leads to a significant reduction of critical frequencies in comparison with normalized values.

Key words: residual resource, rotor, mathematical modeling, natural frequency, critical speed, K-1000-60/3000.

References

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 (in Ukrainian).
2. GRIFRE OEP, SOU-H MPE 40.1-21677681-52:2011 Determination of the calculated resource and assessment of the survivability of rotors and turbine body parts. Typical instruction (in Ukrainian).
3. A. Balitskii, M. Semerak, V. Balitska, A. Subota, J. Eliaz, O. Vus Analysis of fire-hydrogen safety of turbogenerators halls on fpp and npp power units (in Ukrainian). *Fire Safety*. – 2012. – №21. – pp. 13-18.
4. S. Barella, M. Bellogini, M. Boniardi, S. Cincera: Failure analysis of a steam turbine rotor. *Engineering Failure Analysis*. – 2011. – №6(18). – pp. 1511–1519.
5. K-1000/60-3000 steam turbine. Technical description and instruction manual No. 1-E-TC-2. Kuznetsovsk: NAEK "ENERGOATOM" (in Russian), – 2006.
6. O. Chernousenko, V. Peshko, B.Marysiuk: Rationalization of the approaches of numerical simulation of the geometrically complex rotating equipment of electrical stations (in Ukrainian). *Power engineering: economics, technique, ecology*. – 2019. – № 3 (57). – pp. 30–36.
7. Vaclavik J, Chvojan J: Torsion vibrations monitoring of turbine shafts. In: Francesco I (ed) *Procedia Structural Integrity* 5. Elsevier, Amsterdam) . – 2017. – pp. 1349–1354.
8. O. Chernousenko, D. Ryndyuk, V. Peshko, Assessment of residual life and service life extension of large power steam turbines, 3th ed., Kyiv: NTUU "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute" (in Ukrainian), – 2020.

Надійшла: 08.06.2023

Received: 08.06.2023