УДК 621.43.056:632.15

Н. П. Трикуш, І. В. Сегеда
НТУУ «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
Проспект Перемоги, 37, 03056 Київ, Україна

Автоматизована система розрахунку коригувальних мас і прогнозування залишкової вібрації при динамічному балансуванні турбоагрегатів

Проаналізовано технологію динамічного балансування турбоагрегатів. Створено автоматизовану систему, що виконує аналіз рівня вібрації і підбір вантажу для її усунення. Удосконалено технологію розрахунків коригувального вантажу для кожного підшипника з метою отримання більш точних і швидких результатів.

Ключові слова: *механічна вібрація, динамічне балансування, дисбаланс, врівноваження роторів, автоматизація розрахунків балансувальних мас.*

Вступ

У сучасному світі з його постійно зростаючими вимогами до обґрунтованості та збалансованості рішень, що приймаються, особлива увага приділяється інформаційним системам, що здатні аналізувати велику кількість даних і пропонувати оптимальний варіант вирішення певної проблеми швидше за інженерів-спеціалістів. У світі щоденно проводяться нові дослідження щодо вдосконалення та пришвидшення роботи людини в найрізноманітніших сферах виробництва, але поза увагою досі лишаються важливі та ключові галузі виробництва, наприклад такі, як атомна енергетика.

Постановка проблеми та аналіз існуючих рішень

В Україні 47,7 % виробленої електроенергії припадає саме на атомні електростанції. Тому вирішення технічних проблем в енергетиці на базі сучасних інформаційних технологій є актуальним і затребуваним. Важливим і трудомістким процесом у роботі АЕС є моніторинг за рівнем вібрації і прогнозування виникнення залишкової вібрації при динамічному балансуванні. На сьогодні в Україні існує лише часткова його автоматизація.

Після проведення аналізу існуючих рішень потрібно сказати, що на даний момент не існує єдиного комплексного програмного забезпечення, що проводило

© Н. П. Трикуш, І. В. Сегеда

би балансування у трьох площинах для будь-якої вказаної користувачем кількості підшипників. Наступним недоліком є відсутність алгоритму зведення векторного вигляду показників початкової вібрації із напрямками векторів впливу, враховуючи показники коригувальних мас [3, 4]. Так, наприклад, Підприємством ЗАТ «ТСТ» («Технічні Системи і Технології») розроблено програму для балансування роторів машин у власних опорах або на наявних у замовника балансувальних верстатах. Це програма для балансування машин, що мають до 6 площин установки мас і до 12 точок вимірювання параметрів вібрації. Користуючись цією програмою, можна переглянути результати змін показників вібрації після встановлення пробного вантажу. Основним недоліком цієї системи є відсутність графічного відображення напряму дії вібрації на роторі у векторному вигляді та алгоритму, що обраховує один оптимальний вантаж для зменшення вібрації на всіх, обраних користувачем, підшипниках. Наступне програмне забезпечення, що зображене на рис. 1, дозволяє проводити одноплощинне балансування. Ця програма також має вигляд калькулятора, але крім обчислень вона виконує векторні побудови — графічне представлення балансування. Для векторних побудов застосовано полярну діаграму у вигляді приладу, званого векторометром, що широко застосовується в балансувальній техніці. Але ця програма може виконувати розрахунки для балансування однієї площини і однієї точки вимірювання.

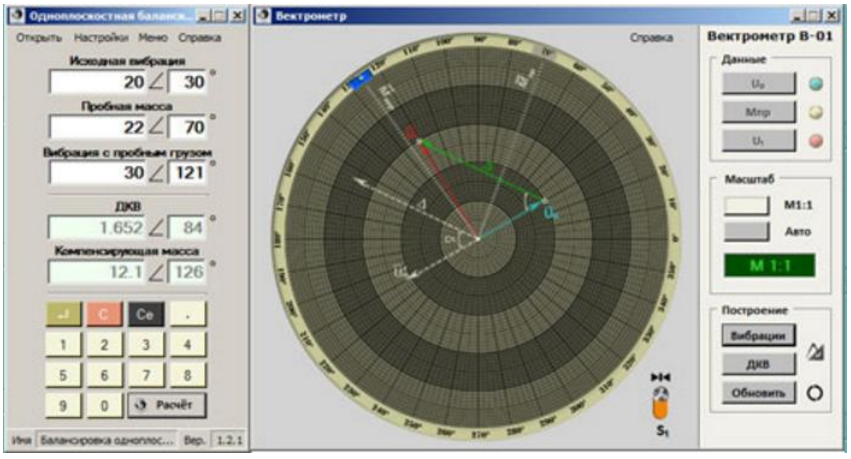

Рис. 1. Автоматизована система для проведення одноплощинного балансування

Подібних балансувальних калькуляторів як російського, так і європейського виробництва існує на даний момент доволі багато. Але єдиного алгоритму для проведення динамічного балансування та методу підбору одного оптимального вантажу для множини опор з метою усунення прогнозованої вібрації практично не існує.

Метою роботи є створення цілісного та єдиного програмного забезпечення, що могло би не лише обрахувати потрібний коригувальний вантаж, а й відразу запропонувати інженеру оптимальний варіант усунення прогнозованої вібрації. Власне для функціональності такої системи потрібно поєднати числовий і векторний методи визначення вібрації і вдосконалити їх для можливості вибору найкращого значення. Тобто в задачу програмування входить:

— знаходження оптимальної маси і оптимального місця встановлення пробного вантажу;

— знаходження оптимальної маси і оптимального місця встановлення коригувального вантажу на холостому ході та під час навантаження з метою отримання мінімальних значень вібрації на всіх контрольованих точках, не перевищуючи при цьому їхніх нормативних значень;

— аналіз і прогнозування зміни напрямку вектора залишкової вібрації і візуалізація отриманих результатів на вибраній площині.

Опис методики динамічного балансування, що використаний при написанні програмної системи

Для кращого розуміння логіки роботи програмної системи потрібно розглянути параметри, що характеризують вібрацію як фізичну сутність.

Дисбаланс — векторна величина, рівна добутку неврівноваженої маси на її ексцентриситет, іншими словами — розбіжність центра маси тіла з її віссю обертання. Проявлення механічного дисбалансу полягає в тому, що вібрація має обертову частоту і є функцією частоти обертання валу. На валопроводі турбоагрегату, що складається з багатьох роторів, може бути безліч дисбалансів, які розміщені в різних площинах обертання. Причини появи цих дисбалансів полягають у допущених неточностях при виготовленні та збиранні деталей роторів, неоднорідності матеріалів, з яких вони зроблені, деформації роторів, що виникли під час впливу високих температур, і електромагнітних сил при експлуатації турбоагрегату [1, 2].

Залежно від розподілення дисбалансу по довжині ротора розрізняють наступні види неврівноваженості [1]:

1) статичну неврівноваженість — коли внаслідок дисбалансу відбувається паралельне зміщення головної осі інерції (маси) відносно осі обертання ротора;

2) моментну неврівноваженість — головна центральна вісь інерції знаходиться під певним кутом відносно осі ротора та перетинає цю вісь у центрі мас ротора;

3) динамічну неврівноваженість — наявність одночасно статичної і моментної неврівноваженості, а центральна вісь інерції перетинається не в центрі мас. Поява неврівноваженості турбоагрегату знижує його надійність і ресурс експлуатації унаслідок передчасного зносу підшипників і деталей ротора. На даний час в промисловості експлуатуються агрегати зі значними швидкостями обертання, що в свою чергу вимагає підвищені вимоги до врівноваження роторів (обертових частин).

При проведенні врівноваження існує два підходи до технології балансування — одноплощинне та багатоплощинне балансування. Площина балансування — площина, що перпендикулярна осі ротора, в якій розміщують корегуючі маси для зменшення дисбалансу роторів. Відмінність між вищезгаданими підходами полягає в тому, що при одноплощинному балансуванні виконують послідовне усунення дисбалансу невеликої довжини валопроводу (одного ротора), а при багатоплощинному балансуванні розрахунок положення та величини врівноважуючих мас здійснюється з урахуванням взаємного впливу коливання всіх роторів валопроводу.

При великій частоті обертання валопроводу турбоагрегату (3000 об./хв.) більш надійним буде підхід одноплощинного балансування, а при меншій частоті

(1500 об./хв.) можна використовувати багатоплощинне балансування з метою економії часу при пусках після ремонту. В даній роботі розглянемо метод одноплощинного балансування швидкохідного турбоагрегату К-1000-60/3000+ ТВВ-1000-2МУ3 з частотою обертання 3000об./хв.

Перейдемо до технології балансування та програмної реалізації цього процесу. В технології балансування використовуються метод амплітуд, метод фаз і метод одночасного вимірювання амплітуд і фаз вібрації. На сьогоднішній день широке застосування отримав метод амплітуд і фаз, що гарантує найменшу кількість пусків при виконанні балансування [1, 2]. Суть методу полягає в тому, що здійснюються два пуски: пуск з початковою неврівноваженістю та пуск з пробною масою (тягарцем). При пуску агрегату з початковою неврівноваженістю на робочій частоті обертання агрегату вимірюються амплітуда та фаза вібрації підшипникових опор у 3-х взаємно перпендикулярних напрямках: вертикальному, поперечному і осьовому. За результатами вимірювань вибирається площина балансування, розраховується та встановлюється пробна маса (тягарець). Після цього знову здійснюється пуск, і проводяться ті ж самі вимірювання, що і при першому пуску. За результатами двох вимірювань вираховується балансувальна чутливість (коефіцієнт динамічного впливу (КДВ) встановленої маси тягарця на вібрацію опор турбоагрегату). Даний метод обчислення розглядається в даній статті як базовий і називається методом коефіцієнтів впливу в лінійній постановці завдання (на основі лінійної залежності між вібрацією та дисбалансом). На валопроводі існує багато площин балансування та багато точок контролю вібрації. Дисбаланс будь-якої площини впливає на вібрацію в усіх точках, тому для кожного ротора існує декілька КДВ, що утворюють для всього валопроводу матрицю КДВ [5–7].

Щоб краще зрозуміти суть розрахунку для балансування розглянемо графічну будову (рис. 2) зміни вібрації однієї контрольованої точки у вигляді векторів після двох проведених пусків турбоагрегату на холостому ході (без підключення генератора). Для спрощення вібрація та вплив тягарця, що їй протидіє, зображуються як вектори. Фаза вібрації — це напрям вектора, амплітуда — його величина. Таким чином, використовуючи знання векторної алгебри, можна краще зрозуміти, як саме виконується балансування, та як на математичному рівні дія коригувального вантажу здатна зменшити вплив вібрації.

Введемо наступні позначення:

$\overline{A}_0$ — вихідна вібрація;

$\overline{A}_1$ — вібрація після встановлення пробного тягарця $\overline{P}_{пр}$;

$(\overline{A}_1 - \overline{A}_0)$ — різниця векторів або вектор впливу встановленого вантажу (пробної маси);

φ_0, φ_1 — фази вібрації;

$\Delta\varphi$ — різниця фаз;

α — кут довороту пробного вантажу для усунення вібрації.

Величини векторів $\overline{A}_0$, $\overline{A}_1$, $(\overline{A}_1 - \overline{A}_0)$ відкладаються і визначаються в масштабі рисунку лінійкою, а кутові значення φ_0, φ_1, $\Delta\varphi$, α — транспортиром.

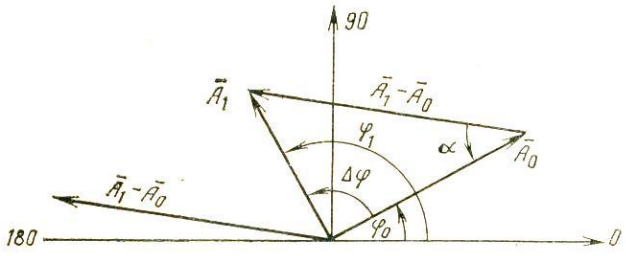

Рис. 2. Графічна будова для визначення врівноважуючого тягарця

Чутливість (КДВ) для площини встановленого вантажу визначається за формулою

$$\overline{a} = \frac{\overline{A}_1 - \overline{A}_0}{\overline{P}_{пр}}. \qquad (1)$$

Врівноважуючий вантаж вираховується наступним чином:

$$\overline{P} = -\frac{\overline{A}_0}{\overline{a}} = -\frac{\overline{A}_0 \overline{P}_{пр}}{\overline{A}_1 - \overline{A}_0} \quad (2)$$

Фізично формула (2) означає, що врівноважуючий вантаж, який встановлений замість пробного, повинен відрізнятися від нього масою у стільки ж разів, скільки вихідна вібрація відрізняється від впливу пробного вантажу на цю вібрацію, а кут його встановлення повинен бути змінений на величину α (рис. 2).

Для виведення формул при розрахунках з використанням програмного забезпечення розглянемо вище приведений приклад у прямокутній системі координат (рис. 3).

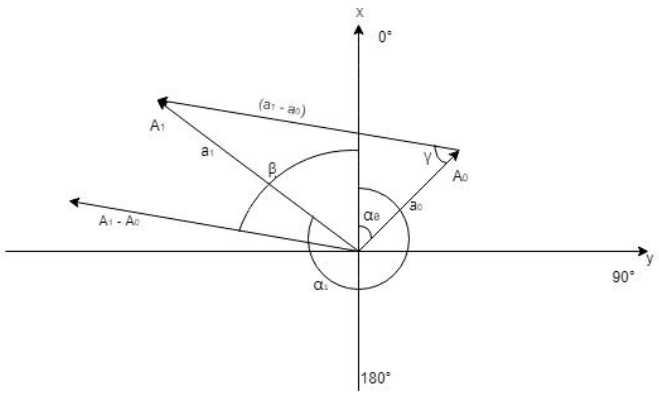

Рис. 3. Графічна будова зміни вібрації контрольованої точки в прямокутній системі координат

Згідно з рис. 3 величина початкової вібрації (положення точки A_0) визначається координатами:

$$x_0 = a_0 \cdot \cos\alpha_0,$$
$$y_0 = a_0 \cdot \sin\alpha_0.$$

Величина вібрації після встановлення пробного вантажу (положення точки A_1):

$$x_1 = a_1 \cdot \cos\alpha_1,$$
$$y_1 = a_1 \cdot \sin\alpha_1.$$

Величина вектора впливу в прямокутній системі координат буде дорівнювати:

$$(a_1 - a_0) =$$

$$= \sqrt{(x_1 - x_0)^2 + (y_1 - y_0)^2} = \sqrt{(a_1 \cdot \cos\alpha_1 - a_0 \cdot \cos\alpha_0)^2 + (a_1 \cdot \sin\alpha_1 - a_0 \cdot \sin\alpha_0)^2}, \quad (3)$$

а кутова зміна відносно нульової мітки :

$$\beta = arctg\frac{y_1 - y_0}{x_1 - x_0} = arctg\frac{a_1 \cdot \sin\alpha_1 - a_0 \cdot \sin\alpha_0}{a_1 \cdot \cos\alpha_1 - a_0 \cdot \cos\alpha_0} = arctg\frac{\Delta y}{\Delta x}. \quad (4)$$

Залежно від значень різниці координат Δx та Δy напрямок вектора впливу $\alpha_{A_1 - A_0}$ буде визначатись:

1) при $(+\Delta x),(+\Delta y)$ — $\alpha_{A_1 - A_0} = \beta$;

2) при $(-\Delta x),(+\Delta y)$ — $\alpha_{A_1 - A_0} = 180^\circ - \beta$;

3) при $(-\Delta x),(-\Delta y)$ — $\alpha_{A_1 - A_0} = 180^\circ + \beta$;

4) при $(+\Delta x),(-\Delta y)$ — $\alpha_{A_1 - A_0} = 360^\circ - \beta$.

Величина чутливості (КДВ) буде визначатись як частка від ділення величини вектора впливу на масу пробного вантажу:

$$A_{чутл.} = \frac{(a_1 - a_0)}{m_{пр.}}. \quad (5)$$

Кут чутливості відносно нульової мітки буде дорівнювати різниці кутів вектора впливу та положення пробного вантажу:

$$\alpha_{A_{чутл.}} = \alpha_{A_1 - A_0} - \alpha_{m_{пр.}}.$$

Величина маси пробного вантажу буде визначатись як частка від ділення величини початкової вібрації і величини чутливості (КДВ):

$$P = -\frac{a_0}{A_{чутл.}} = -\frac{a_0 \cdot m_{пр.}}{(a_1 - a_0)}.$$

Кут встановлення вантажу відносно нульової мітки буде дорівнювати різниці кутів між вектором початкової вібрації і вектором впливу:

$$\alpha_p = \alpha_0 - \alpha_{A_1 - A_0}.$$

Кут довороту пробного вантажу для усунення вібрації буде визначатись як різниця кутів вектора впливу і оберненого вектора початкової вібрації:

$$\varphi = \alpha_{A_1 - A_0} - (\alpha_0 + 180).$$

На базі описаних вище розрахунків було розроблено автоматизовану систему прогнозування виникнення залишкової вібрації.

Програмна реалізація балансування. Результати роботи

Даний програмний продукт ділиться на чотири задачі. Перша задача — це розрахунок КДВ, на рис. 4 продемонстровано результат їхнього обчислення.

Рис. 4. Обчислення КДВ за даними двох пусків

Для розрахунків на вхід подаються значення початкової амплітуди та фази вібрації, що виміряні під час першого та другого пусків, про необхідність яких було написано вище. Отримані значення КДВ для кожного підшипника записуються до бази даних для подальшого їхнього використання.

Наступна задача — розрахунок коригувального вантажу за відомими КДВ, вхідними даними є значення КДВ для кожного обраного підшипника та результати вимірювань амплітуди та фази вібрації після першого пуску. Основна задача балансування — знайти такі вантажі, які забезпечать мінімальне значення вібрації. В умовах, коли потрібно швидко зменшити вплив вібрації, можна визначити необхідний вантаж уже після першого пуску та обрати оптимальне рішення. Для цього використовують динамічні коефіцієнти впливу. Як було написано, після обрахунку значення КДВ для кожного підшипника заносять до бази даних, тому, якщо наступна перевірка та налагодження вібрації відбувається на такій же установці, для коригування вібрації можна використовувати відомі значення КДВ. Це дозволить визначити оптимальну масу коригувального вантажу після одного пуску, що значно скорочує час балансувальних робіт. З формул, які наведені вище, можна виразити значення вектора чутливості $\overline{A}_1 - \overline{A}_0$, що і є КДВ (формула (5)). Далі орієнтуючись на те, що ми знаємо векторну різницю вібрації $\overline{A}_0 - \overline{A}_1$, виражаємо $\overline{A}_1$ та обчислюємо значення залишкової вібрації. На рис. 5 продемонстровано результат обчислення залишкової вібрації за відомими значеннями КДВ кожної підшипникової опори.

Наступною задачею є визначення оптимального вантажу для всіх підшипників. Цей механізм необхідно виконати якщо підвищена вібрація спостерігається на декількох підшипниках одночасно. На практиці, зазвичай, так і відбувається.

Вплив дисбалансу спостерігається на декількох сусідніх підшипникових опорах. Інженери виконують підбір вантажу вручну, беручи до уваги середнє значення коригувального вантажу з усіх підшипників і визначають, яку масу краще використати для всіх опор. Програма оптимізує логіку цього підбору та пропонує інженеру найбільш оптимальну масу вантажу для нормалізації рівня вібрації на всіх опорах з її високими показниками. На рис. 5 також показано результат підбору оптимального вантажу. Саме цей метод відрізняє дану програмну систему від згаданих вище наявних програмних засобів, що не мають можливості підібрати один вантаж для великої кількості підшипників. Спочатку програмою обирається середнє значення амплітуди вібрації з усіх вимірювань і середнє значення кута вібрації. Далі програма методом підбору шукає вантаж, при якому показники вібрації не виходять за межі норми на всіх підшипникових опорах. Програма запам'ятовує попереднє обраховане значення і на базі нього робить висновок — як потрібно змінити вантаж. Можна корегувати як значення вантажу так і самого кута, де він повинен бути встановлений. Крім цього, для перевірки точності обрахованих значень, реалізовано алгоритм, що за методом найменших квадратів обраховує значення вібрації на основі минулих показників. У базі даних зберігається інформація — історія балансування. За датою для кожного підшипника можна знайти дані, для якої амплітуди вібрації яка маса вантажу була встановлена. Так як фактично коригувальний вантаж прямо пропорційний до величини вібрації, тобто чим більша виникала вібрація, тим більший вантаж потрібно було встановити, отримуємо лінійну залежність. Розв'язавши за формулами Крамера систему лінійних рівнянь для знаходження коефіцієнтів, що визначають дану лінійну функцію, можна зробити прогноз про те, як підшипникова опора буде реагувати на встановлений вантаж під час роботи турбіни. Тобто якою буде вібрація під час навантаження, і чи дійсно підібране значення вантажу найбільш оптимально підходить для її усунення.

Рис. 5. Обчислення залишкової вібрації за відомими значеннями КДВ кожної підшипникової опори

Четверта задача — це візуалізація векторів розрахованих КДВ і залишкової вібрації на роторі для кожного підшипника (рис. 6). Це дозволяє коригувати підіб-

раний системою вантаж, інженер може змінити напрям або масу вантажу, для якої система відразу перемалює відповідні вектори. Таким чином, системою передбачено два види прогнозування — на основі історії балансування для кожного підшипника, що записана в базі даних, та на основі досвіду інженера, який може на базі векторної схеми наочно підібрати більш точний вантаж для усунення залишкової вібрації.

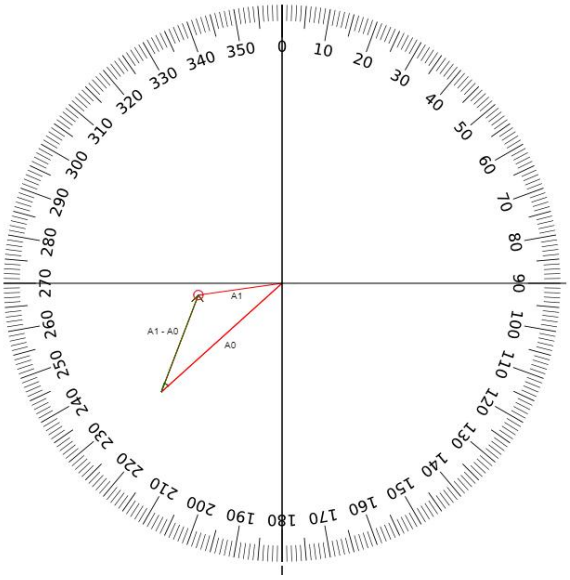

Рис. 6. Візуалізація векторів вібрації на роторі турбоагрегату одного підшипника для вертикального напрямку балансування

Алгоритм побудови наступний: від центру ротора, положення (0, 0), відкладається значення початкової вібрації, що отримане після першого пуску. Далі розраховується вектор впливу, його величина відкладається від точки кінця вектора початкової вібрації, розвернутої на кут, що розрахований програмою. Далі можна візуально зробити прогноз — в якій частині ротора виникне вібрація та якою буде її величина та напрям, порівнюючи з початковою вібрацією.

Фактично, візуалізація необхідна для того, щоб інженер міг переконатись у правильності розрахованих даних і мати можливість зробити певні корективи перед установкою коригувального вантажу. Адже балансування є дуже складною трудомісткою роботою, де навіть програмна система не може гарантувати дуже високої імовірності ефекту зменшення вібрації на практиці. Без роботи генератора, турбоагрегат реагує на поставлений вантаж дещо по іншому, ніж при роботі на високій потужності.

Висновки

Розроблена автоматизована система, яка на підставі вищевказаних формул виконує розрахунок коригувальних мас і прогнозування залишкової вібрації при динамічному балансуванні турбоагрегатів. Програма розраховує балансувальні чутливості (коефіцієнт динамічного впливу), визначає масу пробного вантажу і місце його встановлення з використанням цих коефіцієнтів, розраховує значення

залишкової вібрації при виборі пробного вантажу для кожної контрольованої точки вібрації у трьох взаємно перпендикулярних напрямках.

При розробці даного програмного продукту значну увагу було приділено методу оптимізації усіх розрахунків з метою досягнення найшвидших позитивних результатів. Установлення пробної маси в одній балансувальній площині одного ротора швидкісного турбоагрегату може впливати на вібрацію опор підшипників сусідніх роторів, тобто потрібно проводити контрольні вимірювання як мінімум на 6 опорах, тобто на 18 точках і більше (для контролю). Основна задача програмування полягала у створенні алгоритму, що аналізує вплив маси вантажу на весь діапазон його дії перед установленням, після встановлення, після його коригування (у разі необхідності) — на холостому ході, а також при експлуатації турбоагрегату з різними режимами навантаження з урахуванням різних чинників експлуатації — активного/реактивного навантаження генератора, нерівномірного вертикального переміщення опор внаслідок температурного впливу, температури води охолодження конденсаторів турбіни (вакууму в конденсаторах), температури мастила змазки підшипників.

У подальшому важливим етапом є створення бази знань, на основі якої система могла би самонавчатися та бути так званим розумним порадником для інженера під час проведення балансування. Зазвичай, аналіз рівня вібрації можливий лише при ремонті, тобто при холостому ході. Іноді розраховані значення очікуваної вібрації не співпадають з тими, що виникають на практиці під час роботи турбоагрегату на високій потужності. Тому створення бази знань, алгоритму аналізу та підбору потрібного коригувального вантажу на основі раніше зроблених системою висновків і спроб є одним із варіантів вирішення проблеми.

Програмна система реалізована у вигляді веб-сервісу для подальшої можливості розширити її між усіма АЕС в Україні. Крім того, це б допомогло інженерам отримати поради та підказки, у разі виникнення незвичних ситуацій під час проведення балансування, від інших досвідчених інженерів, що вже вирішували подібну задачу.

1. Гольдин А.С. Вибрация роторных машин. Москва: Машиностроение, 1999. 344 с.

2. Балицкий Ф.Я. Современные методы и средства вибрационной діагностики. Москва: МиК, 1990. 275 с.

3. Filimonikhin G., Filimonikhina I., Dumenko K., Lichuk M. Empirical criterion for the occurrence of auto-balancing and its application for axisymmetric rotor with a fixed point and isotropic elastic support. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2016.

4. Halafyan A.A. Statistical analysis of data. Moscow: LLC «Binom-Press», 2017. 512 p.

5. Lu C.-J., Tien M.-H. Pure-rotary periodic motions of a planar two-ball auto-balancer system. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2012. Vol. 32. P. 251–268.

6. Gorbenko A. Mass-Inertial Characteristics and Dimensionless Equations of Two-bearing Rotor Motion with Auto-balancer in Terms of Compensating Body Mass. *Science and Education of the Bauman MSTU*. 2014.

7. Hsieh H.-Y., Lu C.-J. Application of automatic balancers on a flexible-shaft rotor system. The 22-nd International Congress on Sound and Vibration, ICSV22. Florence, Italy, 2015.

8. Рунов Б.Т. Уравновешивание роторов турбоагрегатов на электростанциях. Москва-Ленинград: Госэнергоиздат, 1963. 302 с.

Надійшла до редакції 26.02.2018