

ОПРАЦЮВАННЯ ТА ПЕРЕТВОРЕННЯ ВИМІРЮВАЛЬНИХ СИГНАЛІВ

ТЕОРЕТИКО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИЙ МЕТОД РОЗРАХУНКУ ВАГОВИХ
КОЕФІЦІЄНТІВ ШТУЧНОЇ НЕЙРОПОДІБНОЇ МЕРЕЖІ В СИСТЕМАХ
ДІАГНОСТУВАННЯ ГІДРОАГРЕГАТІВ

THEORETICAL-EXPERIMENTAL METHOD OF CALCULATION OF WEIGHT
COEFFICIENTS OF THE ARTIFICIAL NEURAL-LIKE NETWORK IN DIAGNOSTIC
SYSTEMS OF HYDROAGREGATES

*Граняк В. Ф., канд. техн. наук,
Кацив С. Ш., канд. техн. наук, доц.,
Кухарчук В. В., д-р техн. наук, проф.,
Вінницький національний технічний університет, Україна; e-mail: titanxp2000@ukr.net*

*Valerii Hraniak, Ph. D.,
Samoil Katsyv, Ph. D., associate prof.,
Vasyl Kukharchuk, Dr. Sc., prof.,*

Vinnitsya National Technical University, Ukraine; e-mail: titanxp2000@ukr.net

<https://doi.org/10.23939/istcmtm2019.01.005>

Анотація. Запропоновано новий теоретико-експериментальний метод визначення вагових коефіцієнтів штучної нейронної мережі, якими слугують коефіцієнти взаємкореляції між просторово розподіленими вузлами гідроагрегату. Показано характер залежності коефіцієнтів кореляції від навантаження гідроагрегату і тиск води в резервуарі. Визначено, що в смугах частот, в яких зосереджені електродинамічні та гідродинамічні складові вібрації, суттєво змінюються коефіцієнти взаємкореляції вібросигналів у просторово рознесених квазісиметричних точках гідроагрегату. Це дає можливість розглядати коефіцієнти взаємкореляції як додаткову ознаку наявності електродинамічної та гідродинамічної складових вібрації в певній смузі частот.

Ключові слова: штучна нейроподібна мережа, амплітудно-частотно-часовий спектр, смуга частот, чинник вібрації, показник вірогідності, коефіцієнт кореляції, ваговий коефіцієнт.

Abstract. In the article was proposed a new theoretical-experimental method for determining the weight coefficients of an artificial neural-like network. The authors propose using coefficients of correlation between the spatially distributed points of the hydro unit as these coefficients,

The article contains theoretical substantiation of the dependence nature of the correction factors on the load of the hydro unit and the water pressure in the reservoir. These theoretical positions are confirmed by experimental research. This research was carried out at the industrial equipment of the Hydro power station.

A serious problem in frequency analysis of vibration signals of hydro units consists in the non-periodical character of the signals. Therefore, is proposed an original method for determining the coefficients of correlation between the spatially distributed points of the hydro unit. It involves the prior use of a wavelet transformation.

In the course of an experimental research it was found that the dependence of the coefficients of correlation between the pressures of water in the reservoir at low frequencies is due to the dependence of the lapidary flow from the pressure of water in the reservoir. The reason for the change in the coefficients of inter-correlation in the thirteenth frequency band is the cavitations phenomenon.

As a result of the research, it has been proved that in the indicated frequency bands, the coefficients of the correlation of vibration signals in the spatially distributed quasi-symmetric points of the hydro aggregate change significantly when the water pressure in the reservoir changes. This makes it possible to consider them as an additional sign of the presence of the hydrodynamic component of the vibration.

Key words: Artificial neural-like network, Amplitude-frequency-temporal spectrum, Frequency band, Vibration factor, Probability index, Coefficient of correlation, Weighted coefficient.

Вступ

Система автоматизованого діагностування і прогнозування розвитку дефектів гідроагрегатів (САДП-РДГ) [1] оснований на модифікованій частотній технології вібродіагностування і є апаратно-програмним комплексом, який складається із вимірювальних каналів вібрації, підсистеми поточного

моніторингу вібрації та підсистеми діагностування і прогнозування. Вимірювальні канали вібрації та підсистема поточного моніторингу впроваджені у промислово експлуатацію на Нижньодністровській ГЕС, а підсистема діагностування і прогнозування поетапно вводиться в дослідну експлуатацію.

Основою підсистеми діагностування є тришарова штучна нейроподібна мережа (ШНМ). Кожен з отриманих від підсистеми поточного моніторингу віброакустичних сигналів за допомогою дискретного вейвлет-перетворення (ДВП) розкладається в амплітудно-частотно-часовий спектр (АЧЧС). Потім всі АЧЧС надходять на вхід ШНМ.

Оскільки під час побудови ШНМ застосовують типові підходи, детально викладені в [2], зупинимось на результатах її роботи – визначенні показників вірогідності того, що причиною надмірного віброзміщення є певний чинник вібрації. Інформативний показник вірогідності PV_{kt} чинника, який відповідає k -му нейрону, на момент часу t визначається як:

$$\forall k=1,6 \forall i=1,4 \forall j \in \Psi_k \left(PV_{kt} = \sum_{i,j} w_{kij} d_{kijt}^{norm} \right), \quad (1)$$

де w_{kij} – вагові коефіцієнти, які визначають важливість урахування вейвлет-коефіцієнтів j -ї смуги частот АЧЧС i -го вібросигналу в рівні вірогідності k -го нейрона; d_{kijt}^{norm} – унормовані значення вейвлет-коефіцієнтів j -ї смуги частот АЧЧС i -го вібросигналу в рівні вірогідності k -го нейрона на момент часу t ; Ψ_k – множина номерів смуг частот, в яких спостерігається вплив чинника вібрації, що відповідає k -му нейрону. Нижче розвинено кореляційний метод визначення вагових коефіцієнтів w_{kij} як коефіцієнтів взаємкореляції та наведено аналіз їхньої залежності від навантаження гідрогенератора та напору води у водосховищі.

Мета роботи

Метою роботи є розроблення теоретично-експериментального методу розрахунку вагових коефіцієнтів штучної нейроподібної мережі в системах діагностування гідроагрегатів та експериментальне підтвердження доцільності їх інформативності.

1. Результати теоретичних досліджень та їх аналіз

Математична модель визначення коефіцієнтів взаємкореляції детально викладена в [3–6]. Нагадаємо її основні положення. Гідроагрегат можна подати як порівняно стаціонарну розподілену квазілінеаризовану нерозривну пружну систему зі змінними у просторі коефіцієнтами жорсткості. Ще однією особливістю об'єкта контролю (ОК) буде дія на нього k просторово рознесених некомпенсованих механічних сил різної фізичної природи, амплітуди та векторного напрямку, що довільно змінюються у функції часу. Узагальнену структуру такого ОК подано на рис. 1.

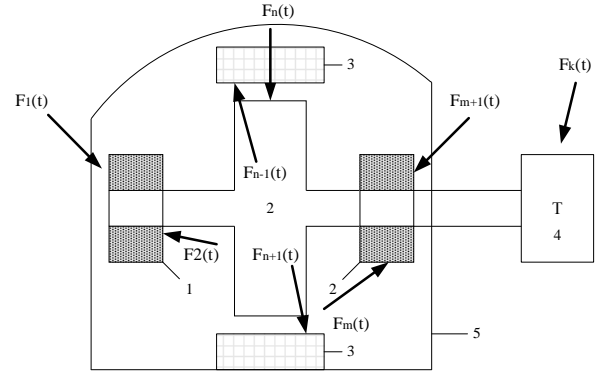


Рис. 1. Узагальнена структурна схема гідроагрегату:
1 – підшипники; 2 – ротор; 3 – статор; 4 – турбіна;
5 – зовнішній кожух

Figure 1. Generalized structural scheme of the hydro unit:
1 – bearings; 2 – rotor; 3 – stator; 4 – turbine;
5 – outer casing

Враховуючи нерозривність такої системи, будь-яка із k зовнішніх некомпенсованих збурювальних сил викликати у довільно вибраній точці (вузлі) системи появу k -ї складової вібросигналу (реакції), амплітуда якого буде відмінною від нуля. Ураховуючи квазілінійність системи, векторно тотожна сила, рівнодійна якій прикладена до тієї самої точки електричної машини, із затримкою у часі Δt викликати появу тотожної реакції системи з тією ж затримкою у часі у будь-якому довільно вибраному вузлі агрегату. Отже, для довільно вибраного контрольованого вузла відносно кожної з k можливих збурювальних сил можна отримати функцію зв'язку. Для довільно вибраного вузла А, що є частиною ОК, справедлива така система рівнянь:

$$\begin{cases} Y_{A1}(t) = F_1(t) \cdot H_{A1}(t), \\ Y_{A2}(t) = F_2(t) \cdot H_{A2}(t), \\ \dots \\ Y_{Ak}(t) = F_k(t) \cdot H_{Ak}(t), \end{cases} \quad (2)$$

де $F_1(t) - F_k(t)$ – некомпенсовані сили, що діють на електричну машину; $H_{A1}(t) - H_{Ak}(t)$ – функції зв'язку відносно збурювальних сил $F_1(t) - F_k(t)$, відповідно; $\psi_{A1}(t) - \psi_{Ak}(t)$ – реакція системи у точці А на дію збурення у вигляді сили $F_1(t) - F_k(t)$, відповідно.

У такому випадку результуючий вібросигнал, що спостерігатиметься у точці А, можна знайти згідно із принципом суперпозиції

$$Y_A(t) = \sum_{i=1}^k Y_{Ai}(t) = \sum_{i=1}^k F_i(t) \cdot H_{Ai}(t).$$

З аналогічних міркувань для точки В залежність реакції вібросигналу від збурювальних сил запишемо у такому вигляді

$$Y_B(t) = \sum_{i=1}^k Y_{Bi}(t) = \sum_{i=1}^k F_i(t) \cdot H_{Bi}(t),$$

а залежність кожної реакції системи у точці В від реакції системи у точці А матиме вигляд

$$y_{Bi}(t) = \frac{H_{Bi}(t)}{H_{Ai}(t)} y_{Ai}(t).$$

Звідси загальну реакцію системи у точці В визначимо як

$$y_B(t) = \sum_{i=1}^k \frac{H_{Bi}(t)}{H_{Ai}(t)} y_{Ai}(t). \quad (3)$$

Аналогічно можуть бути пов'язані між собою й інші точки, що належать ОК.

Оскільки у зв'язку зі стохастичним характером збуджуючих некомпенсованих сил $F_j(t) - F_k(t)$ розглянутий ОК можна вважати стохастичною системою, наведені вирази є теоретичним обґрунтуванням наявності взаємокореляційних зв'язків між реакціями вібро сигналу в різних точках досліджуваної електричної машини.

Істотною проблемою під час використання запропонованого підходу є отримання миттєвих значень коефіцієнтів взаємокореляції. Позаяк вібраційні процеси у контрольованих вузлах електричної машини мають випадковий характер, для точного оцінювання лінійного зв'язку між двома величинами $\psi_A(t)$ та $\psi_B(t)$ необхідно застосовувати такий вираз

$$K_y(t_1, t_2) = \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} (y_1 - m_A(t_1))(y_2 - m_B(t_2)) \cdot f(y_1, y_2, t_1, t_2) dy_1 dy_2, \quad (4)$$

де $m_A(t_1)$, $m_B(t_2)$ – математичні очікування функцій $\psi_A(t)$ та $\psi_B(t)$ у моменти часу t_1 та t_2 , відповідно; $f(y_1, y_2, t_1, t_2)$ – двовимірний густина; ймовірність випадкового процесу $\psi(t)$, що зумовлює появу вібро сигналів у вузлах А та В.

Своєю чергою

$$f(y_1, y_2, t_1, t_2) = \frac{\partial^2 F(y_1, y_2, t_1, t_2)}{\partial y_1 \partial y_2},$$

де $F(y_1, y_2, t_1, t_2)$ – двовимірний функція розподілу ймовірностей випадкового процесу $\psi(t)$, яка задає значення ймовірності того, що у момент часу t_1 виконується нерівність $\psi_A \leq \psi_1$, а у момент часу t_2 виконується нерівність $\psi_B \leq \psi_2$, тобто

$$F(y_1, y_2, t_1, t_2) = P(y_A(t_1) \leq y_1, y_B(t_2) \leq y_2). \quad (5)$$

Враховуючи особливість ОК, коефіцієнт автокореляції між сигналами $\psi_A(t)$ та $\psi_B(t)$ доцільно визначати для того самого моменту часу $t_1 = t_2$, тобто $K_y(t_1, t_2) = K_y(t_1)$.

У разі стаціонарних збурювальних зовнішніх впливів $F_1(t) - F_k(t)$ сигнали $\psi_A(t)$ та $\psi_B(t)$ можна вважати ергодичними, тому після низки перетворень шуканий квазімиттєвий коефіцієнт взаємокореляції

отримують як $K_y^*(t_1) = \frac{1}{T} \int_0^T (\psi_A^*(t_1))(\psi_B^*(t_1)) dt_1$, а для

дискретних часових реалізацій, з урахуванням відомого рівняння Пірсона, можна записати таке співвідношення

$$K_y^*(t_1) = \frac{\sum_{i=1}^n \psi_{Ai}^* \psi_{Bi}^*}{\sqrt{\sum_{i=1}^n \psi_{Ai}^{*2} \cdot \sum_{i=1}^n \psi_{Bi}^{*2}}}, \quad (6)$$

де ψ_{Ai}^* та ψ_{Bi}^* – i -ті значення часових реалізацій функцій $\psi_A(t)$ та $\psi_B(t)$.

2. Алгоритм визначення коефіцієнтів взаємокореляції

На основі вищевикладеної математичної моделі розроблено алгоритм, блок-схему якого наведено на рис. 2.

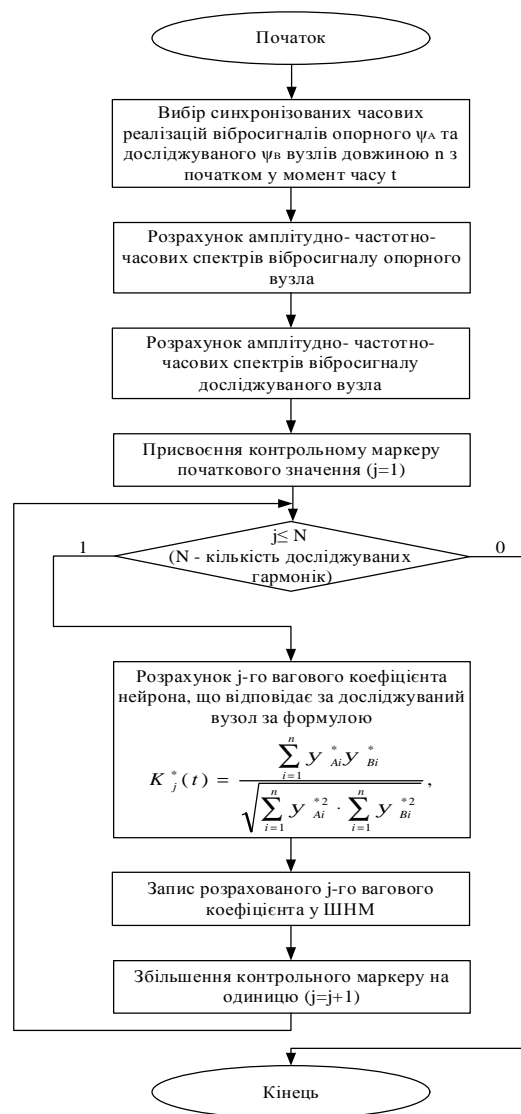


Рис. 2. Блок-схема алгоритму визначення коефіцієнтів взаємокореляції

Figure 2. Block diagram of the algorithm for determining the coefficients of inter-correlation

Його реалізовано на прикладі реальних архівних значень вібросигналів, отриманих від сенсорів, які встановлені на опорно-упорному та турбінному підшипниках другого гідроагрегату Нижньодністровської ГЕС, під час його промислової експлуатації.

3. Результати експериментальних досліджень та їх аналіз

Матриці вейвлет-коефіцієнтів АЧЧС розраховано за допомогою дискретного вейвлет-перетворення [7] для архівних значень вібросигналів за однакові проміжки часу для кожного із вібросенсорів, встановлених на турбінному й опорно-упор-

ному підшипниках на горизонтальній та вертикальній осі. Необхідні стеки архівних даних вибрано для проміжків часу, які відповідають навантаженню гідрогенератора 4,1 МВт за напору води 4,85 м і навантаженню 4,7 МВт за напору води 6,35 м.

Приклад такої матриці наведено на рис. 3.

Далі (згідно з алгоритмом, зображеним на рис. 2) коефіцієнти взаємкореляції визначали для третьої–чотирнадцятої частотних смуг, причому для формування часових реалізацій третьої частотної смуги використано чотири послідовні значення, для четвертої – вісім, для решти – десять. Визначені на основі експериментальних даних коефіцієнти зведено до табл. 1, 2.

Рис. 3. Приклад матриці вейвлет-коефіцієнтів АЧЧС для опорно-упорного підшипника (вісь Y, навантаження – 4,1 МВт, напор води 4,85 м)

Figure 2. An example of the matrix of the wavelet coefficients of the AFTS for the supporting-thrust bearing (axis Y, load – 4.1 MW, water pressure 4.85 m)

Таблиця 1

Результати розрахунку коефіцієнтів взаємкореляції (навантаження – 4,1 МВт, напор 4,85 м)

Table 1

Results of calculation of inter-correlation coefficients (load – 4.1 MW, water pressure 4.85 m)

Місце отримання та вісь вхідних сигналів	Номер смуги частот											
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Опорний підшипник, вісь Y – турбінний підшипник, вісь Y	0,57	0,677	0,678	0,678	0,706	0,523	0,65	0,871	0,548	0,864	0,659	0,808
Опорний підшипник, вісь Y – опорний підшипник, вісь X	0,479	0,539	0,537	0,537	0,528	0,629	0,622	0,664	0,555	0,7	0,648	0,77
Опорний підшипник, вісь X – турбінний підшипник, вісь X	0,534	0,512	0,511	0,511	0,641	0,801	0,677	0,791	0,646	0,722	0,527	0,931
Турбінний підшипник, вісь X – турбінний підшипник, вісь Y	0,654	0,742	0,757	0,757	0,794	0,556	0,633	0,893	0,603	0,79	0,47	0,819

Таблиця 2

Результати розрахунку коефіцієнтів взаємкореляції (навантаження – 4,7 МВт, напор 6,35 м)

Table 2

Results of calculation of inter-correlation coefficients (load – 4.7 MW, water pressure 6.35 m)

Місце отримання та вісь вхідних сигналів	Номер смуги частот											
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Опорний підшипник, вісь Y – турбінний підшипник, вісь Y	0,679	0,796	0,732	0,732	0,809	0,697	0,71	0,949	0,673	0,619	0,778	0,789
Опорний підшипник, вісь Y – опорний підшипник, вісь X	0,636	0,703	0,662	0,662	0,882	0,78	0,765	0,704	0,69	0,687	0,915	0,931
Опорний підшипник, вісь X – турбінний підшипник, вісь X	0,854	0,803	0,772	0,772	0,667	0,884	0,75	0,702	0,544	0,632	0,608	0,627
Турбінний підшипник, вісь X – турбінний підшипник, вісь Y	0,833	0,861	0,836	0,836	0,801	0,716	0,722	0,425	0,459	0,648	0,736	0,877

Проаналізуємо отримані результати. Оскільки під час цього експериментального дослідження потужність гідроагрегату відрізнялася не більше ніж на 15 %, а напор на понад 30 %, а також враховуючи те, що дослідження проводилися у межах однієї доби у штатному режимі роботи гідроагрегату, що унеможливило суттєвий вплив на результати зміни механічної жорсткості системи чи інших істотних механічних змін, то основними визначальними чинниками зміни вібраційної характеристики можна вважати саме чинники гідродинамічної природи.

У роботах [1] та [7] показано, що для вібрацій гідродинамічної природи характерні роторна частота $f_r = 1.785$ Гц (міститься на початку сьомої смуги частот), а також її гармоніки та субгармоніки, що відповідають частотним смугам із третьої (мінімальна частота 0,08 Гц) до дев'ятої (максимальна частота 14,25 Гц), а також вищі частоти для випадку, якщо причиною виникнення вібрації є пульсації тиску чи кавітаційні явища. У цих самих роботах показано також, що вібрації, зумовлені гідродинамічною природою, є випадковими зі слабкою самокореляцією та слабкою взаємкореляцією між їхніми осьовими проєкціями, а також зростають зі зменшенням ламінарності потоку, що характерно для зменшення напору. З іншого боку, в роботі [5] теоретично та за допомогою комп'ютерного моделювання доведено, що з віддаленням значущої збурювальної сили від умовної точки механічного центра між ними (зазначений ефект спостерігається у разі посилення вібросигналу гідродинамічної природи, оскільки точки прикладання гідродинамічних сил розміщені на гідротурбіні) їхні коефіцієнти взаємкореляції зменшуються.

Аналізуючи результати експериментальних досліджень, наведені у табл. 1 та табл. 2, можна відзначити чітку тенденцію до зниження коефіцієнтів взаємкореляції в разі зменшення напору на частотних смугах від третьої до дев'ятої та тринадцятої, що повністю відповідає припущенням, наведеним у [1], [5] та [7]. Проте, як показано вище, під час проведення експерименту суттєвою є зміна навантаження, що позначається на вібрації гідроагрегату.

Аналізуючи дані [8], можна відзначити, що за майже незмінного напору гідроагрегату розглянутого типу та у разі зменшення його навантаження спостерігалось зменшення коефіцієнтів взаємкореляції між досліджуваними вузлами на частотних смугах з шостої до восьмої. Оскільки одночасно зі зменшенням напору знижувалось навантаження гідроагрегату, можна припустити, що зменшення коефіцієнтів взаємкореляції на частотних смугах з шостої до восьмої зумовлено причинами як гідродинамічної, так і електромагнітної природи, які діяли співнапрямлено та підсилювали виявлений під час експерименту ефект.

На підставі викладеного можна стверджувати, що коефіцієнти взаємкореляції можна використовувати не лише як вагові коефіцієнти ШНМ, але і як додаткову ознаку наявності в певних смугах частот тих чи інших складових вібрації.

Висновки

1. Експериментально встановлено наявність сильних кореляційних зв'язків між часовими реалізаціями вібросигналу (віброприскорення) у просторово рознесених точках та у різних координатних осях гідроагрегату в стаціонарному режимі роботи.

2. Показано доцільність визначення вагових коефіцієнтів ШНМ для вібродіагностування дефектів гідроагрегатів за допомогою кореляційного методу, тобто розглядаючи їх як коефіцієнти взаємкореляції. Вхідними даними цієї процедури є числові значення вейвлет-коефіцієнтів окремих смуг частот АЧЧС.

3. Встановлено, що в смугах частот, в яких зосереджені електродинамічні та гідродинамічні складові вібрації, суттєво змінюються коефіцієнти взаємкореляції вібросигналів у просторово рознесених квазісиметричних точках гідроагрегату. Це дає можливість розглядати коефіцієнти взаємкореляції як додаткову ознаку наявності електродинамічної та гідродинамічної складових вібрації в певній смузі частот.

4. Експериментально доведено, що у разі зниження напору спостерігається зменшення коефіцієнтів взаємкореляції між вібросигналами на опорному та турбінному підшипниках у межах частотних смугах, у яких зосереджені збурювальні сили гідродинамічної природи.

Конфлікт інтересів

Під час виконання роботи не існувало будь-яких фінансових, організаційних або інших можливих конфліктів, що її стосуються.

Список літератури

[1] А. Ширман, А. Соловьев. *Практическая вибродиагностика и мониторинг состояния механического оборудования*. Москва, РФ: Машиностроение, 1996.

[2] О. Колесницький, Є. Гордишевська, С. Лукаш, “Комп’ютерне моделювання методу розпізнавання сигналів мультисенсорів газів на основі імпульсної нейронної мережі”, *Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах*, Київ, Україна: № 1, с. 121–126, 2013.

[3] P. Broersen. *Automatic autocorrelation and spectral analysis*. London, GB: Springer-Verlag London Limited, 2006.

[4] S. Rao. *Vibration of continuous systems*. New York, USA: Jon Wiley & Sons, 2007.

[5] V. Hraniak, V. Kukharchuk, V. Kucheruk, A. Khassenov, “Using instantaneous cross-correlation coefficients of vibration signals for technical condition monitoring in rotating electric power machines”, *Bull. Karaganda Un., Kazakhstan: PHYSICS Series.*, no.1(89), pp. 72–80, 2015.

[6] А. Кобзарь. *Прикладная математическая статистика*. Москва, РФ: ФИЗМАТЛИТ, 2006.

[7] В. Владиславлев. *Вибрация гидроагрегатов электрических станций*. Москва, СССР: Энергия, 1972.

[8] В. Граняк, С. Качив, В. Кухарчук, “Результати аналізу залежності коефіцієнтів взаємкореляції вібраційних процесів гідроагрегату від його навантаження”. *Вісник Він. політехн. ін-ту, Вінниця, Україна: № 4, с. 7–14, 2018.*

References

[1] A. Shirman, A. Solovyov. *Practical vibration-based diagnostics and monitoring of mechanical equipment condition*. Moscow, RF: Mashinostroyenie, 1996.

[2] O. Kolesnitsky, E. Gordyshevskaya, S. Lukash, “Computer modeling of the recognition method of multi-sensors signals of gases on the basis of pulsed neural network”, *Meas. and Comp. Devices in Techn. Proc.*, Kyiv, Ukraine: No. 1, pp. 121–126, 2013.

[3] P. Broersen. *Automatic autocorrelation and spectral analysis*. London, GB: Springer-Verlag London Limited, 2006.

[4] S. Rao. *Vibration of continuous systems*. New York, USA: Jon Wiley & Sons, 2007.

[5] V. Hraniak, V. Kukharchuk, V. Kucheruk, A. Khassenov, “Using instantaneous cross-correlation coefficients of vibration signals for technical condition monitoring in rotating electric power machines”, *Bull. Karaganda Un., Physics Series*, No. 1(89), pp. 72–80, 2015.

[6] A. Kobzar. *Applied mathematical statistics*. Moscow, RF: Fizmatlit, 2006.

[7] V. Vladislavlev. *Vibration of hydro units of power plants*. Moscow, USSR: Energy, 1972.

[8] V. Hraniak, S. Katsyy, V. Kukharchuk, “Results of the dependence analysis of the mutual correlation coefficients of hydro aggregate vibration processes on its load”, *Bull. Vinnytsia Polytechn. Inst.*, Ukraine: No. 4, pp. 7–14, 2018.