

Міністерство освіти і науки України
Вінницький національний технічний університет

ДИСКРЕТНІ ВЕЙВЛЕТ-ПЕРЕТВОРЕННЯ В ДІАГНОСТУВАННІ ГІДРОАГРЕГАТІВ

Монографія

Вінниця
ВНТУ
2018

Замовити цю книгу <https://press.vntu.edu.ua/index.php/vntu/catalog/book/516>

Видавництво Вінницького національного технічного університету

<https://press.vntu.edu.ua/index.php/vntu/catalog>

УДК 681.518.3:621.311.214

Д48

Автори:

В. В. Кухарчук, С. Ш. Кацев, В. Ф. Граняк, С. О. Биковський

Рекомендовано до друку Вченою радою Вінницького національного технічного університету Міністерства освіти і науки України (протокол № 5 від 19.12.2017)

Рецензенти:

В. П. Квасніков, доктор технічних наук, професор

В. Ю. Кучерук, доктор технічних наук, професор

Дискретні вейвлет-перетворення в діагностуванні
Д48 гідроагрегатів : монографія / В. В. Кухарчук, С. Ш. Кацев,
В. Ф. Граняк, С. О. Биковський. – Вінниця : ВНТУ, 2018. – 112 с.
ISBN 978-966-641-735-3

В монографії розглянуто частотно-часову технологію діагностування та прогнозування дефектів гідроагрегатів. Вона полягає в тому, що, виходячи з суттєвої нестационарності віброакустичних сигналів, для їх спектрального аналізу застосовують дискретне вейвлет-перетворення і отримують тривимірний амплітудно-частотно-часовий спектр. Наводяться особливості алгоритмів дискретного вейвлет-перетворення, пов'язані з обробкою скінченних масивів вхідної інформації.

УДК 681.518.3:621.311.214

ISBN 978-966-641-735-3

© В. В. Кухарчук, С. Ш. Кацев, В. Ф. Граняк, С. О. Биковський, 2018

ЗМІСТ

ВСТУП	5
1 АНАЛІЗ ВІДОМИХ МЕТОДІВ ТА ЗАСОБІВ ВИМІРЮВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ВІБРАЦІЙ.....	7
1.1 Основні поняття теорії вібраційних процесів.....	7
1.2 Причини виникнення вібрацій роторних машин.....	12
1.2.1 Неврівноваженість ротора.....	12
1.2.2 Порушення співвісності валів.....	15
1.2.3 Порушення жорсткості опорної системи	17
1.2.4 Дефекти підшипників ковзання.....	19
1.2.5 Дефекти підшипників кочення	23
1.2.6 Дефекти зубчастих передач	25
1.2.7 Вібрація електричних машин електромагнітного походження.....	29
1.2.8 Порушення гідро і газодинаміки потоку.....	31
1.3 Методи та засоби вимірювання віброакустичних сигналів	37
1.3.1 Контрольні точки вимірювання вібрації	37
1.3.2 Засоби вимірювання вібросигналів.....	38
1.4 Операції з опрацювання віброакустичного сигналу	42
1.4.1 Фільтрація (частотна селекція) віброакустичного сигналу	42
1.4.2 Часова реалізація (форма сигналу).....	43
1.4.3 Синхронне накопичення (синхронне усереднення в часовій області)	44
1.4.4 Спектр	45
1.4.5 Виділення обвідної	47
1.4.6 Кепстр	48
2 ЧАСТОТНО-ЧАСОВИЙ СПЕКТРАЛЬНИЙ АНАЛІЗ	51
2.1 Загальні засади спектрального аналізу.....	51
2.2 Неперервні вейвлет-перетворення	56
2.3 Дискретні вейвлет-перетворення	61
2.3.1 Кратномасштабний аналіз.....	62
2.3.2 Формування материнських вейвлетів.....	63

2.3.3 Математичні моделі та алгоритми дискретного вейвлет-перетворення.....	74
2.3.4 Програмна реалізація ДВП з довільним цілим коефіцієнтом стискання.....	79
2.3.5 Частотна ідентифікація масштабних коефіцієнтів дискретного вейвлет-перетворення.....	82
3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДВП ВІБРОСИГНАЛІВ ГІДРОАГРЕГАТИВ ДНІСТРОВСЬКОЇ ГЕС-2	
3.1 Порівняльний аналіз результатів ДВП з різними коефіцієнтами стискання.....	90
3.2 Порівняльний аналіз результатів ДВП з різними материнськими вейвлетами.....	92
ВИСНОВКИ.....	98
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	99
ДОДАТОК А Фрагменти програми ДВП вібросигналів	103

ВСТУП

Майбутнє світової економіки тісно пов'язане з прискореним розвитком відновлюваних джерел енергії, одним з яких є гідроенергетика. Разом з тим, гідроелектростанції (ГЕС), особливо потужні, у випадку аварії можуть становити значну небезпеку для навколишнього середовища та людей, як це відбувалось на Нурекській ГЕС (Таджикистан, 1983 р.), Саяно-Шушенській ГЕС (Росія, 2009 р.), а також в Швейцарії (2000 р.), США (2005 р.), Індії (2009, 2013 рр.) тощо.

Тому дуже важливим є своєчасне діагностування і, особливо, прогнозування дефектів гідроагрегатів. Одним з найпоширеніших видів діагностування є вібродіагностування, оскільки практично миттєва реакція вібросигналу на зміну стану обладнання є дуже важливою перевагою, порівняно з іншими видами, в аварійних ситуаціях, коли визначальним чинником є швидкість встановлення діагнозу і прийняття рішення.

Вібродіагностування – це галузь знань, що включає в собі теорію і методи організації процесів розпізнавання технічних станів машин і механізмів за вихідною інформацією, що міститься у віброакустичному сигналі [28].

Основним фізичним носієм інформації про стан елементів працюючого устаткування у вібродіагностуванні є віброакустичний сигнал – збірне поняття, що містить інформацію про коливальні процеси (вібраційні, гідро- або газодинамічні тощо) і акустичний шум механізму в навколишньому середовищі. Отже вібродіагностуванню може піддаватися будь-яке устаткування, функціонування якого супроводжується коливальними процесами. Всяке відхилення параметрів функціонування устаткування від норми призводить до зміни характеру взаємодії його елементів і до зміни супровідної взаємодії віброакустичних процесів [1, 28].

Протягом останніх 20 років у світі ведеться активна робота по створенню автоматизованих комп'ютерних систем моніторингу та діагностування дефектів машин та обладнання [2–4]. Були створені спеціалізовані комп'ютерні системи для діагностування гідроагрегатів,

виробництва ТОВ Ампер (комплекс КНК-32) та ДІАМЕХ2000 (комплекс АЛМАЗ-7010-ГЕС), які базуються на спектральному аналізі вібросигналів.

Недоліком згаданих вище систем діагностування є те, що спектр сигналу отримується за допомогою звичайного перетворення Фур'є, яке дає адекватний результат лише для стаціонарних сигналів, в той час як вібросигнал гідроагрегату є суттєво нестационарним.

Тому останнім часом проводяться дослідження, які виправляють цей недолік (наприклад, [6, 7]), але при цьому нестационарний вібросигнал трансформується в тривимірний амплітудно-частотно-часовий спектр (АЧЧС) з допомогою віконного перетворення Фур'є, що має фіксовану ширину вікна i , внаслідок цього, недостатню роздільну здатність.

Авторами було запропоновано здійснювати спектральний аналіз вібросигналів за допомогою дискретного вейвлет-перетворення (ДВП), яке має змінну ширину вікна i тому значно кращу роздільну здатність [10–12].

1 АНАЛІЗ ВІДОМИХ МЕТОДІВ ТА ЗАСОБІВ ВИМІРЮВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ВІБРАЦІЙ

1.1 Основні поняття теорії вібраційних процесів

Коливання

Коливаннями скалярної величини називають процес почергового зростання і зменшення її в часі.

Механічними коливаннями називають коливання значень кінематичного або динамічного параметра, що характеризує механічну систему.

Моногармонічні коливання

У простому випадку поверхня, що вібрує, (точка поверхні, тіло) спричинює коливання (рис. 1.1), які містять складову лише однієї частоти, при цьому координати коливної точки визначаються рівнянням

$$X(t) = A \sin(\omega t + \varphi), \quad (1.1)$$

де додатна величина A – амплітуда гармонічного коливання; $(\omega t + \varphi)$ – повна фаза гармонічного коливання; φ – початкова фаза гармонічного коливання; ω – циклічна або кутова частота.

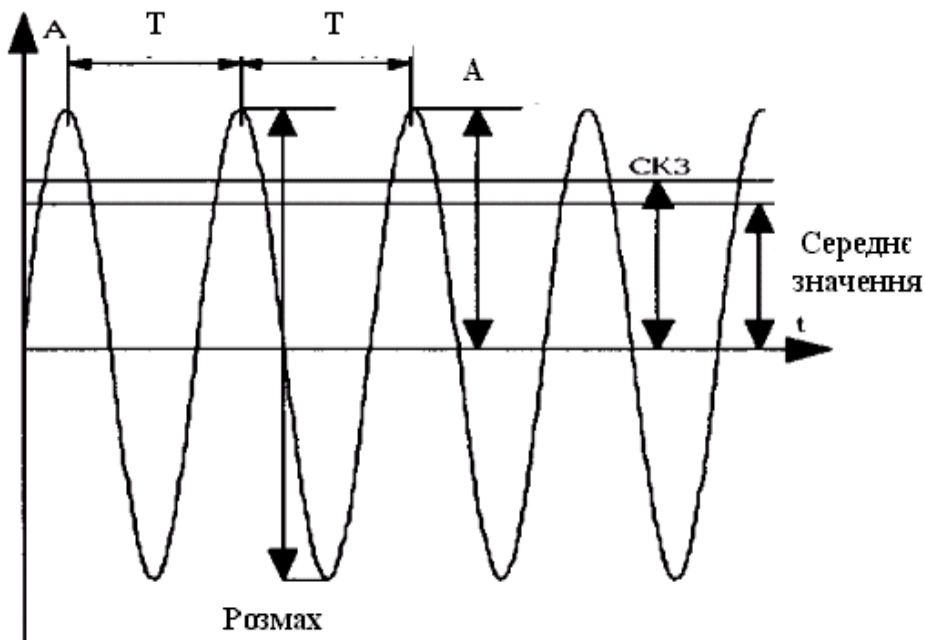


Рисунок 1.1 – Графік моногармонічного коливання

Ці коливання називають синусоїдальними (моногармонічними) і характеризуються такими параметрами:

- період (T) – найменший проміжок часу, після закінчення якого повторюється кожне значення величини, що змінюється;
- частота (f) – число повних циклів коливання тіла за секунду

$$f = \frac{1}{T}; \quad (1.2)$$

- розмахом коливань, який для моногармонічного коливання дорівнює подвоєній амплітуді;
- середнім значенням амплітуди, яке для моногармонічного коливання дорівнює

$$\frac{2A}{\pi} = 0,637A; \quad (1.3)$$

- середньоквадратичним значенням амплітуди за період, який для моногармонічного коливання дорівнює

$$\frac{A}{\sqrt{2}} = 0,707A. \quad (1.4)$$

Використовуючи поняття періоду та частоти для кутової частоти можна записати

$$\omega = \frac{2\pi}{T} = 2\pi f. \quad (1.5)$$

Полігармонічні коливання

Полігармонічні коливання – це періодичні коливання розміру, що характеризує коливання, яке можна уявити у вигляді суми моногармонічних складових (рис. 1.2)

$$X(t) = \sum_{i=1}^N A_i \sin(\omega_i t + \varphi_i), \quad (1.6)$$

де A_i – амплітуда i -ї гармонічної складової; φ_i – початкова фаза i -ї гармонічної складової; ω_i – циклічна частота i -ї гармонічної складової.

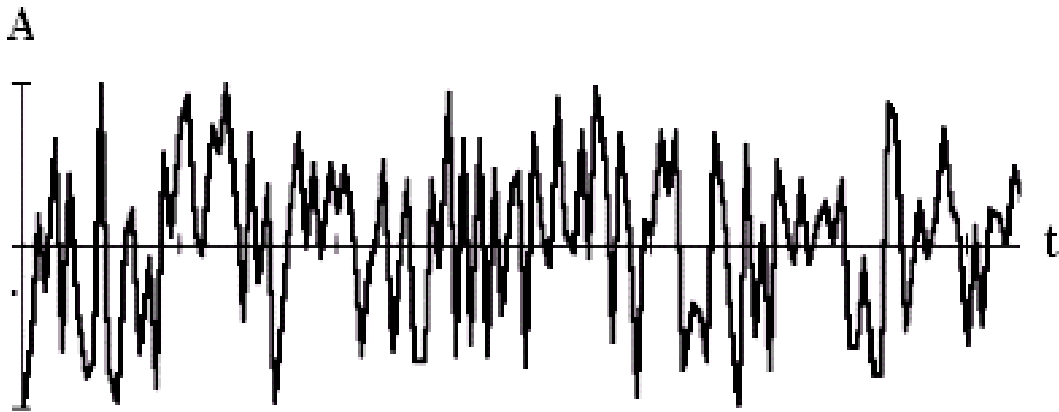


Рисунок 1.2 – Графік полігармонічного коливання

Вібрації

Вібрація – це коливання тіла або окремих його частин відносно нейтрального положення, що змінюються в часі у визначених межах.

Розрізняють абсолютну і відносну вібрації.

Абсолютна вібрація – це коливання тіла відносно положення своєї рівноваги (наприклад, вібрація корпусів машин, фундаментів, трубопроводів щодо Землі), тобто коливання тіла в абсолютній системі координат.

Відносна вібрація – це коливання одного тіла відносно іншого (наприклад, вібрація вала щодо корпусу підшипника), тобто коливання тіла у відносній системі координат.

У переважній кількості випадків вібрація є полігармонічним коливанням.

Параметри вібрації та одиниці вимірювання

Для кількісної оцінки вібрацій найчастіше використовують такі параметри, як розмах, пікове значення, середнє значення, середньоквадратичне значення.

Розмах – це алгебраїчна різниця між найбільшим і найменшим значеннями коливної величини. Розмах коливань є важливим параметром, наприклад, у випадках коли зсув механічних коливань деталі машини є критичним із погляду максимально припустимих механічних напруг і зазорів.

Пікове значення – це найбільше абсолютне значення максимальних відхилень коливної величини. Іноді буває доцільно розрізняти по-

зитивне і негативне пікове значення. Пікове значення ефективно при оцінці короткочасних механічних ударів. Проте пікове значення відображає тільки максимальне значення досліджуваних коливань, а не їхній часовий розвиток.

Середнє значення відображає часовий розвиток досліджуваних коливань, але його практичне застосування обмежене через те, що воно не має безпосереднього зв'язку ні з якою фізичною величиною цих коливань.

Середньоквадратичне значення (СКЗ) є найважливішим, тому що в ньому враховується часовий розвиток досліджуваних коливань і воно безпосередньо відображає значення, яке пов'язане з енергією сигналу. Для полігармонічних коливань СКЗ складає

$$\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N A_i^2}{2}} \quad (1.7)$$

Віброзміщення, віброшвидкість, віброприскорення

Ці поняття введені для опису вібраційних процесів і їх взаємозв'язок добре ілюструється на прикладі звичайного моногармонічного коливання (рис. 1.3), коли амплітуду хвилі коливань вважати рівною віброзміщенню.

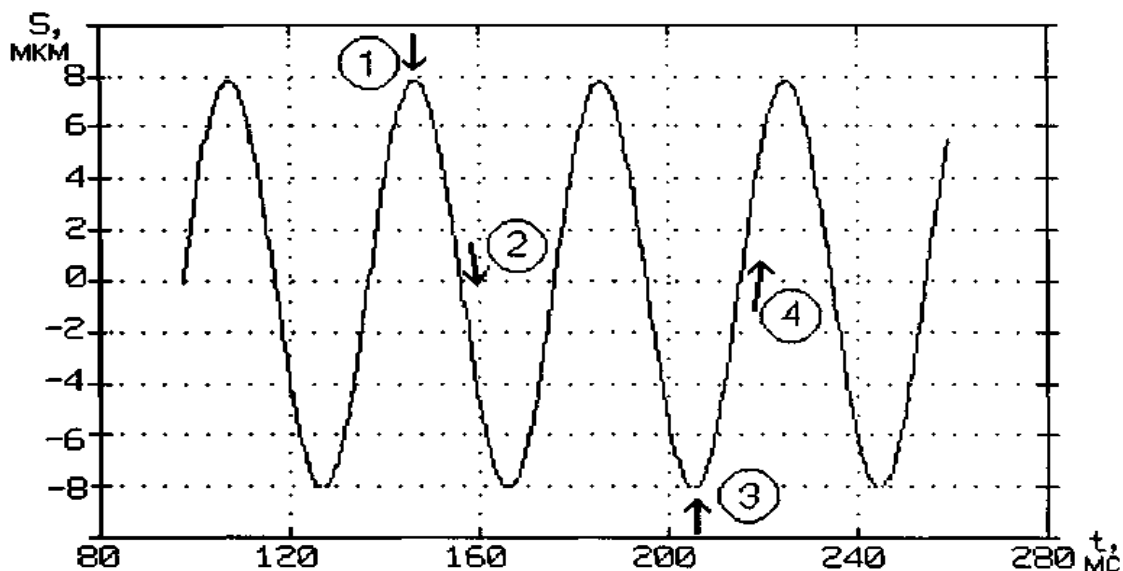


Рисунок 1.3 – Взаємозв'язок віброзміщення, віброшвидкості і віброприскорення

Досить часто для вібродіагностування важливими параметрами є не тільки зсув, а також швидкість або прискорення коливань. Головне розходження цих трьох параметрів полягає в їх взаємному фазовому зсуві.

На рис. 1.3 стрілкою з індексом 1 позначено максимум додатного віброзміщення і відповідно максимум від'ємного віброприскорення, при цьому віброшвидкість дорівнює нулю. Стрілкою 2 позначено максимум від'ємної віброшвидкості. Стрілкою 3 – максимум від'ємного віброзміщення і відповідно максимум додатного віброприскорення, при цьому віброшвидкість також дорівнює нулю. Нарешті стрілка 4 відповідає максимуму додатної віброшвидкості.

Амплітуди зсуву, швидкості та прискорення моногармонічного сигналу взаємно пов'язані математичними функціями частоти і часу, які наведено нижче. Нехтуючи фазовими співвідношеннями, віброшвидкість можна визначити поділивши віброприскорення на пропорційний частоті чинник. Аналогічно, віброзміщення можна одержати поділивши віброприскорення на чинник, пропорційний квадрату частоти.

$$v = \frac{a}{2pf}; \quad s = \frac{a}{4p^2 f^2} = \frac{v}{2pf}. \quad (1.8)$$

Віброзміщення, віброшвидкості і віброприскорення у відповідності з вимогами рекомендацій ІСО 1000 зазвичай виражаються в одиницях міжнародної системи одиниць, наведених в табл. 1.1.

Таблиця 1.1 – Одиниці вимірювання

Віброзміщення	м, мм, мкм
Віброшвидкість	м/с, мм/с
Віброприскорення	м/с ²

Прискорення механічних коливань також часто вимірюється в одиницях сили ваги (g), хоча ця одиниця і не входить у міжнародну систему одиниць, відповідно до ІСО.

Вибір параметрів механічних коливань

Застосування вібросенсора, що генерує сигнал пропорційний прискоренню, дає можливість вимірювати й аналізувати не тільки вібро-

прискорення, але й віброшвидкості і віброзміщення. Потрібні перетворення забезпечують електронні інтегратори, що вмонтовані в сучасні вібровимірювальні прилади.

При вимірюванні вібрації в широкому частотному діапазоні вибір параметра відіграє важливу роль, особливо тоді, коли віброакустичний сигнал містить багато складових із різними частотами. Вимірювання віброзміщення визначає складову сигналу з низькими частотами, у той час як вимірювання віброприскорення визначає складову сигналу з високими частотами.

Прийнято називати вібрацію в діапазоні, який нижче частоти обертання ротора, *низькочастотною*, відповідно від частоти обертання ротора до її 20-ї гармоніки – *середньочастотною*, а вище – *високочастотною*.

1.2 Причини виникнення вібрацій роторних машин

Найбільш поширеними причинами виникнення вібрацій роторних машин є [28]:

- неврівноваженість ротора;
- порушення співвісності валів;
- порушення жорсткості опорної системи;
- дефекти підшипників ковзання;
- дефекти підшипників кочення;
- дефекти зубчастих передач;
- вібрація електричних машин електромагнітного походження;
- порушення гідро- і газодинаміки потоку.

Розглянемо ці причини детальніше.

1.2.1 Неврівноваженість ротора

Неврівноваженістю ротора називають такий стан ротора, при якому під час обертання виникають відцентрові сили і моменти, що викликають змінні навантаження на опори ротора і його вигин. Неврівноваженість ротора можуть викликати джерела механічного походження, гідродинамічного тощо.

Неврівноваженість ротора механічного походження викликається виникненням (у силу різноманітних причин) відхилень робочих геометричних розмірів ротора від номінальних конструктивних, тобто

дисбалансу. При обертанні такого ротора з деякою кутовою швидкістю в кожному поперечному перерізі, що має відхилення розмірів від номінальних, виникає відцентрова сила, що обертається разом із ротором і викликає змінні навантаження на опори. При цьому для спостерігача результуюча відцентрова сила обертається, як і її окремі складові, але для ротора вона нерухома і є статичним навантаженням, що може викликати значний вигин.

Вплив відцентрових сил, або дисбалансу, на опори великою мірою визначається динамічними властивостями ротора, тобто його спроможністю до зміни форми при обертанні. Більшість великих агрегатів мають ротори зі змінюваною при обертанні формою осі, тобто так звані гнучкі ротори, проте, основна частина агрегатів середньої і малої потужності мають практично недеформовані при обертанні жорсткі ротори.

Умовно види дисбалансу можна розділити на дві категорії: механічний, або «жорсткий», дисбаланс і дисбаланс, пов'язаний із прогином ротора.

Механічний, або «жорсткий», дисбаланс – один з основних джерел підвищеної вібрації устаткування. Причини його виникнення можна розділити на дві групи. Перша з них – це дефекти, пов'язані з порушенням технології виготовлення, складання і балансування ротора після складання, із заміною або перестановкою деталей у процесі монтажу, що характеризуються підвищеною вібрацією безпосередньо по завершенні ремонту або монтажу устаткування. Інша група – дефекти експлуатації, такі як руйнація і «виліт» частин ротора (наприклад, частин робочого диска, лопатей тощо) у процесі роботи, що характеризуються раптовими однократними стрибкоподібними змінами амплітуди і (або) фази вібрації, і різноманітні види зношеності поверхонь ротора.

Дисбаланс, пов'язаний із прогином (у багатьох випадках залишковим) вала, також може викликатися дефектами виготовлення (залишкові деформації, неоднорідність поковки вала, теплова нестабільність в електричних машинах тощо), дефектами монтажу і дефектами експлуатації.

Криві (форми сигналу) віброзміщення і віброшвидкості при неврівноваженості ротора та відсутності інших розвинутих дефектів агре-

гату в багатьох випадках періодичні або майже періодичні, із періодом коливань, що відповідають частоті обертання ротора, і мають форму, близьку до синусоїдальної. Амплітуда і фаза вібрації на частоті обертання ротора практично стабільні в часі. Крива (форма сигналу) віброприскорення часто має більш «складний» («випадковий») характер.

На рис. 1.4 наведені форми сигналу віброшвидкості (нижній графік) і віброприскорення (верхній графік), що були обміряні з інтервалом у декілька секунд в одній і тій же точці підшипникового щита електродвигуна, який мав неврівноваженість ротора. На рисунку вертикальними пунктирними лініями позначений тимчасовий інтервал, що відповідає одному обороту ротора. При цьому крива (форма сигналу) віброприскорення має «складну» форму за рахунок достатньо інтенсивної середньо- і високочастотної випадкової вібрації.

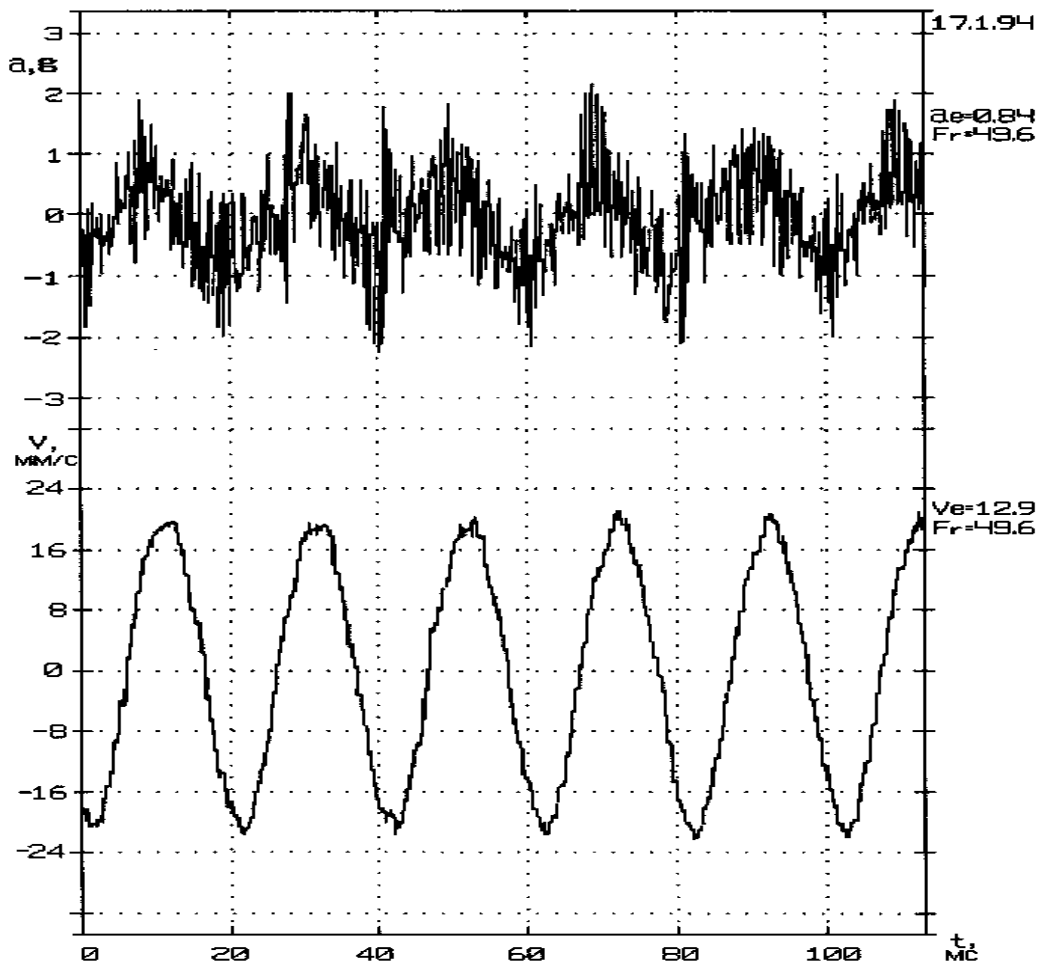


Рисунок 1.4 – Форми сигналів віброприскорення і віброшвидкості електродвигуна, що має неврівноваженість ротора

1.2.2 Порухення співвісності валів

Характер вібрації устаткування при порушеннях співвісності валів у більшості випадків визначається конструкцією застосовуваних сполучних муфт. Наприклад, якщо гнучкі або рухливі муфти спроможні компенсувати значні порушення співвісності валів практично без зміни вібростану агрегату за рахунок погіршення умов роботи власних елементів, то жорсткі муфти при цьому, зазнаючи лише підвищені напруження в болтових з'єднаннях, цілком передають нові умови роботи валів на опори, викликаючи значну зміну їхніх реакцій і вібростану агрегату. Зубчасті і напівжорсткі муфти припускають порушення співвісності валів при малопомітній зміні вібростану агрегату, але при цьому для зубчастих муфт це може мати різноманітні несприятливі наслідки: прискорене зношення, деформацію або злам зубів. Бувають випадки, коли муфта виявляється більш тривкою, ніж суміжний підшипник, що може спричинити пошкодження останнього.

Таким чином, вібрації опор при порушенні співвісності валів, хоча і не є лінійною функцією ступеня розвитку цього дефекту, достатньо адекватно характеризує спроможність агрегату як системи справлятися з ним.

Характер вібрації в цьому випадку залежить від розміру і місця прикладання неврівноважених сил, властивостей і якості мастильного прошарку в підшипниках, а також стану муфти. У вібраційному сигналі зазвичай присутні коливання з частотою обертання ротора, можливо її гармоніками, за певних умов можлива поява низькочастотної вібрації.

У спектрі вібрації практично завжди можна спостерігати переважні першу і(або) другу гармоніки частоти обертання ротора. Іноді спостерігається порівняно висока віброактивність і на гармоніках з вищими номерами, але не більше 3–5. При порушеннях співвісності валів у спектрі, як правило, спостерігається порівняно низький рівень шумів, що обумовлено малим рівнем випадкової вібрації у вібросигналі.

При значних порушеннях співвісності валів (і відсутності інших розвинутих дефектів) для форми сигналу віброприскорення в багатьох випадках властива майже періодична, «нехаотична» форма кривої віб-

рації. Форма сигналу віброшвидкості зазвичай має більш «впорядкований» характер.

Крива сигналу може бути асиметрична, позитивні і негативні значення амплітуд можуть відрізнятися в 1,2–1,5 рази.

На рис. 1.5 наведені форми сигналів віброприскорення і віброшвидкості, виміряні з інтервалом у декілька секунд на кришці задньої підшипникової опори електродвигуна насосного агрегату з порушенням співвісності у вертикальному напрямку.

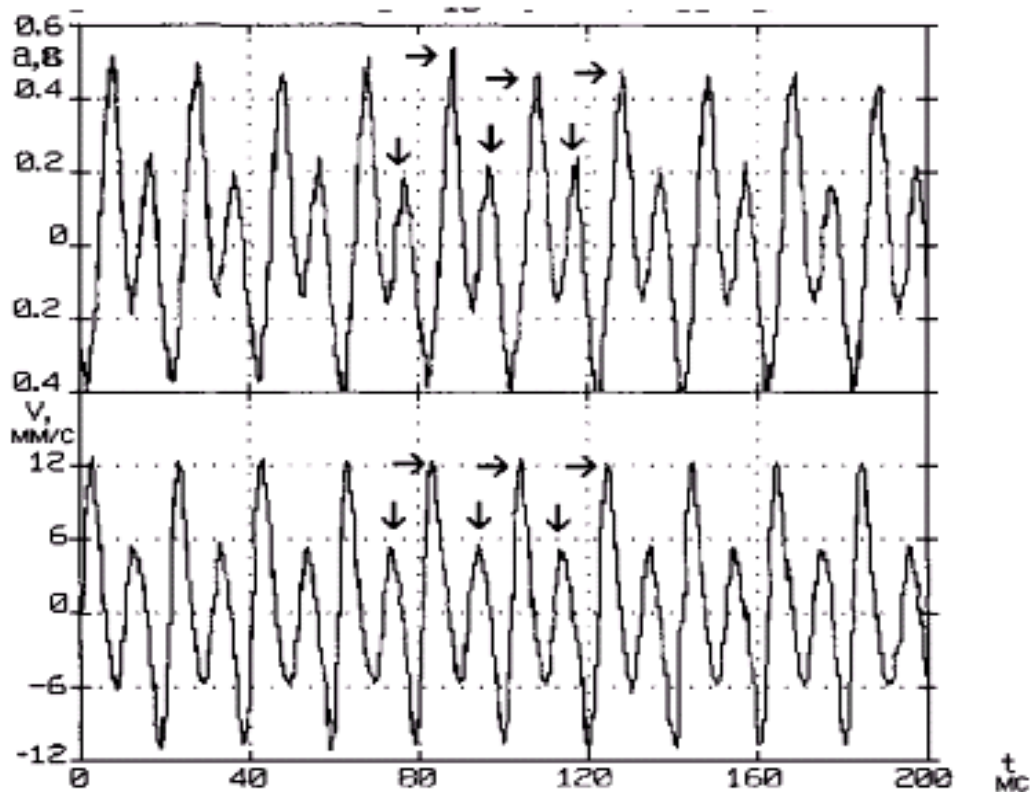


Рисунок 1.5 – Форми сигналів віброприскорення і віброшвидкості електродвигуна з порушенням співвісності

На формах сигналу вібрації вертикальними пунктирними лініями позначені тимчасові інтервали, що відповідають двом оборотам ротора. Сигнал вібрації майже періодичний, за один оборот ротора спостерігається два максимуми (мінімуми) кривої, у сигналі віброшвидкості пікові значення локальних максимумів (від обороту до обороту ротора) практично незмінні, у сигналі віброприскорення флюктують у межах 15 % (див. максимуми, позначені однонаправленими стрілками). Випадкова вібрація практично відсутня.

1.2.3 Порухення жорсткості опорної системи

Як відомо, у стійкому режимі обертання коливання ідеально урівноваженого ротора відсутні, проте на реальний ротор впливають різноманітні неврівноважені сили, збуджуючи вібрацію. Оскільки самі по собі порушення жорсткості є не джерелами виникнення вібрації, а лише нелінійним відгуком системи (агрегату) на вплив неврівноважених сил, що викликають вібрацію, то в цьому класі дефектів можна об'єднати ті, що призводять до нерозрахованої зміни жорсткості опорної системи (у тому числі, зменшенню загальних розрахункових мас, що коливаються разом із джерелами порушення) і підвищенню вібрації устаткування. З появою дефектів цієї групи вібрація іноді може багаторазово перевищувати припустимі значення.

Вплив жорсткості опорної системи на вібрацію очевидний. Амплітуда вібрації зворотно пропорційна динамічній жорсткості

$$A = P_0 C_d^{-1} \quad (1.9)$$

де A – амплітуда вібрації; C_d – динамічна жорсткість; P_0 – амплітуда сили.

Істотно знижується динамічна жорсткість в області резонансу. При резонансі навіть невеличкі сили спричиняють надмірну вібрацію опор. Для усунення цієї проблеми необхідне налагодження опорної системи від резонансу зміною її жорсткості, звичайно убик збільшення, або маси.

Реальні опори у вертикальному і горизонтально поперечному напрямках мають різну жорсткість. Ця властивість опор називається анізотропністю. При анізотропності частотні характеристики для вертикального і горизонтально-поперечного напрямків різні.

Нелінійна жорсткість опор характеризується порушенням пропорційності між силою і деформаціями. Внаслідок нелінійності при впливі гармонічної сили порушення (що викликається, наприклад, неврівноваженістю ротора) і гармонічних переміщеннях вала опорна реакція може мати складний спектр, що містить різні гармоніки оборотної частоти.

Анізотропність і нелінійність у загальному випадку не пов'язані з якимись дефектами, проте їхній вплив на характер вібрації досить

значний. На нелінійних опорах можуть спостерігатися субгармонічні коливання, або субгармонічний резонанс. Субгармонічні коливання мають частоту, у ціле число разів меншу частоти обертання, при цьому переважають коливання з половинною частотою.

Розмір і характер вібрації при ослабленнях жорсткості залежить від ступеня розвитку дефекту (зміни жорсткості системи), величин нерівноважених (які залежать або не залежать від технологічних параметрів) і властивостей конкретного агрегату – анізотропності і нелінійності опорної системи. Вібраційний сигнал зазвичай має складний характер, у ньому присутні коливання в широкому діапазоні частот.

Промислові агрегати мають велику кількість з'єднань, ослаблення жорсткості яких може призвести до ушкодження або аварії. Ослаблення жорсткості можна умовно розділити на два класи:

- ослаблення жорсткості структурних елементів (опорної системи): фундаменту (тріщини на фундаменті, контакт столу фундаменту і перекриття, осадка фундаменту, відрив фундаментної плити від фундаменту тощо), рами, корпусних елементів (корпусні тріщини), підшипникових опор, нерухомих деталей підшипників;
- ослаблення жорсткості обертових елементів: деталей, що кріпляться на роторі, ротора в підшипнику, у зубчастих муфтах, у редукторах.

При ослабленнях жорсткості (і відсутності інших дефектів) для форми сигналу віброприскорення, у низці випадків, властиві такі особливості:

- неперіодичний, хаотичний характер кривої вібрації: немає повторюваної «картинки» кривої вібрації від обороту до обороту ротора;
- нерегулярні інтервали між переважними піками, кількість і розмір котрих (протягом часового інтервалу, що відповідає кільком оборотам ротора) можуть значно змінюватися; при цьому пікове значення може досягати $6g$ і більше у випадку розвитих дефектів.

Проте цього може не спостерігатися (особливо при сильному розвитку деяких видів порушень жорсткості) при «далекості» площини ослаблення жорсткості від ротора.

Форма сигналу віброшвидкості може мати більш «упорядкований» характер (у порівнянні із сигналом віброприскорення), проте ам-

плітуда сигналу зазвичай буває нестабільна від обороту до обороту (або в продовж декількох оборотів) і може змінюватися іноді навіть у декілька разів.

Прикладом цьому служать дві форми сигналу вібрації, наведені на рис. 1.6, обміряні з інтервалом у декілька секунд на підшипнику електродвигуна насосного агрегату у вертикальному напрямку, над прокладкою віброізолятора, що мала дефект. Вертикальними стрілками позначені деякі нерегулярні піки сигналу віброприскорення, кількість і розмір яких від обороту до обороту значно змінюється. Форма сигналу віброшвидкості менш (порівняно із сигналом віброприскорення) «хаотична». Флуктуації значень позначених максимумів достатньо великі.

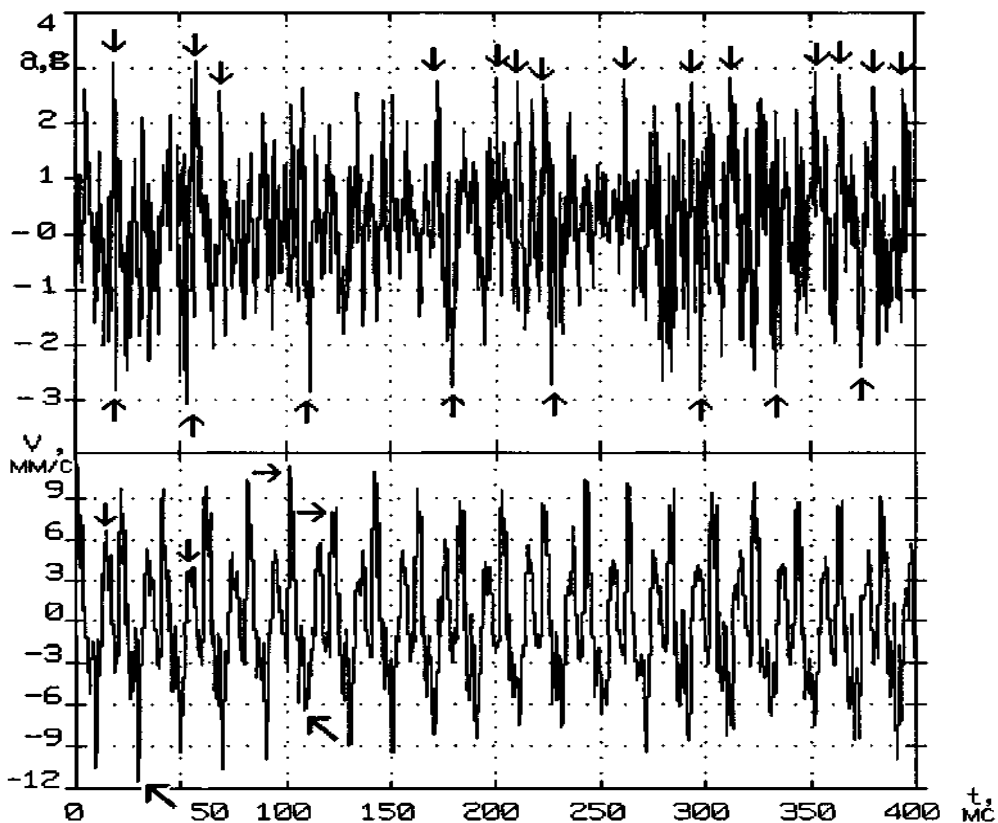


Рисунок 1.6 – Форми сигналів віброприскорення і віброшвидкості електродвигуна, що має дефект прокладки віброізолятора

1.2.4 Дефекти підшипників ковзання

Дефекти підшипників ковзання і причини їхнього виходу з ладу можна умовно розділити на дві групи:

- низькочастотна вібрація підшипників, що виникає внаслідок втрати динамічної усталеності обертання ротора і порушення умов мастила;

- вібрація, пов'язана з дефектами виготовлення, складання й експлуатації підшипників ковзання, що включають різноманітні дефекти складання і підгонки підшипників і відхилення їхніх геометричних розмірів від номінальних, експлуатаційна зношеність підшипників, дефекти стану шийок тощо.

Різнманітні дефекти підшипників ковзання часто бувають взаємопов'язані між собою. Наприклад, підвищена вібрація і зношеність підшипника можуть спричиняти втрату динамічної усталеності.

Характерні риси вібрації при зародженні і розвитку дефектів підшипників ковзання можуть бути дуже різними і залежать від багатьох чинників. Основні з них: розмір і місце прикладення сил, перерозподіл реакцій, навантаженість опор, якість та умови роботи мастильного прошарку в підшипниках, частота обертання ротора, ступінь розвитку дефектів підшипників тощо. У вібраційному сигналі можуть бути присутні коливання з частотою обертання ротора, можливо її гармоніками, субгармоніками і дрібними гармоніками, некратна частоті обертання ротора низькочастотна і середньочастотна вібрація, випадкова вібрація.

Низькочастотна вібрація підшипників

Низькочастотна вібрація підшипників у більшості випадків пов'язана з втратою динамічної усталеності обертання ротора. Втрата динамічної усталеності обертання ротора виникає, коли циркуляційні сили масляної плівки і(або) аеродинамічні циркуляційні сили перевершують сили демпфірування. Це явище характерно для підшипників, що мають циліндричну або еліптичну росточку вкладиша, і часто зустрічається у швидкохідних агрегатах із легкими роторами, агрегатах із вертикально розташованою віссю обертання роторів, машин із малим навантаженням на підшипники або великою площею опорної частини підшипника. Втраті динамічної усталеності сприяє зниження навантаження підшипника, підвищення в'язкості змащувальної рідини, зростання зазорів у підшипнику, перекося осі вкладиша відносно осі обертання ротора тощо.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Александров А. А. Вибрация и вибродиагностика судового электрооборудования / А. А. Александров, А. В. Барков, Н. А. Баркова. – Л. : Судостроение, 1986.
2. Барков А. В. Диагностирование и прогнозирование состояния подшипников качения по сигналу вибрации / А. В. Барков // Судостроение. – 1985. – № 3. – С. 21–23.
3. Баркова Н. А. Виброакустические методы диагностики СЭУ : учебное пособие / Н. А. Баркова. – Ленинград : Ленинградский кораблестроительный институт, 1986.
4. Барков А. В. Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации / А. В. Барков, Н. А. Баркова, А. Ю. Азовцев. – Л. : ВАСТ, 1997. – 170 с.
5. Блаттер К. Вэйвлет-анализ. Основы теории. / К. Блаттер. – М. : Техносфера, 2004. – 280 с.
6. Воронцов О. Г. Розробка методу віброакустичної діагностики тихохідних роторних машин / О. Г. Воронцов, І. В. Дегтяренко // Обчислювальна техніка та автоматизація : наукові праці Донецького державного технічного університету. – Донецьк : РВА ДонДТУ. – 2002. – Вип. 41. – С. 212–215.
7. Воронцов О. Г. Метод повышения достоверности вибродиагностики роторных машин по комплексу диагностических параметров / О. Г. Воронцов // Електротехніка і енергетика : наукові праці Донецького державного технічного університету. – Донецьк : РВА ДонДТУ – 2002 – Вип. 38. – С.250–256.
8. Добеши И. Десять лекций по вейвлетам / И. Добеши. – Ижевск : НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2001. – 464 с.
9. Дремин И. М. Вейвлеты и их использование / И. М. Дремин, О. В. Иванов, В. А. Нечитайло // Успехи физических наук. – 2001. – Т. 171, № 5. – С. 465–501.

10. Кухарчук В. В. Моніторинг, діагностування та прогнозування вібраційного стану гідроагрегатів : монографія / В. В. Кухарчук, С. Ш. Кацев, В. В. Усов. – Вінниця : ВНТУ, 2013. – 169 с.

11. Кухарчук В. В. Застосування вейвлет-перетворень в задачах моніторингу та вібродіагностування машин та обладнання [Електронний ресурс] / В. В. Кухарчук, С. Ш. Кацев // Наукові праці ВНТУ. – 2009. – № 3. – Режим доступу до журн. : [http:// www.nbu.gov.ua/e-journals/VNTU/2009-3/2009-3.htm](http://www.nbu.gov.ua/e-journals/VNTU/2009-3/2009-3.htm).

12. Кухарчук В. В. Частотно-часовий аналіз вібросигналів з використанням вейвлет-перетворень / В. В. Кухарчук, С. Ш. Кацев // Оптико-електронні інформаційно-енергетичні технології. – 2008. – № 2 (16). – С. 39–42.

13. Кухарчук В. В. Система автоматизованого діагностування і прогнозування розвитку дефектів гідрогенераторів / В. В. Кухарчук, С. Ш. Кацев, І. К. Говор // Вісник Інженерної Академії України. – 2009. – № 2. – С. 126–132.

14. Кухарчук В. В. Аналіз вібросигналів гідроагрегату за допомогою дискретного вейвлет-перетворення з коефіцієнтом стискання 2 / В. В. Кухарчук, С. Ш. Кацев, І. К. Говор, С. О. Биковський // Вісник Інженерної Академії України. – 2011. – № 1. – С. 124–129.

15. Кухарчук В. В. Дослідження результатів дискретного вейвлет-перетворення вібросигналу при коефіцієнті стискання 2 та різних материнських вейвлетах / В. В. Кухарчук, С. Ш. Кацев, В. Г. Мадьяров, С. О. Биковський // Вісник Інженерної Академії України. – 2011. – № 2. – С. 66–69.

16. Кухарчук В. В. Порівняльний аналіз результатів дискретного вейвлет-перетворення вібросигналів з довільними цілими коефіцієнтами стискання / В. В. Кухарчук, С. Ш. Кацев, І. К. Говор, С. О. Биковський // Вісник Інженерної Академії України. – 2011. – № 2. – С. 172–176.

17. Кухарчук В. В. Оцінка ефективності алгоритмів дискретного вейвлет-перетворення вібросигналів з різними коефіцієнтами стис-

кання / В. В. Кухарчук, С. Ш. Кацев // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2012. – № 4. – С. 151–154.

18.Кухарчук В. В. Частотна ідентифікація масштабних коефіцієнтів дискретного вейвлет-перетворення вібросигналів / В. В. Кухарчук, С. Ш. Кацев, С. О. Биковський // Вісник Інженерної Академії України. – 2012. – № 1. – С. 138–142.

19.Кухарчук В. В. Ідентифікація електродинамічної складової амплітудно-частотно-часового спектру вібросигналу в режимі короткого замикання за допомогою штучної нейроподібної мережі / В. В. Кухарчук, С. Ш. Кацев, І. К. Говор, С. О. Биковський // Вісник Інженерної Академії України. – 2013. – № 2. – С. 271–275.

20.Кухарчук В. В. Визначення фонових, електро- та гідродинамічних складових амплітудно-частотно-часового спектру вібросигналу 3-го гідроагрегату Дністровської ГЕС-2 / В. В. Кухарчук, С. Ш. Кацев, В. В. Усов, І. К. Говор, С. О. Биковський // Оптико-електронні інформаційно-енергетичні технології. – 2014. – № 2 (28). – С. 29–34.

21.Кухарчук В. В. Особливості вібродіагностування оборотних гідроагрегатів гідроакумуючих електростанцій / В. В. Кухарчук, С. Ш. Кацев, В. Г. Мадьяров, С. О. Биковський // Вісник Інженерної Академії України. – 2016 – № 1. – с. 279-283.

22.Кухарчук В. В. Порівняння результатів діагностування дефектів гідроагрегатів при різних материнських вейвлетах / В. В. Кухарчук, С. Ш. Кацев, В. Г. Мадьяров, І. А. Жук, С. О. Биковський // Вісник Інженерної Академії України. – 2017. – № 1. – С. 197–203.

23.Малла С. Вейвлеты в обработке сигналов / С. Малла. – М. : Мир, 2005. – 671 с.

24.Пакет прикладных программ для диагностирования и прогнозирования состояния подшипников качения. Инструкция по эксплуатации : чч. Ч. 3, 4. – СПб. : ВАСТ, 1992.

25. Пакет прикладных программ для балансировки роторов в собственных опорах. Инструкция по эксплуатации : чч. Ч.3. – СПб. : ВАСТ, 1993.

26. Тарасов А. А. Физические процессы в гидрогенераторах с реактивной турбиной [Электронный ресурс] / А. А. Тарасов // Режим доступа : <http://diamech.ru/notes03112009.html>.

27. Чуи Ч. Введение в вэйвлеты / Ч. Чуи. – М. : Мир, 2001. – 412 с.

28. Ширман А. Р. Практическая вибродиагностика и мониторинг состояния механического оборудования / А. Р. Ширман, А. Б. Соловьев. – М., 1996. – 276 с.

29. Discrete wavelet transformation in spectral analysis of vibration processes at hydropower units / Vasyl V. Kukharchuk, Samoil Sh. Kazyv, Sergey A. Bykovsky, Wademar Wojcik, Andrzej Kotyra, Ardak Akhmetova, Madina Bazarova, Roza Werynska-Bieniasz // Proc. SPIE, Optical Fibers and Their Applications 2016- doi:10.15199/1.2016 – P. 65–68.

30. V. V. Kukharchuk Diagnostics and forecasting of hydro units faults / V. V. Kukharchuk, S. Sh. Kazyv // Khoa hoc & Công nghệ. – 2012 – № 8 (57). – P. 122–126.

Наукове видання

**Кухарчук Василь Васильович
Каців Самоїл Шулімович
Граняк Валерій Федорович
Биковський Сергій Олександрович**

**ДИСКРЕТНІ ВЕЙВЛЕТ-ПЕРЕТВОРЕННЯ
В ДІАГНОСТУВАННІ ГІДРОАГРЕГАТІВ**

Монографія

Редактор С. Малішевська

Оригінал-макет підготовлено С. Кацівом

Системні вимоги:

процесор Pentium; 512 Mb RAM;

Windows XP,7,8,10; Acrobat Reader 6.0+.

Один електронний оптичний диск (CD-ROM); Обсяг даних 2,014 Мб.

Наклад 100 (1-й запуск 1–30) прим. Зам. № E2018-02

Видавець та виготовлювач – Вінницький національний технічний університет,

Інформаційний редакційно-видавничий центр.

Хмельницьке шосе, 95, ВНТУ, ГНК, к. 114,

м. Вінниця, 21021, тел.: (0432) 59-85-32, 59-81-59.

press.vntu.edu.ua; *email*: kivc.vntu@gmail.com.

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи

серія ДК № 3516 від 01.07.2009 р.

Замовити цю книгу <https://press.vntu.edu.ua/index.php/vntu/catalog/book/516>

Видавництво Вінницького національного технічного університету

<https://press.vntu.edu.ua/index.php/vntu/catalog>