

[0000-0001-5171-6330] **А. П. Стахова**, к.т.н., доцент,
e-mail: sap@nau.edu.ua

[0000-0002-6525-9721] **В. П. Квасніков**, д.т.н., професор

Національний авіаційний університет
просп. Любомира Гузара, 1, м. Київ, 03058, Україна

АВТОМАТИЗАЦІЯ ВИЯВЛЕННЯ ДЕФЕКТІВ МАШИННОГО ОБЛАДНАННЯ ЗАСОБАМИ ВІБРОДІАГНОСТИКИ

В роботі визначено, що актуальною задачею є своєчасне виявлення небезпечного стану механізму. Показано, що вимірювання рівня вібрації машинного обладнання при різних режимах його роботи дає можливість прогнозувати працездатність пристрою протягом терміну експлуатації. В роботі визначено можливі несправності машинного обладнання, в ролі якого виступає навчальний стенд, і складено вібродіагностичну карту, за якою визначаються несправності. Вирішення цієї задачі дає змогу виявляти дефекти обладнання на ранній стадії їх появи з заданою точністю та водночас зменшити витрати на виявлення дефектів, що, в свою чергу, вимагає детального вивчення типових дефектів вібраційного стенду, які визначаються вібродіагностикою.

Ключові слова: коливання, вібрації, параметри вібрацій, вібраційний стенд, експлуатаційні дефекти.

Вступ. На сучасному етапі розвитку авіації основним напрямом забезпечення працездатного стану авіаційної техніки є підвищення ефективності її контролю. З цієї метою проводиться робота з вивчення технічного стану спецтехніки та подальшого аналізу його змін.

Більшість несправностей машинного обладнання виражається в підвищенні вібрацій, отже, аналіз вібрації є потужним засобом для діагностики обладнання. Водночас кожна несправність або пошкодження має свій вид вібрацій. Перевищення допустимого рівня вібрацій при роботі різних видів техніки призводить до зниження надійності та довговічності окремих елементів у цих пристроях. Поява сучасної вібровимірювальної апаратури забезпечує можливість проведення точних вимірювань, реєстрації та подальшого аналізу динамічних процесів, тобто вібраційних сигналів.

Забезпечувати працездатний стан машинного обладнання неможливо без впровадження сучасних діагностичних методів та розробки нових методик, застосування яких значно підвищить ефективність контролю. Отже, вдосконалення методів і систем безперервного моніторингу технічного стану в робочих умовах стає актуальним. Однак при своїх перевагах системи безперервного моніторингу мають великий недолік – високу ціну.

Дешевше контролювати параметри вібрацій спеціальним приладом – віброаналізатором – у проміжку часу, що дасть змогу виявляти дефекти обладнання на ранній стадії їх розвитку, але водночас зменшити витрати на їх виявлення.

Метою дослідження є необхідність виявлення дефектів машинного обладнання на ранній стадії їх розвитку з заданою точністю та зменшення витрат на їх виявлення. Це, в свою чергу, вимагає детального вивчення типових дефектів вібраційного стенду, які визначаються вібродіагностикою, тобто уточнення діагностичних ознак дефектів.

Аналіз останніх джерел. Вібрації є коливаннями механічної або структурної системи щодо положення рівноваги. Основоположниками теорії коливань є: С. П. Тимошенко, Д. Х. Янг, У. Уївер. У виданні [1] описано основи теорії коливань, наведено велику кількість прикладів, взятих зі спостереження над коливаннями машин і різних конструкцій, показано її застосування при вирішенні практичних завдань.

Вібраційним процесам і механічним коливанням у техніці присвячено велику кількість науково-технічної літератури, а саме: «Динаміка і міцність машин. Теорія механізмів і машин» у двох книгах [2]; довідник світової популярності «Harris * Shock and Vibration Handbook» [3] та ін.

Питанням вібродіагностики присвячено багато робіт [4–6] де розглядається широке коло питань, наприклад, у [6] наводяться теоретичні основи вібродіагностики. Розглянуто різні види вібродіагностичного і шумовимірювального обладнання. Викладено сучасні методи вимірювання вібрації та наведено їх класифікацію. Проаналізовано поточний стан ринку вітчизняних вібровимірювальних приладів. Викладено основні методи вібродіагностики, оцінки технічного стану машин, наведено приклади несправностей машин і устаткування, та методи їх виявлення.

Аналіз робіт у сфері вібродіагностики показав, що переважну більшість робіт присвячено аналізу процесу генерації вібраційних сигналів дефектами машин [7–9], формуванню еталонного спектра і методам порівняння еталонного і поточного спектрів [10–13]. У той же час для підвищення якості вібраційної діагностики, особливо при діагностиці дефектів, що зароджуються, необхідно підвищити точність оцінювання спектрів сигналів, тобто розглянути питання метрологічного забезпечення і підвищення точності вимірювань при вібродіагностиці. Це дасть змогу оптимізувати параметри апаратури і точніше задавати нижній поріг еталонного спектра, що дасть можливість виявляти дефекти, які зароджуються на більш ранній стадії.

Виклад основного матеріалу полягає у детальному вивченні типових дефектів вібраційного стенду, які визначаються вібродіагностикою.

Для ідентифікації станів механізмів з вузлами, що обертаються, навіть найпростішою системою вібраційного моніторингу необхідно контролювати їх вібрацію в усіх частотних діапазонах: низькочастотному, середньочастотному, високочастотному й ультразвуковому. Кількість контрольованих параметрів діагностичних сигналів об'єкта в системі моніторингу з можливістю ідентифікації стану повинна бути достатньо великою – від 30 до 50, що дає можливість виявляти дефекти за значною частиною їх діагностичних ознак, кожна з яких може мати різну ефективність на різних стадіях розвитку дефектів. Бажано в кожній частотній області контролювати вібрацію в декількох смугах частот, які перекриваються, тобто вимірювати широкосмуговий спектр вібрації.

У кожній частотній смузі системою моніторингу повинна контролюватися потуж-

ність вібрації, але для єдності одиниць виміру періодичної, випадкової та імпульсної вібрації вимірюється, як правило, квадратний корінь з її потужності, тобто рівень вібрації.

Вимірювання рівня (або потужності) низькочастотної вібрації механізму з поділом її на групу компонент різної частоти дає змогу, по-перше, виявляти велику групу найбільш ймовірних дефектів, а по-друге, в більшості випадків визначити найбільш ймовірний вид розвиненого дефекту. Додатковий вимір середньочастотної вібрації з поділом її на групу компонент різної частоти дає змогу, по-перше, виявити дефекти зносу на більш ранній стадії розвитку, а по-друге, при виявленні розвиненого дефекту по низькочастотній вібрації точніше визначити дефектний вузол механізму. Незалежне вимірювання високочастотної та ультразвукової вібрації, яка швидко затухає при поширенні по механізму, часто дає можливість локалізувати місце (вузол) виникнення дефекту до того, як його розвиток стане незворотним. Цьому ж сприяє контроль температури підшипникових вузлів механізму і, зокрема, безконтактний контроль температури обертових вузлів механічних передач, наприклад з'єднувальних муфт.

Дефект, який виникає або розвивається в процесі експлуатації механізму, може призводити або до зміни властивостей коливальних сил в одному вузлі механізму, або до зменшення жорсткості елементів механізму чи вузлів його кріплення до фундаменту, або до зміни жорсткості чи приєднаної маси фундаментних конструкцій.

Найбільші успіхи у визначенні виду і величини дефекту досягаються в тому разі, коли дефект змінює величину або форму коливальної сили в певному вузлі механізму, оскільки ця сила створює доступну для вимірювання простою системою моніторингу вібрацію на певній частоті та її гармоніках. Набагато складніше визначаються вид і місце виникнення дефекту, що впливає на жорсткість коливальної системи, оскільки при цьому можуть зростати найнесподіваніші компоненти вібрації механізму. У зв'язку з цим досить часто причина зареєстрованої зміни вібраційного стану механізму простою системою моніторингу не може бути однозначно визначена, і виявлений дефект визначається як не ідентифікований. Питання локалізації такого дефекту і уточнення його виду є предметом віброналагодження механізму.

Крім вимірювання рівня (потужності) різних за частотою компонент вібрації механізмів, у професійній діагностиці аналізуються зміни потужності цих компонент у часі, які можуть мати різні форми – скачки, монотонні зміни, а також періодичні, випадкові або імпульсні флуктуації.

Методи аналізу повільних, середньо-швидкісних і швидких змін потужності виділених компонент вібрації істотно розрізняються, ускладнюючи використовувати засоби вимірювання і аналізу. У найпростіших системах моніторингу доводиться обмежуватися тільки трьома основними видами аналізу таких змін – виявленням стрибків окремих параметрів вібрації або температури, побудовою трендів їх повільної монотонної зміни в часі і реєстрацією імпульсних флуктуацій ударного походження в сигналі високочастотної та ультразвукової вібрації. Виявлення стрибків вібрації і температури зазвичай дає змогу виявити небезпечні порушення в режимах роботи механізмів, побудова трендів – оцінити небезпеку наслідків цих порушень (за швидкістю і точністю повернення до вихідного стану) або прогнозувати розвиток наявних дефектів, а виявлення ударних імпульсів – контролювати стан мастила і своєчасно виявляти дефекти зносу підшипників.

Різноманітність методів ідентифікації різних дефектів на різних стадіях їх розвитку, а також порушень допустимих умов експлуатації механізму призводить до необхідності формування своїх правил і алгоритмів ідентифікації причин зареєстрованих змін стану для кожного виду механізму. Водночас правила ідентифікації дефектів окремих вузлів, наприклад підшипників кочення, можуть бути загальними, але при цьому враховувати специфіку функціонування інших вузлів механізму. Чим більше різних діагностичних ознак використовується для ідентифікації причин зміни стану механізму, тим точніше вирішується завдання ідентифікації і тим менша ймовірність прийняття помилкових рішень щодо виведення механізму в ремонт або прогнозованої тривалості його безвідмовної роботи. У той же час для збільшення кількості контрольованих ознак дефектів необхідно ускладнювати засоби вимірювання і аналізу вторинних процесів.

Опис дефектів невірноваженості ротора. Дисбаланс, що обумовлений відхиленням робочих геометричних розмірів ротора від

номінальних розмірів, стає основною причиною невірноваженості ротора механічного походження. При обертанні з деякою кутовою швидкістю в такому невірноваженому роторі виникають відхилення його розмірів від номінальних, що супроводжується виникненням відцентрової сили. Така сила, обертаючись разом із ротором, викликає змінні навантаження на опори.

Для ідентифікації дефектів роторів в опорах обертання по вібрації простою системою моніторингу використовується тільки низькочастотна вібрація опор обертання. Особливу увагу ідентифікації дефектів роторів потрібно приділяти в разі, коли максимальне перевищення вібрацією механізму встановлених порогів стану має місце в зоні частот, що охоплює кілька (зазвичай до п'яти) гармонік частоти обертання. Переважні зміни вібрації опор обертання на середніх і високих частотах зазвичай є ознакою дефектів інших вузлів механізму.

Виняток можуть становити дефекти з'єднувальних муфт (карданів), які в ряді випадків призводять до сильних ударних навантажень на підшипники й істотного зростання їх високочастотної вібрації. Однак при появі таких ударів через дефекти з'єднувальних муфт зростає високочастотна вібрація відразу в кількох опорах обертання механізму.

Основною ознакою невірноваженості ротора (лінії вала), в тому числі однією з її основних причин – неспіввісності ротора з поверхнями тертя на його валу, є прискорене зростання вібрації на частоті його обертання, водночас відсутнє помітне зростання вібрації на другій і наступних гармоніках частоти обертання. Це зростання може бути поступовим (у міру зносу поверхонь, що труться, опор обертання на валу, забруднення або корозії поверхні ротора), що змінюється в міру прогріву механізму після пуску (неоднорідне теплове розширення ротора), або раптовим (зміщення частин ротора під дією відцентрової сили або невелике відносне зміщення напівмуфт під навантаженням). Для ідентифікації неспіввісності ротора і вала можуть бути залучені ознаки дефектів робочих вузлів, посаджених на ротор, зокрема ознаки їх бою.

Невірноваженість ротора характеризується як стан механізму, при якому головний вектор або головний момент сил інерції не дорівнюють нулю. Розрізняють такі види невірноваженостей:

- статична невірноваженість (тобто вісь обертання ротора не збігається з головною центральною віссю інерції ротора і паралельна їй);

- моментна невірноваженість (тобто вісь обертання ротора перетинається з головною центральною віссю інерції в центрі мас ротора);

- динамічна невірноваженість (тобто вісь обертання ротора перетинається з його головною центральною віссю інерції не в центрі мас. Динамічна невірноваженість складається зі статичної та моментної невірноваженостей).

Криві (форми сигналу) вібропереміщення і віброшвидкості при невірноваженості ротора і за відсутності інших розвинених дефектів агрегата в багатьох випадках періодичні або майже періодичні, з періодом коливань, що відповідає частоті обертання ротора, та мають форму сигналу, наближену до синусоїдальної. Амплітуда і фаза вібрації практично стабільні в часі на частоті обертання ротора. Форма сигналу віброприскорення часто має більш «складний» («випадковий») характер, особливо якщо ротор спирається на підшипники кочення.

В амплітудному спектрі вібрації складова на частоті обертання ротора є переважаючою і, в більшості випадків, її величина, за відсутності інших складових, крім дисбалансу дефектів, значно (в два і більше разів) перевищує величину вібрації на її вищих гармоніках, а рівень шумових компонент спектра на 40..50 дБ [15].

Опис дефектів ремінної передачі. З основних дефектів ремінної передачі, які доступні для виявлення найпростішою системою моніторингу стану по вібрації і температурі підшипникових вузлів, крім дефектів власне підшипників, можна виділити наступні дефекти:

- дефекти ведучого або веденого вала і насадженого на вал шківів,

- непаралельність валів або зміщення шківів один щодо одного,

- дефекти ремня,

- дефект натягу ремня.

Для виявлення зазначених дефектів ремінної передачі необхідно вимірювати вібрацію підшипникових вузлів кожного вала (в радіальному до осі обертання вала напрямку), а також їх температуру і, по можливості, температуру обертючих шківів. При роботі передачі в декількох режимах навантаження з одно-

часною зміною частоти обертання приводу також варто вибирати два-три типові режими, вимірюючи вібрації на кожному і вносячи в базу даних частоту обертання ведучого або веденого вала.

При розглянутих дефектах ремінної передачі вібрація може зростати в частотних смугах трьохоктавного спектра, що відповідають:

- частоті обертання одного з валів (дефекти вала або посадки шківів),

- другій гармоніці частоти обертання валів (непаралельність валів або зміщення шківів),

- частоті обертання ремня та її гармонікам (дефекти ремня),

- високим частотам (надмірне натягнення ремня з перевантаженням підшипників).

Надмірне натягнення ремня може призвести до зростання середньоквадратичного значення ультразвукової вібрації і зростання температури більшості підшипників, недостатнє натягнення може призвести до зростання температури шківів.

Особливістю ремінної передачі, що часто трапляється, є близькість частоти обертання ремня і сепаратора підшипників найбільш високообертового вала передачі.

Оскільки ознаки дефектів ремня і підшипників кочення, що використовуються, практично збігаються, зростання вібрації в трьохоктавних смугах частот, кратних 0,4 від частоти обертання ведучого вала, може не бути достатньою ознакою дефекту ремня. Необхідно проводити незалежний аналіз ознак дефектів підшипників, особливо в області високо-частотної вібрації, для декількох точок контролю вібрації передачі й ідентифікувати дефект ремня, якщо ознаки наявні в декількох (не менше двох) точках контролю.

Опис дефектів підшипників кочення. Завданнями оцінювання стану підшипників, які значною мірою визначають ресурс механізму, є пошук дефектного підшипника з-поміж встановлених у механізм, ідентифікація величини дефекту і швидкості його розвитку. У найпростішому випадку дефектний підшипниковий вузол (з усіх підшипникових вузлів механізму) виділяється за максимальним зростанням рівня вібрації на високих і ультразвукових частотах.

Після виділення дефектного вузла оцінюється величина дефекту підшипника по зростанню температури і / або рівня середньочас-

тотної вібрації вузла в широкій смузі частот за умови, що це зростання в дефектному вузлі істотно вище, ніж в інших. Це основний критерій поділу дефектів підшипників та інших вузлів механізму. Заключний етап – оцінювання швидкості розвитку дефекту по трендах зміни обраних параметрів середньочастотної і високочастотної вібрації (температури) в часі і прогноз їх досягнення порогів «небезпеки».

Типові дефекти підшипників кочення, доступні для ідентифікації з метою діагностики та довгострокового прогнозу стану підшипника, можна розділити на п'ять різних груп:

- перевантаження поверхонь кочення,
- знос (рівномірний) поверхонь кочення,
- дефекти поверхонь кочення (нерівномірний знос, відколи, раковини, тріщини зовнішнього і внутрішнього кілець, тіл кочення),
- дефекти поверхонь ковзання (знос, тріщини сепаратора і захисних шайб)?
- дефекти мастила.

Досвід експлуатації обладнання показує, що, якщо на агрегат монтується бездефектний підшипник, то основні причини його виходу з ладу розподіляються приблизно таким чином: 40 % – порушення мастила, 30 % – порушення збірки й установки, 20 % – неправильне застосування, підвищена вібрація тощо і тільки 10 % – природний знос.

Складові (компоненти) вібрації різної частоти:

- низькочастотна вібрація, що небезпечна для людини і знижує ресурс механізмів (типовий частотний діапазон – до 300–500 Гц), нормується середньоквадратичне значення вібропереміщення або віброшвидкості до частоти 1000 Гц (передається від джерела коливальних сил до будь-якого вузла механізму);
- середньочастотна вібрація (типовий частотний діапазон – від 300–500 Гц до 3–5 кГц), поширюється від джерела коливальних сил до точок її контролю зі зростаючими з частотою втратами і є джерелом небезпечного для людини повітряного шуму механізму (шум механізму нормується до 10 кГц);
- високочастотна вібрація, що має типовий частотний діапазон від 3–5 кГц до 15–20 кГц, швидко загасає на контактних поверхнях між вузлами механізму, зазвичай містить детальну інформацію про сили тертя в контрольованому вузлі або пульсації тиску в потоці рідини (газу), що передаються на корпус механізму;

- ультразвукова вібрація (понад 15–20 кГц), порушується при механічному контакті поверхонь тертя з розривом масляного шару та характеризує якість його функціонування, при поширенні значна частина ультразвукової вібрації відбивається від контактних поверхонь між вузлами механізму.

Ідентифікація дефектів підшипника кочення може проводитися за низькочастотною та середньочастотною вібрацією підшипникового вузла (за зростанням відповідних рядів підшипникових складових в її спектрі), за високочастотною вібрацією вузла (за частотами періодичної модуляції збуджуваних вібрацій сил тертя в підшипнику) та ультразвуковою вібрацією (за періодичністю ударних імпульсів, що виникають при розривах масляної плівки).

Першим завданням ідентифікації дефектів підшипника за вимірюваннями простою системою моніторингу є порівняння трьохоктавних спектрів вібрації і параметрів високочастотної і / або ультразвукової вібрації (середньоквадратичного значення і піка) з порогоми.

Якщо перевищені пороги середньоквадратичного значення або піка ультразвукової вібрації тільки в одному підшипниковому вузлі, найбільш імовірний дефект підшипника – саме в цьому вузлі, а якщо поріг перевищила температура вузла, дефект становить реальну небезпеку.

Якщо додатково до зростання ультразвукової вібрації має місце її зростання хоча б в одній із трьох октав на середніх частотах (зазвичай починаючи з 1–2 кГц) і немає значного зростання вібрації в цій же трьохоктаві в інших вузлах механізму, дефект підшипника небезпечний навіть при відсутності зростання температури дефектного вузла.

Зазначені ознаки дефектів підшипників відносяться і до дефектів поверхонь кочення, і до поверхонь ковзання, і до дефектів мастила. Не мають великого впливу на високочастотну вібрацію лише дефекти у вигляді перевантаження поверхонь кочення і рівномірного зношування підшипників.

Дефект мастила є не тільки причиною багатьох дефектів підшипника, а й наслідком практично будь-якого розвиненого дефекту, оскільки на певній стадії розвитку всі дефекти стають джерелом продуктів зносу, що призводять до погіршення складу мастила. Тому контроль стану підшипника має починатися з контролю стану мастила.

Основною вібраційною ознакою дефектів мастила (в тому числі й дефектів поверхонь тертя) в підшипниках кочення є зростання високочастотної й ультразвукової вібрації підшипникових вузлів, при якому контрольовані параметри перевищують встановлені порогові значення. На початкових стадіях розвитку дефекту мастила зростає, перш за все, пік ультразвукової вібрації. Однак факт перевищення порога ультразвукової (або високочастотної) вібрації ще не дає однозначної інформації про вид і величину дефекту. Проте в разі істотного зростання середньочастотної вібрації переважно в дефектному підшипнику можна ідентифікувати дефект мастила як вторинний, що є наслідком дефектів навантажених поверхонь тертя кочення. На жаль, дефекти сепаратора і захисних шайб підшипника кочення найчастіше виявляються простою системою моніторингу тільки опосередковано, за погіршення властивостей мастила. Лише в рідкісних випадках підвищений знос сепаратора вдається виявити за ознаками автоколивань ротора в підшипниках кочення.

У деяких випадках, наприклад при швидкому розвитку дефекту поверхні кочення (тріщина), а також при дефектах монтажу підшипника або при контролі стану підшипника після додавання мастила, стан змащення виявляється задовільним, навіть якщо є інший сильний дефект підшипника, небезпечний для продовження експлуатації механізму. У таких випадках рішення про необхідність проведення ремонту приймається за зростанням середньочастотної вібрації контрольованого підшипникового вузла в декількох смугах частот при відсутності аналогічного зростання вібрації в інших підшипникових вузлах механізму.

Зростання температури одного підшипникового вузла без супутнього зростання його ультразвукової вібрації найчастіше є наслідком надлишку мастила в підшипнику. Крім того, через наявність природних і незначних нерівностей поверхонь кочення підшипника продавлювання мастила, як правило, призводить до зростання середньочастотної вібрації підшипникового вузла, і цю ознаку перевантаження також необхідно брати до уваги.

Опис дефектів підшипників ковзання.

Типові дефекти підшипників ковзання, доступні для ідентифікації з метою глибокої діагностики та довгострокового прогнозу стану підшипника, можна розділити на чотири різні групи:

- перевантаження поверхонь тертя;
- небезпечні зміни зазору в підшипнику;
- дефекти поверхонь тертя (нерівномірний знос, відколи, тріщини поверхонь тертя (вкладишів));
- дефекти мастильного шару.

Ідентифікація дефектів підшипника може проводитися за низькочастотною вібрацією механізму (щодо особливостей коливань ротора в підшипниках ковзання), за середньочастотною вібрацією підшипникового вузла (за зростанням гармонік частоти обертання високої кратності) і за високочастотною вібрацією підшипникового вузла, що порушує пульсацію тиску в змащувальному шарі.

З діагностичної точки зору, підшипники ковзання можна розділити на три основні групи:

- підшипники з нерозривним шаром мастила (подача мастила під тиском);
- підшипники з масляною ванною (формування масляного клина при пуску);
- підшипники з «жорстким» мастилом.

Першим завданням ідентифікації дефектів підшипника ковзання за вимірами простою системою моніторингу є порівняння трьохоктавних спектрів вібрації і параметрів високочастотної (ультразвукової) вібрації (середньоквадратичного значення і піка) з порогоми. Якщо перевищені пороги СКЗ або піка ультразвукової вібрації тільки в одному підшипниковому вузлі, найбільш імовірний дефект поверхонь тертя – саме в цьому вузлі, а якщо поріг перевищила температура вузла, дефект становить реальну небезпеку.

Якщо додатково до зростання середньоквадратичного значення і піка має місце зростання вібрації в декількох трьохоктавах на середніх частотах (зазвичай починаючи з 1–2 кГц), немає значного зростання вібрації в цих же трьохоктавах у інших вузлів механізму, дефект підшипника небезпечний навіть при відсутності зростання температури дефектного вузла.

Виявляти небезпечне зростання зазору в підшипнику горизонтально розташованого механізму через рівномірний знос вкладишів можна за появи автоколивань ротора.

Статичне перевантаження підшипників, наприклад через неспіввісності опор обертання з'єднаних муфтою роторів, можна виявляти за зростанням температури підшипникових вузлів.

Опис дефектів електромагнітної системи електромоторів. У багатьох випадках електричні машини, що використовуються як приводний двигун агрегатів з регульованою частотою обертання, живляться не безпосередньо від загальної електричної мережі, а через регульовані статичні випрямлячі і перетворювачі, які спотворюють форму вихідної напруги і значно впливають на вібрацію агрегата.

Контроль стану електродвигуна, та й усього агрегата в цьому випадку вимагає знання частоти живильної напруги і частоти обертання агрегата на момент вимірювання вібрації, а також урахування впливу форми напруги живлення на вібрацію електродвигуна і агрегата в цілому.

Для ідентифікації причин зміни стану електричної машини за допомогою простої системи моніторингу необхідне знання типу машини, частоти обертання ротора, частоти напруги живлення (для машин змінного струму) та кількості зубців (полюсів) на роторі (якорі). Для машин постійного струму потрібна додаткова інформація – кількість основних полюсів і пластин колектора, яка зазвичай кратна кількості зубців якоря.

В асинхронних електродвигунах найбільші зміни вібрації при дефектах електромагнітної системи можуть відбуватися на частоті обертання ротора, на парних гармоніках напруги живлення, а також на зубцевих частотах. Всі інші зміни вібрації електромагнітного походження в асинхронних електродвигунах ідентифікувати за трьохоктавним спектром вібрації вкрай складно.

Окрім як через дефекти, вібрація електромагнітного походження в двигунах змінного струму може істотно змінюватися через зміну властивостей живильної трифазної напруги (несиметрії її величини по фазах або спотворення форми), а також через перевантаження двигуна. При несиметрії напруги зростає вібрація на другій гармоніці її частоти, при спотвореннях – на шостій, дванадцятій, а іноді й на більш високих (кратних шостій) гармоніках.

При перевантаженні двигуна з подальшим частковим магнітним насиченням активного сердечника ротора і статора також зростає вібрація на шостій і кратних гармоніках частоти напруги живлення. При виявленні зростання зазначених складових вібрації асинхронного електродвигуна (і синхронного також) є простий спосіб розділити можливі причини на дві основні групи, пов'язані зі змінами стану влас-

не електродвигуна і живильної його електричної мережі шляхом контролю і порівняння вібрації декількох агрегатів, які живляться від однієї мережі. При проблемах з мережею схожі зміни вібрації спостерігаються в усіх електродвигунах змінного струму.

До основних дефектів електромагнітної системи, що впливають на вібрацію синхронної електричної машини (при живленні симетричною синусоїдальною напругою в режимі двигуна або при відсутності несиметрії і нелінійності навантаження в режимі генератора), відносяться:

- дефекти статора (обриви, короткі замикання в його обмотках і в активному осерді),
- дефекти ротора (обриви і замикання в обмотці постійного струму, дефекти кріплення полюсів),
- зміни форми зазору між полюсами і статором (статичний і обертальний ексцентриситети),
- розпушення активних пакетів сердечника статора великих електричних машин.

Зазори в синхронних машинах за величиною багаторазово перевищують зазори в асинхронних двигунах, їх ексцентриситети у відносних одиницях зазвичай невеликі і на стан машини практично не впливають.

Винятком є статичний ексцентриситет у великих машинах, в яких статор і ротор кріпляться до фундаменту незалежно один від одного.

У синхронних електричних машинах найбільші зміни вібрації при дефектах електромагнітної системи можуть відбуватися на частоті обертання ротора, на парних гармоніках напруги живлення і на зубцевих частотах (кратних добутку частоти обертання на $3/2$ від кількості зубців ротора в неявнополюсних машинах або частоти обертання на кількість зубців статора в явнополюсних машинах). Всі інші зміни параметрів електромагнітної системи ідентифікувати за трьохоктавним спектром вібрації вкрай складно.

За виявленими змінами зазначених компонентів вібрації синхронних електричних машин можуть бути ідентифіковані наступні групи дефектів:

- статичний ексцентриситет зазору, дефекти статора, несиметрія напруги живлення, розпушення пакетів статора – за зростанням вібрації на подвійній частоті напруги живлення;

- короткі замикання в обмотках збудження і дефекти кріплення полюсів ротора (обертається ексцентриситет зазору) – за одночасним зростанням вібрації на частоті обертання і на зубцевих частотах;

- часткове магнітне насичення активно-го сердечника машини і нелінійні спотворення напруги – за зростанням вібрації на шостій гармоніці напруги живлення.

Для більш докладної ідентифікації деяких дефектів синхронної електричної машини можна скористатися наступними додатковими ознаками:

- зростанням низькочастотної вібрації статора електричної машини (особливо в агрегатах, пружно закріплених на фундаментах) переважно в тангенціальному напрямку при дефектах статора, при проблемах з напругою живлення електродвигуна або з вихідною напругою генератора через несиметрії або нелінійності навантаження, що підключається, а також при магнітному насиченні активного сердечника;

- різким падінням рівня вібрації двигуна на частоті обертання ротора і зубцевій частоті при відключенні живлення (в початковій фазі) при дефектах обмотки збудження або вузлів кріплення полюсів ротора;

- локальним (у зоні дефекту) нагріванням корпусу двигуна при короткозамкнутих витках в обмотці або осердді статора;

- зростанням вібрації дефектного пакета статора на подвійній частоті силового струму і її гармоніках при розпушенні активного сердечника цього пакета (вимірюється вібрація пакета, при наявності засобів вимірювання шуму можливий контроль повітряного шуму в ближній до пакета зоні).

Результати вібродіагностичних досліджень, отримані в роботі, представляють у теоретичному аспекті можливість за особливостями проявів несправностей, які дає змогу виявити запропонований метод, розробити підходи для автоматизованого визначення дефектів. На основі проведеного аналізу зроблено наступні висновки, що дає можливість поставити завдання для подальшого дослідження.

В результаті аналізу невірноваженості ротора з'ясувалося, що її основною діагностичною ознакою є висока амплітуда на зворотній частоті.

Аналіз дефектів ременя показав, що через схожість ознак дефектів ременя з ознака-

ми дефектів підшипників необхідно відокремлювати складові вібрації підшипників від вібрацій ременя.

Аналіз несправностей підшипників показав, що необхідно вимірювати спектр обвідної, стежити за піками на частотах внутрішнього і зовнішнього кілець.

Аналіз дефектів електромагнітної системи електродвигуна показав, що для визначення дефектів необхідно використовувати додаткові ознаки, такі як зростання температури на корпусі двигуна, падіння амплітуди на частоті обертання при відключенні живлення, а також зростання низькочастотної вібрації.

Обговорення результатів. Розглянуто необхідність виявлення дефектів обладнання на ранній стадії їх розвитку з заданою точністю і водночас зменшення витрат на виявлення дефектів. Це, в свою чергу, вимагає детального вивчення типових дефектів вібраційного стенду, які визначаються засобами вібродіагностики, тобто уточнення діагностичних ознак дефектів.

Висновки. В роботі визначено дефекти при можливих несправностях для машинного обладнання, в ролі якого виступав навчальний стенд. Це дає можливість поставити завдання для подальшого дослідження та скласти вібродіагностичну карту, за якою стає можливим визначити несправності. За рахунок цього можна виявляти дефекти на ранній стадії їх появи з заданою точністю та водночас зменшити витрати на виявлення дефектів за рахунок відмови від дорогого обладнання.

Список використаних джерел

- [1] С. П. Тимошенко, *Колебания в инженерном деле*. Москва: Рипол Классик, 2013.
- [2] К. С. Колесников, и В. С. Зарубин, *Машиностроение: энциклопедия. Динамика и прочность машин. Теория механизмов и машин*, 1994.
- [3] C. M. Harris, and A. G. Piersol, *Harris' shock and vibration handbook*, vol. 5. New York: McGraw-Hill, 2002.
- [4] Г. В. Зусман, А. В. Барков, и В. В. Ключев. *Вибродиагностика*, 2011.
- [5] А. Колобов, *Вибродиагностика: теория и практика*. Litres, 2019.
- [6] С. Петрухин, и В. Петрухин, *Основы вибродиагностики и средства измерения вибрации*. Инфра-Инженерия, 2017.

- [7] А. В. Гулай, и В. М. Зайцев, "Интеллектуальная технология вейвлет-анализа вибрационных сигналов", *Доклады Белорусского государственного университета информатики и радиоэлектроники*, № 7-8 (126), 2019.
- [8] Д. В. Омель, и А. В. Драган, "Новые подходы в вибродиагностике многовальных зубчатых приводов", *Динамика и виброакустика*, т. 6, № 1, с. 14-24, 2020. doi: 10.18287/2409-4579-2020-6-1-14-24.
- [9] В. А. Варламов, "Использование мультифрактальной параметризации для анализа смоделированных вибросигналов, характеризующих повреждения центробежных насосных агрегатов", *Перспективы науки*, № 7, с. 23-28, 2020.
- [10] E. O. Zaitsev, V. E. Sydoruk, and A. N. Shpilka, "Application of the spectrum analysis with using Berg method to developed special software tools for optical vibration diagnostics system", *Devices Methods Meas.*, vol. 7, no. 2, pp. 186-194, 2016.
- [11] А. Р. Загреддинов, А. Е. Кондратьев, и Ш. Г. Зиганшин, "Аппаратно-программное обеспечение ударно-акустического контроля композиционных конструкций", *Инженерный вестник Дона*, т. 31, № 4-1, 2014.
- [12] Ф. Н. Мирсаитов, и В. В. Болознев, "Радиоволновая диагностика газотурбинного двигателя по вибрациям лопаток турбины", на *Актуальные проблемы радиоэлектроники и телекоммуникаций*, 2016, с. 71-73.
- [13] А. А. Козлов, А. В. Крутиков, и В. А. Старунский, *Способ формирования спектров случайной вибрации*, 2018.
- [14] А. Р. Загреддинов, А. Е. Кондратьев, и С. О. Гапоненко, "Методика расчета информативных гармоник виброакустических сигналов в применении к контролю многослойных композиционных конструкций", *Инженерный вестник Дона*, т. 31, № 4-1, 2014.
- [15] К. М. Рагульскис, А. Ю. Юркаускас, и В. В. Атступенас, *Вибрация подшипников*. Ленинград: Машиностроение, 1985.
- [16] А. В. Барков, Н. А. Баркова, и Д. В. Грищенко, *Идентификация состояния механизмов с узлами вращения по результатам вибрационного мониторинга и контроля температуры*. Санкт-Петербург: НОУ "Северо-западный учебный", 2011.
- ### References
- [1] S. P. Tymoshenko, *Fluctuations in engineering*. Moscow: Ripol Classic, 2013 [in Russian].
- [2] K. S. Kolesnikov, and V. S. Zarubin, *Mechanical engineering: encyclopedia. Dynamics and strength of machines. The theory of mechanisms and machines*, 1994 [in Russian].
- [3] C. M. Harris, and A. G. Piersol, *Harris' shock and vibration handbook*, vol. 5. New York: McGraw-Hill, 2002.
- [4] G. V. Zusman, A. V. Barkov, and V. V. Kliuev, *Vibration diagnostics*, 2011 [in Russian].
- [5] A. Kolobov, *Vibration diagnostics: theory and practice*. Litres, 2019 [in Russian].
- [6] S. Petrukhin, and V. Petrukhin, *Fundamentals of vibration diagnostics and vibration measuring instruments*. Infra-Inzheneriya, 2017 [in Russian].
- [7] A. V. Gulai, and V. M. Zaitsev, "Intelligent technology of wavelet analysis of vibration signals", *Doklady Belorusskogo gosudarstvennogo universiteta informatiki i radioelektroniki*, no. 7-8 (126), 2019 [in Russian].
- [8] D. V. Omes, and A. V. Dragan, "New approaches in vibration diagnostics of multi-shaft gear drives", *Dinamika i vibroakustika*, vol. 6 (1), pp. 14-24, 2020 [in Russian]. doi: 10.18287/2409-4579-2020-6-1-14-24.
- [9] V. A. Varlamov, "Use of multifractal parameterization for the analysis of simulated vibration signals characterizing damage to centrifugal pumping units", *Perspektivy nauki*, no. 7, pp. 23-28, 2020 [in Russian].
- [10] E. O. Zaitsev, V. E. Sydoruk, and A. N. Shpilka, "Application of the spectrum analysis with using Berg method to developed special software tools for optical vibration diagnostics system", *Devices Methods Meas.*, vol. 7, no. 2, pp. 186-194, 2016.
- [11] A. R. Zagredinov, A. E. Kondratiev, and Sh. G. Ziganshin, "Hardware and software for shock-acoustic control of composite structures", *Inzhenernyy vestnik Dona*, vol. 31, no. 4-1, 2014 [in Russian].
- [12] F. N. Mirsaitov, and V. V. Boloznev, "Radio wave diagnostics of a gas turbine engine by vibrations of turbine blades", in *Aktualnyye problemy radioelektroniki i telekommunikatsiy*, 2016, pp. 71-73 [in Russian].

- [13] A. A. Kozlov, A. V. Krutikov, and V. A. Starunskiy, *A method for generating random vibration spectra*, 2018 [in Russian].
- [14] A. R. Zagretidinov, A. E. Kondratiev, and S. O. Gaponenko, "Methodology for calculating informative harmonics of vibroacoustic signals as applied to the control of multilayer composite structures", *Inzhenernyy vestnik Dona*, vol. 31, no. 4-1, 2014 [in Russian].
- [15] K. M. Ragulskis, A. Yu. Yurkauskas, and V. V. Atstupenas, *Vibration of bearings*. Leningrad: Mashinostroyeniye, 1985 [in Russian].
- [16] A. V. Barkov, N. A. Barkova, and D. V. Grishchenko, *Identification of the state of mechanisms with rotation units based on the results of vibration monitoring and temperature control*. St. Petersburg: NOU "Severo-zapadnyi uchebnyi", 2011 [in Russian].

A. P. Stakhova, Ph.D., associate professor,
e-mail: sap@nau.edu.ua

V. P. Kvasnikov, D.Tech.Sc., professor
National Aviation University
Liubomyr Huzar ave., 1, Kyiv, 03058, Ukraine

AUTOMATION OF DETECTION OF MACHINE EQUIPMENT DEFECTS BY VIBRODIAGNOSTICS

The paper defines that the urgent task is the timely detection of the dangerous state of the mechanism, i.e. the need to minimize the probability of missing a developed defect, sufficient for an emergency situation between the periodic measurements of controlled parameters. It is shown that the measurement of the level of vibration of the machine equipment at different modes of its operation allows to predict the efficiency of the device during the service life. The paper identifies possible malfunctions of machinery, in the role of which is a training stand, and the compilation of a vibration diagnostic map, which identifies faults. The need to detect equipment defects at an early stage of their development with high accuracy, but at the same time to reduce the cost of detecting defects is considered. This, in turn, requires a detailed study of typical defects of the vibrating stand, which are determined by vibration diagnostics, i.e. clarification of diagnostic signs of defects.

Based on the obtained research results, the following conclusions have been obtained: as a result of the analysis of rotor imbalance, it becomes clear that a high amplitude at the reverse frequency is its main diagnostic feature; the analysis of defects of a belt shows that because of similarity of signs of defects of a belt with signs of defects of bearings it is necessary to separate components of vibrations of bearings from vibrations of a belt; the analysis of faults of bearings shows that it is necessary to measure the spectrum of the bypass, to monitor the peaks at the frequencies of inner and outer rings; the analysis of defects in electromagnetic system of the motor shows that to identify defects it is necessary to use additional features such as an increase in temperature on the motor housing, a drop in amplitude at speed when the power is off, and an increase in low frequency vibration.

Therefore, the defects of possible malfunctions for the machine equipment, in the role of which the training stand acts, have been determined in the work. This allows to make a vibration diagnostic card, which is used to identify faults. Solving this problem allows to detect defects at an early stage of their appearance with high accuracy and at the same time reduce the cost of detecting defects.

Keywords: oscillations, vibrations, vibration parameters, vibrating stand, operational defects.