

Діагностика відмов і виявлення дефектів

1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

Терміни діагноз і діагностика походять, відповідно, від грецьких слів *diagnosis* (розпізнання, визначення) і *diagnostikos* (здатний розпізнавати, визначати). В сучасному значенні термін технічна діагностика позначає сферу знань, що охоплюють теорію, методи і засоби визначення технічного стану будь-якої системи (машини, агрегату, механізму, металоконструкції, з'єднаних вузлів і елементів і т.д.). Іншими словами, технічна діагностика являє собою сферу науки про розпізнавання технічного стану об'єктів. Її основу складають теорія розпізнання і теорія контролепридатності [12].

Головною метою діагностування є підвищення надійності і ресурсу контрольованого об'єкту шляхом виявлення на ранніх стадіях дефектів і несправностей і причин їх виникнення, оскільки це дозволить запобігти чи усунути їх розвиток і тим самим виключити випадки відмов і аварій обладнання, які приводять до негативних наслідків.

Технічне діагностування припускає визначення технічного стану об'єкту без їх розбирання, тобто, без втрат часу і засобів на розбирання і виявлення несправностей. Це вкрай важливо, оскільки при відсутності діагностування пошук несправностей, як показує практика, може займати в середньому до 50% загального часу ремонтних робіт. Тим більш, що діагностування дозволяє запобігти незапланованим простоям обладнання і остаточній втраті ремонтпридатності відповідальних вузлів і деталей. Використання діагностування також дозволяє отримати найбільш повну інформацію для можливості забезпечення оптимального регулювання режимів роботи обладнання.

Основою діагностування механічного обладнання є вібраційний і тепловий моніторинг та дефектоскопія. При діагностуванні гідросистем застосовуються специфічні методи і засоби.

2. ВІБРАЦІЙНИЙ МОНІТОРИНГ І ДІАГНОСТИКА ОБЛАДНАННЯ

2.1. Методологія вібраційного моніторингу і діагностування

Основною задачею вібраційного моніторингу є нагляд за розвитком у часі певних параметрів вібрації. Для вирішення цієї задачі в процесі моніторингу здійснюють періодичні заміри контрольованих параметрів, виявляють змінення, проводять графічну побудову трендів часових характеристик, визначають основні тенденції цих замірів, порівнюють поточні і прогнозовані змінення із значеннями.

На діагностику вже покладається задача з інтерпретації змінень, виявлених в процесі моніторингу. При цьому:

- виділяють із виявлених небезпечні змінення, які супроводжуються появою дефектів;
- визначають вид і глибину кожного виявленого дефекту;
- обґрунтовують прогноз розвитку цих дефектів;
- визначають часовий інтервал до наступного виміру чи остаточний ресурс обстежуваного об'єкту.

В основу вібраційного моніторингу покладено спектральний аналіз, який являє собою математичний апарат для дослідження періодичних процесів і виявлення в них окремих компонентів, що мають характерні частоти.

Моніторинг рекомендується здійснювати за виміром низько-, середньо- і високочастотних складових вібрацій, вимірюваних в точках на корпусі обладнання, віддалених від найбільш віброактивних вузлів, з тим, щоб внесок у вимірювану вібрацію усіх віброактивних вузлів був порівнянний. В цьому

випадку дефекти будь-якого вузла призводять до змінення параметрів контрольованого сигналу і вони мають бути своєчасно виявлені. Тут же необхідно відмітити, що між низько- і високочастотними вібраціями існує принципова відмінність – низькочастотна вібрація дуже добре поширюється на значні відстані практично без втрат, що дозволяє використовувати її для моніторингу всіх вузлів машини одночасно, а високочастотна вібрація, навпаки, швидко розсіюється по мірі віддалення від джерела вібрації, віддзеркалюючись від будь-яких стиків і неоднорідностей структури і її використовують для моніторингу окремих вузлів.

Найпростішим засобом для вимірювання вібрацій є датчик прискорень. Проте реальний сигнал на виході датчика внаслідок накладання різних гармонік коливань практично неможливо проаналізувати. Тому на практиці використовують вузькополосний спектральний аналіз вібрацій, який базується на відповідному апаратному і програмному забезпеченні. При цьому на кривій запису вібрації вже буде легко відрізнити гармонічну (необвідну для аналізу) складову від випадкової складової [12].

Незаперечними перевагами сучасних приладів, оснащених добірним програмним забезпеченням, є те, що вони фіксують сигнал від конкретного вузла, а не від сусіднього. Причому, спектр вібрації бездефектного вузла взагалі не має гармонічних складових (тобто сигналів від пошкодження) і поява в ньому хоча б одного сплеску на кривій запису буде свідчити про наявність того чи іншого дефекту.

На рис. 5.1 показано записи вібрацій бездефектного підшипника (рис. 5.1, а), підшипника з нерівномірним зносом поверхні тертя (рис. 5.1, б) і підшипника, на поверхні якого утворені шпарини (рис. 5.1, в). Як видно із рисунку, спектри вібрацій мають своєрідний вигляд, що при аналізі результатів обстеження практично виключає помилку в постановці діагнозу.

Для виявлення, ідентифікації виду і величини дефекту результати кількісного оцінювання діагностованих параметрів порівнюють з еталонами різних дефектів. Еталон будують в просторі діагностичних ознак, тобто для кожного

вузла і для кожної ознаки визначають сукупність величин вимірюваних діагностичних параметрів і допустимих відхилень. Виявляемі дефекти поділяють за величиною на слабкі, що не впливають на ресурс вузла, середні, що характеризують появу у вузлі незворотніх змінень, і сильні, при яких з'являється реальна (в одному із десяти випадків) можливість відмови вузла за час порядку 20-30 днів неперервної роботи.

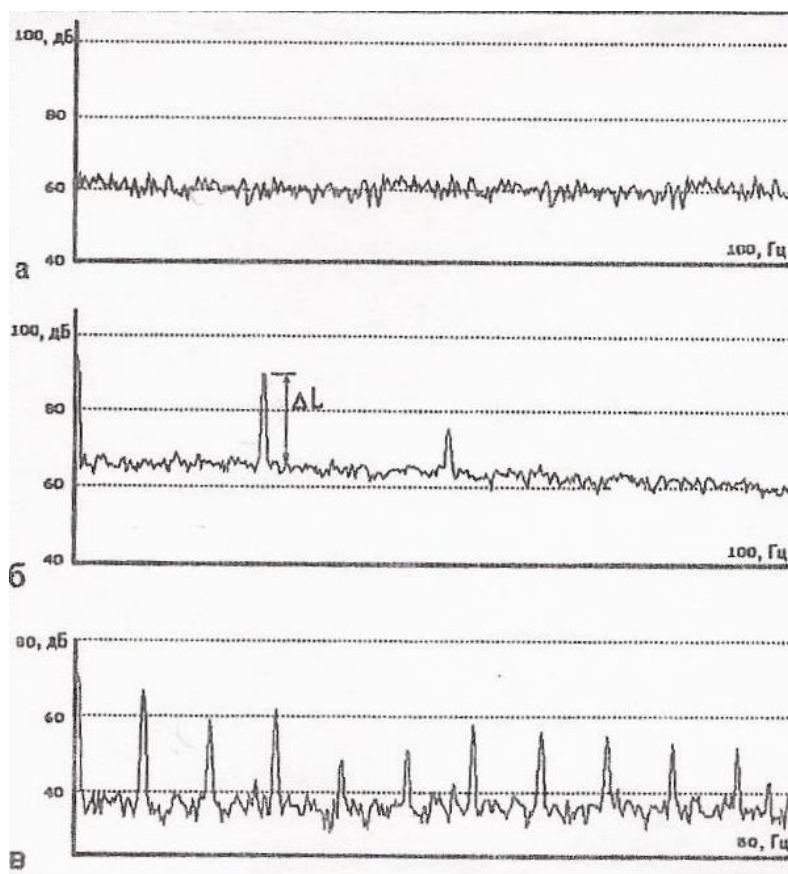


Рисунок 5.1

Еталони будують за одним із трьох можливих способів. Перший – побудова математичного еталону без попереднього етапу навчання системи діагностування. Другий – побудова еталону за даними вимірів діагностичних параметрів однотипних машин. І третій – побудова еталону за періодичними вимірами вібрації діагностованої машини на початковому етапі експлуатації системи діагностики.

Для вузлів, що мають різні види дефектів, побудова еталонів можлива лише при наборі достатніх статистичних даних по багатьом вимірам. Тому на першому етапі замість еталонів використовують пороги граничного змінення

діагностичних параметрів, що характеризують бездефектні вузли, а також вузли із середніми і сильними дефектами (рис. 5.2).

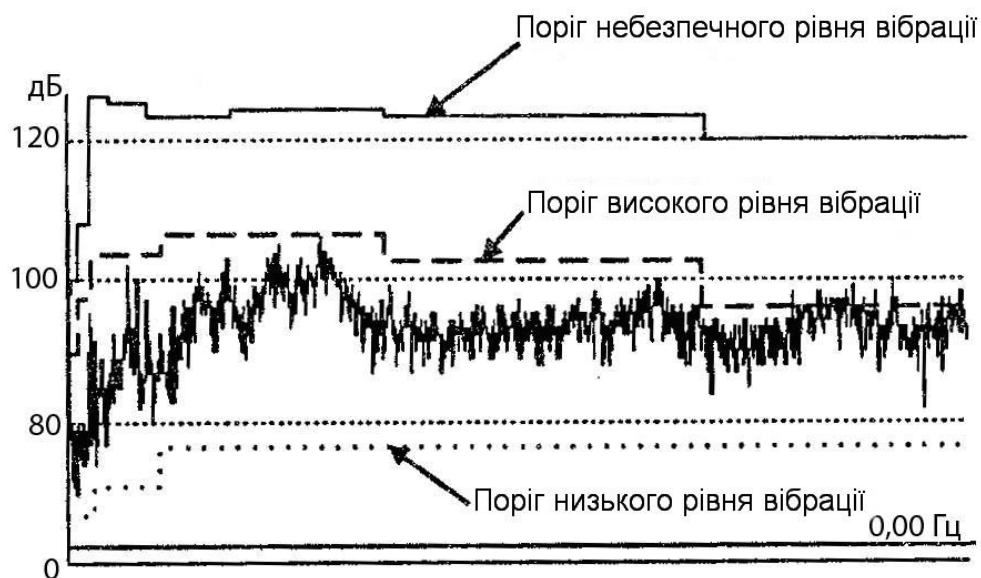


Рисунок 5.2

Пороги визначають за всією сукупністю параметрів, що характеризують кожний вид дефекту. Оскільки в якості діагностичних ознак можуть використовуватись різноманітні властивості вібрацій, кожний із них нормують на свій поріг сильного дефекту, а потім для загального уявлення переводять у два види одиниць – зростання рівня вібрації над середньою величиною, яке вимірюється в дицибелах, і величини модуляції вібрації, що подається у відсотках.

2.2. Апаратура для вібраційного моніторингу і діагностування

В залежності від стратегії діагностування і необхідності в періодичності контролю параметрів вібрації використовується стаціонарна і переносна апаратура.

Стаціонарну апаратуру застосовують для неперервного контролю технічного стану обладнання. Загалом апаратуру поділяють на контрольну-сигнальну (для контролю гранично-допустимого рівня) і діагностичну (для визначення виду і ступеню розвитку дефектів, виявлення тенденцій до змінення діагностичних ознак). При періодичному контролі застосовується переносна апаратура. Збирання, зберігання і аналіз вібрацій здійснюється за допомогою колекторів-віброаналізаторів. В сучасних приладах передбачена можливість перевантажувати дані вимірів в ПК для зберігання і аналізу.

До нового покоління приладів, що мають широкі можливості, можна віднести віброаналізатор СД-12М (АО ВАСТ Санкт-Петербург) (рис. 5.3). Він має повністю цифровий аналізатор спектрів і збирач даних з розширеними можливостями і повним комплектом вібраційних вимірів. Прилад суміщає в собі сучасні технології цифрового оброблення сигналів, що забезпечує високу надійність і точність вимірів, з простотою і зручністю інтерфейсу користувача. Він може входити в склад діагностичного комплексу на базі ПК і додаткових приналежностей і аксесуарів. В цьому випадку його можливості значно розширюються.

Прилад має лише один канал для підключення до об'єкту вимірювання (тобто, одночасно можна проводити моніторинг лише одного об'єкта обстеження). Діапазон вимірюваних частот вібрацій – до 25 кГц, число ліній в спектрі – 400...1600. Дисплей приладу (графічний 240x128, монохромний з підсвіченням) дозволяє мати чітку інформацію про стан обстежуваного вузла, що подається в графічному вигляді. Моніторинг і автоматичне діагностування обертових машин і обладнання базується на пакеті програм Dream for Windows.

До числа дефектів, що виявляються відносяться:

- дефекти вала з підшипниками кочення;
- дефекти вала з підшипниками ковзання;
- дефекти зубчастого зачеплення;
- дефекти в зубчастих передачах з підшипниками кочення;

- дефекти в зубчастих передачах з підшипниками ковзання;
- дефекти ланцюгових і паскових передач;
- дефекти робочих коліс насосів і вентиляторів;
- дефекти в механічній і електромагнетній частинах електромашин.



Рисунок 5.3.

Прилад СД-12М

До того ж, якщо взяти вузол, то за допомогою цього приладу можна виявити стан його окремої деталі. Наприклад, програмою приладу передбачена ідентифікація наступних груп дефектів підшипників кочення:

- обкочування нерухомого кільця підшипника;
- неоднорідний радіальний натяг;
- перекіс нерухомого (зовнішнього) кільця;
- знос зовнішнього кільця;

- шпарини, тріщини на зовнішньому кільці;
- знос внутрішнього кільця;
- знос тіл кочення і сепараторів;
- шпарини, сколення на тілах кочення;
- складні (подвійні і т.п.) дефекти;
- проковзування кілець в посадкових місцях;
- дефекти змащення (старіння, недостатність, сторонні домішки і т.п.).

В той же час для використання такого приладу необхідна додаткова освіта (фахівця-діагностика). Та й ціна приладів такого рівня надто висока (декілька десятків тисяч доларів). Тому більшого поширення набули віброметри.

Незалежно від типу, всі відомі конструкції віброметрів мають в порівнянні з віброаналізаторами значно менші можливості при оцінюванні стану обладнання. Але вони відрізняються простотою їх застосування, що не вимагає спеціальної підготовки користувача, і, звісно, значно меншою вартістю (декілька тис. гривень, наприклад, вартість віброметра VM-6360 – 2999 грн.).

Серед відомих віброметрів попитом користуються наступні віброметри (виробництво Росія): „Янтарь” і „Опал”.

„Янтарь” призначається для вимірів вібрації при контролі, моніторинзі, аналізі і вібраційній діагностиці технічного стану роторних агрегатів і механізмів з обертовими елементами. Діапазон вимірюваних частот до 10 кГц. Живлення – акумуляторне. В комплекті з приладом надаються навушники, що дозволяють фахівцям, поряд з фіксуванням вібрацій на дисплеї, оцінювати стан обладнання по шуму.

„Опал” призначається для вимірювань середньоквадратичного значення віброшвидкості будь-якого роторного обладнання з метою контролю його технічного стану. Прилад оснащено цифровим дисплеєм з підсвіченням та індикатором рівня залишкового заряду акумулятора. Включення режиму вимірювання здійснюється натиском однієї кнопки. Похибка приладу складає \pm

0,3 мм/с (в діапазоні 1,5...20 мм/с) і ± 2 мм/с (в діапазоні 20...100 мм/с). Частота вимірів до 1,0 кГц.

На належну увагу заслуговує і віброметр VM-6360 (виробник Тайвань, постачальник „Сімволт” Україна), який являє собою малогабаритний, автономний, мікропроцесорний прилад для вимірювань параметрів вібрації (рис. 5.4). Він може використовуватись як у системах вібраційного моніторингу обладнання – для збору даних по загальному рівню вібрації, так і в системах вібродіагностики – для виявлення дефектів за результатами спектрального аналізу.



Рисунок 5.4

Віброметр VM-6360

Конструкція приладу забезпечує граничну простоту при проведенні вимірювань. Точність і роздільна здатність приладу дозволяють достовірно контролювати поточний технічний стан обладнання та переходити до перспективного способу обслуговування обладнання – по фактичному його стану (тобто, не пов'язуючи ремонт з раніше установленими графіками ремонту).

Технічна характеристика приладу

<i>Вимірювані параметри</i>	- швидкість, прискорення, зміщення RPM, частота
<i>Датчик</i>	- п'єзоелектричний акселерометр.
<i>Діапазони вимірювання:</i>	
<i>швидкість, мм/с</i>	- 0,1...400,0
<i>прискорення, м/с²</i>	- 0,01...400,0
<i>зміщення, мм</i>	- 0,01...4,0
<i>обертання (RPM), об/хв</i>	- 60...99990
<i>Частотний діапазон для вимірювання</i>	- від 10 Гц до 1,0 кГц.
<i>Прискорення:</i>	
<i>в режимі 1</i>	- від 10 Гц до 1,0 кГц
<i>в режимі несення</i>	- від 10 Гц до 10,0 кГц
<i>Зміщення</i>	- від 10 Гц до 1,0 кГц
<i>Похибка</i>	- <5%+2 цифри
<i>Роздільна здатність, мм/с²</i>	- 0,01

Більш детально ознайомитись з приладами вібраційного моніторингу і вібродіагностики можна в роботі [12].

Що стосується саме вібродіагностування, то тут належить відмітити наступне. Найбільш повно за сигналами вібрації діагностується ті вузли, які є постійними джерелами вібрації. До них відносяться:

- підшипники кочення і ковзання;
- ротори машин (двигуни, обертальні деталі роторного типу);
- механічні передачі (зубчасті, паскові, черв'ячні, ланцюгові і т.п.)

В даному розділі розглянемо лише діагностування найбільш поширених елементів (підшипників і зубчастих закритих передач-редукторів).

2.3. Діагностування підшипників ковзання

Для діагностування підшипників ковзання у програмному забезпеченні діагностичної апаратури переважно використовуються методи вузькосмугового спектрального аналізу вібрації і її обвідної. Перший з них забезпечує діагностику за низькочастотною вібрацією, а другий – за високочастотною вібрацією.

При вимірюванні високочастотної вібрації, як відмічалось вище, коли вібрація швидко затухає по мірі віддалення від дефектного вузла, можливо без особливих труднощів виявити джерело цих вібрацій. В той же час за низькочастотною вібрацією, можливо, виявити дефекти тих вузлів, до яких неможливо добратись в процесі вимірювань, оскільки низькочастотні вібрації поширюються на значно більшу відстань, чим високочастотні [2].

Проте в обох випадках виникають певні ускладнення діагностування, оскільки на вібрацію підшипникового вузла впливають як дефекти самого підшипника, так і умови його роботи. Тому задача діагностування вирішується в два етапи: спочатку визначаються умови роботи підшипника, а потім, з їх урахуванням, визначається глибина дефектів підшипників. До того ж для оптимізації процесу діагностування шляхом програмного забезпечення дефекти власне підшипника, режими його роботи і дефекти інших вузлів, що зменшують ресурс підшипника, об'єднують в групи. А ці групи за особливостями формування вібрації різняться настільки, що надають можливість ідентифікувати їх вид за параметрами вузькосмугових спектрів вібрації і її обвідної. Всього цих груп вісім [2]:

- незрівноваженість ротора (вала, барабана, колеса і т.п.);
- биття вала (муфти);
- дефекти вузлів кріплення підшипника;
- автоколивання вала;
- перекис підшипника;
- знос підшипника;
- удар в підшипнику;

- дефекти змащування.

Незрівноваженість ротора збільшує інтенсивність вібрації машини на частоті його обертання, що слугує ознакою певного дефекту. Через незрівноваженість відцентрові сили, що діють на ротор, можуть перевищувати за величиною силу його тяжіння, що призведе до обкочування шийкою вала вкладишів підшипника. В цьому випадку при нерівній поверхні вкладишів вібрація зростає на гармоніках частоти обертання і з'являється модуляція сил тертя з частотою обертання ротора, тобто в спектрі обвідної вібрації з'являються лінії на гармоніках частоти обертання ротора.

Биття вала (муфти) призводить до тих же наслідків, що і значна незрівноваженість ротора, тобто до обкочування шийкою вала вкладишів підшипника.

Приклад виявлення биття вала з використанням апаратури і програмного забезпечення «АО ВАСТ» показано на рис. 5.5. Знак " $f_{\text{ад}}$ " на цьому графічному тренді позначає частоту обертання вала.

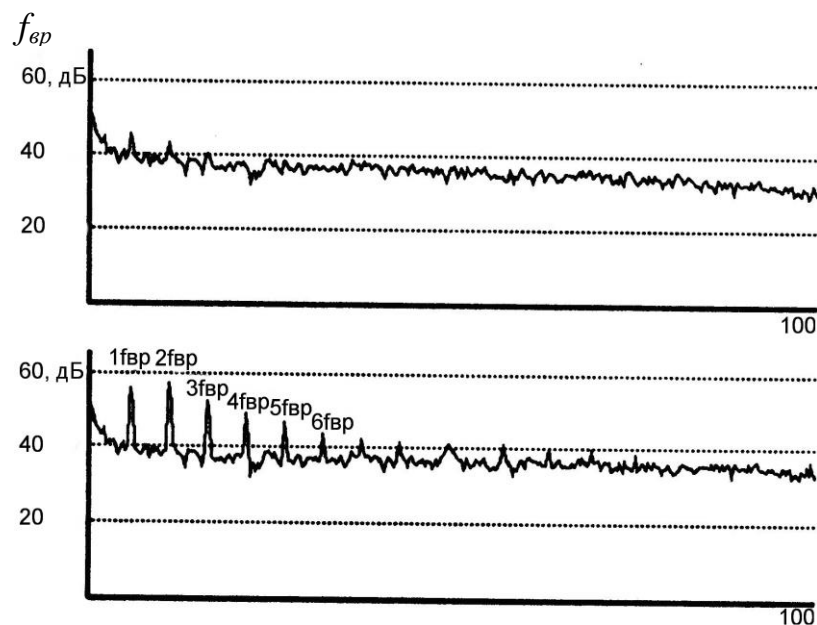


Рисунок 5.5

Приклад виявлення биття вала за спектром обвідної вібрації: а-вихідний спектр обвідної вібрації; б-спектр обвідної при битті вала

Автоколивання вала в підшипниках призводять до зростання вібрації машини на гармоніках частоти цих коливань, оскільки автоколивання викликають переміщення вала в площині, перпендикулярній його осі обертання, то вони є наслідком або збільшення зазору між поверхнями тертя, або неправильної подачі змащення. Відмітною ознакою процесу вібрації в цьому випадку є те, що перша частота із групи частот в два чи три рази нижче частоти обертання вала. Аналогічним чином із тією частотою змінюються сили тертя і, отже, виникає модуляція високочастотної вібрації підшипника. Діагностичними ознаками автоколивань вала є поява складових низько-частотної вібрації на частотах, кратних другій і третій субгармонікам частоти обертання чи ж складових в спектрі обвідної високочастотної вібрації.

Приклад виявлення автоколивань за спектром обвідної вібрації приведено на рис. 5.6. Цифрами, що стоять перед знаком частоти $f_{ад}$, позначається черговість сплеску частот (гармонік) ($k=1,2,3,\dots$).

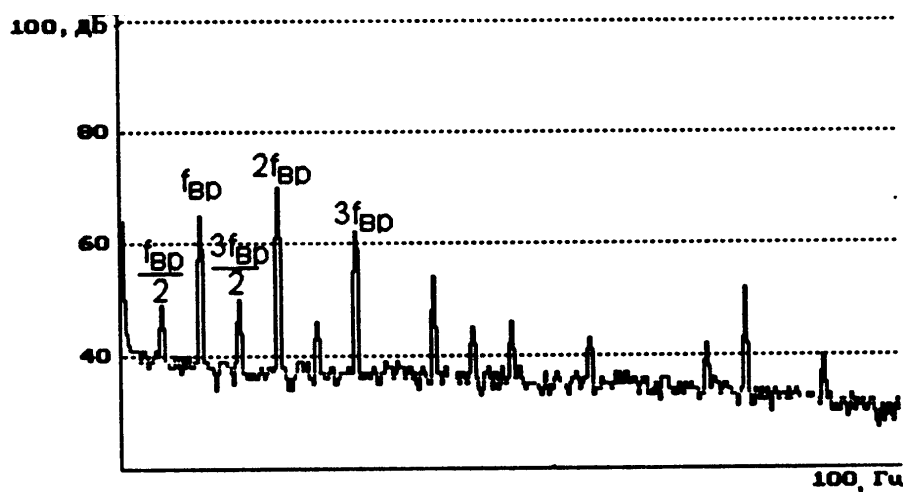


Рисунок 5.6

Приклад виявлення автоколивань за спектрами обвідної

Перекося підшипника призводить до зростання вібрації на частотах, кратних другій гармоніці частоти обертання, і до модуляції сил тертя і високочастотної вібрації підшипникового вузла тими ж частотами. Однаковий вплив на

вібрацію, з погляду проявлення ознак вібрації, підшипникових вузлів і машин в цілому чинять як перекус безпосередньо підшипника, так і згин вала в районі підшипника.

Приклад виявлення перекошу підшипника за спектром обвідної показано на рис.5.7.

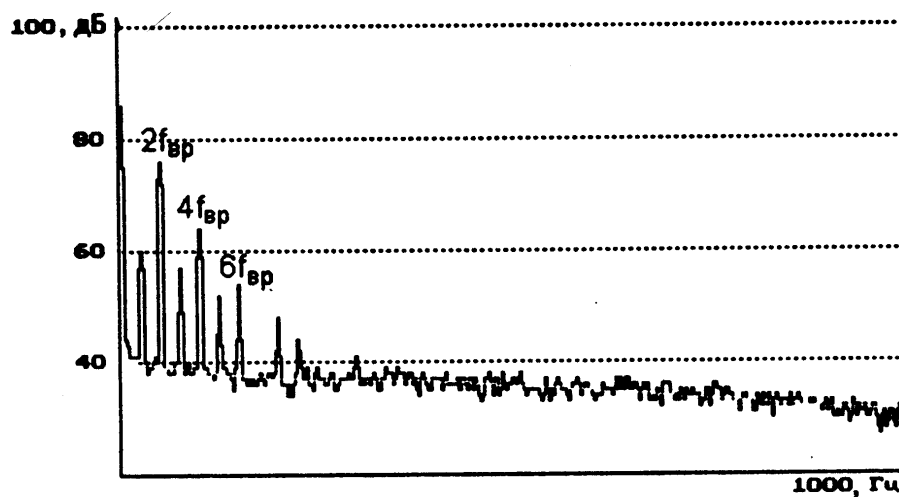


Рисунок 5.7

Приклад виявлення перекошу підшипника за спектром обвідної

Знос підшипника (знос вкладишів) супроводжується зростанням величини і зміненням форми зазору, а також викривуванням поверхонь окремих ділянок вкладишів, що призводять до змінення цілої низки параметрів вібрації, причому ці змінення безпосередньо залежать від режиму роботи ротора (вала, муфти і т.п.) і його дефектів.

Діагностичні ознаки зносу підшипника поділяють на дві незалежні одна від іншої групи. Перша група пов'язана з нестабільністю масляного клина і являє собою змінення форми фону в спектрі обвідної високочастотної вібрації підшипника у вигляді його підйому на низьких частотах (рис. 5.8). Друга група ознак визначається зростанням гармонік спектра вібрації і її обвідної на ряді частот $kf_{\text{вр}}$, але з одночасним зростанням високочастотної випадкової вібрації (рис. 5.9).

Удари в підшипниках частіше усього виявляються і визначаються за обвідною високочастотних вібрацій і поділяються на дві групи: гідродинамічні і механічні (сухі).

Перший тип ударів являє собою короточасну появу ділянок у мастильному шарі, що характеризуються турбулентністю потоків мастила. Другий тип більш небезпечний вид ударів, поєднаний з розриванням масляної плівки і появою короточасного контакту поверхонь тертя.

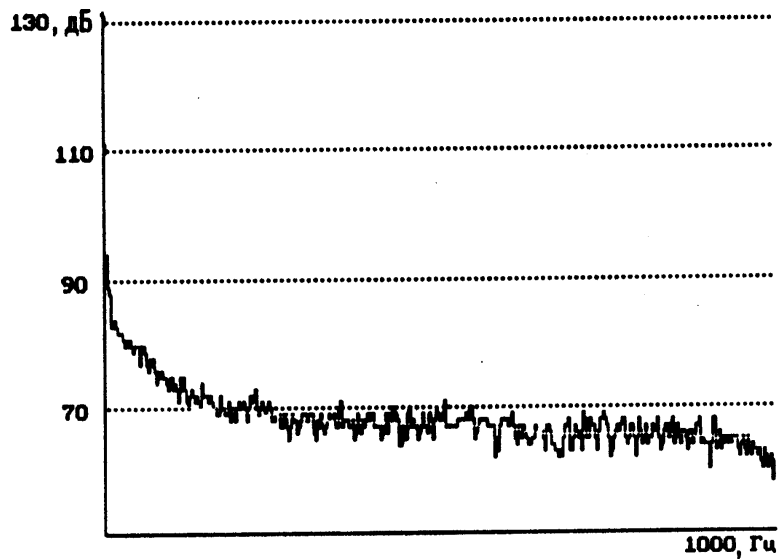


Рисунок 5.8

Приклад змінення форми фону в спектрі обвідної високочастотної вібрації підшипника у вигляді його підйому на низьких частотах

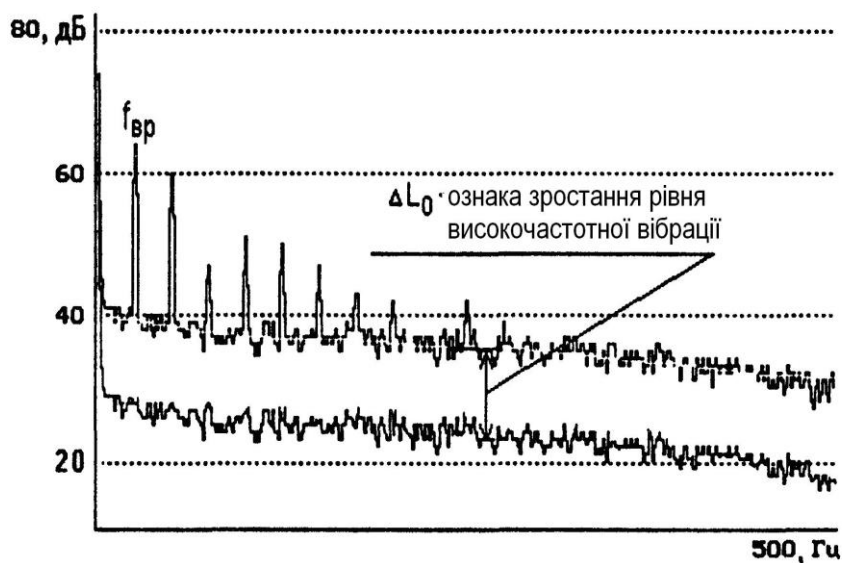


Рисунок 5.9

Приклад виявлення зносу підшипника за спектром обвідної і зростання рівня високочастотної вібрації

Характерною ознакою проявлення першого типу є короткочасне стрибкоподібне змінення високочастотної вібрації підшипника, яке не призводить, як правило, до значного зростання рівня високочастотної вібрації, в той час як у другому випадку зростання високочастотної вібрації виявляється достатньо сильним.

Діагностичні ознаки проявлення ударів в підшипниках лише незначно відрізняються від групи ознак, що виявляються гармонічною складовою спектру вібрації і її обвідної з частотою $kf_{ад}$. Ця відміна стосується спектру обвідної вібрації, в якому при появі ударів невеликої тривалості виникає велике число гармонік $kf_{ад}$ аж до граничної частоти спектру. Приклад для цього випадку наведено на рис. 5.10.

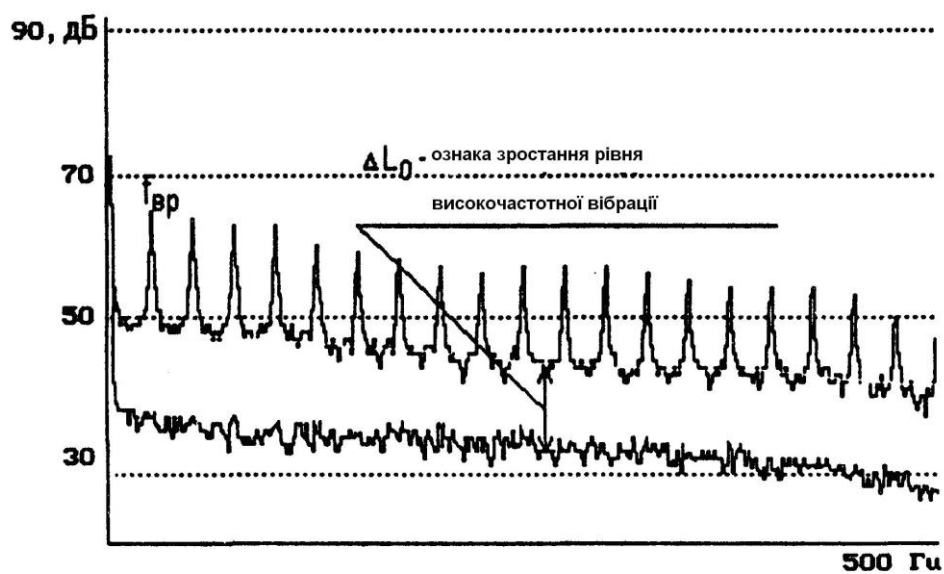


Рисунок 5.10

Приклад виявлення «сухих» ударів в підшипниках за спектром обвідної

Дефекти змащування призводять до зростання високочастотної вібрації підшипника і можуть призвести до розривання масляного шару і ударам. Проте ці удари не є періодичними і в спектрі обвідної вібрації відсутні гармонічні складові, якщо в підшипнику немає інших дефектів.

Діагностичною ознакою дефектів змащення є зростання високочастотної випадкової вібрації підшипникового вузла при умові, що він не пов'язаний із зносом підшипника чи появою в ньому ударів.

Вкрай важливим аспектом при виконанні вимірювань є правильний вибір точок контролю вібрації і діагностичних ознак.

Діагностування підшипників здійснюються шляхом вимірювання вібрацій на корпусі підшипникового вузла. Обов'язковою умовою вимірювань є [23]:

- наявність безпосереднього контакту вкладишів підшипника з тою частиною корпусу підшипникового вузла, на яку кріпиться датчик вібрації;
- збіг результатів вимірювання спектрів вібрації при повторній установці датчика;
- вибір наряду вимірювань, по можливості, перпендикулярного осі обертання вала, і такого, щоб проходив через цю вісь.

Більш детально питання діагностування підшипників ковзання розглянуто в роботі [2].

2.4. Діагностування підшипників кочення

Для діагностування підшипникових вузлів з підшипниками кочення в сучасних діагностичних програмах використовуються двоє основних підходів [2].

Перший підхід реалізується в задачах ранішнього виявлення дефектів за одноразовим вимірюванням вібрації і використовуються тільки результати спектрального аналізу обвідної високочастотної випадкової вібрації. Цей період використовується і для довгострокового прогнозу стану підшипників.

Другий підхід використовується для нагляду за розвитком дефектів і для короткострокового прогнозу стану підшипникових вузлів тоді, коли дефекти стають аварійно небезпечними.

Наявність особливих режимів підшипників кочення в машині з механічними передачами (зубчастими, пасковими, ланцюговими, черв'ячними) призводить до того, що правила діагностики підшипників суттєво змінюються. Тому в програмах організовані спеціальні алгоритми діагностування підшипників в складі механічних передач, в тому числі і редукторів.

Оскільки на вібраційний стан підшипникового вузла впливають не тільки дефекти самого підшипника, але і режими його роботи, при автоматичній діагностиці вирішуються одночасно дві задачі (як і при підшипниках ковзання): визначаються особливості роботи підшипників, а потім з їх урахуванням – вид і глибина наявних в підшипнику дефектів.

Розподілити всі можливі дефекти за результатами вимірювання вібрації дуже складно, особливо при автоматичному режимі діагностування. Тому дефекти поділяють на групи, як і для підшипників ковзання, з урахуванням особливостей їх впливу на вібрацію і особливостей експлуатації машин.

В програмному забезпеченні ВАСТ передбачена ідентифікація наступних груп дефектів [2]:

- обкочування нерухомого кільця підшипника;
- неоднорідний радіальний натяг;
- перекіс нерухомого (зовнішнього) кільця;
- знос зовнішнього кільця;
- шпарини, тріщини на зовнішньому кільці;
- знос внутрішнього кільця;
- шпарини, тріщини на внутрішньому кільці;
- знос тіл кочення і сепараторів;
- шпарини, сколи на тілах кочення;
- складні (подвійні і т.п.) дефекти;
- просковзування кільця в посадковому місці;
- дефекти мастила (старіння, нестача, сторонні домішки і т.п.).

Робота підшипника в складі машини при наявності в ньому дефектів може впливати на вібрацію і процеси, що її моделюють, з наступними частотами [2]:

- частота обертання рухомого кільця відносно нерухомого - $f_{\dot{\alpha}\dot{\omega}}$;
- частота обертання сепаратора відносно зовнішнього кільця

$$f_{\dot{N}} = \frac{1}{2} f_{\dot{\alpha}\dot{\omega}} \left(1 - \frac{d_{\dot{\alpha}\dot{\omega}}}{d_{\dot{N}}} \cos \alpha\right),$$

де $d_{\dot{\alpha}\dot{\omega}}$ - діаметр тіла кочення;

$d_{\dot{N}} = \frac{1}{2}(d_C + d_A)$ - діаметр сепаратора;

d_C - діаметр зовнішнього кільця;

d_B - діаметр внутрішнього кільця;

α - кут контакту тіл і доріжок кочення;

- частота перекочування тіл кочення по зовнішньому кільцю

$$f_3 = \frac{1}{2} f_{\dot{\alpha}\dot{\omega}} \left(1 - \frac{d_{\dot{\alpha}\dot{\omega}}}{d_{\dot{N}}} \cos \alpha\right) \cdot z = f_{\dot{N}} \cdot z,$$

де z - число тіл кочення;

- частота перекочування тіл кочення по внутрішньому кільцю

$$f_{\dot{A}} = \frac{1}{2} f_{\dot{\alpha}\dot{\omega}} \left(1 + \frac{d_{\dot{\alpha}\dot{\omega}}}{d_{\dot{N}}} \cos \alpha\right) \cdot z = (f_{\dot{\alpha}\dot{\omega}} - f_C) \cdot z;$$

- частота обертання тіла кочення відносно поверхні кільця

$$f_{\dot{\alpha}\dot{\omega}} = \frac{1}{2} f_{\dot{\alpha}\dot{\omega}} \frac{d_{\dot{N}}}{d_{\dot{\alpha}\dot{\omega}}} \left(1 - \frac{d_{\dot{\alpha}\dot{\omega}}^2}{d_{\dot{N}}^2} \cos^2 \alpha\right).$$

Для отримання вірогідних результатів вимірювання і діагностування необхідно обов'язково витримати правила вибору точок контролю вібрації і діагностичних ознак.

Приклади вибору можливих точок кріплення датчика віброприскорення (акселерометра) показані на рис. 5.11. Тут розглядаються чотири можливі випадки кріплення датчика.

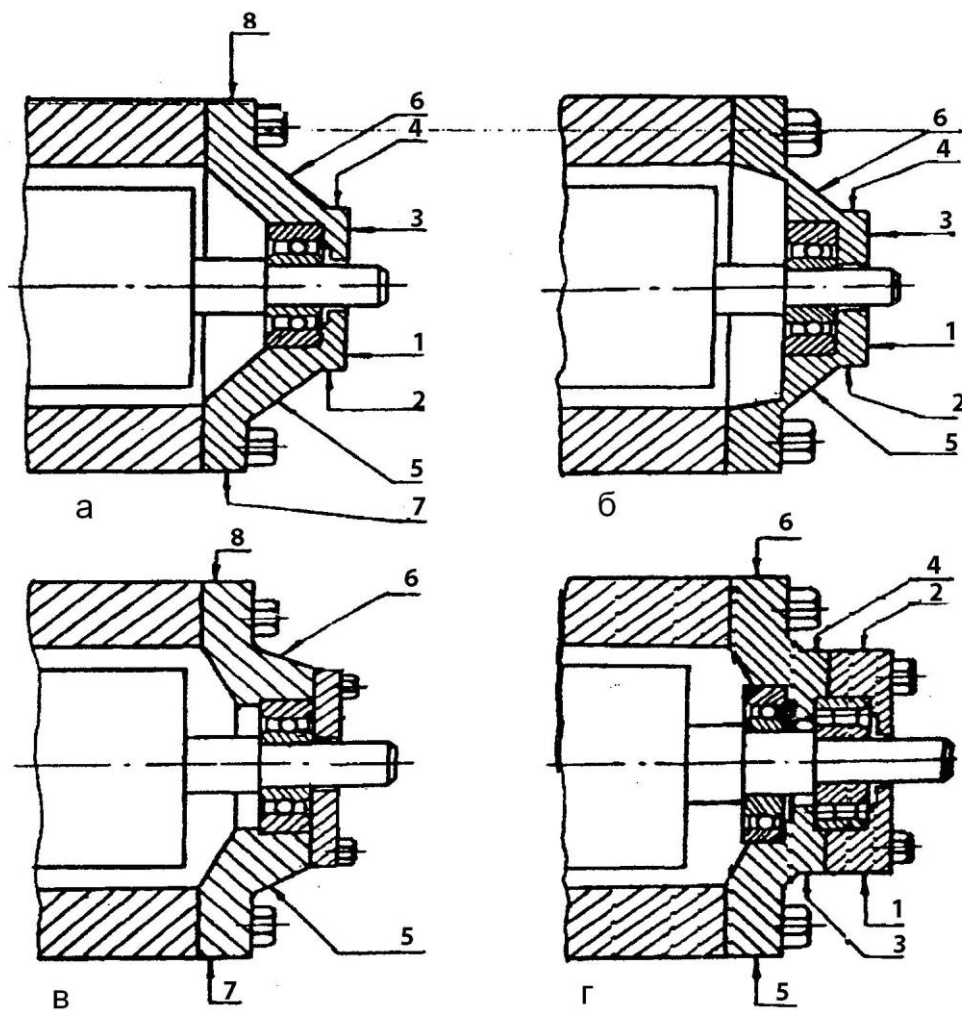


Рисунок 5.11

Приклади вибору точок контролю вібрації на підшипникових щитках

В першому випадку (рис. 5.11, а) конструкція підшипникового вузла виконана монолітно з однаковою товщиною корпусу і без ребер жорсткості. Кращий

варіант контролю для цього випадку в точках 1 і 2, але можливий контроль і по інших точкам.

В другому випадку (рис.5.11, б) товщина корпусу підшипникового щита неоднорідна, внаслідок чого вібрація в районі точок 7 і 8 слабшає. Тому контроль в цих точках є недоцільним.

В третьому випадку (рис. 5.11, в) підшипниковий щит має кришки з різьбовим з'єднанням, що викликає невизначеність вібраційного стану в точках 1,2,3,4, тому заміри належить виконувати в точках 5,6,7,8.

В четвертому випадку (рис.5.11, г), коли на підшипникових вузлах встановлюються спаровані підшипники, необхідно враховувати наступне, якщо посадкове місце є загальним, то використовується загальна точка контролю, а розподілення дефектного і бездефектного підшипників здійснюють за діагностичними параметрами. Останні можуть бути різними для різноманітних типів підшипників. Якщо ж підшипники мають посадкові місця на різних елементах, як це показано на рис. 5.11, г, то необхідно вибирати окремі точки контролю.

Існують також три вимоги до вибору точок контролю, якщо необхідно вимірювати спектр обвідної високочастотної випадкової вібрації без викривлення діагностичної інформації [2].

Перша вимога поєднана з необхідністю розподілення модельованих і немодульованих складових вібрації і полягає у виборі відповідних смужок частот сигналу вібрації (відсутність інтенсивних гармонічних складових).

Друга вимога поєднана з першою і припускає, що у вибраній смужі частот немає не тільки гармонічних складових, але й високообертальних резонансів.

Третя вимога зводиться до того, щоб рівень високочастотної вібрації був порівняний з рівнем низькочастотної вібрації і перевищував рівень власних шумів приладу. Більш детально ці питання висвітлено в джерелі [2].

Приклади виявлення різних дефектів підшипників кочення наведено нижче.

Обкочування зовнішнього (нерухомого) кільця підшипника є саме по собі дефектом підшипника, що свідчить лише про режим роботи машин з

підвищеним навантаженням на підшипник при обертанні, що зменшує ресурс останнього.

Діагностичною ознакою цього режиму роботи підшипника є поява в спектрі обвідної вібрації невеликої кількості (3-4) гармонічних складових вібрацій з частотами kf_{ap} , із яких максимальні амплітуди припадають на 1-3 гармоніки (рис. 5.12).

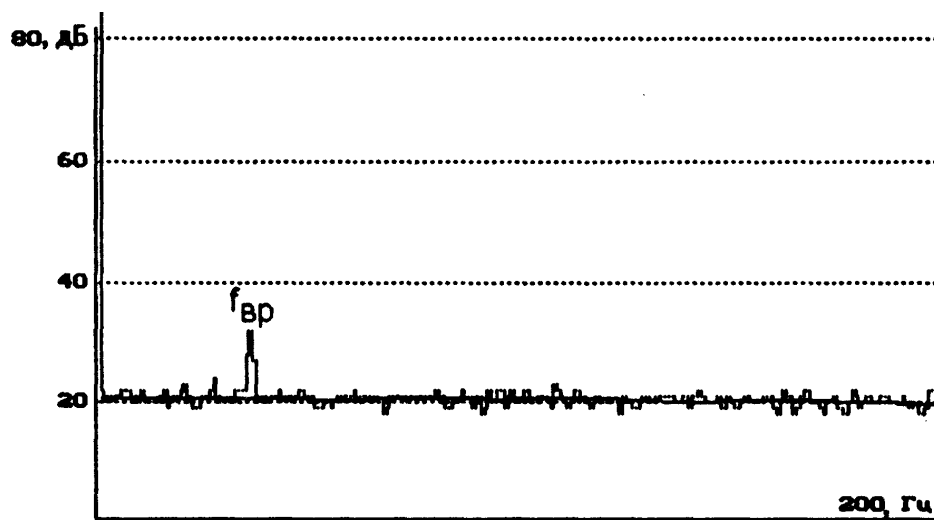


Рисунок 5.12

Приклад виявлення обколювання зовнішнього (нерухомого) кільця підшипника за спектром обвідної

Неоднорідний радіальний натяг є дефектом складання підшипника.

Діагностичною ознакою цього дефекту є зростання гармонічних складових в спектрі обвідної на парних і, насамперед, на другій гармоніці частоти обертання вала (рис. 5.13). Цей дефект супроводжується зростанням обертального навантаження в двох протилежних точках внутрішнього кільця і призводить до прискореного зносу підшипника.

Перекіс зовнішнього кільця виникає, зазвичай, при монтажі підшипника через дефекти посадкового місця. Цей дефект дає про себе знати відразу після монтажу, а його діагностичною ознакою є зростання складових спектру обвідної

на частотах kf_{ap} і переважно при парних гармоніках k (особливо на другій гармоніці $2f_H$) (рис. 5.14). Перекіс кільця призводить до прискореного зносу підшипника.

Знос зовнішнього кільця призводить до змінення коефіцієнта тертя на окремих ділянках кільця. Внаслідок цього явища з'являється плавна модуляція високочастотної вібрації частотою f_H , а в спектрі обвідної вібрації зростають гармонічні складові на частотах kf_{ap} . При цьому найбільше зростання відбувається на першій гармоніці f_H , а амплітуда кратних гармонік в спектрі обвідної швидко падає (рис. 5.15).

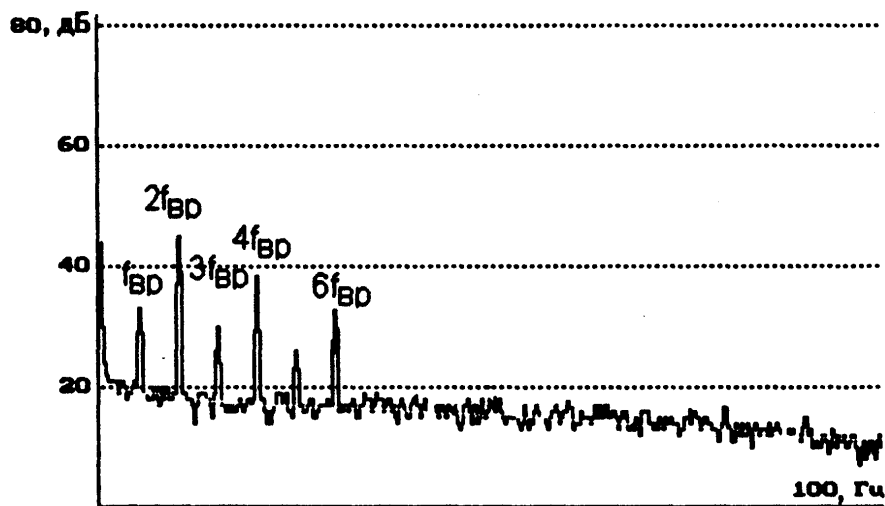


Рисунок 5.13

Приклад виявлення неоднорідного натягу підшипника за спектром обвідної

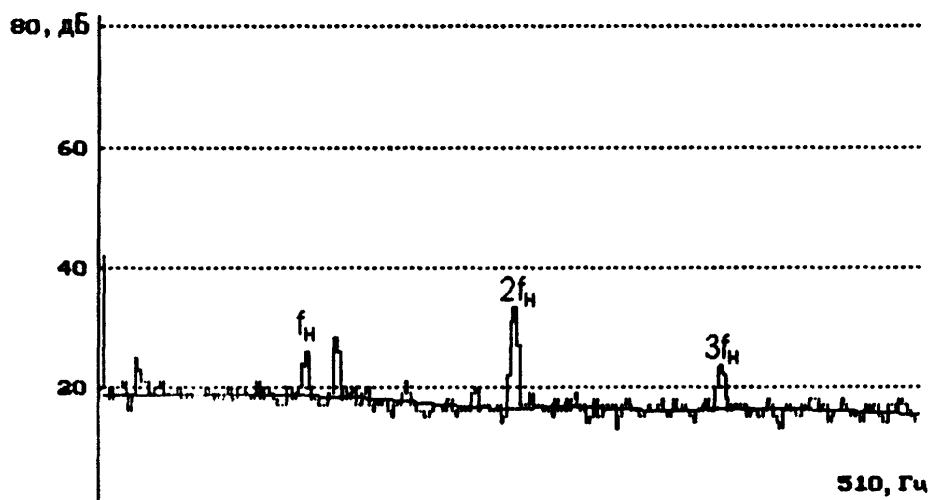


Рисунок 5.14

Приклад виявлення перекосу зовнішнього кільця підшипника за спектром обвідної

Якщо ж навантаження на підшипник змінює свій напрям (наприклад, обертається з частотою $f_{\text{ап}}$), то в складових спектру обвідної з частотами $kf_{\text{ап}}$ можуть з'явитись бокові складові, які відрізняються на частоти $\pm k_1 f_{\text{ап}}$.

В кінцевому підсумку знос кільця може призвести до утворення шпарин.

Шпарини, тріщини на зовнішньому кільці призводять до появи коротких уданих імпульсів при контакті кожного тіла кочення із шпариною (тріщиною).

Внаслідок цього з'являється ряд гармонік з частотою $kf_{\text{ап}}$ в спектрі високо-частотної вібрації, а кількість цих гармонік достатньо велика при слабкому їх зниженню при зростанні k (рис. 5.16).

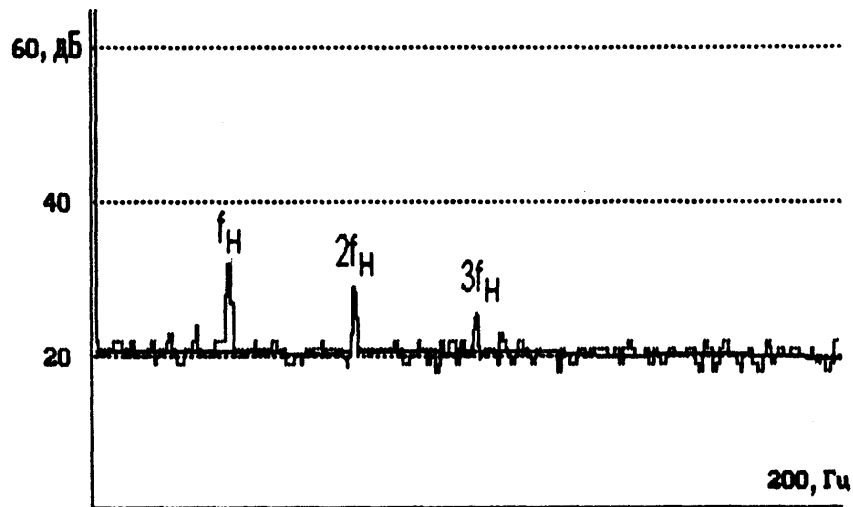


Рисунок 5.15

Приклад виявлення зносу зовнішнього кільця підшипника за спектром обвідної

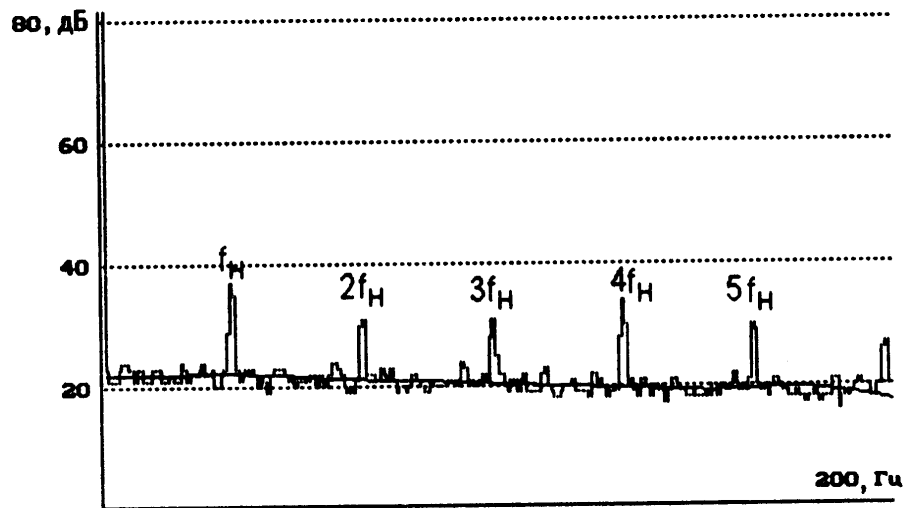


Рисунок 5.16

Приклад виявлення шпарин (тріщин) на зовнішньому кільці за спектром обвідної

Розподілити ознаки шпарин і тріщин дуже складно. Відмітною ознакою тріщин є лише те, що цей вид дефекту скоріше розвивається, що надає можливість встановити наступними вимірюваннями.

Знос внутрішнього кільця частіше всього відбувається локально, але зона підвищеного коефіцієнта тертя охоплює область, яка перевищує відстань між точками контакту найближчих двох тіл кочення, і модуляція сил тертя відбувається за частотою f_{ap} сильніше, ніж з частотою f_a . Тому при діагностуванні внутрішнього кільця діагностичною ознакою є поява в спектрі обвідної ряду гармонік з частотами kf_{ap} . При зносі кільця частіше всього зростає і високочастотна вібрація, що є додатковою ознакою дефекту.

Шпарини (тріщини) на внутрішньому кільці призводять до появи коротких ударних імпульсів при контакті кожного тіла кочення із шпариною (тріщиною). При цьому в спектрі обвідної вібрації з'являється ряд гармонік з частотами kf_{ap} .

Крім того, при слабкому радіальному натягу в підшипнику величина удару залежить від навантаження і, як наслідок, у ряда гармонік в спектрі обвідної з'являються бокові складові, що відрізняються на $\pm k_1 f_{ap}$ (рис. 5.17).

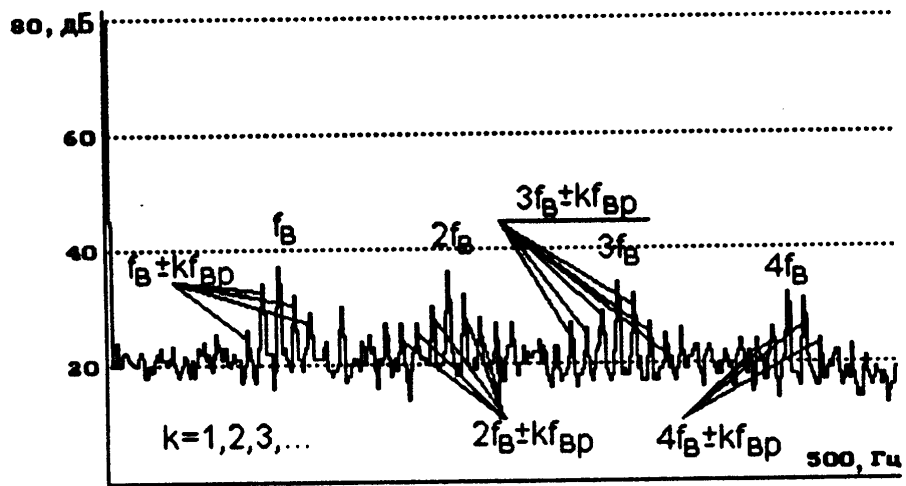


Рисунок 5.17

Приклад виявлення шпарин на внутрішньому кільці за спектром обвідної

Розпізнають шпарини і тріщини за побічними ознаками. Ознакою тріщини при цьому вважають одночасну появу великої кількості гармонік $kf_{ap} \pm k_1 f_{ap}$ з великою кількістю гармонік kf_{ap} , що виникають через збільшення радіуса внутрішнього кільця в зоні його розриву (рис. 5.18).

Знос тіл кочення і сепаратора має різні діагностичні ознаки. Ознакою зносу тіл кочення є поява в спектрі обвідної вібрації гармонічної складової з частотою f_N (при статичному односторонньому навантаженні на підшипник) чи $f_{ap} - f_N$ (при обертальному навантаженні). Складові з кратними гармоніками по мірі зростання кратності швидко зменшуються за амплітудою (рис. 5.19).

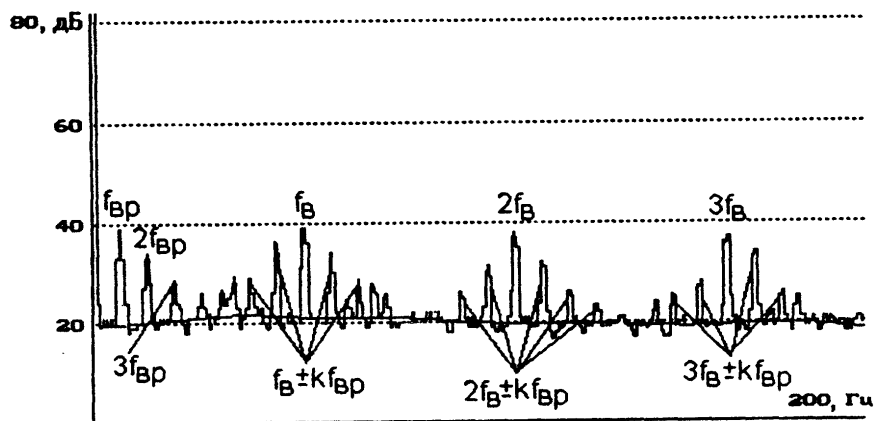


Рисунок 5.18

Приклад виявлення тріщин на внутрішньому кільці за спектром обвідної

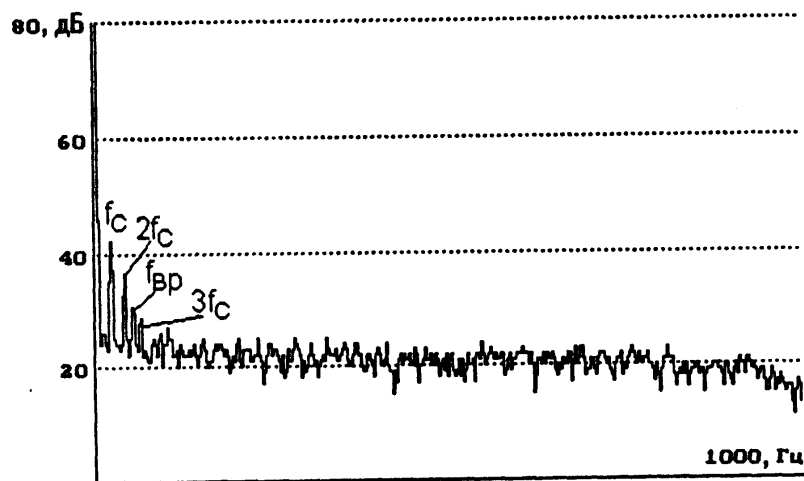


Рисунок 5.19

Приклад виявлення зносу тіл кочення і сепаратора за спектром обвідної

Ця ознака може слугувати і в якості побічної ознаки зносу ділянки сепаратора, яка контактує з дефектним тілом кочення. Для безпосереднього вимірювання величини зносу сепаратора можуть застосовуватись інші методи [2].

Шпарини, сколювання на тілах кочення супроводжуються появою і зростанням ударних імпульсів, що діють між тілом і кожною із поверхонь кілець, внаслідок чого основна частота ударів дорівнює $2f_H$. Але оскільки амплітуда ударних імпульсів при контакті з обома кільцями може різнитись і залежати від кута повороту сепаратора (від дії навантаження), то спектр обвідної вібрації буде мати ряд складових з частотами $k_1 \cdot f_{TK} \pm k_2 f_C$, а амплітуди складових з парними k_1 більші, ніж з непарними (рис. 5.20).

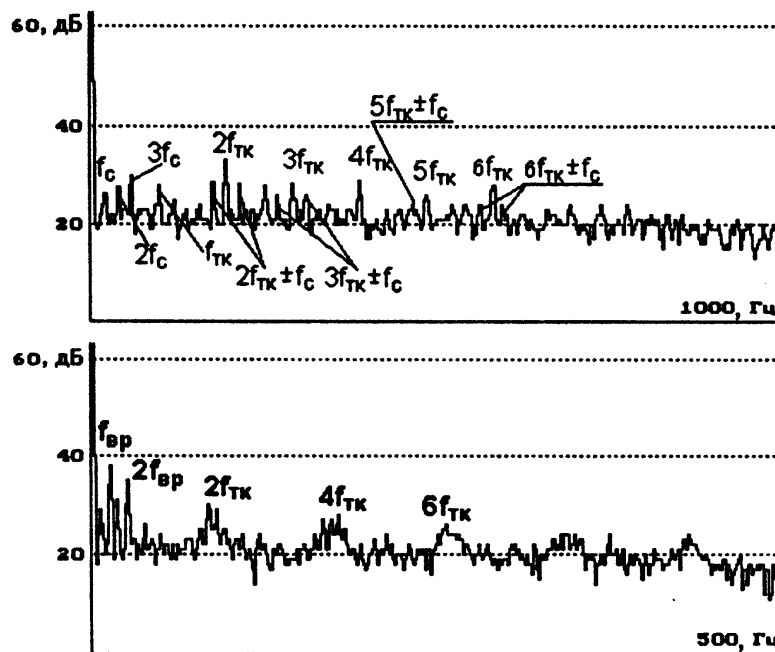


Рисунок 5.20

Приклад виявлення шпарин і сколювань на тілах кочення підшипників за спектром обвідної

Проковзування кільця в посадковому місці підшипника може виявлятися лише у тих випадках, якщо воно відбувається в момент вимірювання вібрацій. Сам факт наявності проковзування може свідчити про те, що підшипник заклинило і сепаратор не обертається відносно кілець підшипника. Діагностичною ознакою цього явища є зростання високочастотної вібрації і удару з частотами $kf_{вр}$, причому, удари з іншими частотами відсутні (рис. 5.21).

Дефект є дуже небезпечним і вимагає негайної зупинки і заміни підшипника (але його складно відрізнити від дефектів інших вузлів машини і муфт, зубчастих передач і інше).

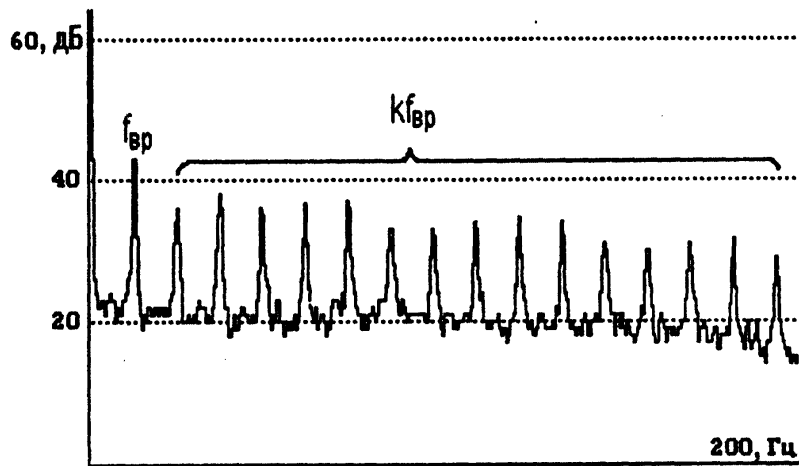


Рисунок 5.21

Приклад виявлення проковзування зовнішнього кільця за спектром обвідної

Дефекти змащування призводять до зростання високочастотної вібрації підшипника, що і є їх основною діагностичною ознакою. Причому, якщо цей дефект є єдиним, то в спектрі обвідної вібрації будуть відсутні середні і сильні дефекти інших типів.

Складний (збірний) дефект підшипника містить в собі діагностичні ознаки появи і більше розвинених дефектів для тих випадків, коли їх ознаки розглядаються не незалежно, а призводять до появи в спектрі гармонік з різними комбінаційними системами. Такі ознаки, зазвичай, з'являються при шпаринах на зовнішньому кільці, при сильному зносі останнього і обертальному навантаженні на підшипник, при автоколиваннях ротора з одночасним сильним зносом кілець, при наявності шпарин на зовнішньому і внутрішньому кільцях і додатковому осьовому зусиллі на підшипник. В цю групу дефектів зведено ознаки складних дефектів, які з'являються достатньо рідко, але їх поява дає додаткову інформацію про те, що кількість розвинених дефектів в підшипнику більше 1.

2.5. Діагностика редукторів

В автоматичному діагностуванні машин роторного типу, в тому числі і редукторів, одним із світових лідерів є «АО ВАСТ» (Росія, Санкт-Петербург),

розробки якого супроводжуються високоякісними методичними матеріалами. Ця методика діагностування описана і в роботі [2].

Тому вважається за доцільне привести ці матеріали без суттєвої переробки (в методичному плані виписки із методики діагностування вузлів роторних механізмів, що використовуються в діагностичних комплексах, які поставляються «ООО ВАСТ Санкт-Петербург»).

2.5.1. Вплив дефектів на вібрацію редуктора

Основними вузлами редуктора, що зазнають динамічних навантажень і піддаються зносу, є шестерні, підшипники і муфти, які поєднують редуктор з іншими об'єктами. Дефекти шестерней і зубчастих зачеплень призводять до появи вимушених сил різної природи. Це можуть бути кінематичні сили через відхилення форми зубців від розрахункової в зоні механічного контакту, ударні дії, що визначаються зміненням зазорів в зоні зубчастого зачеплення, параметричні сили через змінення жорсткості зубців в зоні зачеплення, а також сили тертя між контактуючими поверхнями.

Практично всі основні види дефектів шестерен і зубчастих зачеплень, що впливають на ресурс останніх, приводять до змінення коливальних сил, які діють в зачепленні, і динамічних навантажень на шестерні і їх підшипники. Це свідчить про те, що такі дефекти можуть бути виявленими за параметрами вібрації редукторів.

В перелік дефектів шестерней і зубчастих зачеплень, що виникають при складанні, монтажі і експлуатації входять:

- биття шестерні;
- знос зубців шестерні;
- тріщини і сколювання на зубцях, відсутність окремих зубців;
- зміщення точок контакту зубців;
- дефекти змащування поверхонь тертя.

Другий і третій дефекти, як правило, співпадають за видом впливу на вібрацію, а різниця між ними визначається лише глибиною цього впливу.

Оскільки в склад редуктора входять не менше двох шестерней, то перші три дефекти можуть виникати на будь-якій шестерні і збурювати вібрацію на різних частотах, Частоти вібрації збурювання залежать і від того, чи нерухома вісь обертання шестерні відносно корпусу редуктора, чи вона переміщається в просторі (як це властиво планетарним редукторам).

На рис. 5.22 наведена найпростіша схема двоступінчастого редуктора, в якому осі шестерней нерухомі, а на кожній осі установлені одна, або дві шестерні.

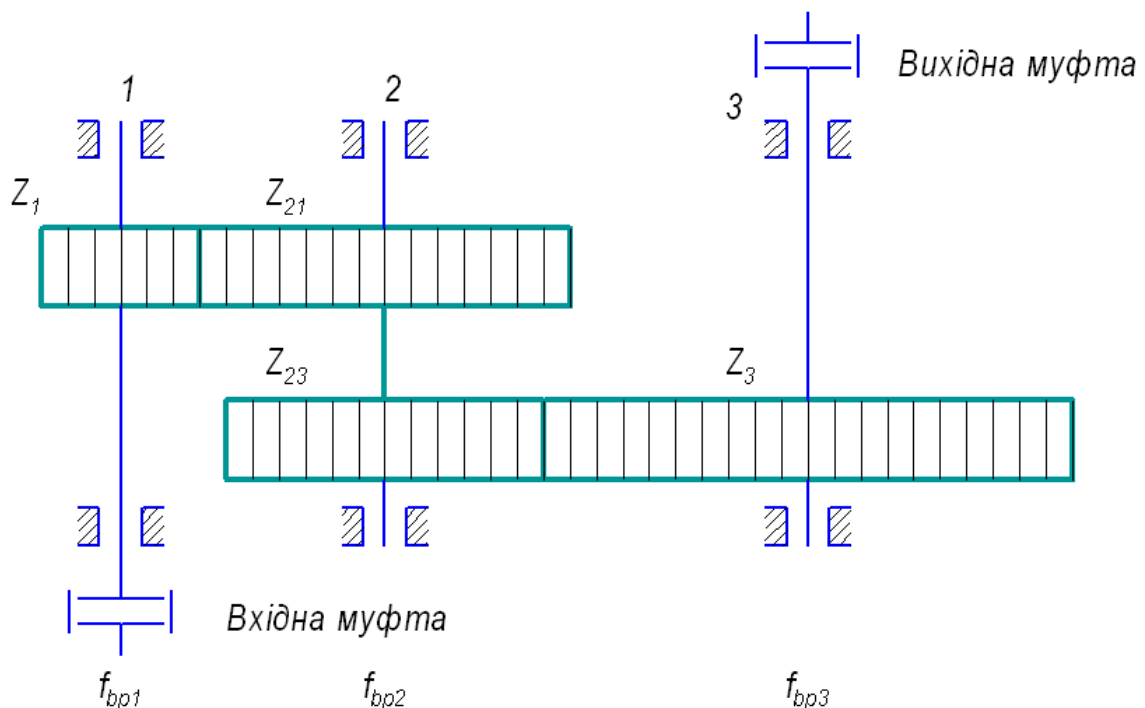


Рисунок 5.22

Схема двоступінчастого циліндричного редуктора

Частоти обертання осей визначаються за наступними формулами:

$$f_{\hat{a}p2} = f_{\hat{a}p1} (z_1 / z_{21}),$$

$$f_{\hat{a}p3} = f_{\hat{a}p2} (z_{23} / z_3) = f_{\hat{a}p1} \cdot (z_1 \cdot z_{23} / z_{21} z_3), \quad (5.1)$$

де $f_{\hat{a}p1}$, $f_{\hat{a}p2}$, $f_{\hat{a}p3}$ - частоти обертання першої, другої і третьої осей редуктора відповідно;

z_1 , z_3 - число зубців на шестернях першої і третьої осей редуктора;

z_{21} - число зубців на шестерні другої осі редуктора, що перебуває в зачепленні з шестернею першої осі;

z_{23} - число зубців на шестерні другої осі редуктора, що перебуває в зачепленні з шестернею третьої осі.

Для визначення частот примусових сил і вібрації шестерен необхідно визначити ще частоти зубців. На приведеному рисунку редуктора їх дві за числом ступенів:

$$\begin{aligned} f_{z_1} &= f_{\dot{a}p1} \cdot z_1 = f_{\dot{a}p2} \cdot z_{21}, \\ f_{z_2} &= f_{\dot{a}p2} \cdot z_2 = f_{\dot{a}p3} \cdot z_3 = f_{\dot{a}p1} (z_1 \cdot z_{23} / z_{21}), \end{aligned} \quad (5.2)$$

де f_{z_1} - частота зубців першого ступеня редуктора;

f_{z_2} - частота зубців другого ступеня редуктора.

Подібним чином складається схема редуктора з будь-якого кількості ступенів. Якщо будь-який із проміжних ступенів змінює лише напрямок обертання і на її i -ої осі встановлена одна шестерня, то у виразах (5.1) і (5.2) для цієї осі $z_{i,i-1}$ і $z_{i,i+1}$ вважаються однаковими і рівними числу її зубців.

Головною відмінністю впливу дефектів шестерней і зачеплень на вібрацію є той факт, що цей вплив відбивається практично на всіх вузлах редуктора. Оскільки мінімальне значення частоти обертання зубчастих колес і максимальне значення частот зубців можуть відрізнятись на декілька порядків, з'являються проблеми, що поєднані з обмеженим числом частотних смуг аналізатора спектра (400, 800 чи 1600 Гц), яких не достає для діагностичних вимірювань у всьому діапазоні частот складових вібрації. Останні спричиняються дефектами шестерней редуктора. Тому виникає необхідність в деяких точках вимірювати вібрацію, в двох різних смугах частот і погоджувати результати діагностування, які отримані за даними вимірювань в кожній з них.

Вплив дефектів шестерней редукторів на їх вібрацію належить розглянути окремо для редуктора з нерухомими в просторі осями шестерней і з шестернями, осі яких переміщуються в просторі (планетарні редуктори). В

даному посібнику розглядаються лише редуктори першого виду. З методологією діагностування другого типу можна ознайомитись в роботі [2].

Особливістю будь-якого зубчастого зачеплення є дія на нього постійного навантаження, що передається через редуктор, і динамічного навантаження при вході і виході із зачеплення кожного зубця шестерні. Частота ударів дорівнює частоті зубців, а амплітуда і форма кожного удару може різнитись. Ця різниця зростає в міру зносу зубців, появи в них тріщин і, тим більш, при відсутності будь-яких частин зубця. Якщо, наприклад, величина і форма ударів для всіх зубців, крім одного, однакові, то це еквівалентно появи одного разу за оберт шестерні додаткового удару, частіше «негативного» і тоді, крім ряду гармонік вібрації частоти зубців, з'являється ряд гармонік вібрації на частотах кратних частоті обертання шестерні.

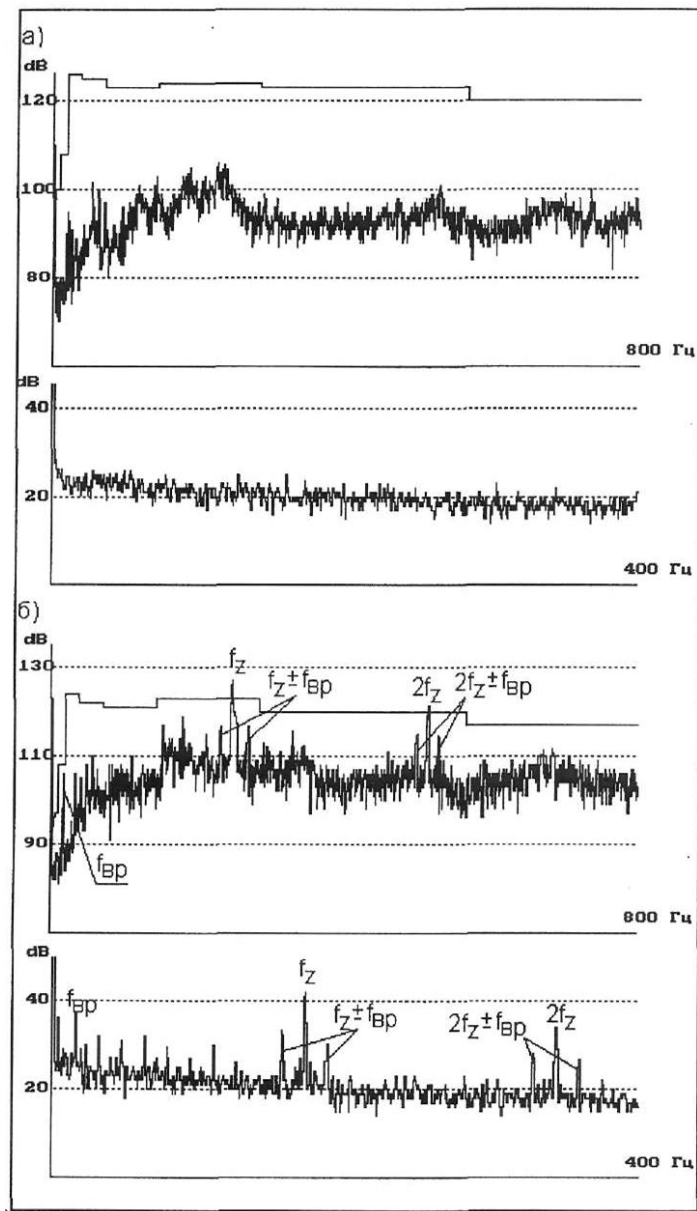
Таким чином, при появі дефектів змінюється форма або всіх, або частини ударних імпульсів, які виникають при вході зубців в зачеплення. Одною із основних причин ударів є динамічне навантаження на шестерню при вході зубців в зачеплення. Якщо тільки це навантаження порівняне за величиною зі статичним навантаженням, воно впливає і на сили тертя в підшипнику цієї шестерні. Отже, крім змінень в спектрі вібрації редуктора, при появі дефектів шестерні можливі змінення і в спектрі обвідної випадкової вібрації підшипників цієї шестерні.

Розглянемо, як може впливати на вібрацію редуктора і її обвідної кожний із вказаних видів дефектів, що виникають при монтажі чи експлуатації редуктора. *Биття вала (шестерні)* – перший серед цих дефектів, під яким розуміється неправильна посадка шестерні на вал чи непаралельність шестерней, що входять в зачеплення, через які площа контакту зубців залежить від кута повороту шестерні з даним дефектом. Серед основних причин появи цього дефекту при монтажі можна відмітити невідповідність діаметрів посадкового отвору шестерні і діаметра вала, яке призводить або до зміщення осей шестерні і вала, або до перекосу шестерні. Крім того, в процесі експлуатації при появі перевантажень редуктора може деформуватись вал. Дія биття вала на вібрацію

полягає в плавному змінненні величини ударних імпульсів при вході зубців в зачеплення з частотою обертання дефектної шестерні. Внаслідок цього вібрація на частоті зубців приймає амплітудну модуляцію і в її спектрі у складовій частоті зубців з'являються бокові складові, які відстають на частоту обертання шестерні. Бокові складові, що відстають на подвійну частоту обертання, виявляються значно меншими, ніж це показано на рис. 5.23.

В цьому випадку, якщо має місце сильна деформація вала, і при певному куті повороту шестерні зубців, що входять в зачеплення, різко збільшується радіальне навантаження на осі обох шестерней, зростають сили тертя в підшипниках і в спектрі обвідної високочастотної вібрації двох шестерней з'являються складові з частотою обертання дефектної шестерні.

Дефекти шестерні – неоднорідний знос зубців, тріщини і сколювання на них, відсутність окремих зубців. При неоднорідному зносі виникають зони шестерні з підвищеним зносом. Внаслідок цього, при попаданні зубців даної зони в зачеплення, удари при вході кожного зубця будуть різними, але їх величина різко зростає чи падає в порівнянні з ударами при вході в зачеплення зубців без зносу. Приблизно така ж ситуація виникає і тоді, коли в зубці є тріщина чи зубець відсутній. Таким чином, вібрація зубців приймає амплітудну модуляцію з періодом, який визначається частотою обертання дефектної шестерні, але вже не плавну, як при битті шестерні, а стрибкоподібну, і в спектрі вібрації гармонік зубців з'являється велика група бокових складових, що відстають від центральної на $kf_{\Delta\omega}$, як це вказано на рис. 5.24.



а-бездефектний редуктор;

б-редуктор з биттям ведучої шестерні.

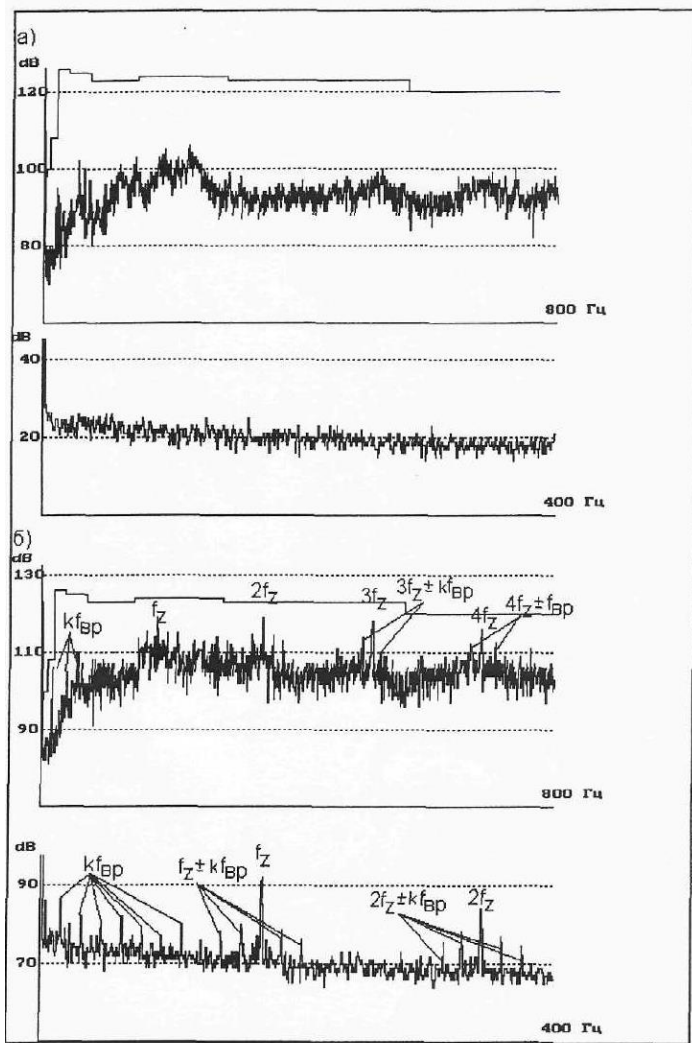
Рисунок 5.23

Спектри вібрації підшипника редуктора і її обвідної при битті вала(шестерні)

При зносі зубців чи тріщині в одному з них з цим же періодом стрибкоподібно змінюється навантаження на підшипники. Тому в спектрі обвідної високочастотної вібрації підшипників з'явиться група складових з частотами, що кратні частоті обертання дефектної шестерні.

Дефекти зачеплення мають загальну ознаку - зміщення точок контакту зубців відносно розрахункової. Причиною цього є, наприклад зміщення шестерней одної відносно другої поздовж осей обертання, в площині обертання шестерней або під кутом. Найбільш часто ці види дефектів з'являються при складанні редуктора, але можуть з'явитись і під час експлуатації (частіше через знос підшипника, внаслідок чого осі шестерней зміщуються). Внаслідок цього зона

контакту відрізняється від розрахункової і динамічні сили, що діють на зубці, зростають. В зв'язку з цим зростає рівень гармонік вібрації зубців, але не зростають бокові складові з частотою обертання будь-якої із шестерней (рис. 5.25). На спектрі обвідної вібрації підшипників такий дефект не може з'явитись.



*а-бездефектний підшипник;
б-редуктор з відсутнім зубом*

Рисунок 5.24

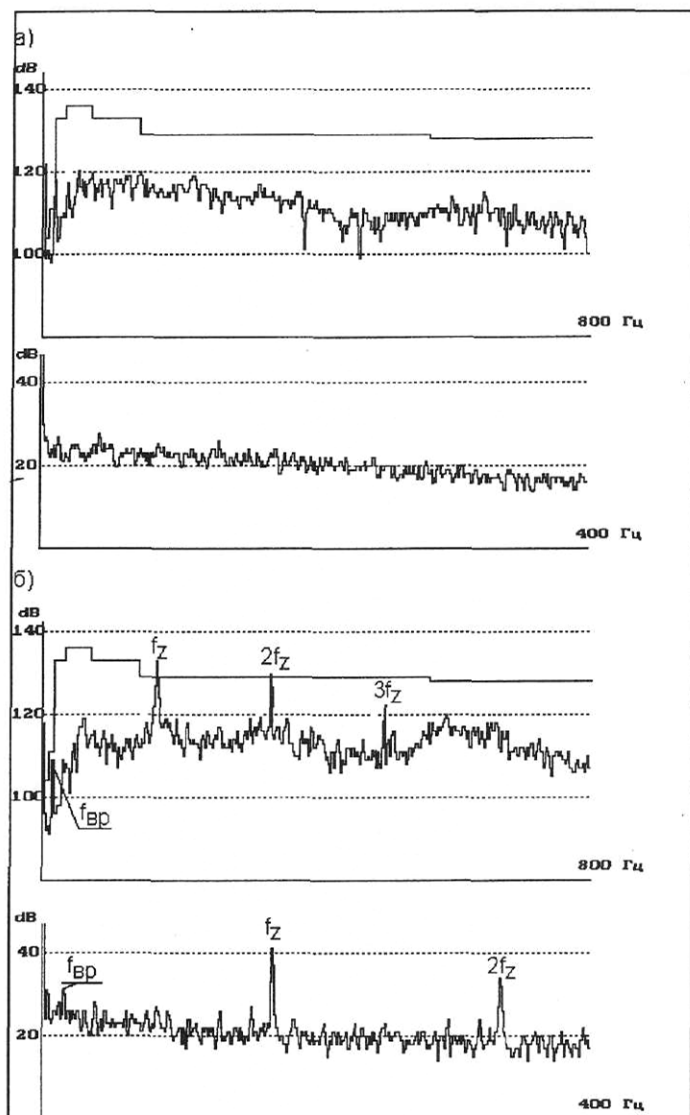
Спектри вібрації підшипника редуктора і її обвідної при відсутності одного зуба

Дефекти змащування – остання група дефектів приводить до порушення умов змащування зубців в зоні зачеплення. Така група дефектів за своєю дією на вібрацію редуктора слабо відрізняється від попередньої, а, отже, супроводжується зростанням гармонік вібрації зубців. Іноді ці дві групи дефектів вдається розрізнити за відношенням амплітуд перших трьох гармонік вібрації зубців. При дефектах змащування друга і третя гармоніки зростають зазвичай значно повільніше, ніж перша, і, якщо відсутні резонанси на цих

гармоніках, вони слабо вирізняються на тлі інших складових вібрації редуктора.

Останні двоє дефектів можуть не приводити до появи динамічних навантажень на підшипники, і в спектрі обвідної випадкової вібрації підшипників може не бути гармонік зубців.

Виконаний аналіз впливу дефектів шестерней і зачеплень на вібрацію показує на те, що виявити ці дефекти можливо за зростанням рівней відповідних складових спектра вібрації редуктора.



а- бездефектний редуктор;

б- редуктор з дефектом зчеплення шестерней

Рисунок 5.25

Спектри вібрації підшипника редуктора і її обвідної при дефектах зчеплення

Більшість із дефектів можна виявити і за появою амплітудної модуляції випадкової вібрації підшипників. Належить відмітити, що обмежуватись вимірюваннями спектрів низькочастотної і середньочастотної вібрації редукторів і їх підшипників при виявленні дефектів неможливо, оскільки в будь-якій точці контролю на вібрацію впливають дефекти всіх шестерней і підшипників редуктора, що ускладнює їх ідентифікацію. В той же час на параметри модуляції випадкової вібрації кожного підшипника впливають тільки його дефекти і дефекти двох-трьох найближчих до цієї точки шестерней.

2.5.2. Вибір точок контролю вібрації і діагностичних ознак

Динамічні сили, що виникають в редукторах при наявності дефектів, передаються на корпус, головним чином, через підшипники шестерней. Тому підшипники є тими вузлами редукторів, вібрація яких змінюється при дефектах шестерней, валів, муфт і власне підшипників. Таким чином, точки контролю вібрації редуктора рекомендується вибирати на корпусі підшипникових вузлів по одній на кожному вузлі [2].

При цьому вкрай важливо правильно вибрати напрям вимірювання вібрацій. В одноступінчастих редукторах рекомендується вібрацію вимірювати в радіальному до осей обертання шестерней напрямку і в площині, що проходить через ці осі. Проблеми у виборі напрямлення виникають в багатоступеневих редукторів, в яких осі шестерней не перебувають в одній площині, і в кутових редукторах, в яких осі шестерней розташовуються під кутом одна до іншої. В цьому випадку рекомендується мінімізувати кути між напрямками вимірювань і передачі статичного навантаження.

В якості прикладу на рис. 5.26 показано кращі напрямки вимірювань вібрації у багатоступеневих редукторах.

Відмічається, що при діагностуванні редукторів за спектром обвідної вібрації їх підшипників основні ознаки дефектів належить визначати параметрами високочастотної вібрації підшипника, а для їх визначення вибір напрямків

вимірювання вібрації не є дуже важливим [2]. Значно важливішим тут є вибір точок установлення датчиків вібрації, до яких високочастотна вібрація має доходити з мінімальними втратами.

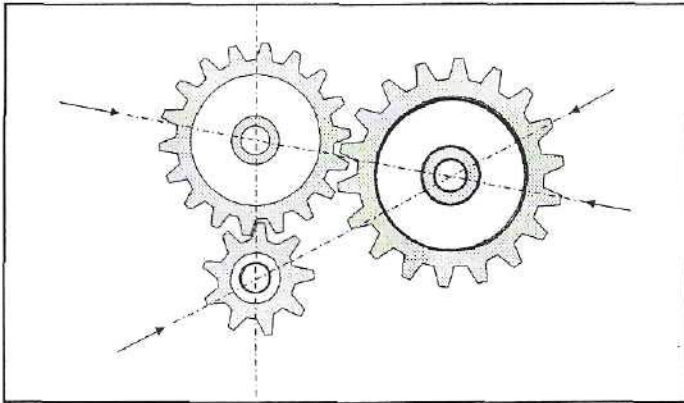


Рисунок 5.26

Кращі напрями вимірювання вібрацій

При діагностуванні редукторів за спектром низькочастотної вібрації напрямки вимірювань належить вибирати перпендикулярно осі обертання і зустрічно до напрямку прикладання навантаження.

Ще одна рекомендація до вибору точок вимірювань вібрацій редуктора стосується вибору реперних точок, за якими здійснюється моніторинг його стану. Оскільки при деяких дефектах шестерней може виникати їх вібрація в осьовому напрямку, але вона не використовується при глибокій діагностиці вузлів редуктора, рекомендується хоча б одну із реперних точок вибирати таким чином, щоб напрямок вимірювань дозволяв виявлення зростання рівня осьової вібрації будь-якої із шестерней редуктора.

Для того, щоб не спотворювати результати діагностування за спектром обвідної, смугу частот фільтра детектора обвідної рекомендовано вибирати в діапазоні п'ятої гармоніки, що є максимальною серед частот зубців редуктора. Але на таких високих частотах випадкова вібрація підшипника може бути настільки слабкою, що виявиться низчою за власні шуми вимірювальної апаратури. Тому необхідно вибирати точки вимірювання вібрацій таким чином, щоб сигнал в смузі фільтра не мав явних гармонічних складових, був вищим на тлі апаратури і у відсотковому відношенні його рівень був не меншим одного відсотка від рівня максимальної складової спектра вібрації редуктора.

Розглянемо список дефектів, які можливі за вібрацією підшипникових вузлів редуктора. Першу групу дефектів відносять до дефектів шестерней, тобто їх зубців, валів і зубчастих зачеплень. Вона містить наступні дефекти:

- биття вала (шестерні);
- дефекти зубців великої шестерні;
- дефекти зубців малої шестерні;
- дефекти зачеплення великої шестерні;
- дефекти зачеплення малої шестерні;
- дефекти шестерней і зачеплень на інших осях

редукторів.

Другу групу дефектів відносять до підшипників ковзання, якщо вони установлені на осі редуктора, що підлягає діагностуванню. Вона містить наступні дефекти:

- знос підшипника;
- удари в підшипнику;
- дефекти змащування.

Третя група дефектів поєднана з підшипниками кочення, якщо вони установлені на осі редуктора, що підлягає діагностуванню. Вона містить наступні дефекти:

- знос зовнішнього (нерухомого) кільця;
- шпарини, тріщини на зовнішньому кільці;
- знос внутрішнього (обертального) кільця;
- шпарини, тріщини на внутрішньому кільці;
- дефекти тіл кочення і сепаратора;
- дефекти змащування.

Із останніх двох списків виходить, що вони є значно меншими, ніж списки дефектів підшипників тих машин, де відсутні зубчасті передачі. Це спричинено тим, що останні дефекти не завжди можуть бути розділеними за

діагностичними ознаками з перерахованими дефектами шестерней, і тому вони поєднані з іншими видами дефектів в загальні групи.

Четверта група дефектів поєднана з муфтами, якщо вони розташовуються на осі діагностування. Всі дефекти муфти поєднують в одну групу, що називається «дефектом муфти». Ці дефекти входять до списку лише для тих осей редуктора, на яких вони установлені.

Далі розглядаються основні і додаткові ознаки, які використовуються в діагностичних програмах для виявлення і ідентифікації перерахованих дефектів редукторів з нерухомими в просторі осями шестерней.

Биття вала (шестерні) найпростіше виявити за спектром обвідної вібрації підшипників, в якому (тобто в спектрі) з'являються гармонічні складові з частотами $f_{\Delta\omega}$ чи $kf_{\Delta\omega}$ вала (шестерні), що підлягає діагностуванню.

Додатковими ознаками цього дефекту, які використовуються для його виявлення за спектром вібрації і для визначення величини дефекту, є зростання вібрації редуктора на бокових частотах $kf_2 + f_{\Delta\omega}$, де $f_{\Delta\omega}$ - частота обертання дефектної шестерні.

Дефекти зубців шестерней надійно виявляються за ударними навантаженнями на осях двох шестерней, що входять в зачеплення. Частота цих ударних навантажень дорівнює частоті обертання дефектної шестерні. Якщо ці шестерні обертаються в підшипниках кочення, товщина мастильного шару в яких мала, то ударні навантаження призводять до появи модуляції сил тертя в підшипниках обох осей редуктора з частотою обертання дефектної шестерні і, тим самим, до появи ряду гармонік в спектрі обвідної вібрації підшипника. Число цих гармонік має бути більшим, причому гармоніки високої кратності до $k > 4$ не повинні бути значно слабкішими за гармоніки кратності $k < 4$. Вияснити, яка з двох шестерней осі діагностування має максимальний дефект зубців, можна двома шляхами. Перший полягає в контролі появи ударних навантажень на сусідні осі редуктора. Тут винувата в появі ударних навантажень та шестерня, яка входить в зачеплення з другою віссю, що зазнає динамічних навантажень з частотою обертання осі, яка підлягає

діагностуванню. Другий шлях полягає в аналізі гармонік зубців вібрації, в яких при дефекті зубців шестерні, що входить в зачеплення, з'являється велика група бокових складових з відмінними частотами.

Проблеми з ідентифікацією дефектів зубців шестерень можуть виникнути в двох випадках.

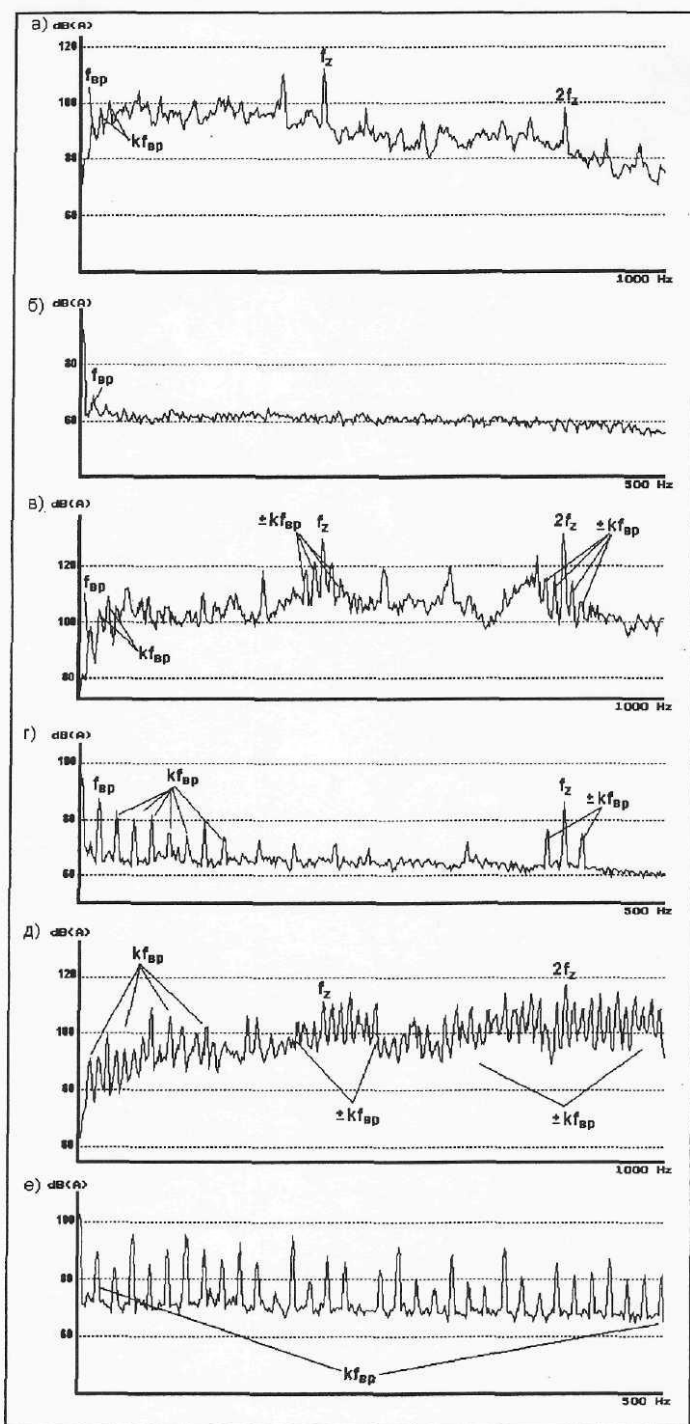
Перший випадок – використання в редукторах підшипників ковзання з великою товщиною мастильного шару, коли навантаження на підшипник слабо змінює сили тертя і слабо моделює випадкову вібрацію підшипника. Основним шляхом ідентифікації виду дефекту і визначення його ступеню розвитку є аналіз бокових складових вібрації зубців.

Другий випадок – наявність на осі діагностування муфти (особливо зубчастої). Дефекти цієї муфти також приводять до появи ударних навантажень на підшипники і зростанню низькочастотної вібрації на частотах kf_{ad} , проте вони практично не змінюють гармоніки вібрації зубців, а також її бокові складові.

На рис. 5.27 приведено спектри вібрації і обвідної її високочастотних складових для одного і того ж підшипника ковзання однакових типів редукторів з шестернями і муфтою без дефектів, з шестернею, що має дефект зубців, і муфтою з дефектом. Ці спектри ілюструють змінення, які використовуються в якості основних і додаткових ознак дефектів зубців шестерні і дефектів муфти.

Дефекти зачеплення шестерней – виявляють за зростанням складових вібрації зубців при кратності $k=1, 2, 3$ в спектрі вібрації. Додатковою ознакою є поява складових вібрації зубців в спектрі обвідної високочастотної вібрації підшипника, які, проте, з'являються не у всіх випадках, коли є дефект зачеплення. Основна відмінність діагностичних ознак дефекту зачеплення від дефектів зубців шестерней полягає у відсутності у першому випадку помітного зростання на гармоніках частоти обертання шестерні і помітних бокових гармонік у складових вібрації зубців.

Дуже частим випадком є одночасна поява ознак дефектів зубчастого зачеплення і підшипника. Це добре відповідає найбільш частому дефекту-зносу підшипника, внаслідок якого вісь обертання шестерней зміщується і, як наслідок, зміщуються точки контакту зубців в зачепленні.



а,б - бездефектний редуктор; в, г - редуктор з дефектом шестерні на першій осі; д,е - редуктор з дефектом зубчастій муфти на першій осі

Рисунок 5.27

Спектри вібрації з обвідною її височастотних складових підшипникового вузла редуктора

Оскільки за результатами вимірювання спектрів вібрації і її обвідної в одній точці на корпусі підшипникового вузла необхідно ставити діагноз стану трьох частин редуктора, а саме вала з шестернями, підшипника і муфти, якщо остання розташована на осі вала діагностування, необхідно визначити зведені діагностичні ознаки дефектів всіх вузлів в спектрах вібрації і її обвідної. Ці ознаки для редукторів з підшипниками ковзання зведені в табл. 5.1, а для редукторів з підшипниками кочення - в табл. 5.2. В таблицях наведені тільки частоти тих складових спектрів, які з'являються чи зростають при появі (зростанні) розглянутих дефектів.

2.5.3. Вибір періодичності вимірювань, режимів роботи редукторів і порогових значень дефектів

Періодичність діагностичних вимірювань в діагностичних програмах визначає користувач, виходячи із наявної у нього інформації про швидкості розвитку дефектів від моменту виявлення (слабкий дефект) до передаварійного стану.

Досвід діагностування редукторів показує, що швидкість розвитку дефектів в значній мірі залежить від конструктивних особливостей редуктора, наявності в ньому дефектів виготовлення і складання, умов експлуатації, особливо від кількості пусків і стрибків навантаження в міжремонтний період. Але у більшості випадків швидкість розвитку дефектів підшипників редуктора вище швидкості дефектів шестерней, тому періодичність вимірювань має визначатись станом і швидкістю розвитку дефектів.

Рекомендується витримувати інтервал між вимірюваннями від одного до трьох місяців [2]. За аналогією діагностування підшипників при виявленні дефектів шестерней і зачеплень, якщо вони не перевищили поріг середнього, можна не змінювати інтервал між вимірюваннями. При середніх дефектах інтервал між вимірюваннями рекомендується скорочувати в 2 рази, при сильних - ще в три рази.

Таблиця 5.1

Частоти складових спектрів вібрації і її обвідної для виявлення і ідентифікації дефектів редукторів з нерухомими осями обертання зубчастих коліс в підшипниках ковзання

№ П/П	Вид дефектів	Спектр вібрації		Спектр обвідної	
		Основні	Додаткові	Основні	Додаткові
1	Биття вала (муфти)	kf_{ep1}	$kf_{z1} \pm f_{ep1}$ $kf_{z2} \pm f_{ep1}$ немає зростання ВЧ	kf_{ep1}	$kf_{z1} \pm f_{ep1}$ $kf_{z2} \pm f_{ep1}$ немає зростання ВЧ
2	Дефект великої шестерні	kf_{ep1} $k > 4$	$kf_{z1} \pm f_{ep1}, k > 1$ немає зростання ВЧ	kf_{ep1} $k > 4$	$kf_{z1} \pm f_{ep1}, k > 1$ немає зростання ВЧ
3	Дефект малої шестерні	kf_{ep1} $k > 4$	$kf_{z2} \pm f_{ep1}, k > 1$ немає зростання ВЧ	kf_{ep1} $k > 4$	$kf_{z2} \pm f_{ep1}, k > 1$ немає зростання ВЧ
4	Дефект зачеплення великої шестерні	kf_{z1}	немає зростання kf_{ep1} немає $kf_{z1} \pm k_1 f_{ep1}$, немає зростання ВЧ	kf_{z1}	немає kf_{ep1} немає $kf_{z1} \pm k_1 f_{ep1}$, немає зростання ВЧ
5	Дефект зачеплення малої шестерні	kf_{z2}	немає зростання kf_{ep1} немає $kf_{z2} \pm k_1 f_{ep1}$, немає зростання ВЧ	kf_{z2}	немає kf_{ep1} немає $kf_{z2} \pm k_1 f_{ep1}$, немає зростання ВЧ
6	Дефекти на другій осі	$kf_{ep2}, kf_{ep3} \dots$ kf_{z3}, kf_{z4}, \dots	немає зростання ВЧ	$kf_{ep2}, kf_{ep3} \dots$ kf_{z3}, kf_{z4}, \dots	немає зростання ВЧ

Продовження табл. 5.1

7	Знос підшипника	kf_{ep1}	зростання ВЧ	$kf_{ep1}, k > 7$ підйом спектра на $HЧ_0$	зростання ВЧ
8	Удари в підшипнику	kf_{ep1}	зростання ВЧ	$kf_{ep1}, k > 7$	зростання ВЧ
9	Дефекти змащування підшипника	зростання ВЧ	немає зростання kf_{ep1}	зростання ВЧ	немає ліній в спектрі
10	Неідентифіковані дефекти	зростання інших гармонічних складових			

де, f_{ep1} – частота обертання осі редуктора, що підлягає діагностуванню;

kf_{z3}, kf_{z4} – інші частоти зубців редуктора;

kf_{ep2}, kf_{ep3} – частоти обертання інших осей редуктора;

$ВЧ$ – високочастотні складові;

f_{z1} – частота зубців великої шестерні;

f_{z2} – частота зубців малої шестерні;

$HЧ_0$ - низькочастотні складові спектра обвідної;

$k = 1, 2, 3, \dots; k_l = 1, 2, 3, \dots$

Таблиця 5.2

Частоти складових спектрів вібрації і її обвідної для виявлення і ідентифікації дефектів редукторів з нерухомими осями обертання зубчастих коліс в підшипниках кочення

№ П/П	Вид дефектів	Спектр вібрації		Спектр обвідної	
		Основні	Додаткові	Основні	Додаткові
1	Биття вала (муфти)	kf_{ep1}	$kf_{z1} \pm f_{ep1}$, $kf_{z2} \pm f_{ep1}$, немає зростання ВЧ	kf_{ep1}	$kf_{z1} \pm f_{ep1}$, $kf_{z2} \pm f_{ep1}$, немає зростання ВЧ
2	Дефект великої шестерні	kf_{ep1} , $k > 4$	$kf_{z1} \pm k_1 f_{ep1}$, $k_1 > 1$, немає зростання ВЧ	kf_{ep1} $k > 4$	$kf_{z1} \pm k_1 f_{ep1}$, $k_1 > 1$, немає зростання ВЧ
3	Дефект малої шестерні	kf_{ep1} , $k > 4$	$kf_{z2} \pm k_1 f_{ep1}$, $k_1 > 1$, немає зростання ВЧ	kf_{ep1} $k > 4$	$kf_{z2} \pm k_1 f_{ep1}$, $k_1 > 1$, немає зростання ВЧ
4	Дефект зачеплення великої шестерні	kf_{z1}	немає зростання kf_{ep1} , немає $kf_{z1} \pm k_1 f_{ep1}$ немає зростання ВЧ	kf_{z1}	немає зростання kf_{ep1} , немає $kf_{z1} \pm k_1 f_{ep1}$ немає зростання ВЧ
5	Дефект зачеплення малої шестерні	kf_{z2}	немає зростання kf_{ep2} , немає $kf_{z1} \pm k_1 f_{ep1}$ немає зростання ВЧ	kf_{z2}	немає зростання kf_{ep2} , немає $kf_{z1} \pm k_1 f_{ep1}$ немає зростання ВЧ
6	Дефекти на другій осі	kf_{ep2} , kf_{ep3} kf_{z3} , kf_{z4} ,.....	немає зростання ВЧ	kf_{ep2} , kf_{ep3} kf_{z3} , kf_{z4} ,.....	немає зростання ВЧ
7	Знос зовнішнього кільця	f_H	зростання ВЧ	f_H	зростання ВЧ
8	Шпарини на зовнішньому кільці	kf_H	зростання ВЧ	kf_H	зростання ВЧ

Продовження табл. 5.2

9	Знос внутрішнього кільця	kf_{ep1}	зростання ВЧ	kf_{ep1}	зростання ВЧ
10	Шпарини на внутрішньому кільці	C_v	зростання ВЧ	kf_v	зростання ВЧ
11	Дефекти тіл кочення і сепаратора	F_c чи kf_{mk}	зростання ВЧ	F_c чи kf_{mk}	зростання ВЧ
12	Дефекти змащування підшипника	зростання ВЧ	немає зростання $kf_{ep1}, kf_c, kf_v, kf_n, kf_{mk}$	зростання ВЧ	немає ліній в спектрі
13	Не ідентифіковані дефекти	зростання інших гармонічних складових			

де, f_{ep1} - частота обертання осі редуктора, що підлягає діагностуванню;

f_{ep2}, f_{ep3} – частоти обертання інших осей редуктора;

f_{z1} - частота зубців великої шестерні;

f_{z2} - частота зубців малої шестерні ;

f_{z3}, f_{z4} – інші частоти зубців редуктора;

f_c – частоти обертання тіл сепаратора;

f_n – частота перекочування тіл кочення по зовнішньому кільцю;

f_v - частота перекочування тіл кочення по внутрішнього кільцю

f_{mk} - частота обертання тіл кочення;

$ВЧ$ – високочастотні складові ;

$k = 1, 2, 3, \dots; k_l = 1, 2, 3, \dots$

Головною ж рекомендацією з вибору режиму роботи редуктора при діагностуванні є забезпечення однієї із всіх швидкостей обертання під час кожного із періодичних вимірювань вібрації і однакової величини навантаження. Значення частоти обертання у всіх випадках мають вкладатись в діапазон на рівні $\pm 10\%$ від її середньої величини. При цьому стабільність частоти обертання під час одного вимірювання повинна бути не гірше 1% , в противному разі лінії в спектрах вібрації чи її обвідної "розмиваються" і неможливо буде отримати вірогідні результати діагностування. Величина навантаження у всіх випадках також повинна витримуватись з точністю не гірше $\pm 20\%$ від її середнього значення.

Особливо належить зупинитись на рекомендаціях стосовно вибору навантаження на редуктор під час діагностування. Краще над все, якщо величина і напрям навантаження будуть тими ж, при яких відбувається основний знос шестерней і підшипників, тобто номінальними. При інших навантаженнях можуть змінюватись напрями дії навантаження на підшипники і змінюватись контактні поверхні зубців, що може знизити вірогідність діагностування і прогнозування. Якщо ж неможливо забезпечити номінальне навантаження редуктора при діагностуванні, то бажано хоча б зберегти напрям дії навантаження на зубці шестерней. В цьому випадку буде забезпечена мінімальна ймовірність "удаваної тривоги" при збереженні мінімальної вірогідності пропускання таких небезпечних дефектів як тріщини і сколювання на зубцях шестерней.

Всі порогові значення, що використовуються для виявлення, ідентифікації виду і визначення глибини дефекту, задає користувач з урахуванням наявних статичних даних із діагностування редукторів з наступною їх візуальною дефектацією.

При діагностуванні редукторів по вузькосмуговому спектру вібрації задаються двоє порогових значень для кожного із діагностичних параметрів, один із яких визначає появу сильного дефекту, а інший - середнього. Порогові значення відраховуються від середнього значення параметра

(середнього рівня складової спектру вібрації), що визначався за всіма попередніми вимірюваннями (не менше трьох). Із даних попередніх вимірювань автоматично усуваються похибки, які випадають за межі природнього розкиду випадкових величин (рівнів складових, що вимірюються в дБ віброприскорення). Величина рекомендованого порогу сильного дефекту складає 20дБ над середнім рівнем відповідної складової спектру. Рекомендоване значення порогів середнього дефекту в два рази менше і складає 10 дБ. Порівняльний аналіз різних алгоритмів діагностування машин за сигналом вібрації показує на те, що рекомендовані порогові значення відповідають загальноприйнятим значенням [2].

При діагностуванні багаторежимних машин оператор може встановити більш високі пороги. Якщо машина безперервно працює при відносно стабільних зовнішніх умовах (температура, волога і т.п.), а її частота обертання і навантаження не змінюються, то значення порогів допускається знижувати. Це дає можливість виявити слабкі дефекти на ранішній стадії їх розвитку.

При діагностуванні редукторів за спектром обвідної вібрації задаються трьома пороговими значеннями для кожного із видів дефектів за винятком дефектів змащування підшипників, для яких, як і в попередньому випадку, задаються пороги сильного і середнього дефектів.

Пороги визначаються у величинах глибини модуляції для всіх дефектів, крім дефекту змащування, для якого вони визначаються в прирощеннях загального рівня високочастотної вібрації, яка вимірюється в дБ віброприскорення.

2.5.4. Уточнювання результатів діагностування

При виявленні дефектів необхідно мати збірну інформацію про стан всіх вузлів машини для прийняття рішень стосовно її ремонту чи технічного обслуговування. В цьому випадку належить виводити інформацію про стан кожного вузла і скласти остаточний документ про стан машини в цілому. Тут

необхідно мати уяву про типові ситуації, які можуть зустрічатись на практиці і до яких можна віднести:

1. Результати моніторингу вказують на змінення вібраційного стану, а результати діагностування не дають інформацію про дефекти у всіх вузлах машини. Тому належить визначити частоту тієї складової вібрації, зростання якої стало причиною виявлених змінень і за якою встановити, які вузли машини можуть бути джерелом цієї вібрації, а потім провести аналіз результатів автоматичного діагностування цих вузлів.

2. Результати моніторингу не вказують на змінення вібраційного стану машини, а результати діагностування дають суттєві дефекти окремих вузлів. Тут належить повторювати вимірювання і контролювати розвиток дефекту на протязі декількох днів до того часу, поки дані моніторингу також не вкажуть на змінення вібраційного стану машини.

3. Виявлені змінення вібраційного стану машини і дефекти в декількох підшипникових вузлах машини, що перебувають на одній лінії вала. В цьому випадку причиною можуть бути не всі підшипники, а лише один із значним дефектом, або дефекти інших деталей. В цьому випадку належить звертати увагу на результати діагностування інших вузлів машини за даними контролю вібрації в інших точках вимірів.

4. Виявлені неідентифіковані змінення вібраційного стану. Частіш причиною цього є вплив дефектів інших вузлів на вібрацію вузла, що діагностується. В цьому випадку належить проаналізувати результати діагностування інших вузлів машини і переглянути список складових вібрації, за якими поставлено діагнози у всіх точках контролю. Якщо неідентифікований дефект поставлено за тими складовими вібрації, за якими ідентифіковані дефекти іншого вузла, то причиною змінення вібрації частіш і є ці дефекти.

Більш детально питання щодо уточнювання результатів діагностування розглянуто в роботі [2].

