

ДІАГНОСТУВАННЯ ЕЛЕКТРИЧНИХ АГРЕГАТІВ ТА ЕНЕРГЕТИЧНОГО ОБЛАДНАННЯ МЕТОДОМ ТРЕТЬОКТАВНОГО АНАЛІЗУ ВІБРАЦІЇ

Розглянуто особливості виміру та можливості третьоктавного аналізу вібрацій при проведенні вібродіагностування електричних машин та енергетичного обладнання, що дозволяє розробити та отримати практичні методи діагностування та рекомендації з їх використання, з урахуванням особливостей виміру третьоктавного аналізу сигналу вібрацій в експлуатаційних умовах. Параметри вібрації вимірюють у радіальному (вертикальному) R , тангенціальному T , горизонтальному Γ і осьовому S напрямках. Розрахунки інформативних коефіцієнтів K_i шляхом розподілу частот перевищення або зменшення вібрацій на частоту F_{ep} і (або) на частоту обертання сепаратора підшипника F_c . По знайденим K_i визначаються відповідні їм інформативні частоти і по них визначаються діагностичні ознаки можливих дефектів вузлів і деталей обладнання в експлуатаційних умовах.

Ключові слова: діагностування, підшипники, датчики, реперні точки, параметри вібрації, прилад.

В. И. СВИРИДОВ

Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, Херсонский филиал, Украина

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ АГРЕГАТОВ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ МЕТОДОМ ТРЕТЬОКТАВНОГО АНАЛИЗА ВИБРАЦИИ

Рассмотрены особенности измерения и возможности третьоктавного анализа вибраций при проведении вибродиагностирования электрических машин и энергетического оборудования, что позволяет разработать и получить практические методы диагностирования и рекомендации по их использованию, с учетом особенностей измерения третьоктавного анализа сигнала вибраций в эксплуатационных условиях.

Параметры вибрации измеряют в радиальном (вертикальном) R , тангенциальном T , горизонтальном Γ и осевой S направлениях. Расчёты информативных коэффициентов K_i путем распределения частот превышение или уменьшение вибраций на частоту $F_{вр}$ и (или) на частоту вращения сепаратора подшипника F_c . По найденным K_i определяются соответствующие им информативные частоты и по ним определяются диагностические признаки возможных дефектов узлов и деталей оборудования. Данный подход позволил определять практически все виды неисправностей насосного оборудования в эксплуатационных условиях.

Ключевые слова: диагностирование, подшипники, реперные точки, датчики, параметры вибрации.

V.I. SVIRIDOV

National University of Shipbuilding behalf Admiral Makarov, Kherson branch, Ukraine

DIAGNOSIS ELECTRIC UNITS AND EQUIPMENT BY EMULCIFYING THIRD OCTAVE VIBRATION ANALYSIS

Consider the features of the measurement and the possibility of third-octave analysis of vibrations during the vibration of diagnosing electrical machinery and power equipment that allows you to develop and acquire practical methods of diagnosis and recommendations for their use, taking into account features of the one-third octave measurement signal analysis, vibration machines in an operational environment. The parameters measured in the radial vibration (vertical) R , tangential T , the horizontal Γ axis S directions.

Calculations informative coefficients K_i by allocating frequencies exceeding or decrease the frequency of vibration F_{ep} and (or) on the speed of the bearing retainer F_{sp} . For the resulting K_i determined by the corresponding informative frequencies and then used to determine the diagnostic signs of possible defects in parts and pieces of equipment. This approach allowed us to identify almost all types of faults and defects of pumping equipment in operating conditions.

Keywords: diagnosis, bearings, control points, sensors, vibration parameters.

Постановка проблеми

В теперішній час усі основні системи контролю, що є прообразом і складовою частиною сучасних систем моніторингу, використовують, як правило, найпростіші способи виміру основних фізичних величин. Діагностичні системи будуються з урахуванням необхідності одержання найбільшого обсягу інформації, що знаходиться, насамперед у сигналах вібрації та шуму. Саме тому для систем діагностики широко використовуються нові інформаційні технології, часто засновані на більш складних методах виміру і аналізу сигналів.

Методи та засоби оцінки технічного стану машин та енергетичного обладнання розвивалися поетапно. Спочатку використовувалися засоби контролю різних параметрів, потім моніторингу, і на останньому етапі, системи діагностики та виявлення технічного стану. Впровадження кожного наступного виду систем дає користувачеві нові можливості для переходу на обслуговування машин і обладнання по фактичному стану.

Аналіз останніх досліджень та публікацій

Розвиток засобів вимірів і обчислювальної техніки в останні роки дозволив частково розв'язати проблеми контролю і діагностики шляхом створення систем моніторингу машин і обладнання на базі існуючих інформаційних технологій [1-3]. Такі системи, орієнтовані на безперервний контроль діагностичних параметрів конкретної машини або обладнання, мають спеціальні режими адаптації на початковому етапі експлуатації, коли дефекти найчастіше відсутні. Докладно розглядаються особливості впливу типових ефектів на вібрацію вузлів і машин у цілому, побудови діагностичних моделей та вимір і аналіз сигналів вібрації [1]. На цьому ж етапі виявляються і враховуються особливості впливу режимів роботи машини та зміни зовнішніх умов, таких як температура, якість електричного живлення або палива та т.п., на діагностичні параметри, аналіз вібраційної оцінки величини радіального зазору в ПК суднового обладнання розглянуто в статті [1]. Всі ці фактори знижують ймовірність неправильного спрацювання системи моніторингу при зміні режимів або зовнішніх умов. Однак дотепер, ефективність проведення вібродіагностування машин і енергетичного обладнання, визначається, за допомогою віброапаратури та відповідних методик, при професійній підготовці обслуговуючого персоналу.

Мета досліджень

Метою досліджень є проведення шляхом експериментального вібродіагностування різних машин і енергетичного обладнання в експлуатаційних умовах визначення можливості і особливості третьоктавного аналізу сигналу вібрації. Наукова новизна роботи полягає в розробці та одержанні практичних методів діагностування та рекомендацій з їхнього використання з урахуванням особливостей виміру третьоктавного аналізу сигналу вібрацій машин і енергетичного обладнання в експлуатаційних умовах.

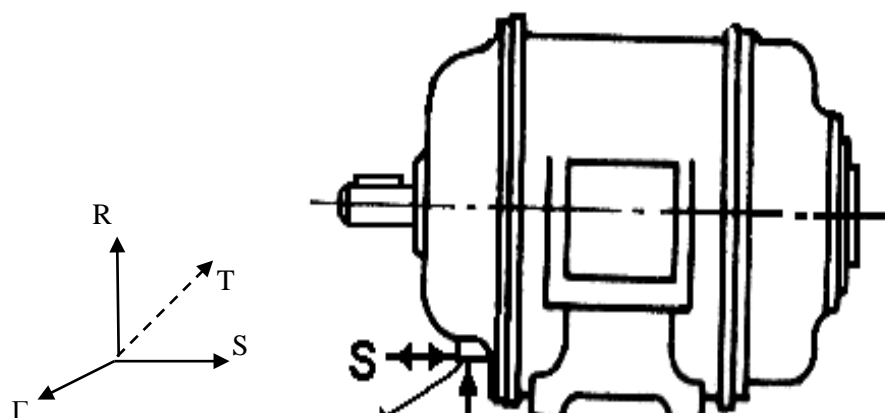
Викладення основного матеріалу дослідження

Матеріал дослідження базується на вимірах і аналізі вібрації енергетичних агрегатів, які проводились в експлуатаційних умовах на морських та річкових суднах і підприємствах України, на насосних поливних станціях сільського господарства. Для роботи використовувалися прилади фірми «Брюль і Кьєр» (Данія) із третьоктавними фільтрами аналізу.

Отримані дані досліджень дозволяють рекомендувати наступне:

1. Залежно від застосовуваної віброапаратури і завдань вібродіагностування параметри вібрації вимірюють у радіальному (вертикальному) R , тангенціальному T , горизонтальному Γ і осьовому S напрямках. Вимірювальний перетворювач (акселерометр-датчик прискорень) встановлюють як найближче до діагностуемого вузла або деталі, наприклад, на підшипниковому щиті машин і механізмів, бажано, у нижній частині, як показано на рис. 1.

Кріплення вимірювального перетворювача (надалі-датчика) до підшипникового щита здійснюють через сталеву шпильку. У деяких випадках можливо також кріплення датчика на спеціальному магніті або за допомогою мастики. Переважно застосовуються багатокомпонентні датчики, що дозволяють одночасно вимірювати вібрацію у двох або трьох напрямках, але для цього необхідно мати відповідну апаратуру. Докладніше про вимір і аналіз сигналів вібрації можна ознайомитися в роботі [1].



**Рис.1. Місце встановлення датчика (реперна точка):
 R ; T ; S ; Γ – радіальний, тангенціальний, осьовий, горизонтальний напрямки, відповідно.**

2. При вимірі і аналізі вібрації енергетичних машин слід враховувати, що на результати великий вплив має вібрація приєднаних до них або поряд працюючих машин і механізмів (вібраційна перешкода). Тому

найбільш правильне уявлення про рівень і характері вібрації машини, що перевіряється, можна одержати при її роботі без приєднаних механізмів. Працюючі механізми, розташовані поблизу машини, що перевіряється, особливо якщо остання встановлена без віброізоляторів, також впливають на результати виміру вібрації. При неможливості забезпечення зазначених умов виміру, контролюють рівень перешкод (вібрація від поряд працюючих механізмів) у точках виміру вібрації машини, що перевіряється. Цей рівень контролюється на відключеній машині, що перевіряється, і працюючих агрегатах і механізмах, які можуть створити перешкоду. Обмеження на рівні перешкод при перевірці вібрації енергетичних машин визначаються нормативною документацією. Найкращі умови виміру вібрації забезпечуються на спеціалізованому віброізолюваному стенді в цеху.

3. Слід враховувати вплив на вібрацію енергетичної машини, що перевіряється, якості електроенергії в живильній мережі: показники несинусоїдальності і асиметрії напруги. У деяких випадках перед перевіркою вібрації енергетичних машин доцільно проконтролювати якість електроенергії в мережі.

4. При проведенні вібровимірювання необхідно враховувати довжину віброкабеля від датчика до апаратури, яка впливає на результати вимірів, а також вплив магнітних і електричних полів від поряд працюючих механізмів.

5. Обов'язковою умовою є ідентичність умов усіх вібровимірювань: реперні точки, навантаження, температура і т.п., що дозволяє надалі порівнювати результати вимірів.

6. Реперні точки повинні перебувати якнайближче до діагностуемого вузла або деталі. Звичайно вони вибираються на підшипникових щитах обладнання. Доцільно щоб відстань між реперними точками була не більш 1 метра. А самі реперні точки підготовлені до установки вібродатчиків, тобто мали відповідно очищену від фарби і шорсткості поверхню.

7. Застосування для кріплення вібродатчиків магнітної присоски змінює частотну характеристику всього вимірювального тракту і це треба враховувати.

8. Для машин і енергетичного обладнання із частотою обертання ротора до 50...60 Гц частотний діапазон виміру віброприскорення повинен лежати від 1 Гц до 10...20 кГц.

9. Звичайно рівні віброприскорення машин і механізмів вимірюють у децибелах (дБ) по фільтрах аналізу і будують вібраційну характеристику (ВХ) механізму в реперних точках (точках виміру). При цьому по осі ординат відкладають рівні віброприскорення L , дБ, а по осі абсцис – середні частоти F_{cp} фільтрів аналізу.

Вібродіагностування з використанням третьоктавного аналізу розглянемо на конкретному прикладі по програмі діагностування, яка полягає в наступному [2]:

Програма вібродіагностування машин і енергетичного обладнання побудована за принципом від цілого до частки, що означає, перш ніж здійснювати елементне діагностування обладнання, необхідно визначити спочатку його загальний технічний стан, для чого використовують параметри функціонування обладнання: струм збудження і навантаження, частоту живильної мережі, продуктивність, ВХ, температуру та ін.

Програма базується на наступних припущеннях і допущеннях:

– кожен механізм (навіть однотипні) має індивідуальні ВХ і параметри при справному технічному стані;

– ВХ обладнання в міру напрацьованості (зношування) постійно змінюються, і цю зміну можна спостерігати й вимірювати;

– частота вібраційного сигналу від несправності (дефекту) перебуває в прямої залежності від частоти обертання ротора $F_{вр}$;

– конкретному виду дефекту, несправності повинен відповідати певний, граничний рівень вібрації (граничне значення діагностичного параметра), при досягненні якого настає відмова обладнання (наприклад, відмова по ВХ);

– сили, що збуджують вібрацію і шум обладнання, можна розділити на механічні, електромагнітні та аеродинамічні (вентиляційні), походження яких пов'язане зі своїми джерелами вібрації. Усі вони взаємозалежні і визначають технічний стан як окремих вузлів, так і технічний стан обладнання в цілому;

– справному технічному стану обладнання відповідає зміна рівня вібрації, що не відрізняється від значення експлуатаційної норми більш ніж у два рази (тобто 6 дБ);

– оцінка технічного стану устаткування проводиться по його ВХ із обліком даних інших діагностичних параметрів: електричних, теплотехнічних і ін.;

– оцінка результатів вимірів ВХ враховує вплив: температури, якості живильної мережі, ступінь невірноваженості ротора, ефективність віброізолюючих кріплень (якщо є);

– контроль і діагностування можливо вести по одному або декількох параметрах вібрації: зсуву, швидкості, прискоренню, потужності в діапазоні частот від 1 Гц до 40 кГц, при експлуатації обладнання в складі головної енергетичної установки;

– спектр вібрації машин і енергетичного обладнання в значній мірі визначається технічним станом їх підшипникових вузлів.

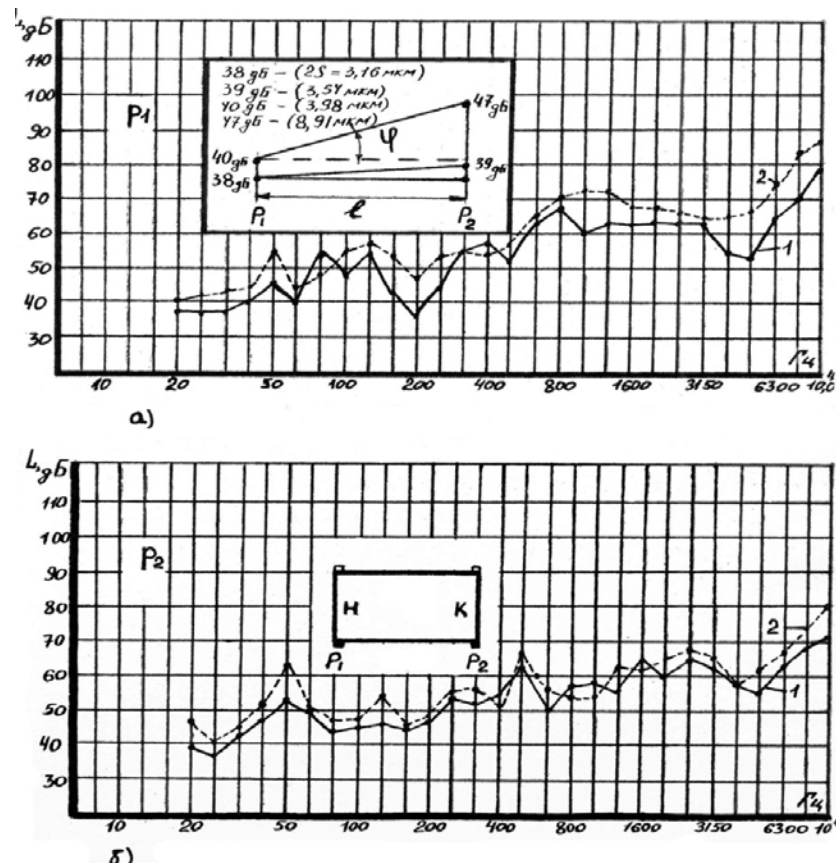


Рис.2. Вібраційна характеристика електричної машини:
 а) у реперній точці P_1 ; б) у реперній точці P_2
 1- при напрацюванні 20 годин; 2 – при напрацюванні 13500 годин

Програма діагностування машин і енергетичного обладнання комбінованими вібраційними методами полягає в наступному:

1. Проводиться вимір ВХ у реперних точках (вибираються індивідуально) для конкретного обладнання.
 2. Результати вимірів порівнюються із експлуатаційною нормою ВХ і виявляються частоти (смуги частот) перевищення або зменшення рівнів вібрації.
 3. Виявляються походження підвищеної вібрації шляхом (при можливості) зняття порушення і навантаження (для електричних машин) і контролю над зміною рівнів вібрації на частотах перевищення або зменшення. Якщо рівні вібрації змінюються, наприклад, зменшуються, то причина вібрації електромагнітного походження, якщо ні, то механічного.
 4. Розрахунки інформативних коефіцієнтів K_i шляхом розподілу частот перевищення або зменшення вібрації на частоту $F_{вр}$ і (або) на частоту обертання сепаратора підшипника F_c . По знайденим K_i визначаються відповідні їм інформативні частоти й по них визначаються діагностичні ознаки можливих дефектів вузлів і деталей обладнання. Якщо діагностичні ознаки вказують на наявність дефектів у якомусь одному вузлі або деталі обладнання, то постановка діагнозу не викликає ускладнень.
 5. Якщо діагностична ознака вказує на наявність дефектів у різних вузлах і деталях обладнання, то робиться вібродіагностика дисбалансу ротора і його підбалансировка.
 6. Оцінюється технічний стан підшипників. Для підшипників котіння: визначається величина зношування радіального зазору і наявність утоми тіл і доріжок котіння, а також якість змащення. При необхідності поділу видів дефектів підшипників котіння, застосовується більш тонкий аналіз сигналу вібрації амплітудної модуляції спектра, що огинає, або використовується метод ударних імпульсів.
 7. Використовуючи результати діагностики по п. 6, проводять необхідні роботи: заміну змащення або підшипників з наступним підбалансуванням.
 8. Перевіряють ефективність віброізолюючого кріплення (якщо воно є) по перепаду вібрації в третьоктавних смугах частот (від 50 до 1000 Гц). Віброізолююче кріплення обладнання, що не відповідає нормам по перепаду вібрації, підлягає заміні.
 9. Проводять заходи щодо п.1.– п.2., і якщо необхідно повторюють заходи п.3. - п.8. доти, поки ВХ не будуть відповідати діючим нормам.
- На рис.2 наведена ВХ суднової електричної машини (ЕМ) – перетворювач напруги АТТ-50-400, $F_{вр} = 50$ Гц ($n = 3000$ хв⁻¹), обмірювана по третьоктавним фільтрам аналізу в реперних точках P_1 і P_2 (прямий спектр). Режим роботи ЕМ – номінальний, у прогрітому стані, ЕМ встановлена на віброізоляторах. Реперна

точка P_1 перебуває на носовому, а P_2 - на кормовому підшипниковому щиті електричних машин. Вібрація виміряна у вертикальному напрямку R у частотному діапазоні від 20 Гц до 10 000 Гц по третьоктавним фільтрам аналізу.

Перший вимір ВХ був зроблений на новій електричній машині при справному технічному стані і напрацюванні 20 годин. Далі виміри ВХ проводилися через кожні (приблизно) 1000 годин роботи електричних машин. На рис. 2 показані тільки (для наочності відкидаючи проміжні виміри) ВХ у реперних точках при наробітку 20 і 13500 годин.

Проведемо аналіз ВХ електричних машин при справному технічному стані і наробітку 20 годин (рис 2 а, б, крива 1):

1. Знайдемо різницю рівнів віброприскорення в реперній точці P_1

$$L(F_{\text{вр}}) - L(F_c) = 47 - 38 = 9 \text{ дБ}$$

де: $L(F_{\text{вр}})$ – рівень віброприскорення на частоті обертання ротора ЕМ;

$L(F_c)$ – рівень віброприскорення на частоті обертання сепаратора підшипника котіння.

Враховуючи, що ця величина не перевищує 10 дБ, можна зробити висновок, що невірноваженість ротора викликана тільки величиною радіального зазору в підшипнику котіння, тобто ротор відбалансований до максимально можливого значення. Однак, якщо рівень вібрації на частоті $L(F_{\text{вр}})$ буде вище норми, то подальшу підбалансування ротора робити безглуздо. Необхідно зробити заміну підшипника і встановити новий підшипник з меншим радіальним зазором [5].

2. Знайдемо різницю рівнів віброприскорення в реперній точці P_2

$$L(F_{\text{вр}}) - L(F_c) = 52 - 39 = 13 \text{ дБ}$$

Різниця рівнів у реперній точці P_2 більше 10 дБ, що дозволяє зробити висновок про невірноваженість ротора через великий радіальний зазор у кормовому підшипнику котіння. Однак технологічно дуже важко встановити на електричні машини або на насосні агрегати новий підшипник котіння із заданим радіальним зазором. Тому ВХ у реперних точках P_1 і P_2 доцільно прийняти за експлуатаційну норму.

Проведемо аналіз ВХ, тобто порівняємо криву 1, яка була прийнята за експлуатаційну норму, із кривою 2, обмірюваною при наробітку електричних машин в 13500 годин.

Практично по всіх фільтрах третьоктавного аналізу рівні віброприскорення перевищують експлуатаційну норму (крива 1), а на деяких частотах рівні її віброприскорення менші.

Перевищення рівнів віброприскорення від експлуатаційної норми в області частот від 6300 до 10000 Гц дозволяє нам зробити висновок про неякісне змащення або про настання утоми тіл і доріжок котіння, за умови, що змащення нове [6].

Визначимо частоту обертання сепараторів підшипників котіння електричних машин по спрощеній формулі: $F_c \approx 0,4F_{\text{вр}} \approx 20$ Гц.

Переведемо рівні віброприскорення на частоті обертання сепаратора $L(F_c)$, дБ у подвійні амплітуди віброзміщення $2S$, мкм:

Реперна точка P_1 : було $L(F_c) = 38$ дБ або $2S = 3,16$ мкм, стало $L(F_c) = 40$ дБ або $2S = 3,98$ мкм.

Висновок: радіальний зазор (робочий) у носовому підшипнику котіння практично не збільшився.

Реперна точка P_2 : було $L(F_c) = 39$ дБ або $2S = 3,54$ мкм, стало $L(F_c) = 47$ дБ або $2S = 8,91$ мкм.

Таким чином, радіальний зазор у кормовому підшипнику котіння, через зношування, збільшився більш ніж в 2 рази.

Збільшення рівнів віброприскорення в області частот від 800 до 6300 Гц вказує на те, що збільшилася магнітна вібрація електричних машин, яка викликана нерівномірним повітряним зазором через зношування (збільшення радіального зазору) підшипників котіння. Підстава: при знятті порушення стабільної роботи і навантаження на електричних машинах, рівні віброприскорення на цих частотах не зменшилися.

На підставі вимірів зробимо наступні висновки:

1. Підшипники котіння електричних машин підлягають заміні;

2. Після ремонтних робіт зробити в експлуатаційних умовах вимір ВХ електричних машин та енергетичного обладнання у реперних точках і зрівняти з експлуатаційною нормою. При необхідності довести ВХ електричних машин до експлуатаційної норми, використовуючи наведену програму діагностування.

Висновки

1. Періодичні виміри і третьоктавний аналіз зміни ВХ енергетичного обладнання в реперних точках дозволяє контролювати їх технічний стан і з достатньою для практики точністю дозволяє виявляти його зміну.

2. Формою показу результатів вимірів вібрації є ВХ у всіх реперних точках.

3. Результати проведених досліджень доцільно використовувати при практичному вібродіагностуванні різних електричних агрегатів і енергетичного обладнання.

Перспективним подальшим продовженням робіт у цьому напрямку є дослідження можливостей більш вузькополосного спектрального аналізу вібрацій, доцільності його проведення, розробка більш нових підходів до аналізу сигналів вібрації, збільшення точності визначення технічного стану, спрощення процедур діагностування та прийняття рішення по обслуговуванню, що підвищить гарантовану надійність насосного обладнання та іншого енергетичного обладнання.

Список використаної літератури

1. Барков А.В. Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации / А.В.Барков, Н.А.Баркова, А.Ю.Азовцев. – СПб.: Санкт – Петербургский государственный морской технический университет ПбГМТУ, – 2012. Издание 2-е. – 159 с.
2. Костюков В.Н. Основы виброакустической диагностики машинного оборудования / В.Н.Костюков, А.П.Науменко, С.Н.Бойченко, Е.В.Тарасов – Омск: НПЦ ДИНАМИКА, – 2007. – 286 с.
3. Соколова А.Г. Алгоритм вибромониторинга машинного оборудования с адаптацией к базовому состоянию / А.Г. Соколова Контроль. Диагностика № 11, 2005. С. 30 – 40.
4. Александров А.А. Вибрация и вибродиагностика судового электрооборудования / А.А. Александров, А.В. Барков, Н.А. Баркова, В.А. Шафранский. – Л.: Судостроение, 1986. - 276 с.
5. Неразрушающий контроль: Справочник: Т. 7: В 2 кн. Кн. 2: Ф.Я. Балицкий, А.В. Барков, Н.А. Баркова и др. Вибродиагностика, - М.: Машиностроение, 2005. – 829с.
6. Гольдин А.С. Вибрация роторных машин / А.С. Гольдин. – М.: Машиностроение, 2000 – - 344 с.: ил.