

АНАЛІЗ ВПЛИВУ ГРАНИЧНИХ РІВНІВ ВІБРАЦІЇ НА ЗАЛИШКОВИЙ РЕСУРС СУДНОВИХ МАШИН І МЕХАНІЗМІВ

В.І. Свиридов¹, А.А. Андрєєв², А.А. Андрєєв³

¹к.т.н., доцент кафедри суднового машинобудування та енергетики,

Херсонський навчально-науковий інститут

Національного університету кораблебудування, Херсон, Україна,

ORCID ID: 0000-0002-4841-7935

²к.т.н., професор, завідувач кафедри суднового машинобудування та енергетики,

Херсонський навчально-науковий інститут

Національного університету кораблебудування, Херсон, Україна,

ORCID ID: 0000-0002-1095-0398

³к.т.н., доцент кафедри теплотехніки,

Херсонський навчально-науковий інститут

Національного університету кораблебудування, Херсон, Україна,

ORCID ID: 0000-0002-6043-3700

Анотація

Вступ. Висока ефективність переходу на систему обслуговування суднового технологічного обладнання за фактичним станом базується не лише на скороченні термінів і витрат на технічне обслуговування, але й на виключенні необґрунтованих ремонтів. Це приводить до підвищення надійності машинних агрегатів. Переведення кораблів Військово-морських сил України на технічне обслуговування та ремонт за їх поточним станом передбачає наявність на борту діагностичного забезпечення для різних машин і механізмів корабля. **Мета.** Теоретично обґрунтувати й експериментально перевірити граничні рівні вібрації корабельних машин і механізмів з роторами, що обертаються. Реалізація цієї мети передбачає вирішення завдання знаходження зв'язку між граничними рівнями вібрації та «втомою» підшипників для корабельних машин і механізмів з роторами, що обертаються, і підшипниками кочення з ресурсом у 10–12 тисяч годин. **Результати.** Запропоновано метод вібродіагностування насосного агрегату, який не потребує інформації про норми вібрації, їхні тактико-технічні дані, стан агрегату на час проведення діагностування, поширюється, як показали проведені дослідження, на всі типи насосів з електроприводом. Вібраційні обстеження корабельних машин і механізмів, проведені авторами протягом 10 років, а також результати аналізу даних інших авторів дозволяють стверджувати, що у процесі експлуатації корабельних машин і механізмів доцільно проводити вібраційні обстеження та, у разі необхідності, підбалансування роторів як мінімум раз на 2–3 місяці. Робота корабельних насосних агрегатів супроводжується вібрацією, що негативно позначається на ресурсі їхньої роботи. Найбільш навантаженим (з механічного погляду) є підшипникові вузли, які зазвичай визначають ресурс роботи корабельних машин і механізмів. **Висновки.** Даний підхід дозволяє розробляти

прості діагностичні пристрої, що складаються із двох або трьох каналних аналізаторів спектра, арифметичного блока для обчислення та блока сигналізації, а також блока аналізу, у якому проводиться автоматична ідентифікація частот вібрації та постановка діагнозу. Для практичного обґрунтування граничних рівнів вібрацій різних корабельних машин і механізмів була розроблена спеціальна залежність. Запропонована методика визначення залишкового ресурсу корабельних машин і механізмів в експлуатаційних умовах. Перспективним продовженням у цьому напрямі є деталізація розрахунку норм вібрації для різних типів корабельних машин і механізмів, розроблення методик розрахунку та прогнозування залишкового ресурсу, приладова реалізація даного підходу.

Ключові слова: *граничний рівень вібрації, залишковий ресурс, технічний стан, вібраційне перенавантаження.*

ANALYSIS OF THE INFLUENCE OF THE LIMIT LEVELS OF VIBRATION ON THE RESIDUAL LIFE OF SHIP MACHINES AND MECHANISMS

V.I. Sviridov¹, A.A. Andreiev², A.A. Andrieiev³

¹Ph. D. (Engineering), Associate Professor at the Ship Engineering
and Power Engineering Department,
Kherson Educational and Scientific Institute of the National Shipbuilding University,
Kherson, Ukraine,
ORCID ID: 0000-0002-4841-7935

²Ph. D. (Engineering), Professor, Head of the Ship Engineering
and Power Engineering Department,
Kherson Educational and Scientific Institute of the National Shipbuilding University,
Kherson, Ukraine,
ORCID ID: 0000-0002-1095-0398

³Ph. D. (Engineering), Associate Professor at the Heat Engineering Department,
Kherson Educational and Scientific Institute of the National Shipbuilding University,
Kherson, Ukraine,
ORCID ID: 0000-0002-6043-3700

Summary

Introduction. *The high efficiency of the transition to the system of maintenance of ship technological equipment based on the actual condition is based not only on reducing the terms and costs of maintenance, but also on the exclusion of unjustified repairs. This leads to an increase in the machine units' reliability. The transfer of the ships of the Navy of Ukraine for maintenance and repair in their current condition requires the availability of diagnostic equipment for various machines and mechanisms of the ship on board. **Purpose.** To theoretically substantiate and experimentally verify the limit levels of vibration of ship machines and mechanisms with rotating rotors. The implementation of this goal involves solving the problem of finding the function between the limit levels of vibration and the "fatigue" of bearings for ship machines and mechanisms with rotating rotors and rolling bearings with a resource of 10–12 thousand hours. **Results.** A method of vibration diagnostics of the pumping unit is proposed, which does not require information about the vibration norms, their tactical and technical data, the state of the unit at the time of diagnosis, and is applicable, as the conducted studies have shown, to all types of pumps with an electric drive. Vibration surveys of*

*ship machines and mechanisms carried out by the authors for 10 years, as well as the results of data analysis by other authors, allow us to state that during the operation of ship machines and mechanisms, it is advisable to conduct vibration surveys and, if necessary, rebalancing the rotors, at least once in 2–3 months. The operation of ship pumping units is accompanied by vibration, which negatively affects the resource of their work. The most loaded (from a mechanical point of view) are bearing units, which, as a rule, determine the ship machines and mechanisms service life. **Conclusions.** This approach makes it possible to develop simple diagnostic devices consisting of two or three channel spectrum analyzers, an arithmetic unit for calculation and a signaling unit, as well as an analysis unit in which automatic identification of vibration frequencies and diagnosis will be carried out. A special dependence was developed for the practical substantiation of the limit levels of vibrations of various ship machines and mechanisms. The method of determining the residual resource of ship machines and mechanisms in operational conditions is proposed. A promising further continuation in this direction is the detailing of the calculation of vibration norms for various types of ship machines and mechanisms, the development of methods for calculating and forecasting the residual resource, the instrument implementation of this approach.*

Key words: limit level of vibration, residual resource, technical condition, vibration overload.

Вступ. Тривала та надійна робота суднових машин і механізмів можлива лише за умови систематичного та якісного вжиття заходів із технічного обслуговування (далі – ТО) та ремонту механізмів. Нині назріла необхідність розроблення системи ремонтів і ТО суднового обладнання, що має запобіжний характер. Основна ідея профілактичного (випереджувального) обслуговування за фактичним технічним станом (далі – ТС) полягає в усуненні відмов на основі методів розпізнавання ТС механізмів за сукупністю контрольованих параметрів їхньої роботи, виявлення наявних дефектів або таких, що розвиваються, визначення ступеня їх небезпеки та прогнозування оптимальних термінів проведення ремонтних робіт.

Технічна база профілактичного обслуговування полягає в тому, що наявний взаємозв'язок між можливими технічними несправностями агрегату та діагностичними параметрами, які можна контролювати. Отже, більшість дефектів, що можуть виникати в агрегаті й бути розпізнаними, мають діагностичні ознаки та параметри, що попереджають про те, що дефекти присутні, розвиваються та можуть призвести до відмови агрегату. Діагностичні ознаки дефектів можуть включати параметри вібрації, технологічні та режимні параметри (температуру, навантаження, тиск, вологість тощо), частки зношення в мастилi тощо. Зокрема, у разі зношення деталей спостерігається зміна рівня вібрації.

Отже, під час проведення моніторингу різних параметрів, що характеризують роботу обладнання, можна вчасно виявити зміну його ТС і провести ТО лише тоді, коли з'являється реальна можливість виходу параметрів за допустимі межі, тобто коли подальша експлуатація неможлива [1]. Висока ефективність переходу на систему обслуговування суднового технологічного обладнання за фактичним станом базується не лише на скороченні термінів і витрат на ТО, але й на виключенні необґрунтованих ремонтів, що приводить, зрештою, до підвищення надійності машинних агрегатів.

Постановка проблеми. Оцінка фактичного ТС вузлів і механізмів суднових машин може базуватися тільки на результатах функціональної діагностики, що проводиться в робочих умовах у різних експлуатаційних режимах. Переведення кораблів Військово-морських сил (далі – ВМС) України на ТО та ремонт за їх поточним станом передбачає наявність на борту діагностичного забезпечення для різних машин і механізмів корабля. Відомо [2; 3], що найбільш ефективними методами діагностування машин і механізмів, зокрема суднових, особливо з роторами, що обертаються, є методи віброакустики, більшість з яких потребує наявності норм вібрації агрегатів, що діагностуються.

Технічне діагностування (далі – ТД), яке є одним із найважливіших напрямів у підвищенні ефективності та якості експлуатації машин і механізмів, збільшує міжремонтне напрацювання, своєчасно запобігає відмовам, отже, скорочує витрати праці та засобів на їх ТО і ремонт.

Вібраційна діагностика, яка заснована на вимірюванні й аналізі параметрів сигналу вібрації, є одним із найефективніших функціональних методів ТД машин і механізмів, зокрема насосних агрегатів (далі – НА). Під НА, зважаючи на особливості області, що розглядається, маються на увазі насоси відцентрового типу з електроприводом.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Як показують результати аналізу наукових досліджень [4–7], проведення діагностування різних машин і механізмів, зокрема НА, в експлуатаційних умовах за їхніми вібраційними характеристиками (далі – ВХ) є складним завданням, для вирішення якого потрібні норми вібрацій, які жорстко прив'язані до конкретних режимів роботи НА, тому їх не завжди можна використовувати.

Багатьма авторами на підставі емпіричних даних рекомендувалося розглядати корабельний механізм як такий, що перебуває в поганому ТС, у разі перевищення визначених порогових рівнів вібрації. Було встановлено, що в 90% випадків відмов цій події передувало зростання рівня вібрації [8–10]. Проте ці рівні не були належно науково обгрунтовані.

Для працюючих корабельних машин і механізмів рівень вібрації залежить від того, наскільки якісно вони були спроектовані та зібрані, а також встановлені на кораблі. Практика віброконтролю та діагностування корабельних машин і механізмів показала, що між їхніми характеристиками вібрації та ТС існує прямий зв'язок [11–13]. Дотепер як практичний метод визначення критичних значень вібрації використовується визначення для машин і механізмів еталонного вібраційного поля за справного їх ТС, контролю змін у характеристиках вібрації із часом.

Фахівці ВМС Канади встановили, що зростання рівня вібрації менш ніж удвічі не є значним. Швидкість зміни рівня вібрації такий самий важливий показник, як і абсолютний рівень вібрації. Отримані дані засвідчили, що зміна середніх значень характеристик вібрації як функцій часу напрацювання є прямою лінією, що має слабкий позитивний вигин у точці, яка приблизно відповідає 75% вироблення ресурсу машини. Із цієї точки починається зростання за експонентою рівнів вібрації аж до відмови [2]. Тому контроль за зміною характеристик вібрації корисніший, ніж одноразова перевірка абсолютного значення.

У роботі [4] докладно розглянуті питання нормування вібрації різних типів машин, де також представлені норми на вібрацію як на елементах, що не обертаються, так і на валах, що обертаються. Зазначено, що на відміну від раніше чинних ISO 2372, VDI 2056 та інших стандартів, у [14–23], окрім оцінювання стану машин за абсолютним значенням вібрації (характеризують зони стану *A*, *B*, *C*, *D*), уведено додатковий критерій щодо зміни цих значень. Він заснований на порівнянні вимірної величини широкосмугової вібрації кожного вузла агрегату з еталонним (опорним) значенням у режимі роботи (базовою лінією), що визначається з досвіду експлуатації цієї машини. Уважається, якщо рівні коливань змінюються (у бік зменшення або збільшення) на 25% щодо значення верхньої межі зони *B*, то їх варто розглядати як суттєві, навіть коли ще не досягнуто межі зони *C* за першим критерієм. Відповідно, необхідно проводити діагностичне обстеження з метою виявлення причин такої зміни та запобігання виникненню небезпечних ситуацій. Актуальність такого підходу в тому, що незалежно від вихідного рівня вібрації, значні зміни будуть помічені та використані для діагностування дефектів, які виникли.

У сучасних стандартах відзначається, що методу визначення вібрації в широкій смузі частот іноді не досить для оцінки ТС машини. Необхідно застосовувати також аналіз частотних складників вібрації, фазових їх співвідношень, огинаючої, кепстральний аналіз, а також інші методи. Проте визначити відповідні критерії та норми оцінювання ТС загалом поки не є можливим, зважаючи на індивідуальні особливості конструкцій машин і їхніх вузлів.

Формулювання цілей статті. Мета даного дослідження – теоретично обґрунтувати й експериментально перевірити граничні рівні вібрації корабельних машин і механізмів з роторами, що обертаються. Реалізація цієї мети передбачає вирішення завдання знаходження зв'язку між граничними рівнями вібрації та «втормою» підшипників для корабельних машин і механізмів з роторами, що обертаються, і встановленими зазвичай підшипниками кочення з ресурсом у 10–12 тис. годин.

Також передбачено розглянути можливість спрощення та підвищення ефективності діагностування НА щодо їх ВХ. Наукова новизна дослідження полягає в тому, що пропонується спосіб вібродіагностування НА, який дозволяє спростити процес постановки діагнозу за результатами аналізу їхніх ВХ та не потребує норм і ретроспективних даних щодо ВХ.

Виклад основного матеріалу. Вібраційні обстеження корабельних машин і механізмів, проведені авторами протягом 10 років, а також результати аналізу даних інших авторів дозволяють стверджувати, що у процесі експлуатації корабельних машин і механізмів доцільно проводити вібраційні обстеження та, у разі необхідності, підбалансування роторів як мінімум один раз на 2–3 місяці. Підбалансування роторів корабельних машин і механізмів дозволяє продовжити ресурс підшипників і зменшує шумність корабля.

Робота корабельних НА супроводжується вібрацією, що негативно позначається на їхньому ресурсі роботи. Найбільш навантаженими (з механічного погляду) є підшипникові вузли, які зазвичай визначають ресурс роботи корабельних НА. Підшипники кочення НА під час експлуатації сприймають сумарне

навантаження як від ваги ротора, так і від відцентрової сили інерції. Остання є завжди присутньою, оскільки ідеально відбалансувати ротор неможливо (зазор у підшипниках є завжди).

Авторами був проведений експеримент у стендових умовах та на 20 НА в експлуатаційних умовах з метою вимірювання й аналізу їхніх ВХ у реперних точках, у різних напрямках і режимах роботи, за справного та несправного ТС. У результаті отримані дані, що показані на рис. 1.

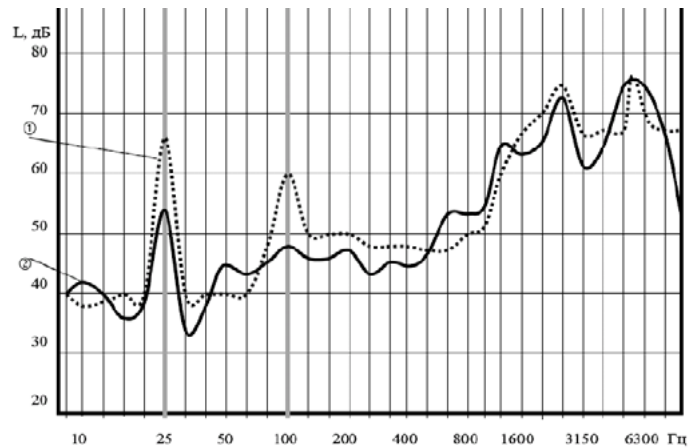


Рис. 1. Вібраційна характеристика приводних електричних машин:
1 – радіальний складник вібрації (L_R); 2 – тангенційний складник вібрації (L_T)

На рис. 1 представлена ВХ електроприводу НА, виміряна в тій самій реперній точці, в 1/3-октавних смугах частот, за параметром віброприскорення в децибелах (дБ), у діапазоні частот від 5 до 10 000 Гц, у двох напрямках: радіальному та тангенційному.

Як видно з рис. 1, за ВХ № 1 і ВХ № 2 важко поставити діагноз за відсутності норм вібрації електроприводу в реперних точках, здійснити ідентифікацію частот вібрації визначення виду та місця дефекту чи несправності.

Для проведення ідентифікації частот вібрації необхідно мати на кожен електропривод базу даних: частоту обертання ротора, кількість і типи підшипників, їх типорозміри, кількість щіток і колекторних кілець тощо. В експлуатаційних умовах не завжди можна мати ці дані. Тому під час проведення вібродіагностування доцільно використовувати підхід з автоматичної ідентифікації частот вібрації [7; 9].

Складність діагностування пояснюється ще й тим, що навіть за наявності норм вібрації НА важко забезпечити нормований режим роботи НА (режим, за якого нормуються ВХ) під час проведення вібродіагностування. Також в експлуатаційних умовах зазвичай спостерігаються флуктуації ВХ НА, які зумовлені зміною багатьох експлуатаційних чинників: навантаженням, температурою, якістю мережі живлення тощо.

Автори врахували, що у проектуванні НА конструктор робить усе можливе, щоб ВХ були в межах заданих (чинних) норм чи щоб рівні були мінімально можливими. Отже, в ідеальних умовах можна припустити, що й рівні спектральних складників вібрації НА, виміряні в різних напрямках, будуть схожими або

незначно відрізнятимуться на деяких частотах на величину ΔL . Це припущення було перевірено на численних електроприводах різного виконання, а також на різних технічно справних НА шляхом вимірювання їх ВХ у різних напрямках.

Результатом досліджень є запропонований спосіб вібродіагностування, що полягає в тому, що вимірюються спектральні рівні вібрації (наприклад, за 1/3-октавними фільтрами) НА в різних напрямках і потім порівнюються. Якщо в результаті порівняння рівні вібрації є схожими та не відрізняються один від одного більш ніж на норму ΔL , то НА вважається у справному ТС. Якщо вони перевищують встановлену норму ΔL , то має місце дефект або несправність. Знаючи частоти фільтрів, де різниця рівнів вібрації значна, визначають вид дефекту або місце несправності.

Необхідно зазначити, що під час визначення порогових значень діагностичних параметрів (далі – ДПА) для кожного конкретного НА визначають початковий поріг $\Delta L_{\text{нп}}$, який характеризує її справне функціонування, тоді граничний поріг, що характеризує появу розвинутого дефекту та його граничну допустиму величину, як показує досвід експлуатації та результати експериментів, дорівнюватиме $\Delta L_{\text{нп}} + 6$ дБ.

Як приклад проведемо діагностування з використанням запропонованого методу, за допомогою результатів вимірювань, наведених на рис. 2.

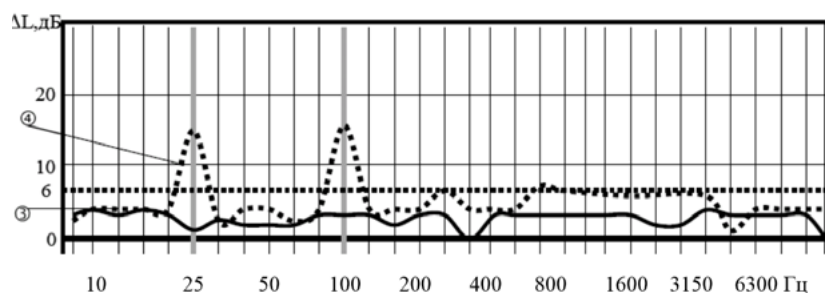


Рис. 2. Вібраційна характеристика насосного агрегату:
3 – $\Delta L = |LR - LT| \leq 6$ дБ у справному технічному стані;
4 – $\Delta L = |LR - LT| > 6$ дБ у несправному технічному стані

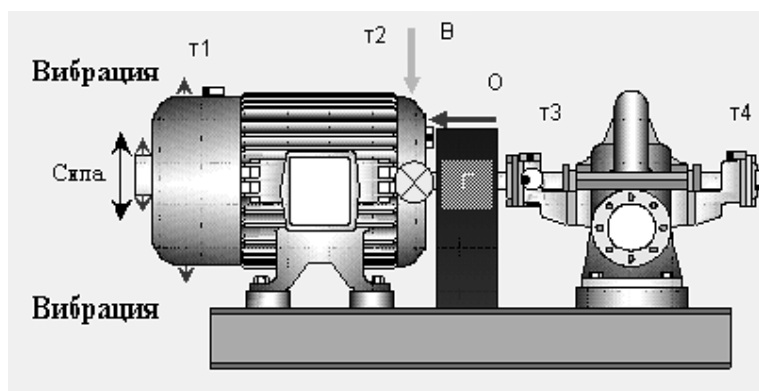


Рис. 3. Реперні точки насосного агрегату

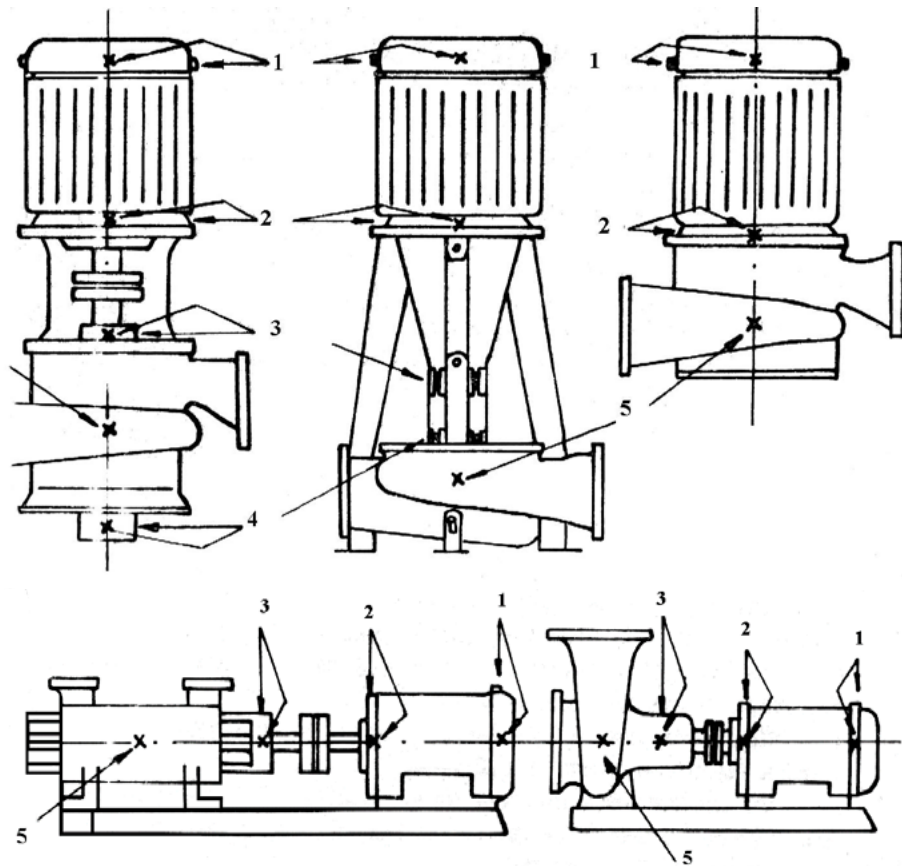


Рис. 4. Реперні точки суднових насосів:

× – точка вимірювання; 1 – верхній (задній) підшипник електродвигуна;
2 – нижній (передній) підшипник електродвигуна; 3 – верхній (передній)
підшипник насоса; 4 – нижній (задній) підшипник насоса; 5 – корпус насоса

В інженерній практиці введено поняття вібраційного перенавантаження [12]:

$$K_n = A_\omega / g \approx 0,004 A f^2, \quad (1)$$

де A_ω – амплітуда прискорення, м/с^2 ; A – амплітуда переміщення, мм ;
 $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння; f – частота вібрації, Гц .

Залежно від заданого перенавантаження та частоти величина амплітуди згідно з (1) визначається за формулою (мм):

$$A = 250 K_n / f^2,$$

яка становить гіперболічну залежність амплітуди від частоти.

Беручи до уваги, що більшість підшипників кочення корабельних НА за формуляром мають розрахунковий ресурс $T_{\text{ост}} = 10 \dots 12$ тис. годин, номінальну довговічність їхніх підшипників з урахуванням K_n можна представити у вигляді [12] (годин):

$$T_{\text{ост}} = L_h = \left(\frac{10^6}{60n} \right) \left(\frac{C}{P} \right)^p = \frac{58956}{(1 + K_n)^p}, \quad (2)$$

де n – частота обертання вала, хв^{-1} ; P – еквівалентне динамічне навантаження, Н; C – вантажопідйомність, Н; ρ – показник ступеня (цей показник для шарикових підшипників $\rho=0,30$; для роликів підшипників $\rho=0,33$).

Отже, вимірюючи в корабельних умовах відносну амплітуду прискорення A_{ω} ротора, за формулою (2) можна визначити залишковий ресурс $T_{\text{ост}}$ підшипників кочення.

Для вимірювання відносної вібрації вала (ротора) корабельних НА необхідні спеціальні датчики, що встановлені стаціонарно. На рис. 5 показані види вібрацій і точки їх вимірювання.

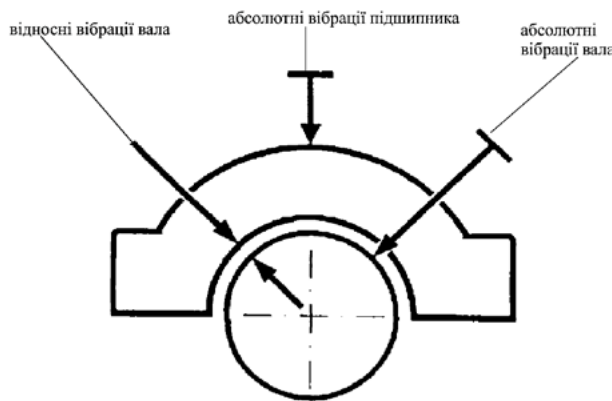


Рис. 5. Види вібрацій і місця їх вимірювання на підшипнику ковзання

Відносна вібрація вала – це рух вала щодо робочої поверхні підшипників, яка треться. Ця вібрація вимірюється (рис. 6) в кожній площині підшипника в радіальному напрямку за допомогою двох взаємно зміщених на 90° безконтактних датчиків, що працюють на принципі вихрових струмів.

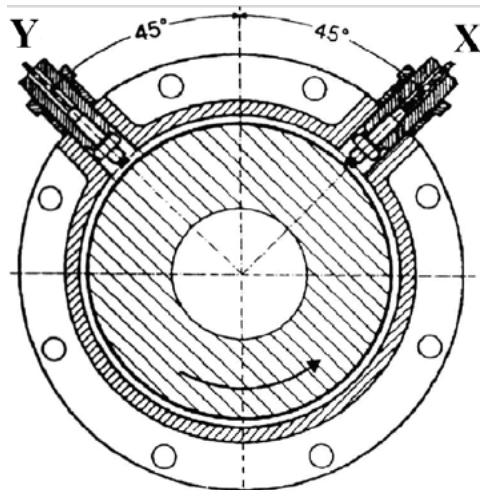


Рис. 6. Установлення безконтактного датчика для визначення відносних вібрацій вала (на принципі вихрових струмів) в одній площині підшипника

Для кожної площини підшипника потрібно застосування двох датчиків для вимірювання під час обертання орбіти центру шийки підшипника (кінетична траєкторія вала). Кожен датчик вимірює траєкторію вібрацій вала в напрямку своєї поздовжньої осі. Кінетичну траєкторію вала в даній площині вимірювання визначає сума векторів цих вібрацій $S_1(t)$ та $S_2(t)$. Головною величиною для оцінювання відносних вібрацій валів є траєкторія вібрацій, мкм. Вимірюється передусім *максимальне відхилення* S_{\max} , яке визначається як максимальне значення кінетичної траєкторії вала (відхилення вала) у площині вимірювання $S_{\max} = [S_k(t)]_{\max}$.

У тримачі (рис. 7) п'єзоелектричний датчик прискорення (2) вимірює абсолютні вібрації підшипника, а безконтактний датчик з вихровими струмами (1) – відносні вібрації вала. Утворена у пристрої захисної системи сума векторів обох сигналів відповідає абсолютним вібраціям вала.

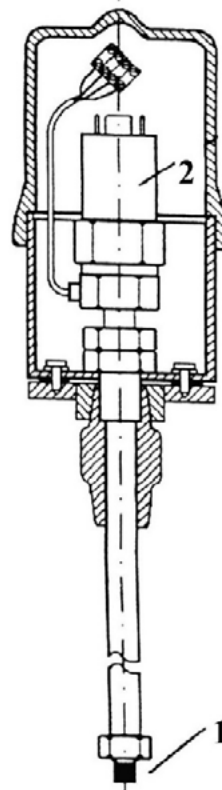


Рис. 7. Тримач датчика для вимірювання абсолютних вібрацій вала

Для практичного визначення залишкового ресурсу підшипників кочення за результатами вимірювання їхніх рівнів віброприскорення зручно використовувати залежність, представлена на рис. 8.

Збільшити ресурс підшипників кочення в експлуатаційних умовах відповідно до формули (2) можна шляхом зменшення K_n завдяки:

– періодичному проведенню підбалансування ротора (рекомендується через 2,0–2,5 тис. годин);

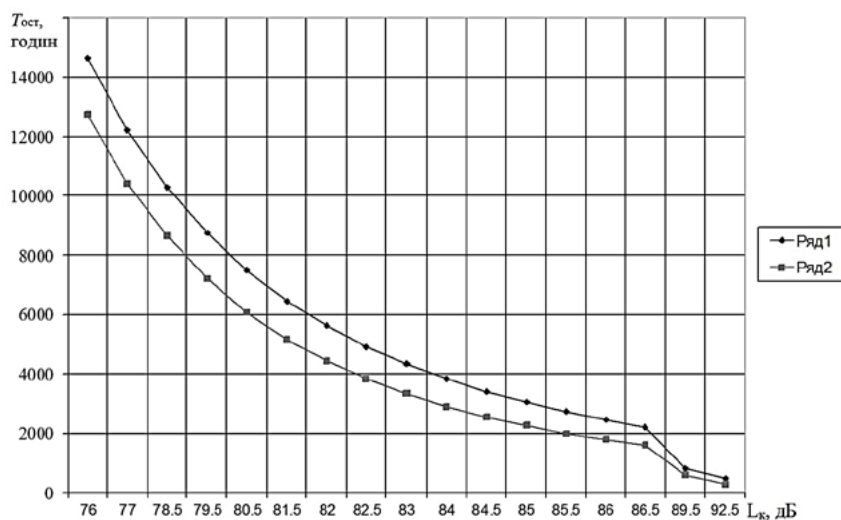


Рис. 8. Залежність ресурсу підшипника кочення $T_{ост}$ від загального рівня віброприскорення L_k , дБ, підшипникового щита корабельної машини, ряд 1 – для шарикопідшипника; ряд 2 – для роликотішипника

- своєчасному (за фактичним ТС) проведенню ТО та ремонту;
- контролю якості віброізолюючого кріплення (впливає на ВХ машин і механізмів за незмінного їх ТС), якщо воно є;
- підкріпленню фундаментів (збільшення їхньої жорсткості) та інших заходів.

Висновки. 1. Запропоновано метод вібродіагностування НА, який не потребує інформації про норми вібрації, їхні тактико-технічні дані, стан НА на момент проведення діагностування, поширюється, як показали проведені дослідження, на всі типи насосів з електроприводом.

2. Даний підхід дозволяє розробляти прості діагностичні пристрої, що складаються із двох або трьох каналних аналізаторів спектра, арифметичного блока для обчислення ΔL та блока сигналізації, а також блока аналізу, у якому проводиться автоматична ідентифікація частот вібрації та постановка діагнозу.

3. Графічне, просторове уявлення вібрації НА в реперних точках дозволяє оперативно судити про ТС НА.

Перспективним продовженням робіт у цьому напрямку є уточнення $\Delta L_{ни}$ для різних НА, апробація даного підходу до різних машин і механізмів, розроблення діагностичних пристроїв.

4. Для практичного обґрунтування граничних рівнів вібрацій різних корабельних машин і механізмів доцільно використовувати коефіцієнт вібраційного перенавантаження K_p , який визначається за загальним рівнем віброприскорення, виміряного в діапазоні 10–20 Гц...10–20 тисяч Гц, підшипникового вузла корабельної машини або механізму.

Перспективним продовженням роботи у цьому напрямку є деталізація розрахунку норм вібрації для різних типів корабельних машин і механізмів, розроблення методик розрахунку та прогнозування залишкового ресурсу, приладова реалізація даного підходу.

ЛІТЕРАТУРА

1. Свиридов В.І. Аналіз основних дефектів при роботі насосних агрегатів. *Водний транспорт*. 2015. № 2 (22). С. 86–91. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Vodt_2015_2_13.
2. Гижко Ю.І., Мислович М.В. Елементи теорії та питання практичного застосування систем вібродіагностування рухомих вузлів електричних машин. *Технічна електродинаміка*. 2015. № 2. С. 45–56. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/TED_2015_2_8.
3. Ship Machinery Condition Monitoring using Vibration Data through Supervised Learning / С. Gkerekos et al. *The International Conference of Maritime Safety and Operations (MSO)*, Glasgow, UK, October 2016. 8 p. URL: <https://www.researchgate.net/publication/324223114>.
4. Vibration Limits for Rotating Machinery / A. Lifson et al. *Mechanical Engineering*. 1987. June. P. 60–63. URL: <https://www.researchgate.net/publication/294266058>.
5. Singh S., Vishwakarma M. A Review of Vibration Analysis Techniques for Rotating Machines. *International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT)*. 2015. Vol. 04. № 03 (March). P. 757–761. DOI: 10.17577/IJERTV4IS030823ю
6. Свиридов В.І., Фальченко О.П. Діагностування судового устаткування при використанні різних моделей вібрації. *Прикладні питання математичного моделювання*. 2019. Т. 2. № 2. С. 78–90. <https://doi.org/10.32782/2618-0340/2019.2-2.7>.
7. Система для акустичного діагностування вузлів теплоенергетичного обладнання / О.І. Красильников та ін. *Системи обробки інформації*. 2015. Вип. 6 (131). С. 107–110. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/soi_2015_6_27.
8. Свиридов В.І. Методика діагностичного контролю технічного стану насосного обладнання судових енергетичних установок : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03. Київ : Київ. держ. акад. вод. трансп. ім. гетьмана Петра Конашевича-Сагайдачного, 2013. 20 с.
9. Свиридов В.І., Попов І.М. Дослідження підшипникових вузлів насосного обладнання та механізмів через вібраційні показники. *Вісник Херсонського національного технічного університету*. 2017. Т. 1. № 3 (62). С. 338–344. URL: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/Vkhdtu_2017_3\(1\)_61](http://nbuv.gov.ua/UJRN/Vkhdtu_2017_3(1)_61).
10. Берегун В.С., Красильников О.І. Дослідження чутливості коефіцієнта ексцесу діагностичних сигналів для контролю стану електротехнічного обладнання. *Технічна електродинаміка*. 2017. № 4. С. 79–85. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/TED_2017_4_13.
11. Свиридов В.І. Діагностування електричних агрегатів та енергетичного обладнання методом третьоктавного аналізу вібрації. *Вісник Херсонського національного технічного університету*. 2015. №3(54).С.643–648.URL:http://nbuv.gov.ua/UJRN/Vkhdtu_2015_3_124.

12. Губаревич О.В. Вібраційна діагностика електроприводів в системах гідроелектростанцій. *Гідроенергетика України*. 2021. № № 3–4. С. 61–64. URL: <https://uhe.gov.ua/sites/default/files/2021-12/15.pdf>.
13. Діагностування підшипників кочення допоміжних машин електровоза з використанням параметричної моделі та спектра обвідної вібрації / Е.Д. Тартаковський та ін. *Вісник Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут»*. Серія «Машинобудування». 2016. № 3 (78). С. 12–18. <http://dx.doi.org/10.20535/2305-9001.2016.78.79374>.
14. ISO 17359:2003. Condition monitoring and diagnostics of machines. General guidelines.
15. ISO 13380:2002. Condition monitoring and diagnostics of machines. General guidelines on using performance parameters.
16. ISO 13379:2003. Condition monitoring and diagnostics of machines. General guidelines on data interpretation and diagnostics techniques.
17. ISO 10816. Mechanical vibration. Evolution of machine vibration by measurements on non-rotating parts. Part 1–5.
18. ISO 7919. Mechanical vibration of non-reciprocating machines. Measurements on rotating shafts and evolution criteria. Part 1–5.
19. ISO 10816-6:1995. Mechanical vibration. Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts. Part 6 : Reciprocating machines with power ratings above 100 kW.
20. ISO 13373-1:2002. Condition monitoring and diagnostics of machines. Vibration condition monitoring. Part 1 : General procedures.
21. ISO/DIS 13373-2. Condition monitoring and diagnostics of machines. Vibration condition monitoring. Part 1 : Processing, presentation and analysis of vibration data.
22. ISO/DIS 15242-1. Rolling bearings. Measuring methods for vibration. Part 1 : Fundamentals.
23. ISO 13374-1:2003. Condition monitoring and diagnostics of machines. Data processing, communication and presentation. Part 1 : General guidelines.

REFERENCES

1. Sviridov, V.I. (2015). Analysis of the Main Defects in the Operation of Pumping Units [Analiz osnovnykh defektiv pry roboti nasosnykh ahrehativ]. *Water transport*, № 2 (22), 86–91. http://nbuv.gov.ua/UJRN/Vodt_2015_2_13.
2. Gyzhko, Yu.I., Myslovych, M.V. (2015). Elements of the Theory and Practical Application of Systems for Vibrodiagnostics of Electrical Machines Moving Parts [Elementy teorii ta pytannya praktychnoho zastosuvannya system vibrodiahnostuvannya rukhomykh vuzliv elektrychnykh mashyn]. *Technical electrodynamics*, № 2, 45–56. http://nbuv.gov.ua/UJRN/TED_2015_2_8.

3. Gkerekos, C., Lazakis, I., Theotokatos, G. (2016). Ship Machinery Condition Monitoring using Vibration Data through Supervised Learning. *The International Conference of Maritime Safety and Operations (MSO)*, Glasgow, UK, October, 8 p. <https://www.researchgate.net/publication/324223114>.
4. Lifson, A., Simmons, H.R., Smalley, A.J. (1987). Vibration Limits for Rotating Machinery. *Mechanical Engineering*, June, 60–63. <https://www.researchgate.net/publication/294266058>.
5. Singh, S., Vishwakarma, M. (2015). A Review of Vibration Analysis Techniques for Rotating Machines. *International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT)*, Vol. 04, № 03 (March), 757–761. DOI: 10.17577/IJERTV4IS030823.
6. Sviridov, V.I., Falchenko, O.P. (2019). Diagnostics of Ship Equipment Using Different Vibration Models [Diahnostuvannya sudnovoho ustatkuvannya pry vykorystanni riznykh modeley vibratsiyi]. *Applied problems of mathematical modeling*, Vol. 2, № 2, 78–90. <https://doi.org/10.32782/2618-0340/2019.2-2.7> http://nbuv.gov.ua/UJRN/apqmm_2019_2_2_9.
7. Krasil'nikov, A.I., Beregun, V.S., Garmash, O.V., Polobiuk, T.A. (2015). System for Acoustic Diagnosing of the Heat Power Equipment Units [Systema dlya akustychnoho diahnostuvannya vuzliv teploenerhetychnoho obladnannya]. *Information processing systems*, issue 6 (131), 107–110. http://nbuv.gov.ua/UJRN/soi_2015_6_27.
8. Sviridov, V.I. (2013). Methodology of Diagnostic Control of the Technical Condition of Pumping Equipment of Ship Power Plants [Metodyka diahnostychnoho kontrolyu tekhnichnoho stanu nasosnoho obladnannya sudnovykh enerhetychnykh ustanovok]: autoref. thesis ... candidate technical sciences: 05.05.03 / Sviridov Vyacheslav Ivanovich; Kyiv State Academy of Water Transport named after Hetman Pyotr Konashevich-Sagaidachny, Kyiv, 20 p.
9. Sviridov, V.I., Popov, I.M. (2017). Study of Bearing Units of Pumping Equipment and Mechanisms through Vibration Indicators [Doslidzhennya pidshypnykovykh vuzliv nasosnoho obladnannya ta mekhanizmiv cherez vibratsiyini pokaznyky]. *Bulletin of the Kherson National Technical University*, Vol. 1, № 3 (62). 338–344. [http://nbuv.gov.ua/UJRN/Vkhtu_2017_3\(1\)_61](http://nbuv.gov.ua/UJRN/Vkhtu_2017_3(1)_61).
10. Beregun, V.S., Krasilnikov, A.I. (2017). Research of Excess Kurtosis Sensitiveness of Diagnostic Signals for Control of the Condition of the Electrotechnical Equipment [Doslidzhennya chutlyvosti koefitsiyenta ekstsesu diahnostychnykh syhnaliv dlya kontrolyu stanu elektrotekhnichnoho obladnannya]. *Technical electrodynamics*, № 4, 79–85. http://nbuv.gov.ua/UJRN/TED_2017_4_13.
11. Sviridov, V.I. (2015). Diagnosis of Electrical Units and Power Equipment by the Method of Third-octave Vibration Analysis [Diahnostuvannya elektrychnykh ahrehativ ta enerhetychnoho obladnannya metodom tret'oktavnoho analizu vibratsiyi]. *Bulletin of the Kherson National*

- Technical University*, № 3 (54), 643–648. http://nbuv.gov.ua/UJRN/Vkhdtu_2015_3_124.
12. Gubarevych, O.V. (2021). Vibration Diagnostics of Electric Drives in the Systems of Hydroelectric Power Plants [Vibratsiyna diahnostryka elektropryvodiv v systemakh hidroelektrostantsiy]. *Hydropower of Ukraine*, № 3–4, 61–64. <https://uhe.gov.ua/sites/default/files/2021-12/15.pdf>.
 13. Tartakovsky, E.D., Mykhalkiv, S.V., Khodakivski, A.M., Sapon, R.S. (2016). Diagnostics of Rolling Bearings for Auxiliary Electromotors of Electric Locomotive Using Parametric Model and Envelope Spectrum [Diahnostuvannya pidshypnykiv kochennya dopomizhnykh mashyn elektrovozaz vykorystanniam parametrychnoyi modeli ta spektra obvidnoyi vibratsiyi]. *Bulletin of the National Technical University of Ukraine “Kyiv Polytechnic Institute”. Series “Mechanical engineering”*, № 3 (78), 12–18. DOI: <http://dx.doi.org/10.20535/2305-9001.2016.78.79374>.
 14. ISO 17359:2003. Condition monitoring and diagnostics of machines. General guidelines.
 15. ISO 13380:2002. Condition monitoring and diagnostics of machines. General guidelines on using performance parameters.
 16. ISO 13379:2003. Condition monitoring and diagnostics of machines. General guidelines on data interpretation and diagnostics techniques.
 17. ISO 10816. Mechanical vibration. Evolution of machine vibration by measurements on non-rotating parts. Part 1–5.
 18. ISO 7919. Mechanical vibration of non-reciprocating machines. Measurements on rotating shafts and evolution criteria. Part 1–5.
 19. ISO 10816-6:1995. Mechanical vibration. Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts. Part 6: Reciprocating machines with power ratings above 100 kW.
 20. ISO 13373-1:2002. Condition monitoring and diagnostics of machines. Vibration condition monitoring. Part 1: General procedures.
 21. ISO/DIS 13373-2. Condition monitoring and diagnostics of machines. Vibration condition monitoring. Part 1: Processing, presentation and analysis of vibration data.
 22. ISO/DIS 15242-1. Rolling bearings. Measuring methods for vibration. Part 1: Fundamentals.
 23. ISO 13374-1:2003. Condition monitoring and diagnostics of machines. Data processing, communication and presentation. Part 1: General guidelines.