

УДК 629.5.018.7:534.83

ЗНИЖЕННЯ ШУМОВОГО ЗАБРУДНЕННЯ СУДЕН ШЛЯХОМ СПЕКТРАЛЬНОЇ ІДЕНТИФІКАЦІЇ ВІБРОАКУСТИЧНИХ ПРОЦЕСІВ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРА

Кучеренко В. Ю., аспірант, старший викладач кафедри судноводіння і морської безпеки Одеського національного морського університету, м. Одеса, Україна, e-mail: kucherinho@gmail.com, ORCID: 0009-0008-4906-9726;

Мельник О. М., д.т.н., професор, завідувач кафедри судноводіння і морської безпеки Одеського національного морського університету, м. Одеса, Україна, e-mail: m.onmi@ukr.net, ORCID: 0000-0001-9228-8459.

У даній роботі подано результати експериментального дослідження та спектральної діагностики віброакустичних процесів суднової енергетичної установки в умовах трьох характерних режимів експлуатації: холостого ходу, часткового навантаження 18 кВт та робочого навантаження 36 кВт. Актуальність дослідження обумовлена сучасними вимогами до зниження підводного шумового випромінювання суден, підвищення рівня екологічної безпеки морського транспорту та необхідністю вдосконалення методів бортової діагностики джерел структурного шуму і вібрації. Особливу увагу приділено аналізу низькочастотних складових, які є найбільш інформативними при оцінюванні технічного стану судових дизельних енергетичних установок і формуванні підводного акустичного поля судна. Оброблення експериментальних сигналів виконано методом дискретного перетворення Фур'є з подальшим виділенням домінуючих гармонічних компонентів у діапазоні 0–200 Гц. Для дослідження використано результати одночасного запису акустичних і вібраційних сигналів, отриманих із застосуванням сенсорних каналів контролю структурних коливань та низькочастотної акустики. У процесі спектрального аналізу встановлено, що найбільш інформативними є гармоніки 25,1; 50,2; 100,2; 150,4 та 175,5 Гц, які пов'язані з порядками обертання валу, цикловою нерівномірністю крутного моменту, інерційними силами поршневої групи, резонансними коливаннями конструктивних елементів та структурним передаванням вібраційної енергії корпусом суднової установки. Запропоновано використання інтегрованого аналізу акустичних і вібраційних каналів як ефективного інструменту для контролю критичних режимів роботи судових енергетичних установок, визначення коефіцієнта нерівномірності обертання колінчастого валу, раннього виявлення дефектів та обґрунтування експлуатаційних заходів зі зниження шумового випромінювання суден і підвищення екологічної ефективності морського транспорту.

Ключові слова: суднова енергетична установка; віброакустика; підводне шумове випромінювання; дискретне перетворення Фур'є; спектральний аналіз; коефіцієнт нерівномірності обертання колінчастого валу; вібрація; гармоніки.

DOI: 10.33815/2313-4763.2026.1.32.071-086

Вступ. Суднові дизель-генераторні установки є одними з основних джерел низькочастотної вібрації та структурного шуму на морських судах. Динамічні навантаження, що виникають унаслідок нерівномірності крутного моменту дизеля, періодичної дії газових та інерційних сил кривошипно-шатунного механізму, передаються через опорні елементи, фундамент і корпусні конструкції судна. У результаті формується складне віброакустичне поле, яке визначає рівень шуму в машинному відділенні та може впливати на підводне шумове випромінювання судна. У сучасних умовах експлуатації суден актуальним є не лише зниження інтегрального рівня шуму, а й визначення конкретних частотних складових, пов'язаних із роботою валопроводу, поршневої групи, газорозподільного механізму та конструктивних елементів СЕУ. Тому використання спектрального аналізу акустичних і вібраційних сигналів є доцільним інструментом для діагностики джерел віброакустичного збудження та обґрунтування експлуатаційних заходів зменшення шуму.

Постановка проблеми. Комерційне судноплавство розглядається міжнародними організаціями як один із суттєвих чинників антропогенного підводного шуму, а переглянуті рекомендації ІМО МЕРС.1/Circ.906 визначають необхідність підвищення уваги до джерел шуму, експлуатаційних режимів та практичних заходів його зниження [1]. Для судна шум не

є ізольованим акустичним явищем. Він формується через послідовний енергетичний ланцюг: робочий процес дизеля, коливання крутного моменту, валопровід, опори та фундамент, корпусні вібрації, випромінювання у водне середовище. У сучасних роботах з вимірювання випроміненого суднового шуму підкреслюється необхідність вузькосмугового спектрального аналізу, оскільки третиноктавні смуги часто недостатні для відокремлення окремих механічних тональних складових [2]. Дослідження «Vibration and Radiated Noise of a Small Ship» показало, що поєднання вимірювань підводного шуму і вібрацій на борту дає змогу пов'язати окремі компоненти спектра з конкретними джерелами у двигуні та корпусній структурі [3]. Актуальність роботи також визначається тим, що вібраційні показники судна мають подвійне значення. З одного боку, вони є ознакою технічного стану механізмів, а з іншого – передумовою формування структурного шуму, який у подальшому переходить у підводне шумове випромінювання. Стандарти ISO 6954 і ISO 20283-5 визначають підходи до оцінювання вібрацій на судах і вимірювання вібрацій обертових механізмів, а практичні керівництва класифікаційних товариств рекомендують враховувати як джерела збудження, так і шляхи передавання вібрацій через конструкцію [4–9]. Основна науково-прикладна проблема полягає у тому, що збільшення навантаження суднової енергетичної установки не завжди призводить до лінійного зростання шуму. Частина гармонік може посилюватися, частина – зменшуватися, а окремі позапорядкові складові можуть свідчити про резонанс, нерівномірність частоти обертання або нестаціонарність робочого процесу. Тому простого контролю інтегрального рівня вібрації недостатньо для визначення джерела шуму. У практиці експлуатації необхідно мати можливість за спектральним складом сигналів визначити джерело походження складових спектра, критичні частоти, критичні режими навантаження і можливі експлуатаційні заходи зниження впливу. Для цього потрібно поєднати методи DFT-досліджень спектральних складових віброакустичних процесів двигуна, аналіз нерівномірності частоти обертання, стандартизовані підходи до вимірювання та практичні рекомендації ІМО щодо зменшення підводного шумового випромінювання [1, 5–6].

Об'єкт і предмет дослідження. Об'єктом дослідження є віброакустичні процеси у суднової енергетичній установці дизельного типу при різних режимах навантаження. Предметом дослідження є спектральні характеристики низькочастотних акустичних та вібраційних сигналів, а також їх зв'язок із гармонічними порядками обертання валу, частотою нерівномірності обертання та структурним шумом.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Фундаментальний напрям вимірювання випроміненого суднового шуму розвивається через методи визначення рівня джерела з урахуванням втрат поширення, гідроакустичних умов і режиму роботи судна. Wang та співавтори запропонували методику вимірювання шуму судна у мілководді з одночасним використанням кількох вимірювальних станцій та оцінюванням спектра джерела [2]. Такий підхід є важливим для зовнішніх гідроакустичних вимірювань, однак для цієї роботи головною є попередня діагностика джерел шуму на борту за віброакустичними сигналами. У роботі Gloza розглянуто вимірювання шуму та вібрації малого судна з дизельним двигуном потужністю 20 кВт, де використано два взаємодоповнювальні методи: статичне вимірювання підводного шуму і бортове вимірювання вібрації. Важливим результатом є використання функції когерентності для зв'язування окремих компонентів підводного шуму з віброуючими частинами двигуна [3]. У цій роботі даний підхід адаптовано у вигляді зіставлення акустичних та вібраційних каналів і визначення узгоджених тональних компонентів. Для суднових дизелів важливими є не лише спектр шуму, а й параметрична діагностика циклів. Роботи Варбанця Р. А., Мінчева Д. С. та Заложа В. І. показують, що поєднання сигналів тиску у циліндрі та віброакустичного датчика дає змогу оцінювати стабільність процесів упорскування, згоряння і роботи клапанного механізму в режимі реального часу [10–14]. Цей підхід методично близький до нашого дослідження, оскільки амплітуди спектральних складових акустичних та вібраційних сигналів пов'язані з робочим процесом і частотою нерівномірності обертання. Діагностичне значення вібраційних параметрів форсунок,

паливних насосів і крутильних коливань також підтверджено у сучасних дослідженнях суднових дизелів [12–14]. У роботах щодо методів зниження гідроакустичного шуму судна обґрунтовано необхідність інтелектуального моніторингу вібрацій, акустичного шуму і розрахунку коефіцієнта нерівномірності обертання колінчастого валу [15]. У подальшому дослідженні впливу управління судном показано, що корекція курсу відносно хвильового фронту, диференту і швидкості може зменшувати гідродинамічну асиметрію, крутильні навантаження та структурний шум [16].

Мета та задачі дослідження. Метою роботи є експериментальне оцінювання зміни спектральних характеристик низькочастотного акустичного та вібраційного сигналів суднової енергетичної установки на трьох режимах роботи з подальшим визначенням спектральних складових, пов'язаних з обертанням валу, нерівномірністю частоти обертання та можливим переходом структурних вібрацій у підводне шумове випромінювання. Для досягнення мети виконано такі завдання: описано експериментальну установку та канали вимірювання; визначено частотні компоненти акустичного і вібраційного сигналів; сформовано математичну модель гармонічного сигналу, DFT, RMS, когерентності та розрахунку коефіцієнта нерівномірності обертання колінчастого валу; встановлено зв'язок між спектральними складовими акустичного та вібраційного сигналів і коефіцієнтом нерівномірності обертання на різних режимах навантаження; обґрунтовано практичні методи зменшення вібрації та шуму. Наукова новизна роботи полягає у комплексному встановленні кількісного взаємозв'язку між режимом навантаження суднової енергетичної установки, коефіцієнтом нерівномірності обертання валу та спектральною структурою низькочастотних віброакустичних сигналів у діапазоні 10–200 Гц. Удосконалено метод віброакустичної діагностики СЕУ шляхом інтегрованого аналізу акустичних та вібраційних каналів із використанням вузькосмугового спектрального розкладу та функції когерентності, що дозволяє ідентифікувати джерела структурного шуму за гармонічними порядками.

Матеріали та методи дослідження. Дослідження проводилися на лабораторному судновому дизель-генераторному агрегаті на базі чотиритактного дизельного двигуна Weichai WP4CD66E200, з номінальною потужністю 66 кВт при частоті обертання 1500 об/хв. Загальний вигляд лабораторного дизель-генераторного агрегату, на якому проводилися експериментальні вимірювання, наведено на рис. 1. Двигун укомплектований генераторною установкою CCFJ-50J-W номінальною потужністю 50 кВт, напругою 400 В і частотою генерованого струму 50 Гц. Основні геометричні параметри кривошипно-шатунного механізму становлять: діаметр циліндра – 105 мм, хід поршня – 130 мм, радіус кривошипа – 65 мм, довжина шатуна – 203 мм, ступінь стиску – 18. У ході експерименту дослідження проводилися у режимах активного електричного навантаження 18 кВт та 36 кВт.



Рисунок 1 – Дизель-генераторний агрегат Weichai WP4CD66E200

Дослідження віброакустичних характеристик суднової енергетичної установки проводилися із застосуванням багатоканальної системи збору даних, що включала акустичний сенсор (електретний мікрофон EM-6022P) з фільтром НЧ зі смугою пропускання від 10 до 200 Гц, вібраційний акселерометр типу IEPЕ AC150-1A, з номінальною чутливістю

100 мВ/г, датчик тиску газів у циліндрі (встановлений на першому циліндрі) CPS-03 IMES (0...300 bar, 4...20 mA) та датчик обертів КВ (122 імп/об). Встановлення вібраційного акселерометра типу ІЕРЕ АС150-1А на кришці циліндра дизель-генератора наведено на рис. 2. Вимірювання виконувалися у трьох характерних режимах роботи установки: холостий хід, часткове навантаження 18 кВт і навантаження 36 кВт. У кожному режимі аналізувалися два основні канали: канал низькочастотної акустики та канал вібраційного сигналу, а також дані з датчика обертів і датчика тиску газів у циліндрі, які використовувалися для виділення робочого циклу двигуна та розрахунку частоти нерівномірності обертання. Для контролю спектральної структури додатково використовувалися WAV-файли, сформовані з експериментальних часових реалізацій сигналів. Сигнали з датчиків оброблялися методом дискретного перетворення Фур'є, що дозволило виділити гармонічну структуру коливань у діапазоні до 500 Гц. Основний амплітудний аналіз виконано у діапазоні 0–200 Гц, оскільки саме він охоплює основну частоту обертання валу та кратні гармоніки, які мають найбільше значення для структурного і підводного шуму. Для спектральної обробки віброакустичних сигналів використовувалося програмне забезпечення RightMark Audio Analyzer, яке застосовувалося для вузькосмугового FFT/DFT-аналізу WAV-сигналів, побудови амплітудно-частотних спектрів та ідентифікації гармонічних складових у діапазоні 0–500 Гц. Програмний комплекс забезпечував візуалізацію тональних компонентів, контроль спектральної структури та порівняльний аналіз акустичних і вібраційних каналів у різних режимах навантаження СЕУ. Цифрова обробка сигналів виконувалася у середовищі Python із використанням бібліотек NumPy, SciPy та Matplotlib. Реалізовано алгоритми дискретного перетворення Фур'є, цифрової фільтрації, спектрального оцінювання, автоматичного визначення пікових гармонік та побудови DFT-спектрів відповідно до класичного підходу FFT-оцінювання спектральної щільності [17]. Це дозволило виконати точну спектральну ідентифікацію віброакустичних процесів, аналіз гармонічних порядків і підготовку науково коректних графічних матеріалів.



Рисунок 2 – Вібраційний акселерометр типу ІЕРЕ АС150-1А

Вимірювальні точки, напрями контролю та діагностичне призначення кожного сигналу систематизовані в табл. 1.

Таблиця 1 – Вимірювальні точки та діагностичне призначення сигналів

<i>Точка вимірювання</i>	<i>Напрями контролю</i>	<i>Контрольований ефект</i>	<i>Діапазон вимірювань</i>
Вібраційний акселерометр Кришка циліндра	X, Y, Z	ударні події циклу, імпульси упорскування, сили інерції обертювих мас	10–500 Гц
Вібраційний акселерометр Фундамент двигуна	вертикальний, поперечний, поздовжній	передавання вібрації у корпус, локальні резонанси	10–1000 Гц
Акустичний сенсор біля ДГ, Кришка циліндра	вертикальний	низькочастотний акустичний відгук, структурний шум	10–200 Гц

Нормативна база та методи вимірювання. Оцінювання вібрацій та шуму виконувалося з урахуванням міжнародної нормативної бази, яка регламентує як вимірювання на судні, так і підходи до зменшення підводного шумового випромінювання. ISO 6954 встановлює підхід до оцінювання вібрації на борту суден з позиції впливу на екіпаж і житлові приміщення. ISO 20283-5 визначає підходи до вимірювання вібрацій обертових механізмів на суднах. ISO 17208-1 використовується у сфері вимірювання підводного шуму суден у глибокій воді, а IMO MEPC.1/Circ.906 формує загальні практичні рекомендації щодо зменшення URN [1, 4–6]. Для загального оцінювання механічної вібрації машин також враховано положення ISO 20816-1 [18]. Важливо зазначити, що ISO 6954 використовується для оцінювання вібрацій з позиції придатності судна до проживання та роботи екіпажу, тоді як ISO 17208-1 застосовується для зовнішніх гідроакустичних вимірювань підводного шуму. У цій роботі ці стандарти використано як методологічну основу для бортової віброакустичної діагностики джерел URN, а не як повну процедуру зовнішнього гідроакустичного випробування. Практична методика вимірювання передбачає контроль вібрацій у декількох напрямках, оскільки вертикальні, поперечні і поздовжні складові можуть мати різні джерела збудження. Для головного двигуна найбільш інформативними є точки на кришках циліндрів, фундаменті, підшипникових опорах та вільному кінці валу. Для акустичного каналу важливо забезпечити стабільне положення датчика, однакову відстань до установки та незмінні умови запису для всіх режимів. Нормативні документи, використані як методологічна основа для оцінювання вібрації, шуму та підводного шумового випромінювання, подано в табл. 2.

Таблиця 2 – Стандарти вимірювання вібрації та шуму

Документ	Об'єкт оцінювання	Ключовий параметр	Застосування у роботі
IMO MEPC.1/Circ.906	підводне шумове випромінювання суден	джерела URN, експлуатаційні та конструктивні заходи	обґрунтування практичного зниження шуму
ISO 6954:2000	вібрація на борту суден	коректована віброшвидкість RMS у діапазоні 2–80 Гц	оцінка впливу вібрацій на екіпаж
ISO 20283-5:2016	обертові механізми на суднах	RMS, FFT, напрямки вимірювання	оцінка СЕУ, дизеля, насосів та валопроводу
ISO 17208-1:2016	підводний шум судна	рівень джерела та умови вимірювання	методологічна база для майбутнього зіставлення з URN
ABS Guidance Notes on Ship Vibration	контроль судових вібрацій	резонанс, конструктивна та механічна вібрація	практична інтерпретація критичних частот
ISO 2923	вимірювання шуму на суднах	Вимірювання інтенсивності акустичного шуму	110 dB(A) max для машинного відділення

Математична модель дослідження. Математична модель роботи побудована так, щоб безпосередньо описувати експериментальні сигнали, отримані з акустичних та вібраційних каналів. Модель не є абстрактною, а застосовується для пояснення конкретних спектральних піків, виявлених у режимах холостого ходу, 18 кВт і 36 кВт. Вона поєднує гармонічний опис сигналу, дискретне перетворення Фур'є, енергетичне RMS-оцінювання, коефіцієнт нерівномірності обертання та когерентність між каналами. Віброакустичний сигнал розглядається як сума гармонічних складових, що формуються внаслідок періодичних процесів у дизелі. Основними фізичними джерелами є обертання валу, імпульси згоряння, робота клапанного механізму, нерівномірність крутного моменту та некомпенсовані сили інерції обертових мас.

$$S(t) = \sum_{n=1}^N A_n \sin(2\pi f_n t + \varphi_n) \quad (1)$$

де $S(t)$ – миттєве значення акустичного або вібраційного сигналу; A_n – амплітуда n -ї гармоніки; f_n – частота гармоніки, Гц; φ_n – фазовий зсув, рад; N – кількість урахованих гармонік. Для нашого експерименту формула (1) означає, що піки біля 12,6; 25,1; 50,2; 100,2; 150,4 та 175,5 Гц можуть бути інтерпретовані як гармонічні або субгармонічні складові, пов'язані з процесами обертання, робочими тактами та структурними резонансами, кожна з яких має власну амплітуду та фізичне джерело. Наприклад, зростання A_n при переході від 18 кВт до 36 кВт інтерпретується як зростання енергії відповідного механічного збудження.

$$X_k = \sum_{n=0}^{N-1} x_n e^{-j\frac{2\pi}{N}kn} \quad (2)$$

де X_k – комплексна спектральна складова; x_n – n -й дискретний відлік сигналу; N – кількість відліків; k – номер спектрального відліку; j – уявна одиниця.

Формула (2) використовується для переходу від часових реалізацій сигналів до частотної області. Саме вона дає змогу визначити спектральні компоненти з частотним розділенням, з точністю, що визначається параметрами дискретизації та довжиною реалізації сигналу, та порівняти режими роботи за однаковою частотною сіткою.

$$f_m = m \cdot f_0 = m \cdot \frac{RPM}{60} \quad (3)$$

де f_m – частота m -го порядку, Гц; m – порядок гармоніки; f_0 – опорна частота обертання, Гц; RPM – частота обертання валу, об/хв.

Формула (3) використовується для ідентифікації гармонічних порядків у спектрах акустичних та вібраційних сигналів. На її основі виконано співставлення експериментально отриманих частотних піків із розрахунковими порядками обертання колінчастого валу. Це дозволило встановити відповідність між домінуючими спектральними складовими 25,1; 50,2; 100,2; 150,4 та 175,5 Гц і характерними процесами роботи суднової енергетичної установки. У роботі опорна частота обертання двигуна (25,1 Гц) для інтерпретації режимів прийнята як основна гармоніка робочого спектра. Тому частоти 25,1; 50,2; 75,3; 100,2 Гц відповідають порядкам 1X, 2X, 3X і 4X, що є зручним для інженерної діагностики. Слід зазначити, що спектральна складова 50,2 Гц має окрему свою природу походження, пов'язану з некомпенсованими силами інерції обертючих мас та роботою циліндрів. Тому в роботі її основний спектральний порядок позначається як 1Y.

$$x_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{N} \cdot \sum_{n=1}^N x_n^2} \quad (4)$$

де x_{RMS} – середньоквадратичне значення сигналу; x_n – відлік сигналу після усунення постійної складової; N – кількість відліків. RMS -показник у формулі (4) характеризує енергетичний рівень сигналу. Для вібраційного каналу він пов'язаний з інтенсивністю механічного збудження, а для акустичного каналу – з інтегральним рівнем акустичної активності у вибраному діапазоні частот.

$$\delta = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_{avg}} \quad (5)$$

де δ – коефіцієнт нерівномірності обертання; ω_{max} – максимальна миттєва кутова швидкість, рад/с; ω_{min} – мінімальна миттєва кутова швидкість, рад/с; ω_{avg} – середня кутова швидкість за цикл, рад/с. Формула (5) використовується як спрощений варіант оцінки коефіцієнта нерівномірності обертання, у якому аналізується відхилення миттєвої кутової швидкості від середнього значення за цикл. Для нашої дизель-генераторної установки було проведено теоретичний розрахунок δ для вибраних трьох режимів навантаження та розрахунок δ за

даними 20 циклів з використанням датчика обертів КВ (122 імпульси/об) та за даними акустичного сенсора. Для виділення циклу (синхронізації) було використано сигнал з датчика тиску газів у циліндрі. Для розрахунку ω_{max} , ω_{min} та ω_{avg} було застосовано дискретне перетворення Фур'є. Розрахунок δ_{avg} по сигналу з акустичного сенсора був проведений за даними 20 циклів на частотах 25 та 50 Гц. Результати розрахунку представлені у таблиці 3. Зростання δ проявляється у посиленні складових спектру на частотах 25,1, 50,2, 100,2 та 150,4, 175,5 Гц у вібраційному спектрі, а також у розширенні шумового фону, що вказує на підвищену передачу механічних коливань у корпусні конструкції.

Для зіставлення акустичних та вібраційних каналів у частотній області використовується функція когерентності. У межах цієї роботи $x(t)$ прийнято як часовий сигнал вібраційного каналу ІЕРЕ-акселерометра, а $y(t)$ – як часовий сигнал акустичного сенсора.

$$\gamma_{xy}^2(f) = \frac{|G_{xy}(f)|^2}{G_{xx}(f) \cdot G_{yy}(f)} \quad (6)$$

де $\gamma_{xy}^2(f)$ – квадрат когерентності між вібраційним сигналом $x(t)$ та акустичним сигналом $y(t)$; $G_{xy}(f)$ – взаємна спектральна густина; $G_{xx}(f)$ і $G_{yy}(f)$ – автоспектральні густини відповідних каналів; f – частота, Гц. Значення $\gamma_{xy}^2(f)$, близьке до 1, свідчить про спільне джерело частотної складової у двох каналах, а значення, близьке до 0, вказує на слабкий або випадковий зв'язок. Формула (6) застосовується для оцінювання ступеня взаємозв'язку між акустичними та вібраційними процесами. За результатами розрахунків встановлено високі значення квадрата когерентності $\gamma_{xy}^2(f)$ у діапазоні основних гармонік 25,1; 50,2; 100,2 та 150,4 Гц, що підтверджує спільне механічне походження відповідних спектральних складових та структурний характер передачі коливальної енергії від двигуна до акустичного середовища.

Таблиця 3 – Дані розрахунку коефіцієнта нерівномірності обертання колінчастого валу

Режим	Теор. оцінка $\delta(\%)$	Розрах. по обертам КВ $\delta(\%)$	Розрах. по акуст. спектру $\delta_{avg}(\%)$	
			1X(25Гц)	2X, 1Y (50Гц)
Холостий хід	0,33	0,901	5,59	5,30
18 кВт	0,48	1,05	3,11	5,31
36 кВт	0,64	1,41	3,97	0,9
Критична межа з лит. джерел	1,45	Зростає вібрація, ризик структурних резонансів		

Теоретично зі збільшенням навантаження коефіцієнт нерівномірності частоти обертання зростає, оскільки збільшується амплітуда циклових коливань крутного моменту. Однак в експерименті залежність може відрізнитися: на холостому ході нестабільність згоряння та робота регулятора можуть збільшувати коефіцієнт нерівномірності обертання, тоді як на середніх навантаженнях процес згоряння стабілізується. Тому практичний коефіцієнт нерівномірності обертання визначається не лише газовими силами, а й динамікою регулятора, генератора та крутильними коливаннями валопроводу. Нижче на рис. 3, 4 – представлені порівняльні енергетичні PSD-спектри вібрації і акустики для режиму холостого ходу; на рис. 5, 6, 7, 8 – представлені порівняльні енергетичні PSD-спектри вібрації і акустики для режимів активного навантаження 18 кВт і 36 кВт, а на рис. 9, 10, 11, 12 – амплітудні спектри для цих режимів. Амплітудні спектри побудовані в одиницях віброприскорення (g) та в одиницях акустичного тиску (Па), які перераховані згідно з коефіцієнтами тарування датчиків.

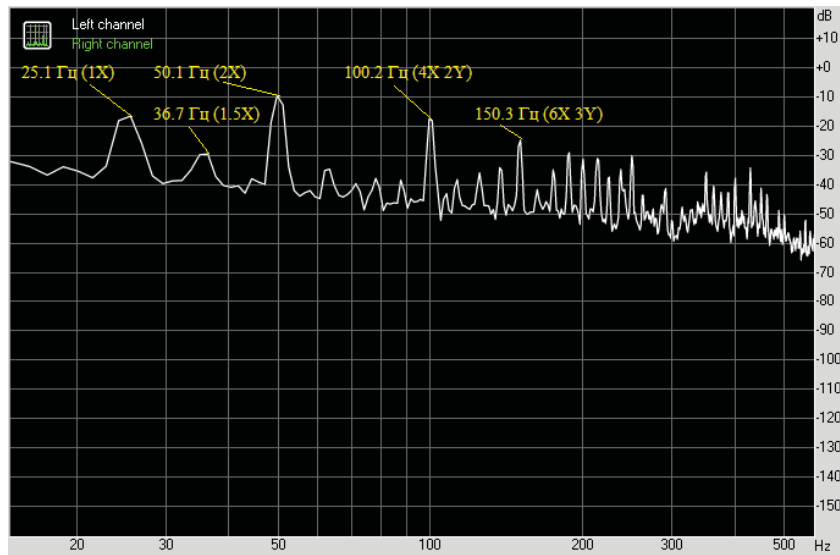


Рисунок 3 – Спектр акустичного сигналу при холостому ході

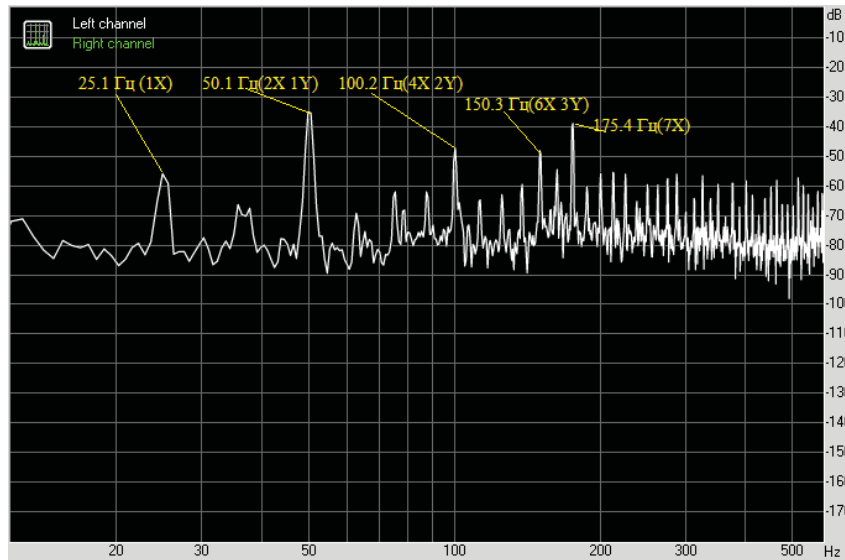


Рисунок 4 – Спектр вібраційного каналу при холостому ході

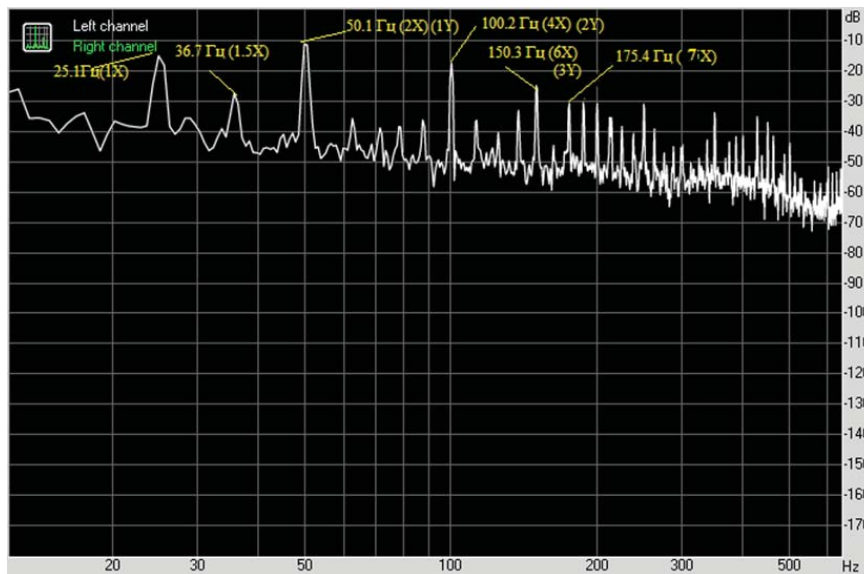


Рисунок 5 – Спектр акустичного сигналу при навантаженні 18 кВт

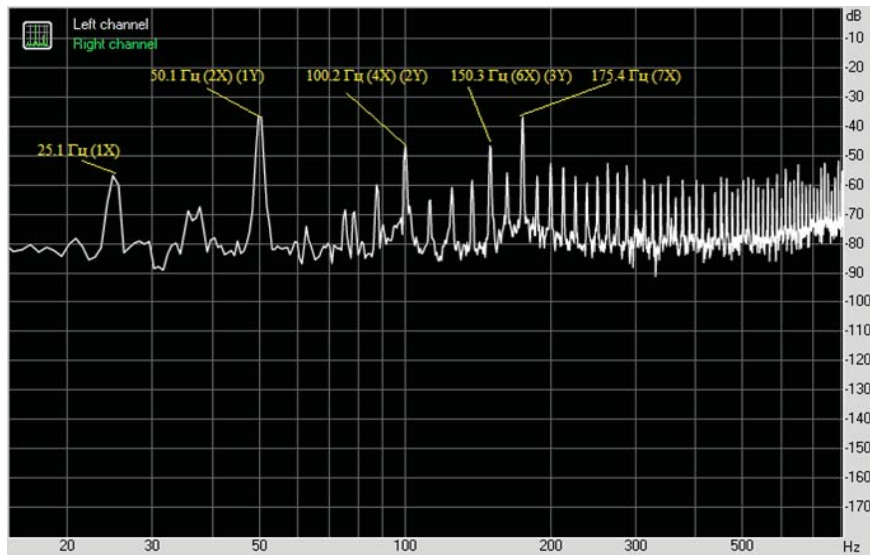


Рисунок 6 – Спектр вібраційного каналу при навантаженні 18 кВт

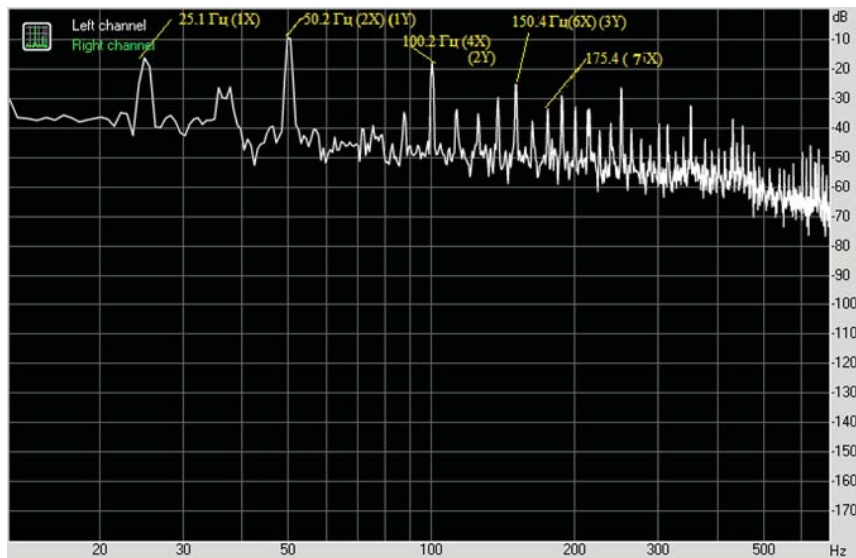


Рисунок 7 – Спектр акустичного сигналу при навантаженні 36 кВт

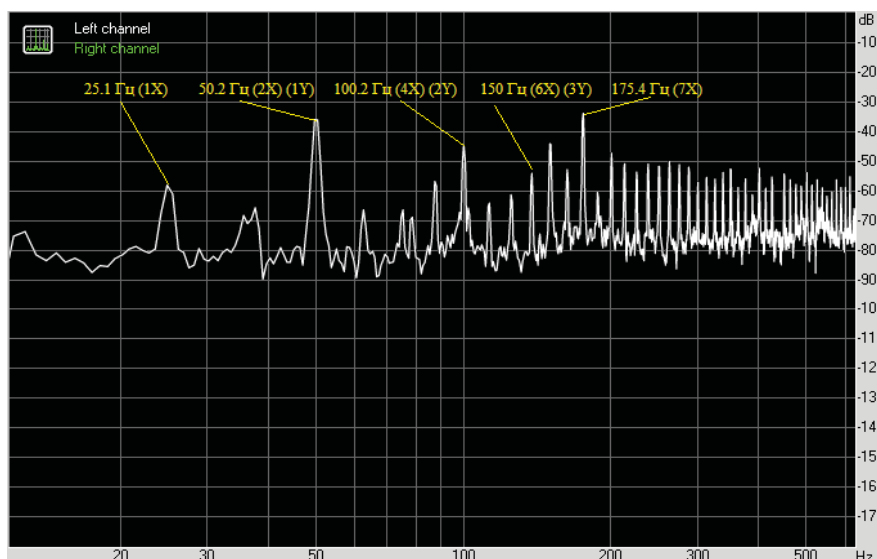


Рисунок 8 – Спектр вібраційного каналу при навантаженні 36 кВт

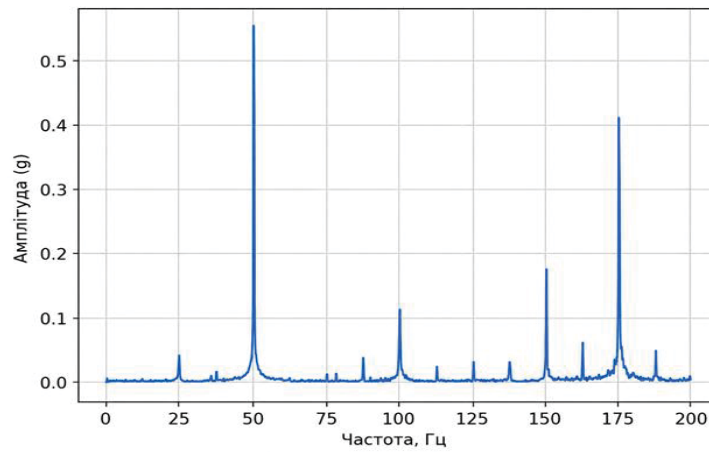


Рисунок 9 – Амплітудний DFT-спектр вібраційного каналу при навантаженні 18 кВт

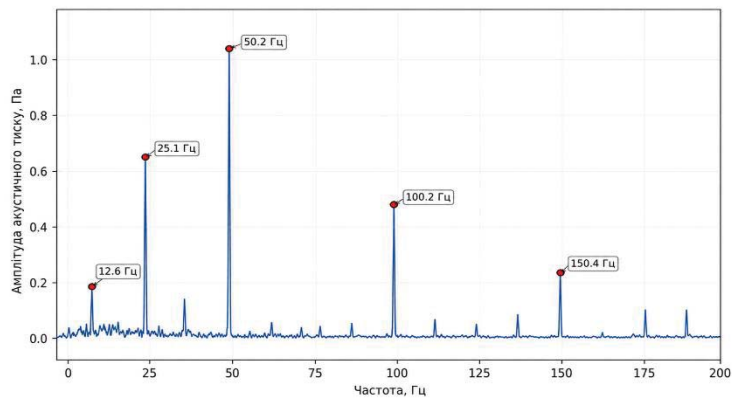


Рисунок 10 – Амплітудний DFT-спектр акустичного каналу при навантаженні 18 кВт

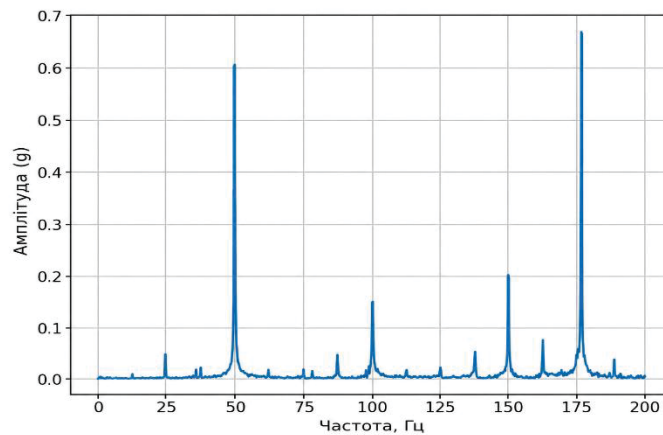


Рисунок 11 – Амплітудний DFT-спектр вібраційного каналу при навантаженні 36 кВт

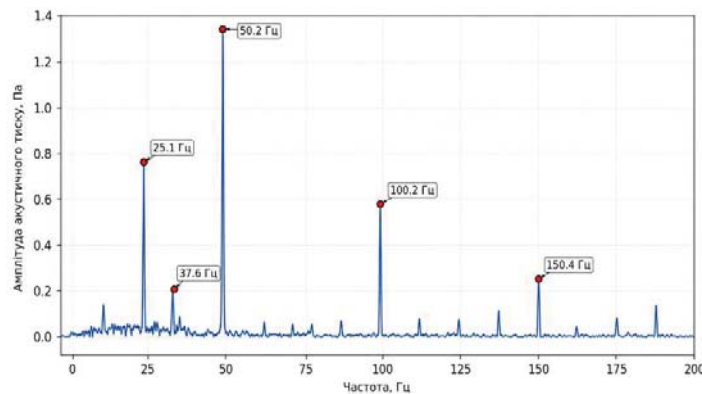


Рисунок 12 – Амплітудний DFT-спектр акустичного каналу при навантаженні 36 кВт

Основні результати та їх обговорення. Одним із основних результатів дослідження є встановлена висока когерентність між спектральними складовими сигналів вібрації і акустики у вимірювальному діапазоні частот від 10 до 200 Гц. Високі значення квадрата когерентності $\gamma^2_{xy}(f)$ на частотах 25, 50, 100 і 150 Гц, від 0,909 до 0,996, свідчать, що акустичні гармоніки не є випадковими шумовими компонентами, а формуються внаслідок структурної вібрації дизель-генераторної установки. Особливо високий зв'язок на 50 Гц підтверджує передачу механічних коливань у акустичне поле.

Теоретичний та експериментальний розрахунок коефіцієнта нерівномірності обертання КВ. Теоретично розрахований коефіцієнт нерівномірності обертання для двигуна Weichai WP4 при прийнятих параметрах моменту інерції знаходиться в межах: $\delta=0.33-0.64\%$. Що відповідає нормальному режиму роботи та не перевищує умовну критичну межу 1,45%. Однак експериментальні значення, отримані за розрахунком по датчику обертів КВ, а також із акустичного сигналу методом гармонічного аналізу, виявилися помітно вищими. Це свідчить про те, що реальна система «двигун–генератор» має додаткові джерела нерівномірності, які не враховуються спрощеною теоретичною моделлю.

Особливості режиму холостого ходу. Для холостого ходу характерні:

- найбільша акустична неоднорідність циклу;
- високі значення гармонік 25 та 50 Гц;
- підвищені RMS та пікові значення акустичного сигналу.

Це пояснюється низьким середнім ефективним тиском, нестабільністю процесу згоряння, нерівномірністю подачі палива, погіршенням повторюваності робочих циклів. При цьому навіть за відносно невеликого коефіцієнта нерівномірності обертання δ за тахометричним методом спостерігається значна циклічна неоднорідність акустичного сигналу. Можна зробити висновок, що акустичний аналіз виявився значно чутливішим до нестабільності процесу згоряння, ніж класичний аналіз частоти обертів КВ.

Особливості режиму 18 кВт. На навантаженні 18 кВт загальна нерівномірність частоти обертання δ_{avg} зменшується за даними акустичного сенсора відносно режиму холостого ходу, однак гармоніка 50 Гц у спектрі акустики і вібрації залишається максимально вираженою. Це означає, що домінуючим фактором стає нерівномірність окремих робочих тактів циліндрів. Фізично це відповідає більш стабільному обертанню колінчастого валу, але ще недостатньо рівномірній роботі окремих циліндрів.

Особливості режиму 36 кВт. У режимі навантаження 36 кВт відбувається зростання газових сил та тангенціальної сили на кривошипі. Встановлено різке зменшення δ_{avg} при розрахунку за даними складової 50 Гц, що свідчить про вирівнювання роботи циліндрів при збільшенні навантаження. Також можна відзначити збільшення нерівномірності частоти обертів КВ і підвищення δ_{avg} за розрахунками на складовій 25 Гц, що корелює з теоретичним розрахунком та розрахунком за датчиком обертів КВ. Це свідчить про те, що підвищується глобальна модуляція крутного моменту, вплив інерції системи і вплив генератора та електромагнітного моменту. Такий режим є найбільш інформативним для визначення зв'язку між коефіцієнтом нерівномірності обертання δ та акустичним відгуком. Спектральні характеристики демонструють наявність чітко виражених гармонічних складових, пов'язаних із кінематикою обертання валу, роботою поршневої групи та газорозподільного механізму. Найбільш значущими у всіх режимах є частоти 25,1; 50,2; 100,2; 150,4 та 175,5 Гц. Частота 25,1 Гц розглядається як основна гармоніка обертання КВ 1X, 50,2 Гц – як основна робоча гармоніка 1Y та 2X, 100,2 Гц – як друга гармоніка 2Y та 4X, 150,4 Гц – як третя гармоніка 3Y та 6X, а 175,5 Гц – як 7X і її суттєве збільшення у спектрі може бути пов'язана з локальним структурним резонансом або з електромагнітними пульсаціями генератора, складовими мережевої частоти, пульсаціями електромагнітного моменту ротора. Поява позапорядкових компонентів може вказувати на резонансні явища, дефекти кріплень або нерівномірність навантаження валопроводу. Інженерну інтерпретацію основних частотних складових, їх гармонічних порядків, імовірних джерел та діагностичного значення наведено в табл. 4.

Таблиця 4 – Ідентифікація частотних складових СЕУ

Частота, Гц	Порядок	Ймовірне джерело	Діагностичне значення
25,1	1X	циклова нерівномірність, допоміжні механізми, нерівномірність крутного моменту КВ	ознака низькочастотної модуляції та загальної нерівномірності частоти обертання
50,2	2X, 1Y	другий механічний порядок обертання валу, основна гармоніка пов'язана з роботою циліндрів та згорянням, з некомпенсованими силами інерції 2-го порядку	базова діагностична частота, характеризує рівномірність роботи циліндрів
100,2	4X, 2Y	поршнева група, згоряння, інерційні сили	посилення циклової динаміки, ознака росту навантаження та передачі сил у фундамент, показує рівномірність роботи циліндрів
150,4	6X, 3Y	структурні резонанси фундаменту чи опор, гармоніки газових сил	характеризує передачу структурної вібрації та можливе підсилення коливань корпусу
175,5	7X	локальний структурний резонанс або електромагнітні пульсації генератора, пульсації електромагнітного моменту ротора	зона додаткового контролю

Експлуатаційні методи зменшення вібрації та шуму. Результати спектрального аналізу дозволяють не лише фіксувати підвищення рівня шуму, а й визначати причини віброакустичного збудження та відповідні експлуатаційні заходи. Підсилення гармоніки 50,2 Гц свідчить про необхідність контролю обертів, балансування та стабільності паливоподачі. Зростання складових 100,2 та 150,4 Гц може бути пов'язане з посиленням циклової динаміки, станом поршневої групи, клапанного механізму та опор двигуна. Поява позапорядкових компонентів може вказувати на резонансні явища, дефекти кріплень або нерівномірність навантаження валопроводу. З урахуванням результатів попередніх досліджень і рекомендацій ІМО, експлуатаційне зменшення віброакустичного навантаження може також передбачати оптимізацію швидкості, курсу, крену та диференту судна [16]. У межах цієї роботи ці фактори розглядаються як перспективний напрям подальшого зіставлення лабораторних віброакустичних ознак із реальними судовими режимами [1, 16]. Результати дослідження можуть бути основою для розробки методу безконтактного вимірювання частоти обертання КВ двигуна та коефіцієнта нерівномірності обертання δ , визначення частотних смуг з підвищеним рівнем параметрів вібрації. Ці показники можуть доповнити інформативну базу адаптивної системи керування судном. Отримані результати підтверджують ефективність спектрального аналізу для визначення джерел віброакустичного збудження за співвідношенням спектральних складових.

Висновки. У роботі проведений порівняльний спектральний аналіз даних у смузі частот від 10 до 200 Гц, отриманих з датчиків акустики і вібрації при випробуваннях у лабораторних умовах судового дизель-генератора на базі чотиритактного дизельного двигуна Weichai WP4CD66E200 з номінальною потужністю 66 кВт при частоті обертання 1500 об/хв на режимі холостого ходу і режимах активного електричного навантаження 18 кВт та 36 кВт. Результати дослідження свідчать про високу когерентність між спектральними складовими сигналів вібрації і акустики. Це підтверджує, що складові акустичного спектра породжуються структурною вібрацією двигуна. Визначено основні діагностичні складові спектру гармоніки 25,1; 50,2; 100,2; 150,4 та 175,5 Гц, які характеризують процеси обертання валу, циклову нерівномірність роботи дизеля та структурні коливання елементів СЕУ. Порівняння амплітудних спектрів вібрації у смузі частот від 10 до 200 Гц показує підвищення рівня віброприскорення при збільшенні

активного електричного навантаження. Також зі збільшенням активного електричного навантаження відбувається збільшення коефіцієнта нерівномірності обертання δ . Це підтверджено теоретичним розрахунком, розрахунком за даними з датчика обертів КВ, а також розрахунком за даними спектрального аналізу акустичного сигналу робочого циклу на основній частоті обертання 1X (25,1 Гц). Необхідно відзначити, що δ_{avg} , розрахований за акустичним сигналом, виявився більшим у порівнянні з розрахунком за датчиком обертів, що обумовлено спотворенням акустичного сигналу на низьких частотах такими явищами, як інтерференція; також накладаються сигнали від вихлопного колектора і роботи клапанів. Хоча ці сигнали більш високочастотні, вони моделюються основною частотою роботи двигуна. Попри це, у роботі показано, що акустичний сигнал може використовуватись як непрямий індикатор нерівномірності частоти обертання. Гармоніка 25 Гц відповідає глобальній частоті нерівномірності обертання КВ, а розрахунок δ_{avg} на частоті 50 Гц характеризує нерівномірність окремих робочих тактів. Збільшення амплітуди 1Y (50,1 Гц) корелює зі збільшенням рівня віброприскорення у смузі частот від 10 до 200 Гц. Можна зробити висновок, що аналіз сигналу акустичного сенсора у низькочастотній смузі дозволяє оцінювати стан роботи двигуна за вищеперерахованими параметрами безконтактним методом, що є важливим у суднових умовах.

Перспективи подальших досліджень. Подальші дослідження доцільно спрямувати на синхронізацію спектрального аналізу з фазою обертання валу, побудову когерентних залежностей між акустичними та вібраційними каналами для різних типів суднових двигунів, а також на експериментальну перевірку діагностичних ознак у реальних умовах експлуатації судна з урахуванням швидкості, хвилювання, курсу, крену та диференту.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. International Maritime Organization. Revised Guidelines for the Reduction of Underwater Radiated Noise from Shipping to Address Adverse Impacts on Marine Life : MEPC.1/Circ.906. London : IMO, 2023. URL: <https://glonoise.imo.org/documents/2436>.
2. Wang L. S., Robinson S. P., Theobald P. D., Lepper P. A., Hayman G., Humphrey V. F. Measurement of radiated ship noise. Proceedings of Meetings on Acoustics. 2013. Vol. 17. Article 070091. <https://doi.org/10.1121/1.4792663>.
3. Gloza I. Vibration and radiated noise of a small ship. Hydroacoustics. 2008. Vol. 11. URL: <https://bibliotekanauki.pl/articles/331545>.
4. International Organization for Standardization. ISO 6954:2000. Mechanical vibration – Guidelines for the measurement, reporting and evaluation of vibration with regard to habitability on passenger and merchant ships. Geneva : ISO, 2000. URL: <https://www.iso.org/standard/28883.html>.
5. International Organization for Standardization. ISO 20283-5:2016. Mechanical vibration – Measurement of vibration on ships – Part 5: Guidelines for measurement, evaluation and reporting of vibration with regard to habitability on passenger and merchant ships. Geneva : ISO, 2016. URL: <https://www.iso.org/standard/68125.html>.
6. International Organization for Standardization. ISO 17208-1:2016. Underwater acoustics – Quantities and procedures for description and measurement of underwater sound from ships, Part 1: Requirements for precision measurements in deep water used for comparison purposes. Geneva : ISO, 2016. URL: <https://www.iso.org/standard/62408.html>.
7. American Bureau of Shipping. Guidance Notes on Noise and Vibration Control for Inhabited Spaces. Houston : ABS, 2017. URL: https://ww2.eagle.org/content/dam/eagle/rules-and-guides/current/other/209_noisevibrationcontrolinhabitedspaces/Noise_and_Vibration_GN_e-Sept17.pdf.

8. American Bureau of Shipping. Guidance Notes on Ship Vibration. Houston : ABS, 2006. URL: https://www.vibrationdata.com/tutorials/abs_ship_vibration.pdf.
9. Kluczyk M., Grządziela A. Marine diesel engine common rail injectors monitoring with vibration parameters. *Diagnostyka*. 2019. Vol. 20, No. 3. P. 37–44. <https://doi.org/10.29354/diag/109793>.
10. Varbanets R., Minchev D., Kucherenko Yu., Zalozh V., Kyrylash O., Tarasenko T. Methods of Real-Time Parametric Diagnostics for Marine Diesel Engines. *Polish Maritime Research*. 2024. Vol. 31, No. 3. P. 71–84. <https://doi.org/10.2478/pomr-2024-0037>.
11. Варбанець Р. А., Мінчев Д. С., Кучеренко Ю. М., Залож В. І. Параметрична діагностика суднових дизельних двигунів у режимі реального часу. Двигуни внутрішнього згоряння. 2024. № 1. С. 69–76. <https://doi.org/10.20998/0419-8719.2024.1.09>.
12. Kluczyk M., Grządziela A. Vibration Diagnostics of Marine Diesel Engines Malfunctions Connected with Injection Pumps Supported by Modelling. *Naše More*. 2020. Vol. 67, No. 3. P. 209–216. <https://doi.org/10.17818/NM/2020/3.4>.
13. Drewing S., Witkowski K. Spectral Analysis of Torsional Vibrations Measured by Optical Sensors, as a Method for Diagnosing Injector Nozzle Coking in Marine Diesel Engines. *Sensors*. 2021. Vol. 21, No. 3. Article 775. <https://doi.org/10.3390/s21030775>.
14. Minchev D., Varbanets R., Kucherenko Yu. Vibroacoustic Diagnostic Features of Marine Diesel Engines under Transient Operating Conditions. *Journal of Marine Science and Engineering*. 2024. Vol. 12, No. 4. Article 652. <https://doi.org/10.3390/jmse12040652>.
15. Кучеренко В. Ю., Булгаков М. П. Сучасні методи та напрямки досліджень щодо зниження рівня гідроакустичних шумів судна. *Розвиток транспорту*. 2025. № 1(24). С. 31–43. <https://doi.org/10.33082/td.2025.1-24.03>.
16. Kucherenko V. The impact of proactive ship handling on reducing the ship's vibration and hydroacoustic noise. *Вісник Приазовського державного технічного університету. Серія: Технічні науки*. 2025. Вип. 51. С. 263–274. <https://doi.org/10.31498/2225-6733.51.2025.344963>.
17. Welch P. The use of fast Fourier transform for the estimation of power spectra: a method based on time averaging over short, modified periodograms. *IEEE Transactions on Audio and Electroacoustics*. 1967. Vol. 15, No. 2. P. 70–73. <https://doi.org/10.1109/TAU.1967.1161901>.
18. International Organization for Standardization. ISO 20816-1:2016. Mechanical vibration – Measurement and evaluation of machine vibration – Part 1: General guidelines. Geneva : ISO, 2016. URL: <https://www.iso.org/standard/63180.html>.

REFERENCES

1. International Maritime Organization (2023). Revised guidelines for the reduction of underwater radiated noise from shipping to address adverse impacts on marine life: MEPC.1/Circ.906. IMO. <https://glonoise.imo.org/documents/2436>.
2. Wang, L. S., Robinson, S. P., Theobald, P. D., Lepper, P. A., Hayman, G., & Humphrey, V. F. (2013). Measurement of radiated ship noise. *Proceedings of Meetings on Acoustics*, 17, 070091. <https://doi.org/10.1121/1.4792663>.
3. Gloza, I. (2008). Vibration and radiated noise of a small ship. *Hydroacoustics*, 11. <https://bibliotekanauki.pl/articles/331545>.
4. International Organization for Standardization (2000). ISO 6954:2000. Mechanical vibration – Guidelines for the measurement, reporting and evaluation of vibration with regard to habitability on passenger and merchant ships. ISO. <https://www.iso.org/standard/28883.html>.
5. International Organization for Standardization (2016). ISO 20283-5:2016. Mechanical vibration – Measurement of vibration on ships – Part 5: Guidelines for measurement, evaluation and reporting of vibration with regard to habitability on passenger and merchant ships. ISO. <https://www.iso.org/standard/68125.html>.

6. International Organization for Standardization (2016). ISO 17208-1:2016. Underwater acoustics – Quantities and procedures for description and measurement of underwater sound from ships – Part 1: Requirements for precision measurements in deep water used for comparison purposes. ISO. <https://www.iso.org/standard/62408.html>.
7. American Bureau of Shipping (2017). *Guidance notes on noise and vibration control for inhabited spaces*. ABS. https://ww2.eagle.org/content/dam/eagle/rules-and-guides/current/other/209_noisevibrationcontrolinhabitedspaces/Noise_and_Vibration_GN_e-Sept17.pdf.
8. American Bureau of Shipping (2006). *Guidance notes on ship vibration*. ABS. https://www.vibrationdata.com/tutorials/abs_ship_vibration.pdf.
9. Kluczyk, M., & Grządziela, A. (2019). Marine diesel engine common rail injectors monitoring with vibration parameters. *Diagnostyka*, 20(3), 37–44. <https://doi.org/10.29354/diag/109793>.
10. Varbanets, R., Minchev, D., Kucherenko, Yu., Zalozh, V., Kyrylash, O., & Tarasenko, T. (2024). Methods of real-time parametric diagnostics for marine diesel engines. *Polish Maritime Research*, 31(3), 71–84. <https://doi.org/10.2478/pomr-2024-0037>.
11. Varbanets, R. A., Minchev, D. S., Kucherenko, Yu. M., & Zalozh, V. I. (2024). Real-time parametric diagnostics of marine diesel engines [Parametrychna diahnostryka sudnovykh dyzelnykh dvyhuniv u rezhymi realnoho chasu]. *Dvyhuny vnutrishnoho zghoriannia*, 1, 69–76. <https://doi.org/10.20998/0419-8719.2024.1.09> [in Ukrainian].
12. Kluczyk, M., & Grządziela, A. (2020). Vibration diagnostics of marine diesel engines malfunctions connected with injection pumps supported by modelling. *Naše More*, 67(3), 209–216. <https://doi.org/10.17818/NM/2020/3.4>.
13. Drewing, S., & Witkowski, K. (2021). Spectral analysis of torsional vibrations measured by optical sensors, as a method for diagnosing injector nozzle coking in marine diesel engines. *Sensors*, 21(3), 775. <https://doi.org/10.3390/s21030775>.
14. Minchev, D., Varbanets, R., & Kucherenko, Yu. (2024). Vibroacoustic diagnostic features of marine diesel engines under transient operating conditions. *Journal of Marine Science and Engineering*, 12(4), 652. <https://doi.org/10.3390/jmse12040652>.
15. Kucherenko, V. Yu., & Bulgakov, M. P. (2025). Modern methods and research directions for reducing ship hydroacoustic noise [Suchasni metody ta napriamky doslidzhen shchodo znyzhennia rivnia hidroakustychnykh shumiv sudna]. *Rozvytok transportu*, 1(24), 31–43. <https://doi.org/10.33082/td.2025.1-24.03> [in Ukrainian].
16. Kucherenko, V. (2025). The impact of proactive ship handling on reducing the ship's vibration and hydroacoustic noise. *Visnyk Pryazovskoho derzhavnogo tekhnichnoho universytetu. Seria: Tekhnichni nauky*, 51, 263–274. <https://doi.org/10.31498/2225-6733.51.2025.344963>.
17. Welch, P. (1967). The use of fast Fourier transform for the estimation of power spectra: A method based on time averaging over short, modified periodograms. *IEEE Transactions on Audio and Electroacoustics*, 15(2), 70–73. <https://doi.org/10.1109/TAU.1967.1161901>.
18. International Organization for Standardization (2016). ISO 20816-1:2016. Mechanical vibration – Measurement and evaluation of machine vibration – Part 1: General guidelines. ISO. <https://www.iso.org/standard/63180.html>.

Kucherenko V. Yu., Melnyk O. M. REDUCING SHIP NOISE POLLUTION THROUGH SPECTRAL IDENTIFICATION OF DIESEL GENERATOR VIBROACOUSTIC PROCESSES

The paper presents the results of an experimental vibroacoustic investigation of a marine diesel generator operating under three characteristic conditions: idle running mode, partial load of 18 kW, and working load of 36 kW. The relevance of the study is associated with current international requirements aimed at reducing underwater radiated noise generated by ships, improving the environmental safety of maritime transport, and enhancing onboard diagnostic methods for marine power plants. Particular attention is devoted to low-frequency spectral components related to shaft rotational dynamics, cyclic irregularity, structural vibration transmission, and tonal acoustic excitation. Experimental measurements included simultaneous acquisition of acoustic and vibration signals obtained from low-frequency acoustic channels and structural vibration sensors

installed on the diesel-generator system. Digital signal processing was performed using the Discrete Fourier Transform and Fast Fourier Transform algorithms with subsequent narrowband spectral analysis in the frequency range of 0-200 Hz. Additional processing included RMS evaluation, harmonic order identification, and comparative analysis of acoustic and vibration spectra. The results demonstrated that the most informative spectral components correspond to frequencies of 25.1, 50.2, 100.2, 150.4, and 175.5 Hz. These frequencies are associated with shaft rotational orders, piston-group inertial forces, cyclic combustion irregularity, torsional oscillations, and structural resonance processes. It was established that the 18 kW operating condition provides the most balanced spectral structure, while the 36 kW mode is characterized by increased harmonic saturation and higher rotational non-uniformity. The proposed integrated vibroacoustic approach can be applied for onboard condition monitoring of marine power plants, early detection of developing mechanical defects, evaluation of structural vibration processes, and operational reduction of ship-generated underwater radiated noise.

Key words: *marine diesel generator; vibroacoustic diagnostics; underwater radiated noise; spectral analysis; vibration; harmonics; rotational irregularity; marine power plant.*

© Кучеренко В. Ю., Мельник О. М.

Статтю прийнято до редакції 14.05.2026