

Войченко Т.О., Шевченко А.П., Маннапова О.В., Рященко О.І.

ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРЯМКІВ ЗНИЖЕННЯ ВІБРАЦІЇ, ВИКЛИКАНОЇ ЕНЕРГЕТИЧНИМ ОБЛАДНАННЯМ, НА ОСНОВІ МОДЕЛЮВАННЯ ОДНОВІСНОЇ ВІБРОІЗОЛЯЦІЇ СУДНОВОГО ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРА

Метою статті є моделювання одновісної віброізоляції суднового дизель-генератора для дослідження напрямків зниження вібрації, викликані енергетичним обладнанням, за рахунок підвищення ефективності віброізолюючого кріплення. Поставлена мета досягається шляхом моделювання чисельного інтегрування одновісної опори при параметрах середньої суднової одиниці; шляхів, переміщення і швидкості коливань суднового агрегату; швидкості та робочого об'єму суднового дизель-генератора, який установлений на чотирьох опорах. Встановлено, що основною причиною вібрації на судні є нерівномірність робочого процесу та дисбаланс поступальних мас механізму силової установки. Сучасні методи розрахунку динаміки дозволили встановити, що причиною збільшеної вібрації у багатоциліндрових дизелів є моменти сил та інерції шатунів. При аналізі конструкції віброзахисних опор енергетичного обладнання виявлені відповідні недоліки. Аналітичний огляд останніх досліджень і публікацій показав особливості багатьох використовуваних наразі методів віброізоляції. Проте відома література не містить інформації про те, як вирішити проблеми зі зниженням вібрації, яка виникає внаслідок енергетичного обладнання, шляхом моделювання та застосування одновісної віброізоляції для суднового дизель-генератора. Найбільш суттєвим надбанням є отримані графічні представлення результатів комплексного моделювання одновісної віброізоляції суднового дизель-генератора, яке представлено у статті. Згідно з результатами моделювання віброізоляції дизель-генератора, можливе використання ефективної опорної сили, що базується на сухому терті. Застосування вагового компенсатора дозволяє уникнути резонансних режимів та забезпечує постійне зусилля, що дорівнює вазі обладнання. Це допомагає запобігти передачі вібрації силового обладнання на фундамент судна.

Ключові слова: вібрація, судно, енергетичне обладнання, моделювання, силова установка, одновісна віброізоляція, коливання, кріплення.

Постановка проблеми. Основною причиною вібрації на судні є нерівномірність робочого процесу та дисбаланс поступальних мас механізму силової установки. Сучасні методи розрахунку динаміки дозволили встановити, що причиною збільшеної вібрації у багатоциліндрових дизелів є моменти сил та інерції шатунів. При аналізі конструкції віброзахисних опор енергетичного обладнання виявлено наступні недоліки:

1. Гумові та гумометалеві опори мають високу щільність гуми, що не дозволяє створювати акустичний опір, тому вібрація може передаватися на фундаментну полицю, навіть якщо вона зміцнена до 25 мм. У процесі роботи гумова решітка старіє та втрачає еластичність в кілька разів. Гумометалеві опори неефективні на частотах менше 32 Гц та мають високу частоту власних коливань, тому не можуть забезпечити безпеку експлуатації морських енергетичних установок.

2. Металеві опори виготовляються у формі гвинтових пружин, які є найбільш енергоємними завдяки роботі матеріалу котушки на зсув. Гвинтові пружини є ефективними на низьких частотах та великій кількості обертів, але недостатньо стабільні. Цей недолік можна усунути, збільшивши діаметр котушки, але це призводить до значного збільшення маси

пружини. Масивні пружини є хорошими хвилеводами, які передають високочастотну вібрацію на основу та знижують коефіцієнт корисної дії.

3. Використання пневматичних опор не є достатньо ефективним для захисту від високочастотних перешкод та швидкої перебудови. Цей тип опор складний у виготовленні та експлуатації, не забезпечує поперечний віброзахист від просторових коливань енергетичного обладнання, та має низьку стійкість та значне статичне осідання.

4. Активні системи є більш складними та дорогими, та більш схильними до втрати стійкості при підвищенні статичної жорсткості. Чистий метод нульової жорсткості не має рішень щодо перебудови опор під нове навантаження, що значно знижує ефективність цього методу. А системи сухого тертя не допускають безперервних зусиль протягом тривалих періодів використання.

Аналітичний огляд показав недоліки багатьох використовуваних наразі методів віброізоляції.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У роботі [1] розроблена активна система віброізоляції плавучого плоту. Чотири гідроприводи з вісімнадцятьма пасивними пружними ізоляторами БЕ-400 були розміщені паралельно між плавучим плотом і конструкцією корпусу. На основі алгоритму LMS з х-фільтрацією і моделюванням вторинного шляху в автономному режимі експериментально застосована адаптивна стратегія управління з прямим зв'язком з чотирма входами і чотирма виходами, в якій кожен виконавчий механізм діяв незалежно, повертаючи назад абсолютне прискорення поблизу місця своєї установки. Експериментальні результати показали, що рівень вібрації датчиків похибки положення на гнучкій конструкції корпусу може бути значно знижено, зниження вібрації становить від 7 дБ до 46 дБ на частотах збудження, а загальне зниження вібрації становить 3-8 дБ в діапазоні 0-400 Гц, що отримано для багатоканальних систем управління.

У роботі [2] описано установку активної двоступеневої віброізоляції дизельного двигуна, в якій для створення вторинних джерел вібрації використовуються чотири сервогідролічні приводи. Верхня частина бурової установки складається з суднового дизеля та електричного вихрострумовевого динамометра. Для ізоляції передачі вібрації двигуна через чотири ізолюючі опори були використані два методи управління, засновані на адаптивному багатоступеновому алгоритмі фільтрації: система з одним входом та одним виходом та децентралізована система управління з чотирма входами і виходами. Результати експериментів показали, що в ефективному діапазоні фазової компенсації вторинного шляху було досягнуто хорошого загасання, але в області більш високих частот відбувалося збільшення прискорення, що спричинене нелінійностями, викликаними гідравлічною системою. Це збільшення може призвести до більш високого загального рівня вібрації, ніж при неконтрольованій вібрації. Дослідження показує, що вдосконалений метод, який включає попередній компенсатор та цифровий компенсатор, комутовані послідовно з адаптивним багатосмуговим фільтром, ефективно послаблює небажані вібрації.

У статті [3] досліджувалося встановлення динамічних характеристик новоствореної механічної системи ізоляції низькочастотних коливань. Багато метрологічних приладів дуже чутливі до механічних коливань та низькочастотного акустичного шуму, які можуть виникати як ззовні, так і всередині будівлі, наприклад від вітру, опалення, вентиляції, обладнання кондиціонування повітря, рухомого транспорту та інших джерел. У статті описано теоретичні та експериментальні дослідження. Отримані динамічні характеристики, такі як коефіцієнти пропускної здатності пасивної механічної системи низькочастотної віброізоляції, показали, що ця система може ефективно ізолювати низькочастотні коливання.

У роботі [4] були досліджені характеристики вібропередачі триступеневої нелінійної системи ізоляції плавучих плотів з метою вивчення впливу магнітореологічного демпфера на загасання первинного резонансу. Для цього було використано переглянута модель для опису нелінійної магнітореологічної демпфуючої сили, яка була експериментально випробувана. Отримана енергія, що розсіюється, була більшою, ніж у звичайного в'язкого демпфера. За допомогою методу усереднення було отримано наближено-аналітичне рішення первинного

резонансу системи ізоляції плавучого плоту і порівняно з числовим інтеграційним рішенням. Було запропоновано передачу сили для оцінки ефективності магнітореологічного демпфера. Досліджено також вплив параметрів магнітореологічного демпфера на перенесення сили. Результати показали, що передача сили зменшується зі збільшенням в'язкого коефіцієнта демпфірування магнітореологічного демпфера і нульової швидкості сили. Керуюча сила має такий же ефект на першу і третю резонансні частоти, але на другу надає протилежний ефект.

У дослідженні [5] активної віброізоляції дизельного двигуна був використаний алгоритм адаптивної гребінчастої фільтрації. Спочатку було проведено теоретичний аналіз адаптивного алгоритму, після чого була розроблена стратегія управління та система управління. Наступним етапом було моделювання та проведення експериментів. Відповідно до характеристик дизельного двигуна, був введений модифікований гребінчастий алгоритм фільтрації з розширенням для підвищення адаптивності алгоритму управління та посилення ефекту віброізоляції. Після цього були проведені експерименти, результати яких показали, що така стратегія є ефективною для зниження вібропередачі дизельного двигуна.

У статті [6] досліджено систему активної віброізоляції на прикладі дизель-генераторної установки, що монтується на буксирі, з метою оцінки ефективності такої системи в реальних умовах. Система складається з шести користувацьких інерційних приводів, що добре підходять для встановлення на існуюче обладнання, і контролера. Шість акселерометрів встановлені на верхній частині шести ізоляторів для вимірювання похибки, тоді як ще шість акселерометрів встановлені під ізоляторами для вимірювання глобальної вібрації корабля під генераторною установкою. Гідрофон також розміщується в воді для вимірювання підводного шуму, що виникає через генератор. Використана стратегія управління є децентралізованою адаптивною системою з прямим зв'язком між шістьма входами та шістьма виходами, при цьому опорний сигнал отримується з оптичного тахометра на валу між двигуном і генератором. Щоб пригнічити вібрацію на всіх домінуючих частотах впливу, електричний ланцюг генерує команди напівдвигуна, необхідні для відповідного відгуку на вимірювання опорного сигналу. Експерименти показали, що поєднання активної системи управління і пасивних ізоляторів ефективно зменшує загальну вібрацію і акустичний тиск в місці розташування гідрофону.

У роботі [7] зазначено, що рівні звуку та вібрації, які створюються двигуном на судах, часто є надто високими, що негативно впливає на екіпаж, пасажирів та навколишнє середовище. Звичайні класичні пасивні процедури нівелювання такого впливу менш ефективні через низькочастотний вміст та викликають значне зростання ваги. Тому необхідно знайти більш ефективні методи гасіння вібрації, які можуть бути досягнуті, наприклад, за допомогою активних кріплень двигуна, що дозволить знизити вібрацію, навіть якщо корпус не є дуже жорстким. У дослідженні аналізуються проблеми звуку та вібрації на судні з точки зору системи контролю активного шуму та вібрації, встановлені основні джерела шуму та вібрації і способи передачі шуму. Були розроблені та оптимізовані пасивні підвіски двигуна з жорсткістю, адаптовані до рухливості та рівня вібрації двигуна. Пропонується використання вузькосмугового управління з прямим зв'язком гармонік двигуна та гвинта для оцінки характеристик потенційної активної системи управління.

Разом з тим, у відомій літературі немає інформації про те, як вирішити проблеми, пов'язані зі зниженням вібрації, викликані енергетичним обладнанням, на основі моделювання і одновісної віброізоляції суднового дизель-генератора.

Мета дослідження – моделювання одновісної віброізоляції суднового дизель-генератора для дослідження напрямків зниження вібрації, викликані енергетичним обладнанням, за рахунок підвищення ефективності віброізолюючого кріплення.

Основні результати дослідження. Математична модель опори містить рівняння другого порядку у вигляді Ньютона

$$\frac{d^2q}{dt^2} m = f \cos(\omega t) - G + F(q) - b \frac{dq}{dt}, \quad (1)$$

де $\frac{d^2q}{dt^2}$ – прискорення маси;

- m – маса;
- f – амплітуда коерцитивної сили;
- w – кутова частота коерцитивної сили;
- t – час;
- G – вага;
- $F(q)$ – сила вагового компенсатора;
- b – коефіцієнт в'язкості демпфера;
- $\frac{dq}{dt}$ – масова швидкість.

Сила тяжіння, сила компенсатора ваги, сили форсування та моменти від робочого процесу є причинами прискорення масивного джерела вібрації. Гармонійна сила з частотою спалахів у циліндрах може змінювати останню з цих сил і моментів.

Рівняння руху є другим інтегралом рівняння динаміки. Третій інтеграл вказує на пройдену відстань. Оскільки в опорі відсутня пружина, жорсткість і частота власних коливань дорівнюють нулю.

При моделюванні віброізоляції на основі пружних елементів можна не враховувати вагу джерела вібрації, оскільки вона завжди врівноважується деформацією лінійного пружного елемента. Навіть використання нелінійних пружних елементів не впливає на методику, оскільки коливання мають невелику амплітуду, а жорсткість опори можна вважати постійною всередині цього діапазону, як це зазначено в довідниках.

Для підтримки нульової жорсткості, необхідний облік ваги, оскільки він компенсується силою тертя, що діє на робочій поверхні компенсатора, і ця сила не є відновлювальною, що відповідає стану невагомості. Для сучасних електростанцій амплітуда швидкості коливань набагато менше 0,02 м/с, що дозволяє прийняти швидкість ковзання за цю ж величину. Загалом, для агрегату потужність можна визначити як добуток швидкості та ваги, що дорівнює 0,2 Вт/кг. При моделюванні компенсатора ваги ми будемо враховувати саме цю величину.

Синтез одноосьовий опори містить всі особливості реальної просторової системи віброізоляції, але структура набагато простіше. Розглянемо масу m , на яку впливає гармонійна сила f , вага G , в'язка сила b , сила компенсатора ваги $F(q)$. Модель чисельного інтегрування одновісної опори при параметрах середньої суднової одиниці має вигляд

$$D(t, q) := \begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \\ \frac{1}{m}(f \cos(wt) - G + F(q) - bq_2) \end{bmatrix}. \quad (2)$$

де, наприклад, для подальшого моделювання приймемо, що $F(q) := if(q_2 < v, G, 0)$; $v := 2$;

$f := 100$; $m := 1000$; $w := 314$; $b := 1000$; $G := 9.81m$; $init_{vals} := \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$, $init_t := 0$, $final_t := 0$,

$N_{steps} := 10000$.

Пропонується фізична модель, яка використовує фрикційну муфту як компенсатор у режимі гальмування. Швидкість у місці фрикційного контакту більша, ніж амплітуда швидкості коливань, і вивчається передача вібрації на корпус корабля та ефективність такої опори при параметрах середньої суднової одиниці. Для покращення результатів моделювання в чисельну модель було введено демпфірування, яке відповідає структурному тертю і зменшує перехідний процес (рис. 1). На основі результатів чисельного інтегрування будуть побудовані осцилограми першого, другого і третього інтегралів.

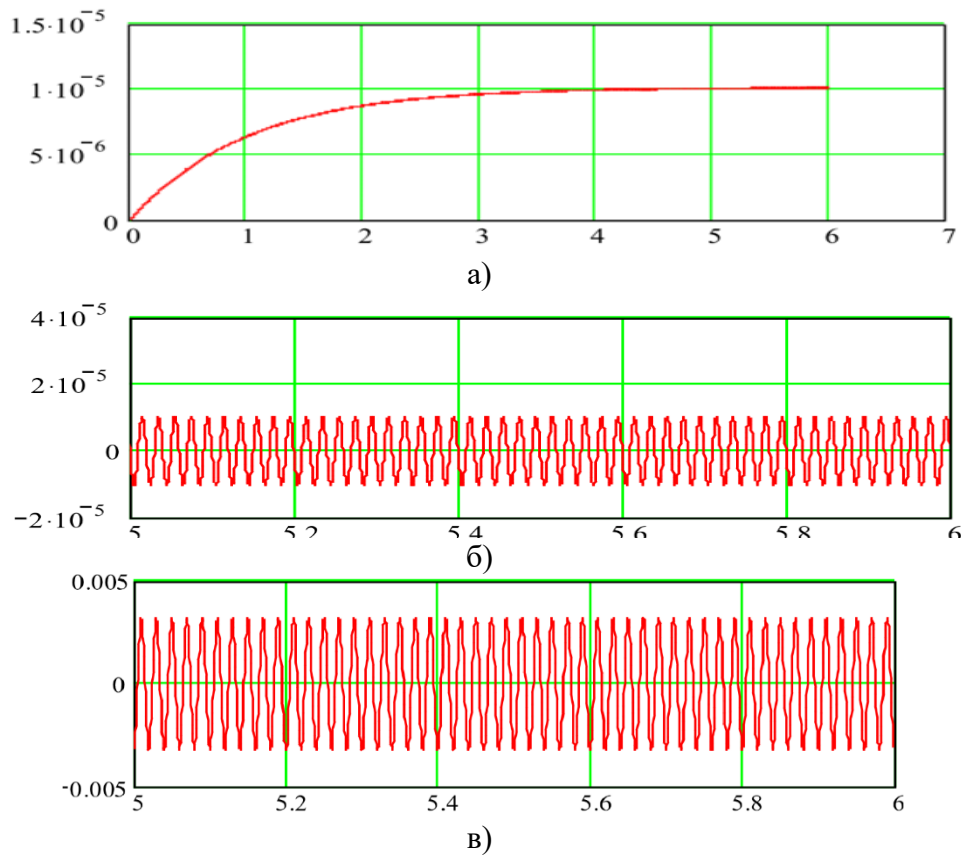


Рисунок 1 – Шлях, переміщення і швидкість коливань суднового агрегату

Рис. 1 в) показує швидкість коливань обладнання під час руху з п'ятої до шостої секунди процесу, яка не перевищує 0,003 м/с. Середній графік показує переміщення обладнання за той же період часу, яке підтверджує, що відхилення центру мас не перевищує 0,00001 метра. Всі ці значення знаходяться в межах допустимих значень.

Ефективність системи визначалася за допомогою різниці між силою, що діє на масу, та примусовою силою. Наприклад, при зміні знаку на гармонійну силу, було виділено фрагмент графіка під час максимальної сили (рис. 2).

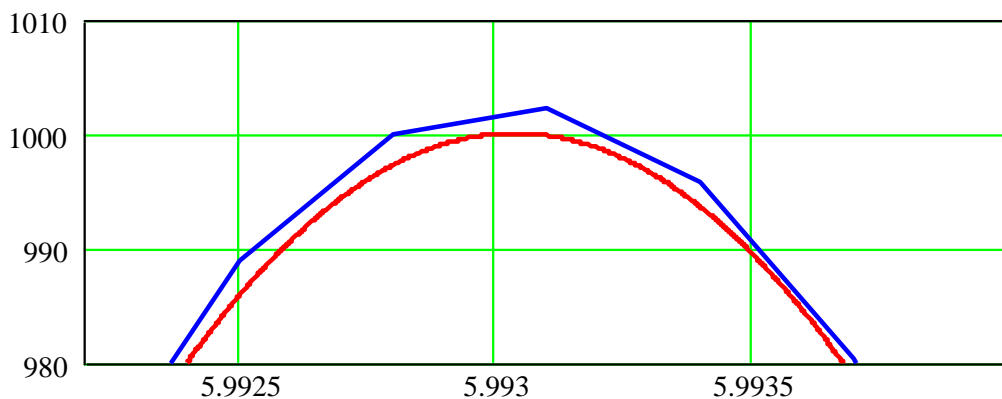


Рисунок 2 – Порівняння сили інерції (синя лінія) і необхідної сили (червона лінія)

З рис. 2 видно, що різниця амплітуд не перевищує $\Delta \approx 5$ Н, отже, на основу передається менше п'яти ньютонів. Коефіцієнт динамічності або коефіцієнт віброізоляції відповідає значенню

$$\beta = \frac{\Delta}{f} = \frac{5}{1000} = 0.005, \tag{3}$$

де Δ – різниця амплітуд;
 f – сила примусу.

Якщо параметри однакові, то лінійна опора повинна забезпечувати статичне осідання не менше 20 мм. Однак, стандартні віброізолятори різних типів не можуть гарантувати такого співвідношення між осіданням і масою встановленого обладнання.

Розглянемо базову в'язко-пружну систему як контрольний експеримент з частотою $\omega = 314$ рад/с, масою обладнання $m = 1000$ кг, силою нагнітання $f = 1000$ Н і жорсткістю традиційних віброізоляторів рівною 5 МН/м на опорі і 20 МН/м на чотири опори (рис. 3).

На рис. 3, що відображає швидкість з дев'ятої до десятої секунди процесу, амплітуда вібраційної швидкості складає 0,01 м/с, що становить половину швидкості ковзання в компенсаторі. Водотоннажність знаходиться в межах 0,0002 м. Згідно з теорією коливань, коефіцієнт динамічності безфрикційної системи для наведених параметрів дорівнює

$$\beta = \frac{1}{1 - \frac{\omega^2}{c}m} = 0.254. \tag{4}$$

Таким чином, коефіцієнт ефективності становить $\frac{0.254}{0.005} = 50$. Тому традиційна підвіска передає змінні сили на фундамент корабля в 50 разів більше. Щодо прикладу побудови амплітудно-частотної характеристики в'язкопружної системи, то на ній можна спостерігати резонансний пік.

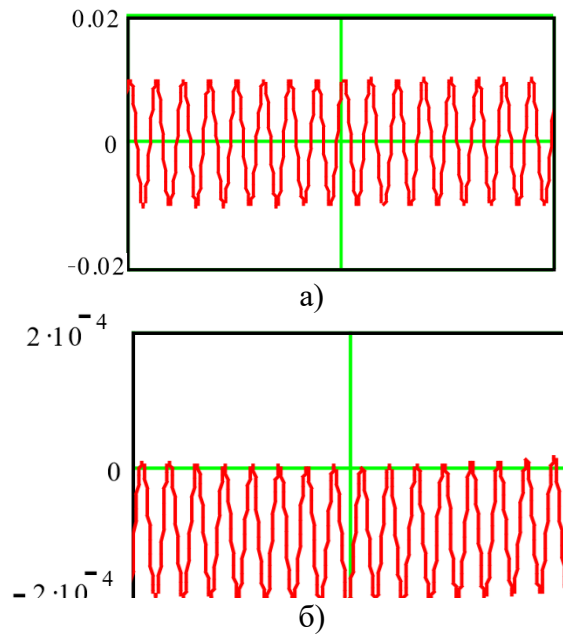


Рисунок 3 – На графіку а) представлена швидкість, а на б) – робочий об'єм, суднового дизель-генератора вагою 1000 кг, який установлений на чотирьох опорах

Частотне сканування вибирається таким чином, щоб забезпечити загасання коливань після проходження резонансної області. Рівень демпфірування визначається на основі результатів натурних досліджень коливань суднового допоміжного двигуна при ударі. За осцилограмою відбувається логарифмічне зниження загасання, з якого отримується коефіцієнт демпфірування віброізолюючого кріплення (рис. 4).

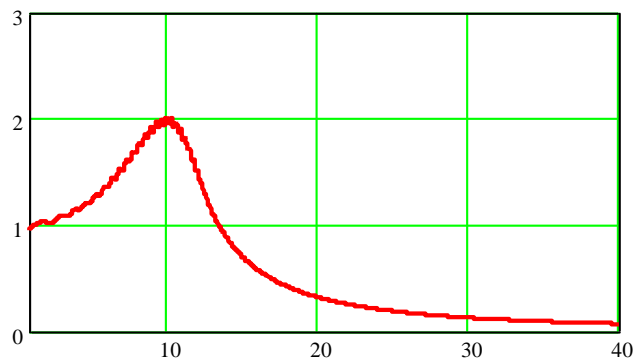


Рисунок 4 – Амплітудно-частотна характеристика (частотна характеристика) пружної опори:
по горизонталі – ряд часових значень;
по вертикалі – амплітуда коливань

У коливальній системі без тертя, вектори прискорення, швидкості та зміщення завжди перпендикулярні один одному. Це може бути використано для створення частотної характеристики. Наприклад, поділ швидкості коливань на кутову швидкість дає амплітуду, яку можна обчислити за допомогою теореми Піфагора. Також можна розділити прискорення на квадрат кутової швидкості, щоб отримати амплітуду коливань. Змінюючи частоту форсуючої сили, можна отримати частотну характеристику процесу. Проте, важливо зазначити, що результат від дії коерцитивної сили не дорівнює такому при постійній частоті, тому необхідно виконувати частотний інтеграл для отримання правильного результату. Лінійна зміна може дорівнювати половині значення струму.

Висновки. Проведене моделювання віброізоляції дизель-генератора показало, що можлива ефективна опорна сила на основі сухого тертя. Застосування вагового компенсатора дозволяє уникнути резонансних режимів та забезпечує стає зусилля, що дорівнює вазі обладнання. Це дозволяє уникнути передачі вібрацій силового обладнання на фундамент судна. Порівняння з пружним захистом від вібрацій на основі опор показало, що ваговий компенсатор на 50 разів ефективніший завдяки відсутності жорсткості в силах тертя. Дослідження також показало, що потужність сили тертя залежить від швидкості коливань опорної поверхні енергетичного обладнання та амплітуди вібраційної швидкості.

ЛІТЕРАТУРА

1. Zhou L.-B, Yang T.-J, Zhang P, Pan J.-J, Liu Z.-G. Tests for an active floating raft vibration isolation system based on a flexible hull structure. *Zhendong yu Chongji/Journal of Vibration and Shock*. 2013. Vol. 32. P. 145-149+193.
2. Yang T.J, Suai Z.J, Sun Yao et al. Active vibration isolation system for a diesel engine. *Noise Control Engineering Journal*. 2012. Vol. 60. P. 267-282. DOI: <https://doi.org/10.3397/1.3701004>. (date of access: 10.12.2023).
3. Jurevicius M, Vekteris V, Viselga G, Turla V, Kilikevičius A, Iljin I. Dynamic research on a low-frequency vibration isolation system of quasi-zero stiffness. *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*. 2019. Vol. 38. DOI: <https://doi.org/10.1177/1461348419830295>. (date of access: 09.12.2023).
4. Fang Yuanyuan, Zuo Yanyan, Xia Zhaowang. Vibration transmission analysis of nonlinear floating raft isolation system with magneto-rheological damper. *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*. 2018. Vol. 37. DOI: <https://doi.org/10.1177/1461348418756027>. (date of access: 21.12.2023).
5. Zhu M, Yang T, Shuai Z, Liu Z. Investigation of active vibration isolation based on an adaptive comb-shaped filtered algorithm. *Harbin Gongcheng Daxue Xuebao/Journal of Harbin Engineering University*. 2011. Vol. 32. P. 1576-1581. DOI: <https://doi.org/10.3969/j.issn.1006->

[7043.2011.12.009](https://doi.org/10.3390/app10093025). (date of access: 20.12.2023).

6. Wu L, Li X, Zhu M, Brennan M, Liu Z. Active Vibration Isolation of a Diesel Generator in a Small Marine Vessel: An Experimental Study. *Applied Sciences*. 2020. Vol. 10. P. 3025. DOI: <https://doi.org/10.3390/app10093025>. (date of access: 12.12.2023).

7. Winberg M, Johansson S, Håkansson L. et al. Active Vibration Isolation in Ships: A Pre-Analysis of Sound and Vibration Problems. *International Journal of Acoustics and Vibrations*. 2005. Vol. 10. P. 175-196. DOI: <https://doi.org/10.20855/ijav.2005.10.4186>. (date of access: 04.12.2023).

REFERENCES

1. Zhou, L.-B., Yang, T.-J., Zhang, P., Pan, J.-J., & Liu, Z.-G. (2013). Tests for an active floating raft vibration isolation system based on a flexible hull structure. *Zhendong yu Chongji/Journal of Vibration and Shock*, 32, 145-149+193.

2. Yang, T.J., Suai, Z.J., Sun, Yao, Zhu, M.G., Xiao, Y.H., Liu, X.G., Du, J.T., Jin, Guoyong & Liu, Z.G. (2012). Active vibration isolation system for a diesel engine. *Noise Control Engineering Journal*, 60, 267-282. <https://doi.org/10.3397/1.3701004>

3. Jurevicius, M., Vekteris, V., Viselga, Gintas, Turla, Vytautas, Kilikevičius, Artūras & Iljin, Igor. (2019). Dynamic research on a low-frequency vibration isolation system of quasi-zero stiffness. *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*, 38, 146134841983029. <https://doi.org/10.1177/1461348419830295>

4. Fang, Yuanyuan, Zuo, Yanyan & Xia, Zhaowang. (2018). Vibration transmission analysis of nonlinear floating raft isolation system with magneto-rheological damper. *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*, 37, 146134841875602. <https://doi.org/10.1177/1461348419830295>

5. Zhu, M. & Yang, T., Shuai, Z. & Liu, Z. (2011). Investigation of active vibration isolation based on an adaptive comb-shaped filtered algorithm. *Harbin Gongcheng Daxue Xuebao/Journal of Harbin Engineering University*, 32, 1576-1581. <https://doi.org/10.3969/j.issn.1006-7043.2011.12.009>

6. Wu, Lei, Li, Xinhui, Zhu, Minggang, Brennan, Michael & Liu, Zhigang. (2020). Active Vibration Isolation of a Diesel Generator in a Small Marine Vessel: An Experimental Study. *Applied Sciences*, 10, 3025. <https://doi.org/10.3390/app10093025>

7. Winberg, Mathias, Johansson, Sven, Håkansson, Lars, Claesson, I. & Lagö, T. (2005). Active Vibration Isolation in Ships: A Pre-Analysis of Sound and Vibration Problems. *International Journal of Acoustics and Vibrations*, 10, 175-196. <https://doi.org/10.20855/ijav.2005.10.4186>

Voichenko T.O., Shevchenko A.P., Mannapova O.V., Riashchenko O.I.

STUDYING THE DIRECTIONS OF VIBRATION REDUCTION CAUSED BY POWER EQUIPMENT BASED ON MODELLING THE UNIAXIAL VIBRATION ISOLATION OF A SHIP'S DIESEL GENERATOR

The aim of the article is to model the uniaxial vibration isolation of a ship's diesel generator to study the directions of vibration reduction caused by power equipment by increasing the efficiency of vibration isolation mounts. This goal is achieved by simulating the numerical integration of a single-axis support with the parameters of the average ship unit; the paths, movement and speed of oscillations of the ship's unit; the speed and working volume of the ship's diesel generator, which is installed on four supports. It is established that the main cause of vibration on a ship is the unevenness of the working process and the imbalance of translational masses of the propulsion system. Modern methods of calculating dynamics have made it possible to establish that the cause of increased vibration in multi-cylinder diesel engines is the moments of force and inertia of the connecting rods. When analysing the design of vibration protection supports for power equipment, the corresponding shortcomings were identified. An analytical review of recent research and publications has shown the features of many currently used vibration isolation methods. However, the known literature does not

contain information on how to solve the problems of reducing vibration caused by power equipment by modelling and applying uniaxial vibration isolation for a ship's diesel generator. The most significant achievement is the graphical representation of the results of complex modelling of uniaxial vibration isolation of a ship's diesel generator, which is presented in the article. According to the results of modelling the vibration isolation of a diesel generator, it is possible to use an effective supporting force based on dry friction. The use of a weight compensator avoids resonance modes and provides a constant force equal to the weight of the equipment. This helps prevent the transmission of power equipment vibrations to the ship's foundation.

Keywords: *vibration, vessel, power equipment, modelling, power plant, uniaxial vibration isolation, oscillations, fastening.*

УДК 629.123

doi.org/10.33298/2226-8553.2023.2.38.29

Дудченко С.В.

УДОСКОНАЛЕННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ НАВІГАЦІЙНОЇ ОБСТАНОВКИ ДЛЯ ПЛАНУВАННЯ ГАРАНТОВАНОЇ СМУГИ ПРОВОДКИ ТА ПЛАНУВАННЯ ОПТИМАЛЬНОГО МАРШРУТУ ПЕРЕХОДУ СУДЕН

Анотація Систематичний процес планування забезпечує розробку детального і відповідного плану переходу, що дозволяє судноводію завчасно реагувати на критичні ситуації та важливі зони у процесі руху судна. Процес оцінки полягає у зборі, обробці та аналізі всієї інформації про навігаційну обстановку. Даний процес дозволяє судноводію чітко і точно визначати й окреслювати всі зони, в яких можуть виникнути небезпечні ситуації. Навігаційна обстановка характеризується високою інтенсивністю територіальної активності (вантажні та пасажирські перевезення, видобуток корисних копалин, дослідження, оборонна діяльність, рибний промисел, тощо), множиною навігаційних небезпек (дно має складний рельєф, малі глибини, лід, течії, вплив суші) та мінливістю гідрометеорологічних умов. На ходовому містку для відображення та аналізу територіальної ситуації використовуються різні геоінформаційні засоби. Особливістю судових геоінформаційних систем є їхня орієнтація на вирішення широкого кола задач. Проте, для реалізації цілісного та систематичного підходу щодо реалізації концепції e-Navigation. Необхідно виконувати гармонізований збір, інтеграцію, обмін, подання та аналіз навігаційної інформації між судном та береговими службами за допомогою електронних засобів. Тому доцільно розглянути можливість створення апарату формалізації навігаційної обстановки, що дозволяє однозначно розділити інформацію та механізми її обробки у процесі моделювання. В роботі удосконалено математичну модель навігаційної обстановки для планування гарантованої смуги проводки та планування оптимального маршруту переходу суден, основу якої, на відміну від відомих, складає формалізм дискретних дієвих систем з елементами нечіткого логічного виведення, що дозволяє підвищити оперативність і точність моделювання складної навігаційної обстановки з великою кількістю навігаційних небезпек.

Ключові слова: *voyage planning, e-Voyage, e-Navigation, навігаційна обстановка, маршрут переходу, смуга проводки.*

Постановка проблеми. Інтенсифікація судноплавства на світових морських шляхах робить актуальним розвиток інтелектуальних сервісів, спрямованих на підвищення ефективності морських перевезень і зниження ризиків експлуатації суден. Одним з найбільш