

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
імені адмірала Макарова**

Кореневський Денис Леонідович

УДК 629.5.015.5

**ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ
ВІБРОЗАХИСНИХ СИСТЕМ
СУДНОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК**

Спеціальність 05.08.05 - Суднові енергетичні установки

**Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук**

Миколаїв 2007

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Національному університеті кораблебудування імені адмірала Макарова Міністерства освіти і науки України, м. Миколаїв.

Науковий керівник: кандидат технічних наук, професор кафедри автоматики Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, **Гуров Анатолій Петрович**, м. Миколаїв.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор **Крючков Юрій Семенович**;

кандидат технічних наук, доцент кафедри суднових енергетичних установок і технічної експлуатації **Варбанець Роман Анатолійович**, Одеський національний морський технічний університет Міністерства освіти і науки України, м. Одеса.

Провідна установа: Одеська державна морська академія Міністерства освіти і науки України, м. Одеса.

Захист відбудеться 26 вересня 2007 р. о 14 год. 00 хв. на засіданні спеціалізованої вченої ради ДЗ8.060.02 в Національному університеті кораблебудування імені адмірала Макарова: 54025, м. Миколаїв, просп. Героїв Сталінграда, 9, **ГОЛОВНИЙ** корпус НУК, ауд. 360.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Українського державного морського технічного університету імені адмірала Макарова за адресою: 54025, м. Миколаїв, пр. Героїв Сталінграду, 9

Автореферат розісланий « 21 » серпня 2007 р.

Вчений секретар спеціалізованої
ради ДЗ8.060.02

Тимошевський Б.Г.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Збільшення потужності суднових енергетичних установок (СЕУ) призводить до зростання рівнів вібрації на судах та вимагає вдосконалення систем вібраційного захисту. Тому зниження дії вібраційних сил з боку енергетичного устаткування на корпус судна, екіпаж і навігаційні гідроакустичні комплекси є актуальною задачею для суднобудівельної галузі України.

Основним засобом, що перешкоджає поширенню потоків коливальної енергії в системі "корпус судна - енергетична установка", є каскади віброізоляції. Основна суперечність, яку необхідно розв'язувати при проектуванні віброізоляції, полягає у тому, що для обмеження переміщень механізму щодо корпусу слід підвищувати частоти вільних коливань механізмів і устаткування, а для захисту корпусу судна від вібрацій енергетичної установки - максимально знижувати ці частоти. Керовані (автопараметричні) засоби не вимагають зниження власних частот віброізованих суднових механізмів і устаткування та дозволяють знижувати дискретні складові вібрації.

Хоча задачі гасіння вібрації СЕУ за допомогою автопараметричних засобів досліджувалися і раніше, зокрема в роботах А.П. Гурова, В.Н. Корнована, А.В. Щербініна, Д.Ю. Шарейко, питання раціонального проектування таких систем не були розкриті. Ефективність віброзахисної системи СЕУ у першу чергу визначається оптимальним узгодженням частотних характеристик системи, що дозволяє уникнути небажаних збігів частот збурних діянь механічного і гідродинамічного походження з власними частотами віброізованого суднового устаткування. Питання оптимізації віброзахисних систем досліджувалися спільно фахівцями ЛДУ (НДІ обчислювальної математики і процесів керування) і ЦНДІ імені академіка А.Н. Крилова. Проте, розроблений ними алгоритм пошуку оптимальних параметрів елементів конструкцій і віброізоляції, заснований на досвіді проектування корабельних установок і систем, вимагає великого числа обчислень, що ускладнює його використання.

Таким чином, в даний час не існує методик проектування віброзахисних систем, які враховували б як різноманітність засобів захисту, так і умови узгодження частотних характеристик суднових енергетичних установок. Це стримує подальше вдосконалення і впровадження на судах автопараметричних систем захисту від вібрації суднового енергетичного устаткування. Вищесказане зумовило необхідність рішення **науково-прикладної задачі** розробки методу узгодження частотних характеристик систем захисту від вібрацій СЕУ, що враховував би всі напрями вібраційних коливань (вертикальне, горизонтально-траверзне і горизонтально-поздовжнє), та способів підвищення ефективності автопараметричних засобів віброакустичного захисту енергетичного устаткування шляхом вдосконалення їх динамічної структури.

Зв'язок роботи з програмами, планами, темами. Матеріали дисертації були використані в науково-дослідній роботі "Дослідження систем і елементів енергозберігаючого герметичного, суднового і загальнопромислового електроприводу та динамічного віброгашення з асинхронними та електромагнітними перетворювачами", виконаної в рамках державної науково-технічної програми "Новітні технології та ресурсозберігаючі технології в енергетиці, промисловості та агропромисловому комплексі". № ДР-010U008041. У роботі здобувач брав участь як виконавець.

Об'єкт дослідження - процеси передачі вібраційної енергії в системі "корпус судна - енергетична установка".

Предмет дослідження - амплітудно-частотні характеристики віброізолюваного суднового енергетичного устаткування.

Метою наукового дослідження є зниження вібрації і шуму на суднах шляхом вирішення задачі синтезу оптимальних віброзахисних систем СЕУ з урахуванням умов узгодження частотних характеристик віброізолюваного суднового устаткування, та вдосконалення автопараметричних засобів захисту від вібрації суднових енергетичних установок.

Основні задачі наукового дослідження:

— одержати узагальнені залежності для потоків коливальної енергії що передаються від енергетичної установки судновим фундаментам, з урахуванням властивостей основних суднових засобів віброакустичного захисту (віброізоляторів, віброгасників і опор з проміжними масами);

— знайти закони управління двочастотними гасителями коливань механізмів і устаткування СЕУ;

— встановити вплив параметрів інерційних і пружних елементів на ефективність динамічного гасіння двочастотних віброгасників;

— знайти залежність ефективності автопараметричних двокаскадних опор енергетичного устаткування і механізмів від параметрів вбудованих віброгасників.

Методи дослідження. Дослідження потоків коливальної енергії, що передаються в системі "корпус судна — енергетична установка" виконані на базі теорії коливань твердого тіла. Для формування рівнянь коливань просторової системи тіл були використані алгоритми матричного імпедансного підходу. При вирішенні задач чисельного обґрунтування вибору виду функції розподілу, як узагальненої характеристики розміщення віброзахисних засобів, використаний алгоритм оптимізації Гауса-Ньютона.

Наукове положення, яке виноситься на захист:

Удосконалення методів узгодження частотних характеристик просторових систем підвісок суднового енергетичного устаткування можливе на основі функцій розподілу, які є узагальненими характеристиками динамічних дій засобів віброакустичного захисту, розподілених уздовж прямолінійних і ступінчастих контурів.

Наукові результати і їх новизна:

1. Вперше встановлена залежність потоків коливальної енергії в системі "енергетична установка - корпус судна" від параметрів функцій розподілу, що дозволяє оцінити віброізолюючі властивості засобів зниження вібрації СЕУ.

2. Розроблена нова система автопараметричного динамічного гасіння судових механізмів і устаткування на базі відомого електромагнітного виконавчого пристрою динамічних гасителів коливань, що забезпечує компенсацію двох складових вібрації.

3. Виявлена залежність ефективності двочастотних автопараметричних динамічних гасителів вібрації судового устаткування від співвідношень активних мас і коефіцієнтів жорсткості пружних елементів, що дозволяє на 20 % знизити активну масу пристроїв в порівнянні з одночастотними керованими віброгасниками.

4. Встановлена залежність віброізолюючих властивостей керованих опор від параметрів вбудованих автопараметричних віброгасників, на підставі якої можуть бути вибрані параметри пристрою, що забезпечують зниження вібрації СЕУ у області низьких частот на 5-25 дБ вище, ніж однокаскадна віброізоляція.

Достовірність результатів дослідження. При складанні рівнянь коливань об'єкту на розподілених пружних підвісах використовувалися відомі рівняння коливань твердих тіл і допущення теорії коливань на низьких частотах: тертя приймалося в'язким, маси об'єктів зосередженими, деформації пружних елементів лінійними. Результуючі формалізовані системи рівнянь, що описують властивості груп віброізоляторів, керованих опор, віброгасників, одержані шляхом аналітичних перетворень. Вибір виду функції розподілу засобів акустичного захисту здійснювався за допомогою чисельних експериментів з використанням методу Гауса-Ньютона. Перевірка всіх аналітичних перетворень виконувалася за допомогою символьних обчислень на базі ядра Maple.

Функціональні залежності ефективностей автопараметричних засобів вібраційного захисту (дwochастотних віброгасників, керованих опор) від динамічних параметрів одержані шляхом аналітичних перетворень відомих рівнянь структурної теорії віброзахисних систем. Ефективність розроблених пристроїв підтверджена результатами випробувань на вібраційних стендах

Наукове значення роботи:

- розроблено метод узгодження частотних характеристик СЕУ, що дозволяє вибирати раціональні параметри віброзахисних систем судового устаткування і механізмів при заданих варіантах компонування енергетичної установки, зонах розміщення засобів віброакустичного захисту і межах варіювання значеннями коефіцієнтів жорсткості і механічних опорів віброізоляторів, величин активних мас динамічних віброгасників;

- розроблена методика раціонального проектування віброзахисних систем, яка в комплексі з розробленими автопараметричними пристроями

відкриває додаткові можливості зниження вібрації, що передається від енергетичної установки корпусним конструкціям судна

Подальшим розвитком методу функцій розподілу можна вважати наступні напрями досліджень:

- опис за допомогою функцій розподілу просторових коливань систем трубопроводів і неопорних конструкцій;

- використання методу в завданнях оптимального проектування віброакустичного і протиударного захисту в комплексі

Практичне значення роботи складають:

- алгоритми і пакет обчислювальних програм, що призначені для вирішення задач раціонального проектування систем віброзахисту судових енергетичних установок;

- методики вибору параметрів автопараметричних засобів зниження вібрації судового устаткування і механізмів;

- двочастотний динамічний віброгасник з електромагнітним виконавчим пристроєм та системою автоматичного управління власними частотами;

- керована опора, що забезпечує величину віброізоляції до 25 дБ.

Основні результати робіт використовувалися Казенним дослідницько-проектним центром кораблебудування при виборі параметрів віброізолюючих кріплень енергетичного і допоміжного устаткування, а також для перевірки відповідності ефективності схвалюваних рішень нормативним вимогам; підприємством ДП НВКГ "Зоря - Машпроект" для зниження вібрації вакуумного золотникового агрегату АВЗ-180.

Конкретна участь автора в спільних роботах полягає в розробці конструктивних рішень і методик вибору раціональних параметрів автопараметричних засобів захисту від вібрації судового енергетичного устаткування.

Апробація результатів дисертації Основні наукові і практичні результати дисертаційної роботи докладалися на III Всеукраїнській молодіжній науково-практичній конференції з міжнародною участю "Людина і космос", присвяченій Дню космонавтики (м. Дніпропетровськ, 2001 р.), міжнародних науково-технічних конференціях "Проблеми створення нових машин і технологій" (м. Кременчук, 2001 і 2006 рр.), "Інформаційна техніка і електромеханіка на порозі XXI сторіччя" (ІТЕМ-2001, м. Луганськ, 2001 р.), науково-технічній конференції професорсько-викладацького складу УДМТУ, присвяченій пам'яті адмірала С.О. Макарова і В.В. Верещагіна (м. Миколаїв, 2004 р.).

Публікації. Результати дисертації, що виносяться на захист, опубліковані в п'яти статтях науково-технічних збірників, рекомендованих ВАК України для публікації результатів дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата технічних наук

Структура і об'єм роботи. Дисертаційна робота складається зі вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Загальний об'єм роботи 258 сторінок, з них 48 сторінок - додатки, 8

таблиць, 101 рисунок, список використаних джерел налічує 90 найменувань.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтована актуальність роботи і її зв'язок з науковими програмами, сформульовані мета, основні наукові і практичні завдання дослідження, а також наукові положення, які виносяться на захист, вказані наукова новизна, практична цінність і рівень апробації отриманих результатів, зазначена кількість публікацій з теми та особистий внесок здобувача

У першому розділі виконано аналіз літератури з теми дисертації та розглянуто основні завдання і принципи поліпшення віброакустичних характеристик СЕУ.

Одним з основних напрямів, що визначають розвиток енергетичних установок, є збільшення їх компактності і зниження відносної ваги. Це призводить до погіршення їх віброакустичних характеристик, що можна пояснити відставанням розвитку методів зниження вібрації і шуму в джерелі від темпів зростання енергоозброєності СЕУ. Тому рівні вібрації енергетичної установки, що передаються судновим конструкціям, багато в чому визначаються ефективністю віброзахисних систем.

Якість віброзахисних систем залежить як від ефективності засобів вібраційного захисту, так і від правильності їх розташування й орієнтації в просторі, числа точок і місць контакту з механізмом, врахування діючих зовнішніх і внутрішніх сил та інших чинників. Таким чином, вдосконалення віброзахисних засобів та вибір їх оптимального розташування - основні шляхи зниження вібрації енергетичних установок. З аналізу літератури виходить, що підвищити ефективність ЗВЗ можна за рахунок ускладнення їх динамічної структури та використання автопараметричних (керованих) елементів. Різноманітність конструкцій віброзахисних засобів і особливостей джерел вібраційних полів призводить до необхідності формування індивідуальних розрахункових схем. Природно, що відсутність універсальних підходів проектування віброзахисних систем СЕУ стримує широке використання таких засобів захисту.

У другому розділі сформульовані основні завдання і методи роботи, а також наведена загальна методика досліджень.

Рациональне проектування систем віброзахисту СЕУ зводиться до відбудови власних частот віброзахисної системи від частот збурних діянь. Основні труднощі викликані тим, що енергетична установка є складною багатомасовою просторовою системою з великим числом резонансних частот (особливо у випадках використання агрегатних зборок та двокаскадних систем віброізоляції). Додатково збільшують число ступенів вільності резонансні засоби боротьби з вібрацією. Оскільки діапазони частот збурних діянь перекривають один одного, то більшість власних частот знаходиться в зоні дії джерел вібрації. Саме тому узгодження

частотних характеристик суднових енергетичних установок є пошуком компромісних рішень, який найповніше може бути реалізований за допомогою методів оптимізації

У дисертаційній роботі використано методологічний підхід до рішення задачі раціонального проектування систем віброзахисту, що базується на зменшенні числа обмежень і параметрів оптимізації за рахунок зміни моделей розрахунку коливань конструкцій. На підставі аналізу методів оцінки ефективності віброзахисних систем для досліджень просторових вібраційних процесів в багатокаскадних кріпленнях СЕУ як основний інструмент був вибраний матричний імпедансний метод.

У третьому розділі розглянуто задачі про коливання твердого тіла на пружних підвісах, коефіцієнти жорсткості яких змінюються відповідно до деякої функції та проаналізовано вплив системи динамічних гасителів коливань, маси яких визначаються тією ж функцією.

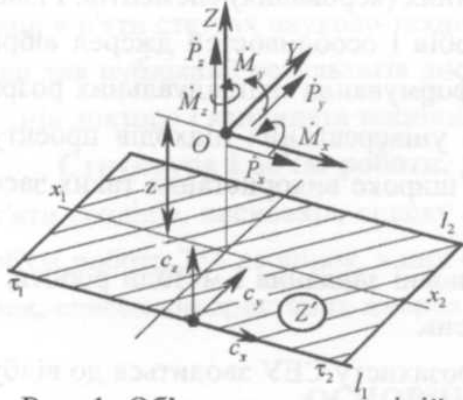


Рис. 1. Об'єкт захисту з лінійною межею контактів віброізоляторів

що визначається з умов статичного осідання; $[M] = \text{diag}\{m, m, m, J_x, J_y, J_z\}$ – матриця мас і моментів інерції системи; $\{\dot{Q}\} = \{\dot{P}_x, \dot{P}_y, \dot{P}_z, \dot{M}_x, \dot{M}_y, \dot{M}_z\}^T$ – система сил і моментів, приведена до центру мас об'єкту; χ – коефіцієнт пропорційності між коефіцієнтом в'язкого опору і коефіцієнтом жорсткості; ω – кругова частота збурного діяння; $[H]$ – блочна матриця, що складається з підматриць поступальної $[H_{\text{п}}]$, поворотної $[H_{\text{пв}}]$ і поступально-поворотної $[H_{\text{ппв}}]$ жорсткості:

$$[H] = \begin{bmatrix} [H_{\text{п}}] & [H_{\text{ппв}}] \\ [H_{\text{ппв}}] & [H_{\text{пв}}] \end{bmatrix}.$$

Рис. 2. Положення групи віброізоляторів СЕУ в інерційній системі координат

У довільній системі координат $OXYZ$ групу віброізоляторів зручно характеризувати трьома початковими координатами – x_0, y_0, z_0 , трьома кутами – $\alpha, \gamma, \vartheta$ та довжиною зони розміщення τ (рис. 2). Для подальших перетворень вводяться похідні від згаданих вище величин: матриця направляючих косинусів $[M_{\alpha\beta\gamma}]$, матриці положення

Основна ідея зниження числа параметрів оптимізації полягає в заміні однотипних ЗВЗ, розташованих уздовж прямих ліній, пружними елементами з розподіленими параметрами. Відомо, що повний вектор зміщення $\{\dot{q}\} = \{\dot{u}_0, \dot{v}_0, \dot{s}_0, \dot{\phi}_0, \dot{\psi}_0, \dot{\theta}_0\}^T$ системи (рис. 1) щодо положення рівноваги знаходиться зі співвідношення

$$(C_z^* \cdot (1 + j\omega\chi) \cdot [H] - [M] \cdot \omega^2) \cdot \{\dot{q}\} = \{\dot{Q}\},$$

де $C_z^* = \text{const}$ – коефіцієнт жорсткості,

що визначається з умов статичного осідання; $[M] = \text{diag}\{m, m, m, J_x, J_y, J_z\}$ – матриця мас і моментів інерції системи; $\{\dot{Q}\} = \{\dot{P}_x, \dot{P}_y, \dot{P}_z, \dot{M}_x, \dot{M}_y, \dot{M}_z\}^T$ – система сил і моментів, приведена до центру мас об'єкту; χ – коефіцієнт пропорційності між коефіцієнтом в'язкого опору і коефіцієнтом жорсткості; ω – кругова частота збурного діяння; $[H]$ – блочна матриця, що складається з підматриць поступальної $[H_{\text{п}}]$, поворотної $[H_{\text{пв}}]$ і поступально-поворотної $[H_{\text{ппв}}]$ жорсткості:

У довільній системі координат $OXYZ$ групу віброізоляторів зручно характеризувати трьома початковими координатами – x_0, y_0, z_0 , трьома кутами – $\alpha, \gamma, \vartheta$ та довжиною зони розміщення τ (рис. 2). Для подальших перетворень вводяться похідні від згаданих вище величин: матриця направляючих косинусів $[M_{\alpha\beta\gamma}]$, матриці положення

лінії центрів жорсткості віброізоляторів $\{L_{xyz}\} = \{x_0, y_0, z_0\}^T$ та $\{L_{\alpha\beta\gamma}\} = \{\alpha_l, \beta_l, \gamma_l\}^T$, де $\alpha_l = \cos(\alpha)\sin(\gamma)$, $\beta_l = \sin(\alpha)\sin(\gamma)$; $\gamma_l = \cos(\gamma)$.

$$\text{З урахуванням допоміжних співвідношень } [rot_{90}] = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 0 \end{bmatrix};$$

$$[T1] = [M_{\alpha\beta\gamma}] \cdot ([rot_{90}] \cdot \text{diag}([rot_{90}] \cdot [L_{xyz}]) - \text{diag}([rot_{90}] \cdot \{L_{xyz}\}) \cdot [rot_{90}]^T)$$

$$[T2] = [M_{\alpha\beta\gamma}] \cdot ([rot_{90}] \cdot \text{diag}([rot_{90}] \cdot [L_{\alpha\beta\gamma}]) - \text{diag}([rot_{90}] \cdot \{L_{\alpha\beta\gamma}\}) \cdot [rot_{90}]^T)$$

були одержані наступні вирази:

– для коефіцієнтів поступальної жорсткості

$$[H_n] = [M_{\alpha\beta\gamma}]^T \cdot \text{diag}(k_a) \cdot [M_{\alpha\beta\gamma}] \cdot \int \rho(\tau) d\tau$$

– для коефіцієнтів поступально-поворотної жорсткості

$$[H_{npv}] = [M_{\alpha\beta\gamma}]^T \cdot \text{diag}(k_a) \cdot [M_{\alpha\beta\gamma}] \cdot ([T1] \cdot \int \rho(\tau) d\tau - [T2] \cdot \int \rho(\tau) \cdot \tau d\tau); \quad (1)$$

– для коефіцієнтів поворотної жорсткості

$$[H_{nv}] = [T1]^T \cdot \text{diag}(\{k_a\}) \cdot [T1] \cdot \int \rho(\tau) d\tau + ([T1]^T \cdot \text{diag}(\{k_a\}) \cdot [T2] + [T1]^T \cdot \text{diag}(\{k_a\}) \cdot [T2]) \cdot \int \rho(\tau) \cdot \tau d\tau + [T2]^T \cdot \text{diag}(\{k_a\}) \cdot [T2] \cdot \int \rho(\tau) \cdot \tau^2 d\tau,$$

де $\{k_a\} = \{k_{xz}, k_{yz}, 1\}$; k_{xz} , k_{yz} – коефіцієнти пропорційності між коефіцієнтами жорсткості віброізоляторів по осях X_l , Y_l , Z_l .

Як правило, рух всіх елементів системи вібраційного захисту не представляє інтересу. Тому вплив ЗВЗ на рух об'єкту захисту враховується шляхом введення додаткових пружних зв'язків, що характеризуються коефіцієнтами жорсткості, залежними від частоти (метод динамічних жорсткостей). У такому разі для груп віброгасників коефіцієнти приведеної матриці жорсткості знаходяться шляхом множення постійної для фіксованої частоти величини

$m_{\Sigma} / \left(\frac{1}{\omega^* (\omega^* + j\omega\eta)} - \frac{1}{\omega^2} \right)$ на матрицю $[H]$, елементи якої визначаються зі співвідношень:

$$\{M_{\alpha\beta\gamma}\} = \{\alpha_r, \beta_r, \gamma_r\};$$

$$T1 = \{M_{\alpha\beta\gamma}\} [rot_{90}] ([rot_{90}] \text{diag}([rot_{90}]^T \{L_{\alpha\beta\gamma}\}) - \text{diag}([rot_{90}] L_{\alpha\beta\gamma}));$$

$$T2 = \{M_{\alpha\beta\gamma}\} [rot_{90}] ([rot_{90}] \text{diag}([rot_{90}]^T \{L_{xyz}\}) - \text{diag}([rot_{90}] L_{xyz}));$$

– коефіцієнти поступальної жорсткості

$$[H_n] = \{M_{\alpha\beta\gamma}\}^T \cdot \{M_{\alpha\beta\gamma}\} \cdot \int \rho(\tau) d\tau;$$

– коефіцієнти поступально-поворотної жорсткості

$$[H_{mn}] = \{M_{\alpha\beta\gamma}\}^T (\{T1\} \cdot \int \rho(\tau) \tau d\tau + \{T2\} \int \rho(\tau) d\tau); \quad (3)$$

– коефіцієнти поворотної жорсткості

$$[H_{nn}] = -(\{T1\}^T \{T1\} \cdot \int \rho(\tau) \tau^2 d\tau + (\{T1\}^T \{T2\} + \{T2\}^T \{T1\}) \cdot \int \rho(\tau) \cdot \tau d\tau + \{T2\}^T \{T2\} \cdot \int \rho(\tau) d\tau),$$

де m_{ay} – сумарна маса групи віброгасників; ω^* – резонансна частота віброгасника; η – коефіцієнт втрат пружних елементів віброгасника.

Для віброізоляторів з проміжними масами (рис. 3) приведені коефіцієнти жорсткості знаходяться наступним чином:

$$\begin{aligned} c_x^*(\omega) &= c_{x1} \cdot \left(1 - \frac{c_{x1} \cdot (c_{x1} z_1^2 + c_{x2} z_2^2 - J_y \omega^2)}{\omega^2 \cdot (m \cdot (J_y \omega^2 - c_{x2} z_2^2 - c_{x1} z_1^2) - J_y \cdot (c_{x1} + c_{x2}) + c_{x1} c_{x2} (z_2 - z_1)^2)} \right) \\ c_y^*(\omega) &= c_{y1} \cdot \left(1 - \frac{c_{y1} \cdot (c_{y1} z_1^2 + c_{y2} z_2^2 - J_x \omega^2)}{\omega^2 (m \cdot (J_x \omega^2 - c_{y2} z_2^2 - c_{y1} z_1^2) - J_x \cdot (c_{y1} + c_{y2}) + c_{y1} c_{y2} (z_2 - z_1)^2)} \right) \\ c_z^*(\omega) &= c_{z1} \cdot \left(1 - \frac{c_{z1}}{c_{z2} + c_{z1} + \dot{R}/\dot{s} - m \cdot \omega^2} \right). \end{aligned} \quad (4)$$

Співвідношення (4) дозволяють користуватися формулами для опису груп віброізоляторів (1) за умови підстановки приведених коефіцієнтів жорсткості.

З рівнянь (2)-(4) видно, що сукупність віброзахисних засобів СЕУ, розподілених уздовж прямої лінії, може характеризуватися функцією розподілу $\rho(\tau)$, для якої існують інтеграли $\int \rho(\tau) d\tau$, $\int \rho(\tau) \tau d\tau$, $\int \rho(\tau) \tau^2 d\tau$.

Особливості даної задачі дозволяють сформулювати вимогу до функції розподілу: її вигляд повинен змінюватися від рівномірного розподілу до

точкової установки засобів віброзахисту. Такі властивості мають функції статистичного аналізу (Гаусса, Лапласа, Коші). Як функція $\rho(\tau)$ використовувалася функція Коші $\rho(\tau) = \frac{\Delta}{\Delta + (\tau - X)^2}$. Величина

Δ характеризує вид розподілу (за великих Δ , $\rho(\tau)$ практично лінійна функція, що відповідає рівномірному розподілу; при $\Delta \rightarrow 0$, $\rho(\tau)$ характеризує точкову установку ЗВЗ в точці X). Інтеграли $\int \rho(\tau) d\tau$, $\int \rho(\tau)\tau d\tau$ та $\int \rho(\tau)\tau^2 d\tau$ на інтервалі $[\tau_1; \tau_2]$ визначаються так:

$$\int_{\tau_1}^{\tau_2} \rho(\tau)\tau d\tau = X + \frac{\sqrt{\Delta}}{2} \cdot \frac{\ln(\Delta + (\tau_2 - X)^2) - \ln(\Delta + (\tau_1 - X)^2)}{\arctg\left(\frac{\tau_2 - X}{\sqrt{\Delta}}\right) - \arctg\left(\frac{\tau_1 - X}{\sqrt{\Delta}}\right)}, \quad (5)$$

$$\int_{\tau_1}^{\tau_2} \rho(\tau)\tau^2 d\tau = X^2 - \Delta + \sqrt{\Delta} \cdot \frac{\tau_2 - \tau_1 + X \cdot (\ln(\Delta + (\tau_2 - X)^2) - \ln(\Delta + (\tau_1 - X)^2))}{\arctg\left(\frac{\tau_2 - X}{\sqrt{\Delta}}\right) - \arctg\left(\frac{\tau_1 - X}{\sqrt{\Delta}}\right)}.$$

Як показали чисельні експерименти і ряд розрахунків для суднового енергетичного устаткування, завжди можна підібрати такі параметри функції за яких диференціальні рівняння коливань системи, знайдені за допомогою виразів (1)-(5), повністю будуть відповідати класичним рівнянням руху твердого тіла. Інтегральні залежності від функції відповідають середнім статичним і середнім квадратичним плечам установки засобів захисту, що визначають власні частоти системи. Таким чином, функція розподілу повністю характеризує різні варіанти розміщення засобів захисту. При цьому її вигляд залежить від двох величин, що дозволяє значно знизити число параметрів оптимізації. Крім того, знімається питання і щодо кількості засобів захисту, оскільки вид функції відображає як рівномірний розподіл віброзахисних засобів, так і їх точкову установку.

У роботі розглянуто алгоритм переходу від функцій розподілу до точок кріплення, заснований на поетапній заміні $\rho(\tau)$ двома підфункціями з меншими параметрами Δ . Основний прийом базується на припущенні, що кожному варіанту розміщення ЗВЗ відповідає своя функція розподілу. У такому разі існує такий зв'язок між підфункціями $\rho_1(\tau)$, $\rho_2(\tau)$ та $\rho(\tau)$:

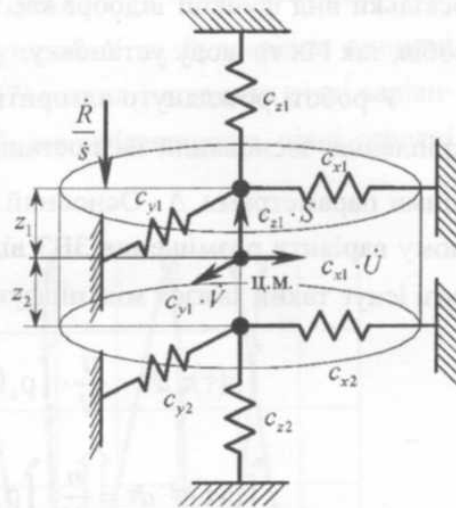


Рис. 3. Структура віброізолюючої опори СЕУ

$$\begin{aligned}\int_{\tau_1}^{\tau_2} \rho(\tau) \tau \, d\tau &= \frac{n}{N} \cdot \int_{\tau_1}^{\tau_2} \rho_1(\tau) \cdot \tau \, d\tau + \left(1 - \frac{n}{N}\right) \cdot \int_{\tau_1}^{\tau_2} \rho_2(\tau) \tau \, d\tau; \\ \int_{\tau_1}^{\tau_2} \rho(\tau) \tau^2 \, d\tau &= \frac{n}{N} \cdot \int_{\tau_1}^{\tau_2} \rho_1(\tau) \tau^2 \, d\tau + \left(1 - \frac{n}{N}\right) \cdot \int_{\tau_1}^{\tau_2} \rho_2(\tau) \tau^2 \, d\tau,\end{aligned}\quad (6)$$

де N – кількість засобів, що характеризуються функцією $\rho(\tau)$; n – кількість засобів, яким відповідає функція $\rho_1(\tau)$.

Установці одиничного засобу захисту від вібрації відповідає функція $\rho(\tau)$ з параметром $\Delta \rightarrow 0$. У такому разі очевидно, що величини Δ_1 і Δ_2 системи (6) убувають зі зменшенням числа точок, що описуються за допомогою функцій розподілу $\rho_1(\tau)$ і $\rho_2(\tau)$. Алгоритм переходу базується на припущенні, що така залежність має вид:

$$U(n) = k(n-1) + \delta, \quad (7)$$

де k – коефіцієнт пропорційності; δ – нескінченно мала величина.

Нехай необхідна кількість віброзахисних засобів дорівнює N . У такому разі перехід до точок кріплення ЗВЗ здійснюється у такій послідовності:

- розраховується величина n , як ціла частина від $N/2$;
- за рівнянням (7) знаходяться $\Delta_1 = U(n)$ та $\Delta_2 = U(N-n)$;
- з рівняння (6) визначаються параметри X_1 , X_2 функцій $\rho_1(\tau)$ і $\rho_2(\tau)$.
- для $\rho_1(\tau)$ приймається $N = n$, для $\rho_2(\tau)$, відповідно, $N = N - n$.

Потім для кожної з функцій розподілу $\rho_1(\tau)$ і $\rho_2(\tau)$ знаходяться свої підфункції і так до тих пір, поки для всіх функцій N не буде рівне одиниці (рис. 4, *a*). Змінюючи величину k в рівнянні (7) можна знаходити різні варіанти кріплення засобів захисту (див. рис. 4, *б*), що забезпечують рівні середні плечі (а отже і власні частоти системи).

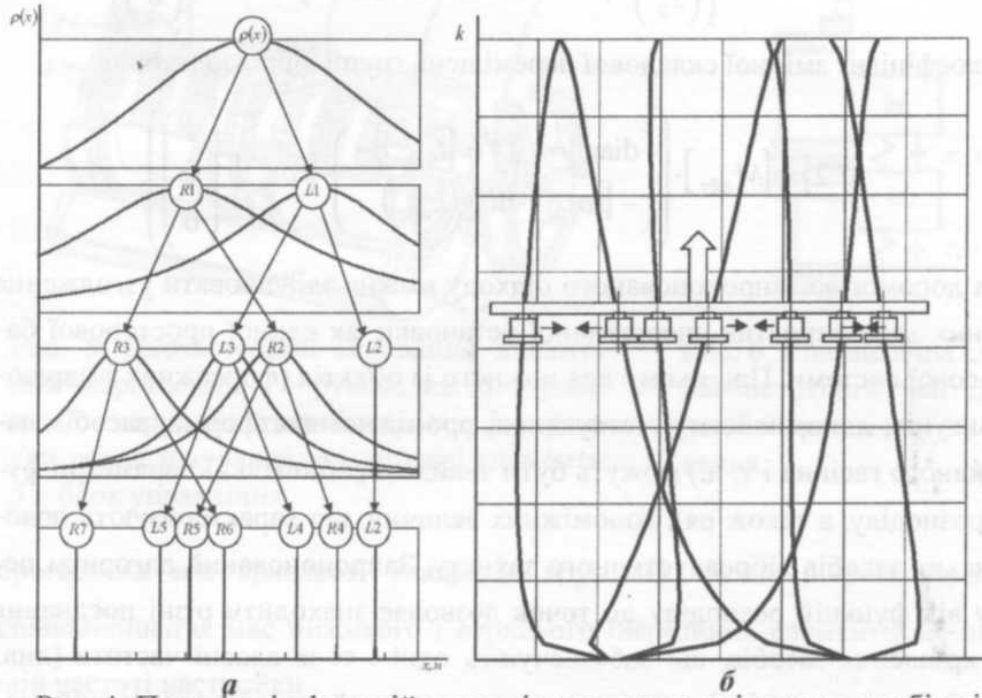


Рис. 4. Перехід від функцій розподілу к точкам кріплення засобів вібраційного захисту суднового енергетичного устаткування

Якість віброзахисної системи зручно оцінювати за допомогою потоків коливальної енергії, що передаються фундаменту в напрямках головних осей жорсткості віброізолюючих кріплень. Енергія системи в заданому напрямі визначається через скалярний добуток діючих на неї сил і коливальних швидкостей в контрольованих точках. Стосовно розподілених пружних підвісів енергію системи можна знайти як

$$\begin{aligned} \{W\} = & \omega C_z^{st} \text{diag}(\{k_a\}) \left(\text{diag}(\{T2\}_{Re}) \{T2\}_{Re} + \text{diag}(\{T2\}_{Im}) \{T2\}_{Im} \right) \int \rho(\tau) \tau^2 d\tau + \\ & + 2 \left(\text{diag}(\{T1\}_{Re}) \{T2\}_{Re} + \text{diag}(\{T1\}_{Im}) \{T2\}_{Im} \right) \int \rho(\tau) \tau d\tau + \\ & + \left(\text{diag}(\{T1\}_{Re}) \cdot \{T1\}_{Re} + \text{diag}(\{T1\}_{Im}) \{T1\}_{Im} \right) \int \rho(\tau) d\tau \end{aligned}$$

де $\vec{u}_0, \vec{v}_0, \vec{s}_0, \vec{\varphi}, \vec{\psi}, \vec{\theta}$ – складові повного вектора зміщень системи; $\{T1\}$ – постійна складова зміщення групи віброізоляторів:

$$\{T1\} = [M_{\alpha\beta\gamma}] \cdot \left(\begin{pmatrix} \vec{u}_0 \\ \vec{v}_0 \\ \vec{s}_0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \text{diag}([rot_{90}]^2 \cdot \{L_{xyz}\}) - \\ - [rot_{90}] \cdot \text{diag}(L_{xyz}) \end{pmatrix} \cdot [rot_{90}] \cdot \begin{pmatrix} \vec{\varphi} \\ \vec{\psi} \\ \vec{\theta} \end{pmatrix} \right);$$

$\{T2\}$ – коефіцієнт змінної складової переміщень групи віброізоляторів:

$$\{T2\} = [M_{\alpha\beta\gamma}] \cdot \left(\begin{pmatrix} \text{diag}([rot_{90}]^2 \cdot \{L_{\alpha\beta\gamma}\}) - \\ - [rot_{90}] \cdot \text{diag}(L_{\alpha\beta\gamma}) \end{pmatrix} \cdot [rot_{90}] \cdot \begin{pmatrix} \vec{\varphi} \\ \vec{\psi} \\ \vec{\theta} \end{pmatrix} \right).$$

За допомогою запропонованого підходу можна здійснювати узгодження частотних характеристик енергетичної установки, як єдиної просторової багатомасової системи. При цьому для кожного із об'єктів (форсажних і маршових двигунів, допоміжного устаткування, проміжної платформи, засобів напівактивного гасіння і т. д.) можуть бути знайдені раціональні параметри функцій розподілу, а також ряд допоміжних величин, що характеризують поворот і нахил засобів віброакустичного захисту. Запропонований алгоритм переходу від функцій розподілу до точок дозволяє знаходити різні поєднання точок кріплення засобів, що забезпечують одні і ті ж власні частоти (див. рис. 4, б). За наявності кінцево-елементних моделей металоконструкцій, перебором цих варіантів кріплення можна раціонально розмішувати провали кривої віброізоляції, обумовлені хвильовими процесами.

У четвертому розділі розглянуто засоби вібраційного захисту суднового енергетичного устаткування з автопараметричними елементами двочастотні гасителі коливань (ДГК), керовані опори.

Введення резонансних засобів дозволяє ефективно боротися з окремими низькочастотними складовими вібрації без зниження власних частот віброізолизованого устаткування. Підвищити ефективність резонансних засобів можливо шляхом введення додаткових динамічних мас з різними варіантами з'єднання пружними зв'язками.

Конструкція двочастотного віброгасника представлена на рис. 5. Для визначення оптимальних параметрів c_1, c_2, m_1, m_2 (рис 6) аналізувалися величини ефективностей віброгасника на основній і додатковій гармоніках В результаті перетворень були одержані аналітичні залежності ефективності ві-

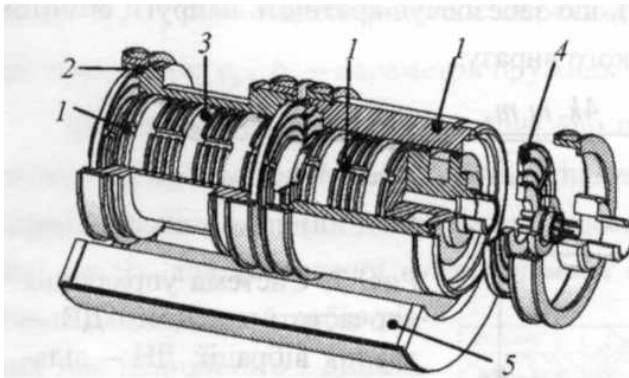


Рис. 5. Двочастотний керований динамічний віброгасник: 1 – рухомі магнітопроводи; 2 – нерухомий магнітопровід, 3 – обмотки підмагнічування; 4 – пружні елементи; 5 – блок управління.

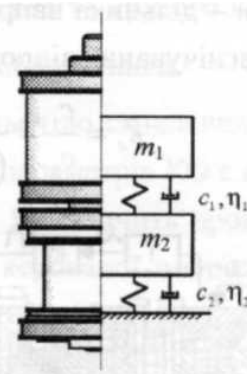


Рис. 6. Кінематична схема двочастотного гасителя вібрації енергетичного устаткування.

брогасника від кратності квадратів кругових частот віброгасника k_λ і співвідношення мас нижнього і верхнього інерційних елементів k_m на першій частоті настройки

$$\frac{\dot{R}}{\dot{s}_{(f_1)}} = \frac{\sqrt{2m_\Sigma \lambda_1}}{2} \frac{\sqrt{1+k_\lambda - k_{\lambda m}}}{1+k_m} \frac{k_\lambda(1+2k_m) - 2\eta_1\eta_2\sqrt{k_\lambda}(1+k_m) + k_{\lambda m}}{2\sqrt{k_\lambda}[\eta_2\sqrt{k_\lambda} - \eta_1(k_m+1)] + (1+k_\lambda - k_{\lambda m})(\eta_1\sqrt{k_\lambda} - \eta_2)},$$

на іншій частоті настройки:

$$\frac{\dot{R}}{\dot{s}_{(f_2)}} = \frac{\sqrt{2m_\Sigma \lambda_1 k_\lambda}}{2} \frac{\sqrt{1+k_\lambda - k_{\lambda m}}}{1+k_m} \frac{1+2k_m+2k_\lambda(1-\eta_1\eta_2\sqrt{k_\lambda}) - k_\lambda - k_{\lambda m}}{2\sqrt{k_\lambda}[\eta_2\sqrt{k_\lambda} - \eta_1(k_m+1)] + (1+k_\lambda - k_{\lambda m})(\eta_1\sqrt{k_\lambda} - \eta_2)}.$$

На підставі знайдених співвідношень визначена структура системи автоматичного управління двочастотним ДГК, що здійснює автопідстроювання антирезонансів віброгасника на основну і кратну їй гармоніки збурного діяння. Управління здійснюється за рахунок зміни рівня постійної напруги на обмотках підмагнічування, що визначається на підставі аналізу частоти коливань об'єкту захисту і різниці фаз коливань рухомої і нерухомої частин віброгасника. Установка датчиків вібрацій безпосередньо на нерухомій частині віброгасника і динамічній масі m_1 (див. рис. 6) дозволяє використовувати відомі алгоритми управління одномасовим ДГК за умови введення додаткової ланки - дільника напруги (рис. 7), що забезпечує кратність напруги обмоток підмагнічування відповідно до такого виразу:

$$k_c = \frac{c_1}{c_2} = \frac{4k_\lambda m_1 m_2}{(1 + k_\lambda)m_2 - \sqrt{(1 + k_\lambda)^2 m_2^2 - 4k_\lambda m_\Sigma m_2}} = \text{const.}$$

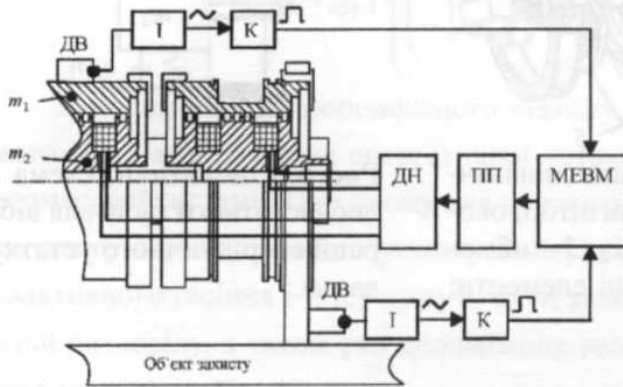


Рис. 7. Система управління двочастотним ДГК: ДВ – датчик вібрації; ДН – дільник напруги; І – подвійний інтегратор; К – компаратор; МЕВМ – мікроконтролер; ПП – підсилювач потужності.

Конструкція керованої опори (КО) представлена на рис. 8. Пристрій забезпечує величину віброізоляції енергетичного устаткування:

$$VI = 20 \log \left[k_2 \left(1 + \frac{m_3}{m_2} \frac{1}{k_3} \right) - 1 \right] (k_1 - 1) - k_2 \frac{m_1}{m_2},$$

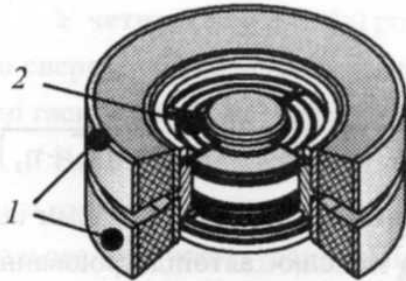


Рис. 8. Керована опора: 1 – віброізолятори; 2 – керований динамічний віброгасник.

де m_1 – величина номінального навантаження на КО; m_2 – маса зовнішнього магнітопровода вбудованого віброгасника; m_3 – маса внутрішнього магнітопровода ДГК; $k_1 = \frac{\omega^2}{\omega_1^2}$; $k_2 = \frac{\omega^2}{\omega_2^2}$;

$$k_3 = 1 - \frac{\omega^2}{\omega_3^2}.$$

Частоти ω_1 , ω_2 , ω_3 знаходяться зі співвідношень:

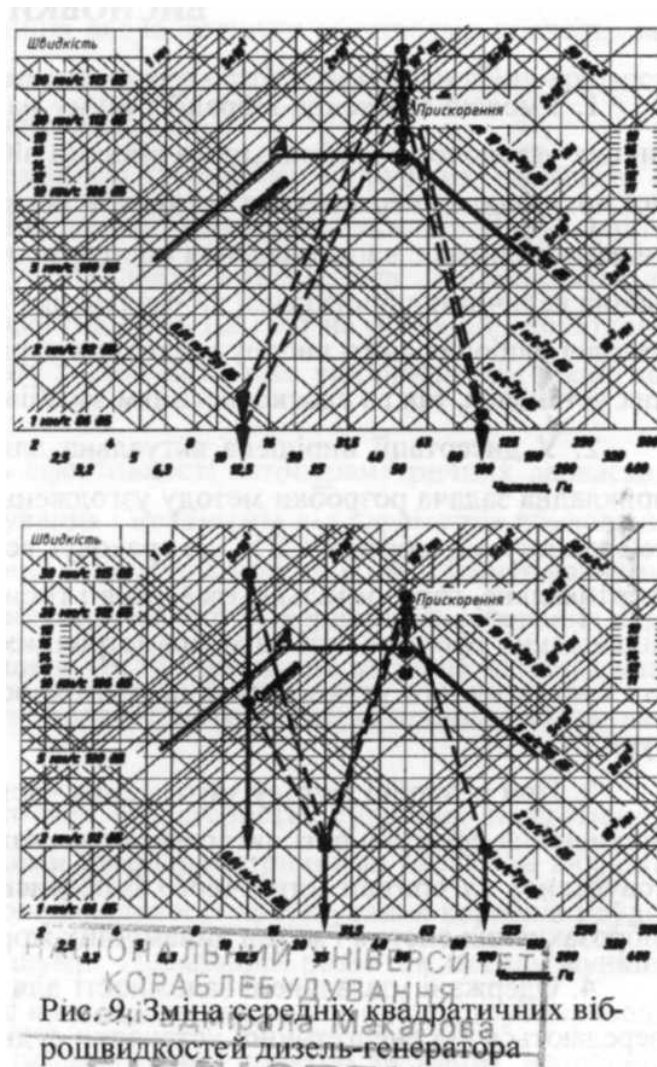
$$\omega_1 = \sqrt{\frac{c_1(1 + j\eta_1)}{m_1}}; \omega_2 = \sqrt{\frac{c_2(1 + j\eta_2)}{m_2}}; \omega_3 = \sqrt{\frac{c_3(1 + j\eta_3)}{m_3}},$$

де c_1 , b_1 , c_2 , b_2 – характеристики віброізоляторів першого та другого дів відповідно; c_3 , b_3 – параметри пружних елементів віброгасника.

Для опори характерні всі вимоги, що пред'являються до складових віброізоляторів. Тому основним питанням при визначенні параметрів КО є вибір співвідношення величин динамічних і проміжних мас. Як свідчить проведений аналіз, для фіксованої сумарної маси складових керованої опори найбільш раціональний вибір рівних мас інерційного і динамічного елементів.

У п'ятому розділі розглянуто задачі про коливання енергетичного устаткування, обумовлені вібрацією суднового фундаменту і дією внутрішніх збудників. Показано вплив параметрів функцій розподілу віброзахисних засобів на віброакустичні характеристики системи. На рис. 9 представлені залежності середньоквадратичних рівнів вібрації суднового дизель-генератора від параметрів функцій розподілу віброізоляторів.

Як свідчать отримані характеристики, кожному варіанту діючих сил (набору частот збудників вібрації енергетичного устаткування) можуть бути знайдені свої найбільш раціональні параметри функцій розподілу судових засобів захисту від вібрацій. Природно, що вибір параметрів розміщення ЗВЗ значною мірою залежить від амплітудних і фазових характеристик вібраційних сил. Алгоритми переходу від функцій



розподілу до точок кріплення дозволяють вирішувати задачі про краще розміщення ЗВЗ з урахуванням середньочастотного діапазону звукових частот. Перебором різних варіантів кріплень засобів захисту можна знаходити найбільш раціональний варіант збудження проміжних металоконструкцій.

ВИСНОВКИ

1. Умовою зниження вібрації і шуму на суднах є використання енергетичних установок з мінімальними рівнями вібрації і шуму. Збільшення питомої потужності енергетичних установок погіршує їх віброакустичні характеристики і вимагає вдосконалення систем захисту від вібрації. Питання збільшення величини віброізоляції віброзахисних систем пов'язані як з розробкою методів раціонального вибору частотних характеристик суднових енергетичних установок, так і з вдосконаленням засобів віброакустичного захисту.

2. У дисертації вирішена актуальна для суднової енергетики науково-прикладна задача розробки методу узгодження частотних характеристик систем захисту від вібрацій СЕУ, що враховує всі напрями вібраційних коливань (вертикальне, горизонтально-траверзне і горизонтально-подовжнє) і способів підвищення ефективності автопараметричних засобів віброакустичного захисту енергетичного устаткування шляхом вдосконалення їх динамічної структури.

3. При розробці методу узгодження частотних характеристик і способів підвищення ефективності автопараметричних засобів захисту СЕУ використовувалися алгоритми матричного імпедансного підходу, структурна теорія віброзахисних систем і метод динамічних жорсткостей.

4. Одержані узагальнені залежності для потоків коливальної енергії, що передаються від енергетичної установки судновим фундаментам, з урахуванням властивостей основних суднових засобів віброакустичного захисту (віброізоляторів, віброгасників і опор з проміжними масами). Рівняння потоків коливальної енергії, що передаються судновим корпусним конструкціям, виражені через функції розподілу ЗВЗ, дозволяють значно знизити число параметрів оптимізації і використовувати енергетичні методи аналізу вібраційного стану суднових енергетичних установок.

Розроблений метод дозволяє вирішувати задачі оптимального розміщення суднових засобів віброакустичного захисту з урахуванням вимог "Правил класифікації та побудови морських суден" до допустимих рівнів вібрації механізмів і устаткування, корпусу, умовам роботи механічних установок при тривалому крені і диференті і допустимих зсувах устаткування, при бортовій і кільовій хитавиці.

5. Знайдені закони управління двочастотними гасителями коливань механізмів і устаткування СЕУ, що дозволяють забезпечити постійну кратність частот настройки динамічного віброгасника.

6. Встановлено вплив параметрів інерційних і пружних елементів на ефективність динамічного гасіння двочастотних віброгасників. Двомасові гасителі вібрації енергетичного устаткування і механізмів компенсують дві складові вібрації з відносною ефективністю 1,2 і 0,5 на основній і додатковій гармоніках відповідно, порівняно з одночастотним віброгасником рівної маси.

7. Встановлена залежність ефективності автопараметричних двокаскадних опор енергетичного устаткування і механізмів від параметрів вбудованих віброгасників. Вибір раціональних параметрів пристрою забезпечує величину віброізоляції 5-25 дБ у області низьких частот. Використання керованих опор дозволяє у ряді випадків зменшити число проміжних каскадів віброзахисної системи і знизити масогабаритні характеристики енергетичного устаткування.

8. Метод узгодження частотних характеристик суднових енергетичних установок спільно з розробленими автопараметричними засобами вібраційного захисту, відкриває додаткові можливості проектування кораблів і суден з низькими рівнями вібрацій і шумів. Подальший розвиток методу функцій розподілу, орієнтований на опис просторових коливань систем трубопроводів (наприклад, повітрязабірних і газовипускних трактів) та інших неопорних зв'язків, дозволить перейти до питань оптимального проектування комплексних віброзахисних систем суднових енергетичних установок.

Основні положення дисертації викладено в наступних роботах

1. Корневский Д.Л. Метод проектирования оптимальных виброзащитных систем // Збірник наукових праць Національного університету кораблебудування. - Миколаїв: НУК, 2005. - №2 (401). - С. 80-86.

2. Корневский Д.Л. Методика проектирования виброзащитных систем судовых энергетических установок // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету. - Кременчук: КДПУ, 2006. - Вип. 3/2006 (38).-Ч. 1.-С. 110-112.

3. Корневский Д.Л. Исследование виброзащитных систем при помощи функций распределения средств виброакустической защиты// Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету. - Кременчук: КДПУ, 2006. - Вип. 3/2006 (38). - Ч. 2.-С. 107 -109.

4. Гуров А.П., Корневский Д.Л. Конструкция и выбор параметров управляемых двухкаскадных опор // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету. - Кременчук: КДПУ, 2005. - Вип. 1/2005 (30).-С. 57-59.

5. Гуров А.П., Корневский Д.Л. Двухчастотный управляемый виброгаситель для судовых приводов и агрегатов // Вісник СХУ. — Луганськ: СХУ, 2004. -№12 (82). - С. 74-79.

Особистий внесок здобувача. Роботи [1-3] виконані без співавторів. У роботах [4, 5] здобувачем запропоновано конструкції

керованих засобів захисту від вібрації і проведено аналіз їх ефективності в залежності від співвідношень активних мас і коефіцієнтів жорсткості пружних елементів.

Анотація

Кореневський Д.Л. Синтез оптимальних керованих віброзахисних систем для суднових енергетичних установок. - Рукопис

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.08.05 - Суднові енергетичні установки. - Національний університет кораблебудування, Миколаїв, 2007.

Дисертація присвячена розробці методу проектування оптимальних систем вібраційного захисту суднового енергетичного та допоміжного устаткування і розгляду шляхів підвищення ефективності засобів захисту від вібрації за рахунок ускладнення динамічної структури та використання автопараметричних ланок.

Розроблений метод дозволяє вирішувати задачі оптимального проектування віброзахисних систем за заданих варіантів компонування агрегатної установки, зон розміщення засобів захисту від вібрацій, значень механічних опорів віброізоляторів, величин активних мас динамічних віброгасників і т. п. Метод адаптований до класичних методів оптимізації. Розроблена система автопараметричного динамічного гасіння двох складових вібрації. Система компенсує складові вібрації з відносною ефективністю 1,2 і 0,5 на основній і додатковій гармоніках відповідно, порівняно з одночастотним віброгасником рівної маси. Запропонована система керованої віброізоляції забезпечує віброізолюючий ефект на 5-25 дБ перевищуючий величину віброізоляції однокаскадної системи без значного зниження частоти власних коливань.

Ключові слова: система вібраційного захисту, оптимальна система, метод проектування, динамічні віброгасники, керована віброізоляція.

Аннотация

Кореневский Д.Л. Синтез оптимальных управляемых виброзащитных систем для судовых энергетических установок — Рукопись

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.08.05 - Судовые энергетические установки. - Национальный университет кораблестроения, Николаев, 2007.

Диссертация посвящена разработке метода проектирования оптимальных систем вибрационной защиты судового энергетического и вспомогательного оборудования и рассмотрению путей повышения эффективности средств виброакустической защиты за счет усложнения динамической структуры и использования автопараметрических звеньев.

Разработанный метод позволяет решать задачи оптимального виброакустического проектирования при заданных вариантах компоновки

агрегатной сборки или установки, зонах размещения средств виброакустической защиты, величинах механических сопротивлений виброизоляторов и активных масс динамических виброгасителей и т. п. Метод адаптирован к классическим методам оптимизации за счет снижения количества варьируемых параметров. Сокращение числа параметров оптимизации достигается эквивалентной заменой однотипных средств виброзащиты, расположенных вдоль прямых линий, упругими элементами с распределенными параметрами

Введение функций распределения виброзащитных средств позволяет перейти от сумм к интегральным зависимостям и упростить процесс формирования матриц жесткости системы и расчет потоков колебательной энергии. На основании полученных данных могут быть спроектированы различные варианты виброзащитных систем, с равнозначными показателями эффективности.

Получена аналитическая зависимость эффективности двухчастотного виброгасителя от величин коэффициентов жесткости упругих элементов и соотношения масс. Обоснована необходимость управления параметрами упругих подвесов двух активных масс и сформирована структурная схема системы автоподстройки двухмассового виброгасителя. Двухмассовые гасители колебаний компенсируют составляющие вибрации с относительной эффективностью 1,2 и 0,5 на основной и дополнительной гармониках соответственно, в сравнении с одночастотным виброгасителем равной массы.

Получена аналитическая зависимость виброизолирующего эффекта управляемой опоры от соотношений масс и параметров упругих подвесов, на основании которой разработана система управляемой виброизоляции. Предлагаемая система обеспечивает виброизолирующий эффект на 5-25 дБ превышающий величину виброизоляции однокаскадной системы без значительного снижения частоты собственных колебаний.

Метод оптимального проектирования виброзащитных систем совместно с разработанными автопараметрическими средствами вибрационной защиты открывает новые возможности проектирования кораблей и судов с низкими уровнями вибраций.

Ключевые слова: система вибрационной защиты, оптимальная система, метод проектирования, динамические виброгасители, управляемая виброизоляция.

Abstract

Korenevsky D.L. The synthesis of optimal controllable vibroprotective systems for ship power plants. - Manuscript.

The dissertation for candidate of technical sciences degree on speciality 05.08.05 - Ship power plants. - National shipbuilding university, Nikolayev 2007.

In the dissertation new design method of optimal vibroprotective systems for ship power plants and auxiliary equipment was developed. The ways of

vibroprotection effectiveness increase by means of dynamic structure complication and autoparametrical units application were considered.

The method developed allows to solve tasks of optimal design of vibroprotective systems when the plant arrangement variants, vibroprotective means location zones, values of vibroisolators mechanical resistance, values of dynamic vibroabsorbers active masses, etc. are given. The method is adapted to classical optimization methods. The autoparametric dynamic two vibration component absorption system was developed. The system compensates vibration components with relative effectiveness 1,2 and 0,5 on the basis and additional harmonics in comparison with one-frequency vibroabsorber of the same mass. The controllable vibroisolation system proposed provides vibroisolative effect, which exceeds the vibroisolation value of one-cascade system without considerable reducing of the natural frequency.

Key words: *vibroprotective system, optimal system, design method, dynamic vibroabsorbers, controllable vibroisolation.*

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи до Державного реєстру видавців, виготівників і розповсюджувачів видавничої продукції
ДК № 2506 від 25.05.2006 р.

Підписано до друку 25.06.07. Папір офсетний. Формат 60x84/16.
Гарнітура "Тайме". Друк офсетний. Ум. друк. арк. 0,9. Обл.-вид. арк. 1,0.
Тираж 100. прим. Зам. № 208.

Друкарня видавництва Національного університету
кораблебудування, 54002, м. Миколаїв, вул. Скороходова, 5