

**Мельник В. М.**

д.т.н., професор,

Гнатейко Н. В.

к.т.н., доцент

Бойко Г. В.

к.т.н.

Косова В. П.

асистент

**Київський політехнічний
інститут ім. Ігоря
Сікорського****Melnik V.**Doctor of Technical Sciences,
Professor**Gnateiko N.**

Ph.D., Associate Professor

Boiko G.

Ph.D.

Kosova V.

assistant

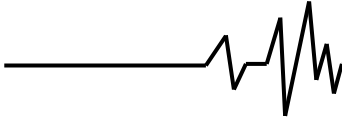
**National Technical
University of Ukraine «Igor
Sikorsky Kyiv Polytechnic
Institute»****УДК 629.07.54, 62.523.2.534.1****DOI: 10.37128/2306-8744-2024-3-3****МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ
ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ
НАВІГАЦІЙНИХ СИСТЕМ
НАЗЕМНОГО БАЗУВАННЯ**

Наведено теоретичне обґрунтування можливості підвищення ефективності віброізоляції навігаційного обладнання шляхом зменшення власної частоти пружного підвісу шляхом використання системи додаткового електромагнітного навантаження рухомої частини. Представлено огляд основних елементів первинних вимірювачів, систем віброзахисту для відтворення вібрації. Наголошується, що віброізоляція навігаційного обладнання в області низьких частот збурення, які притаманні для наземних носіїв обладнання, є важливим складником для упередження аварійних ситуацій на повітряних і морських суднах. Докладно представлена розрахункова схема вібростенду на вертикально встановлених плоских пружинах. Визначені співвідношення між власною частотою підвісу та параметрами системи. Проаналізовано один з методів зменшення власної частоти пружного підвісу на плоских пружинах. Окреслено розрахункову схему підвісу на вертикально встановлених пружних пружинах. Аналітично з'ясовуються умови стійкості лінійної системи, яка залежить від амплітуди коливань. Наголошується на відсутності поступального руху підвісу, окрім обраного. Пропонується розглядати розрахункову схему підвісу при відсутності сухого тертя. Аналізується конструктивний компонент магнітної системи. Окреслюється система потоків розсіювання та її зосередження у повітряному зазорі. Проводиться аналіз компенсаційної нелінійності характеристики жорсткості пружних елементів. Аналізується зменшення викривлень форми рухомих коливань рухомої платформи в горизонтальній площині. Наводяться характеристики жорсткості підвісу з магнітної для кількох реальних значень k і δ . Експериментально розрахунки доводять, що дана система віброізоляції навігаційного обладнання призводить до суттєвого зменшення власної частоти підвісу, забезпечується її експлуатаційна надійність та максимальне унеможливлення низькочастотної горизонтальної вібрації.

Ключові слова: математичне моделювання, вібростенд, пружний підвіс, віброзахист, поступальна вібрація, магнітна система

Аналіз останніх публікацій. Безпека руху повітряних і морських суден суттєво залежить від точності визначення їх навігаційних параметрів. Початкова орієнтація навігаційних систем суден здійснюється за допомогою прецизійного приладового устаткування наземного базування, яке у переважній більшості випадків працює в умовах дії на нього зовнішнього вібраційного збурення, обумовленого роботою розташованого

неподалік енергетичного обладнання, заправного устаткування, роботою інших механізмів та машин. Це призводить до зменшення точності визначення навігаційних параметрів і неправильного введення початкової інформації в навігаційні системи повітряних і морських суден. Одним з методів підвищення точності навігаційних систем наземного базування є їх захист від вібрації. Діапазон частот зовнішньої вібрації та частина



власних частот навігаційних приладів наземного базування практично збігається і дорівнює одиниці Гц. Це робить неможливим використання для цілей захисту від вібрації цього устаткування пасивних систем віброізоляції. Тому створення системи активного захисту від вібрації приладового навігаційного устаткування наземного базування, зокрема в горизонтальній площині, є необхідною передумовою підвищення точності таких систем і, як наслідок, підвищення безпеки руху повітряних і морських суден.

Загальновідомо, що одним з основних елементів первинних вимірювачів, систем віброзахисту та відтворення вібрації є пружний підвіс. Найбільш часто у вищезгаданих об'єктах використовується підвіс на плоских пружинах, що пояснюється, в першу чергу, технічною простотою реалізації такого підвісу, нескладною технологією виготовлення пружин та порівняльною простотою їх розрахунку. Характерною особливістю підвісу на плоских пружинах є практична відсутність відносного кутового повороту і відносного поступального руху частин підвісу, що з'єднуються, в усіх напрямках, крім обраного, а також практична відсутність сухого тертя. При використанні пружного підвісу у вигляді оберненого маятника на вертикально розташованих і консольно закріплених плоских пружинах реально отримати власну частоту підвісу в горизонтальній площині близько 1 Гц [1].

Вібростенди – це обладнання, яке використовують для моделювання вібраційних впливів на продукт. Це потрібно робити, щоб переконатися, що виріб здатний працювати в таких умовах. Як правило, такий пристрій має верхню підвісну стільницю для вібрації з підшипниковими блоками. Вібростенди широко використовуються для тестування контейнерів, упаковок для моделювання умов транспортування та обробки залізницею, автомобільним, морським чи повітряним транспортом, для захисту машин та обладнання від впливу вібрації та ударних навантажень. Використання підвісу на вертикально розташованих плоских пружинах, побудованого за схемою оберненого маятника, в системах віброізоляції дозволяє шляхом досягнення малої еквівалентної жорсткості суттєво зменшити передачу вібрації в горизонтальній площині. Відомі такі види вібростендів: модальні, електродинамічні, вибухозахисні, калібрувальні.

Дослідження електродинамічних віброперетворювачів методом комплексного коефіцієнта передачі, які навантажені об'єктами з багатьма ступенями свободи представлено у [2]. Проведення таких досліджень дозволяє зменшити час вібраційних випробувань і

підвищити їх точність.

Динаміка електромагнітних вібростендів представлена у праці [3]. Використовуються електромагнітні віброзбудники, як джерела вібрацій у різних технологічних процесах та випробувальних вібростендах.

У [4] виконано аналіз та зіставлення двох типів вібраційних механізмів: електромагнітного та магнітоелектричного, що характеризуються ідентичними габаритними розмірами. Показано, що у магнітоелектричних вібраторів введення постійних магнітів в область ланцюга, по якому проходить магнітний потік, дозволяє у 2-3 рази зменшити індуктивність та електромагнітну складову й унаслідок цього розширити діапазон робочої частоти за збереження величини електродинамічних сил.

У [5] розроблено динамічну модель тримасової коливальної системи з енергоощадним електромагнітним приводом. Основу моделі складають диференціальні рівняння, що описують механічні взаємодії рухомих мас, а також масив значень потягозчеплення та електромагнітної сили, які були розраховані методом кінцевих елементів при варіюванні величиною магніторухійної сили (МДС) та величиною повітряного зазору.

Наводиться метод вивчення переміщень якоря в лінійному електромагнітному віброударному збуднику при входних впливах у вигляді прямокутних імпульсів [6]. Ці впливи подано як сингулярні розкладення стрибкоподібної функції. Запропоновано метод знаходження переміщень рухомої системи електромагнітного лінійного віброударного збудника.

Створено динамічну модель для дослідження електромеханічних процесів у вібраційних установках з електромагнітним приводом наведено у [7]. У моделі враховується взаємовплив електромагнітних та механічних процесів, нелінійність характеристики намагнічування сталі магнітопроводу, потоки розсіювання, просторовий розподіл магнітного поля, втрати на гістерезис та вихрові струми. Наведено результати експериментальних досліджень, що підтверджують адекватність запропонованої динамічної моделі.

Метою роботи є створення системи активного захисту навігаційного приладового устаткування, встановленого на обмежено рухомій основі, від поступальної вібрації в горизонтальній площині.

Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати такі **завдання** дослідження:

1. Побудувати математичну модель вібростенда.



2. Провести аналіз впливу форми коливань рухомої платформи в горизонтальній площині.

3. З'ясувати вплив магнітної системи між нерухою і рухомою платформами.

За об'єкт досліджень обрано вібростенд на вертикально встановлених плоских пружинах.

Викладення основного матеріалу.

Висока кінематична вибірність здатність такого підвісу щодо напрямку вимірювальної чи відтворюваної вібрації та можливість досягнення порівняно низьких власних частот робить його перспективним з погляду використання для багатьох практичних задач, зокрема, віброізоляції навігаційного

обладнання в зоні низьких частот збурення, характерних для наземних носіїв такого обладнання. Подальше зменшення власної частоти пружного підвісу шляхом зміни геометричних розмірів пружин пов'язане із суттєвим збільшенням їх довжини, а, отже, і габаритів підвісу [8].

Пропонується проаналізувати один з методів зменшення власної частоти пружного підвісу на плоских пружинах, суть якого полягає у використанні додаткової системи навантаження рухомої частини. Розрахункова схема підвісу на вертикально встановлених плоских пружинах, яка містить електромагнітну систему додаткового навантаження рухомої частини, наведена на рис. 1.

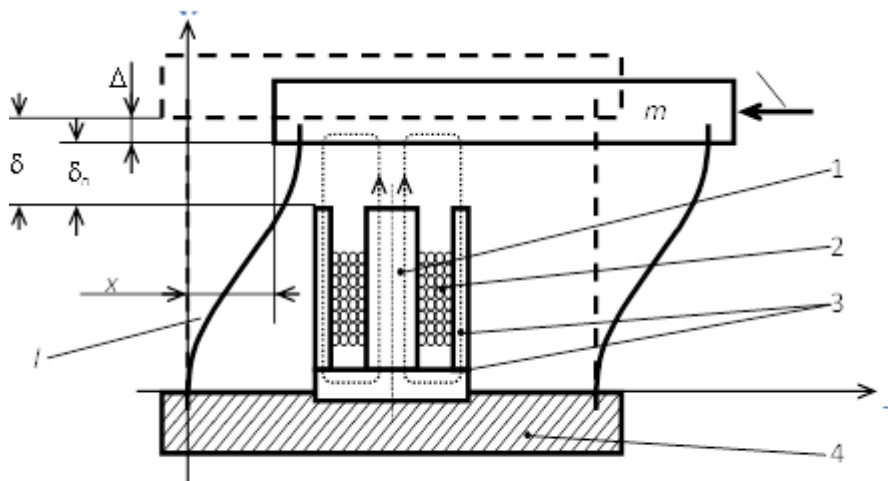


Рис. 1 Розрахункова схема вібростенду на вертикально встановлених плоских пружинах: 1 – kern магнітної системи; 2 – електрична обмотка; 3 – магнітопровід; 4 – основа; *m* – маса рухомої частини; *l* – робоча довжина пружин; δ і δ_n – початкове і поточне значення зазору між магнітною системою і рухомою частиною; *x* і Δ – горизонтальне і вертикальне переміщення рухомої частини відносно основи відповідно; *P* – сила, що діє на рухому частину в горизонтальній площині (обумовлена згином плоских пружин при відхиленні рухомої частини від основи вздовж вісі *X* на величину *x*, маятниковим моментом сил, магнітною системою та зовнішньою силою збурення чи керування

Математична модель. При оптимальному виборі конструктивних параметрів магнітної системи, пов'язаних із зменшенням потоків розсіяння, магнітна енергія W_m , в основному, буде зосереджена у повітряному зазорі й буде пропорційною магнітній провідності зазору [9]. Завдяки кінематичному зв'язку переміщень рухомої частини у вертикальному і горизонтальному напрямках поточне значення зазору δ_n між kernом магнітної системи і рухомою частиною при близькості форми пружин до синусоїдальної буде зменшуватися згідно з формулою [10]

$$\delta_n = \delta - \frac{\pi^2}{16} \cdot \frac{x^2}{l} \tag{1}$$

Найбільші можливі величини переміщення *x* та повітряного зазору δ мають однаковий порядок малості, причому $x < 0,1 l$. Тоді магнітну енергію можна розкласти в ступеневий ряд

$$W_m = \mu_o \frac{(iW)^2 S}{2 \delta} \left(1 + \frac{\pi^2 x^2}{16 l \delta} + \frac{\pi^4 x^4}{256 l^2 \delta^2} \right), \tag{2}$$

де *iW* – ампер-витки електричної обмотки, *S* – площа поперечного перетину повітряного зазору. Рівняння коливань рухомої частини у горизонтальній площині з урахуванням нелінійних компонентів сили прийме вигляд



$$m\ddot{x} + \frac{\pi^2}{8l} \left(\pi^2 \frac{EI}{l^2} n - mg - \frac{k}{\delta^2} \right) x + \frac{\pi^2}{8l} \left(\frac{\pi^4}{16} \cdot n \cdot \frac{EI}{l^4} - \frac{\pi^2}{8l} \frac{k}{\delta^3} \right) x^3 = P_3, \quad (3)$$

де n – кількість плоских пружин; E – модуль пружності матеріалу плоских пружин; I – момент інерції поперечного перетину плоских пружин; P_3 – зовнішня сила збурення чи керування; $k = \frac{1}{2} \mu_0 S (i\omega)^2$.

Як видно з наведеного рівняння, наявність магнітної системи призводить одночасно до зменшення лінійної та нелінійної складника сили P , обумовленої згином пружин та магнітною системою. Власна кутова частота лінійної консервативної системи з магнітною системою додаткового навантаження – ω_0 .

$$\omega_0^2 = \frac{\pi^2}{8} \frac{1}{l} \left(\pi^2 \frac{EI}{l^2} n - mg - \frac{k}{\delta^2} \right) / m \quad (4)$$

буде зменшуватися зі збільшенням коефіцієнта k і зменшенням величини початкового повітряного зазору між магнітною системою та рухомою частиною. Умовою стійкості лінійної системи буде співвідношення

$$\frac{k}{\delta^2} < \frac{\pi^2}{8l} \left(\pi^2 \frac{EI}{l^2} n - mg \right) \quad (5)$$

За

$$\frac{k}{\delta^3} > \frac{\pi^2}{2} \cdot n \cdot \frac{EI}{l^3} \quad (6)$$

наявність магнітної системи призводить до того, що нелінійна частина відновлювальної сили стає від'ємною, тобто жорстка загальна характеристика підвісу перетворюється у м'яку. В цьому випадку збільшення за модулем нелінійної частини відновлюваної сили може бути причиною втрати стійкості системи внаслідок того, що загальний коефіцієнт жорсткості підвісу може стати від'ємним. Значення амплітуди коливань x_a , перевищення якої призведе до втрати стійкості у цьому випадку, визначається формулою

$$x_a < \sqrt{\left(\frac{k}{\delta^2} + mg - \pi^2 \frac{EI}{l^2} n \right) / 3 \frac{\pi^2}{8l} \left(\frac{\pi^2}{2} \cdot n \cdot \frac{EI}{l^3} - \frac{k}{\delta^3} \right)} \quad (7)$$

Зменшення власної частоти підвісу за допомогою магнітної системи додаткового навантаження досягається й у випадку, коли площина розташування плоских пружин – площина XY – збігається з горизонтальною площиною. У цьому випадку власна частота коливань лінійної системи визначається зі співвідношення (4) при $mg = 0$

$$\omega_0^2 = \frac{\pi^2}{8} \frac{1}{l} \left(\pi^2 \frac{EI}{l^2} n - \frac{k}{\delta^2} \right) / m \quad (8)$$

Порівняно з підвісом на вертикально встановлених плоских пружинах горизонтальне розташування пружин призводить (за

однакового k/δ^2) до суттєвого збільшення загальної жорсткості підвісу і власної частоти. Умовою стійкості лінійної системи у цьому випадку буде співвідношення

$$\frac{k}{\delta^2} < \pi^2 \frac{EI}{l^2} n \quad (9)$$

тобто, з погляду забезпечення стійкості лінійної системи, можлива величина відношення k/δ^2 , яке характеризує параметри магнітної системи і її розташування відносно рухомої частини, збільшується. При горизонтальному розташуванні плоских пружин можливість отримання загальної від'ємної пружної характеристики підвісу досягається при більших значеннях амплітуди коливань рухомої частини. При вертикальному розташуванні плоских пружин за звичайною, не оберненою, схемою маятника формула (4) приймає вигляд

$$\omega_0^2 = \frac{\pi^2}{8} \frac{1}{l} \left(\pi^2 \frac{EI}{l^2} n + mg - \frac{k}{\delta^2} \right) / m \quad (10)$$

а умова стійкості лінійної системи –

$$\frac{k}{\delta^2} < \frac{\pi^2}{8l} \left(\pi^2 \frac{EI}{l^2} n + mg \right) \quad (11)$$

Як видно з формул (4), (8) та (10), додаткова магнітна система, яка працює на взаємне притягання рухомої й нерухомої частин підвісу вздовж плоских пружин суттєво, у всіх варіантах розташування пружин, зменшує власну частоту пружного підвісу.

Можливість реального зменшення власної частоти підвісу проілюструємо наступним числовим прикладом. Нехай $m=4$ кг; $n=3$; $E = 1,25 \cdot 10^{11}$ Н/м² (Бронза БрБ2); $l = 0,12$ м; ширина пружини – $b = 0,02$ м; товщина пружини – $h = 0,0005$ м; власна частота коливань рухомої частини в горизонтальній площині без системи додаткового навантаження складає 0,97 Гц. Приймемо, що власну частоту підвісу треба зменшити в 4 рази. Тоді $k/\delta^2 = 13,4$ Н і залежність $k=f(\delta)$ прийме вигляд, представлений на рис. 2 (крива 1). На цьому ж рисунку наведена залежність $k/\delta^3 = f(\delta)$ (крива 2), яка дає уявлення про можливу зміну характеру жорсткості підвісу при використанні магнітної системи додаткового навантаження (при $k/\delta^3 = 223,1$ нелінійна частина жорсткості $c_n = 0$). При $k/\delta^3 < 223,1$ пружинна характеристика підвісу буде жорсткою, а при $k/\delta^3 > 223,1$ – м'якою. З погляду забезпечення незначної нелінійної частини жорсткості підвісу початковий зазор треба вибирати досить великим (60 мм для наведеного прикладу). Але



велике значення δ призводить до суттєвого збільшення потужності магнітної системи, такого, що її практичне використання стає недоцільним.

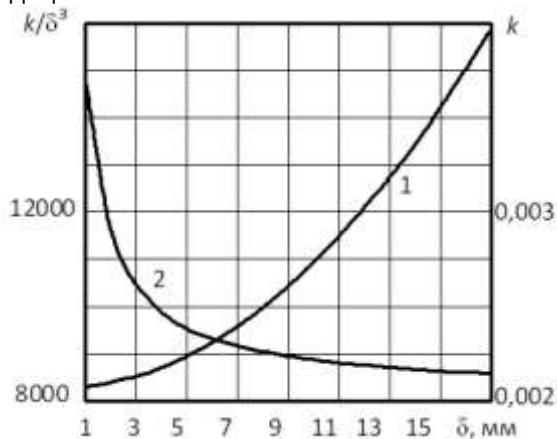


Рис. 2. Зменшення власної частоти підвісу: 1 - власна частота підвісу, зменшена в 4 рази, $k/\delta^2=13,4$ Н; 2 - зміна характеру жорсткості підвісу, яка використовує магнітну систему при додатковому навантаженні ($k/\delta^3=223,1$ нелінійна частина жорсткості $c_H=0$).

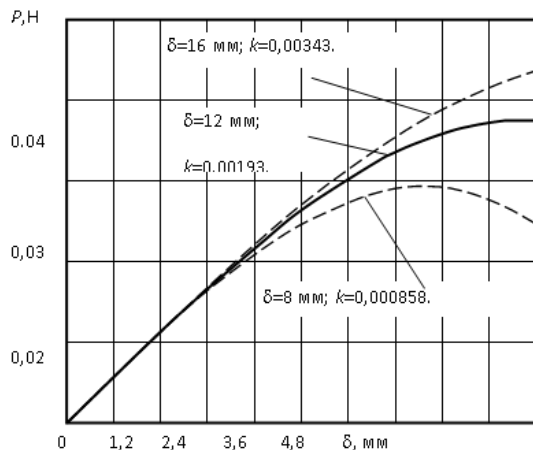


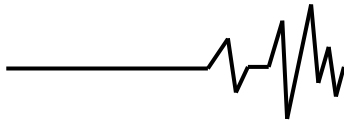
Рис. 3. Характеристики жорсткості підвісу з магнітом для кількох реальних значень k і δ

Існує суперечність у виборі початкового зазору, яка вирішується на основі аналізу характеристик жорсткості підвісу з магнітом для кількох реальних значень k і δ (див. рис. 3) та забезпечення таких можливих амплітуд коливань рухомої частини, при якій би не порушувалась стійкість підвісу. При $x_{max} \leq 5, \dots, 6$ мм задовільним можна вважати вибір $\delta = 12$ мм. Тоді $k = 0,00193$ Н·м². Подальший розрахунок взаємопов'язаних геометричних і електричних параметрів власне магнітної системи визначається геометрією підвісу. При виборі значення $S=1600$ мм² і допустимій щільності струму 10 А/мм², отримуємо, що кількість ампер-витків повинна складати 1380 А [11].

Висновок. Таким чином, при побудові систем віброізоляції навігаційного обладнання на основі пружного підвісу на плоских пружинах використання додаткового навантаження рухомої частини вздовж плоских пружин призводить до суттєвого зменшення власної частоти підвісу. Підвищується ефективність віброізоляції та експлуатаційної надійності навігаційного обладнання внаслідок зменшення похибок, обумовлених низькочастотною горизонтальною вібрацією. При використанні такого підвісу в вимірювальних приладах чи для відтворення вібрації певний вибір параметрів системи додаткового навантаження дозволяє суттєво зменшити (теоретично до нуля) коефіцієнт нелінійних викривлень коливань рухомої частини.

Список використаних джерел

1. Мельник В. М., Карачун В. В. Шуми і вібрація. Збурюючі чинники та їх характеристики: Нач. посіб. – К.: Техніка, 2008. 352 с.
2. Пушня В. О., Венжик С. В. Визначення динамічних похибок при вібраційних випробуваннях на основі аналізу роботи вібростенда. *Комунальне господарство міст*: Науково-технічний збірник. 2011. № 97. С. 55-62.
3. Korobiichuk I.V., Kostyk S.I., Shybetyskiy V.Yu., Mogylichak, V.Yu. Aerodynamic Drag Study of the Heat Exchange Equipment with Different Fin Geometries. *Applied System Innovation*, 2024. Vol. 7. No. 1. DOI 10.3390/asi7010005. <https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-85185914024&origin=resultlist>
4. Мироненко П.С., Мураховський С.А., Сапегін О.М. Імітаційне моделювання алгоритмічної компенсації вібраційної похибки гіротеодоліту. *Наукові вісті НТУУ "КПІ"*. 2018. №2. С. 70–76. <https://doi.org/10.20535/1810-0546.2018.2.124002>.
5. Патент 83608 Україна. МПК G01C 19/00. Гіроскопічний пристрій для азимутального орієнтування напрямків / Машиністов Е.С.; Юр'єв Ю.Ю.; Ліхоткін О.М.; Горелов Є.М.; Пригода Н.В.; заявник казенне підприємство "Центральне конструкторське бюро "Арсенал". – № а200711530; заявл. 18.10.2007; опубл. 25.07.2008, бюл. № 14, 2008 р. <https://sis.nipo.gov.ua/uk/search/detail/400206/>
6. Лихоліт М.І., Копитько В.П., Юр'єв Ю.Ю. Гіроскопічні засоби азимутального орієнтування. Перспективи розвитку ракетних військ і артилерії сухопутних військ: збірка тез доповідей науково-технічної конференції. (м. Львів, 5-6 лист. 2014 р). Львів, 2014. С. 163–164.



https://shron2.chtyvo.org.ua/Zbirnyk_statei/Perspektvy_rozvytku_raketnykh_viisk_i_artylerii_sukhoputnykh_viisk.pdf?PHPSESSID=s2hjm6ebs13pq6b2a2b879i2o0

7. Бондар В.О., Кільдишов Г.Г. Установка для дослідження та контролю полів розсіювання та залишкової намагніченості деталей і вузлів приладів. Вісник НТУУ "КПІ". Приладобудування. 2002. №24. С. 41–45.

8. Карачун В.В., Кубрак Н.А. Дротяні елементи приладів в акустичному середовищі: монографія. – К.: «Корнійчук», 2001. 160 с.

9. Карачун В.В., Кубрак Н.А., Мельник В.М., Потапова Е.Р. Дифракція звуку на кардановому підвісі гіроскопа. Вісник ІСІТІ. 1999. №11. Технічні науки. С. 248-249.

10. Guodong Li. Design and Analysis of North-seeking Method by Time Differencing Method of Gyro-theodolite. Second International Conference on Instrumentation, Measurement, Computer, Communication and Control / Ed by Wang Xiangjin, Wang Jia, Su Peng. (Dec. 10-12, 2012) Harbin, Heilongjiang, China, 2012. P. 313–317.

<https://ieeexplore.ieee.org/document/6428910>.

11. Кубрак Н.А. Хвильові процеси в гнучких ланках автоматичних систем: навч. посібник. Київ: ІЗМН, 2000. 160 с.

References

1. Mel'nick V.M., & Karachun V.V. (2008). *Noise and vibration. Disturbing factors and their characteristics*. Kyiv: Machinery.

2. Pushnya V.O., & Venzhyk S.V. (2011). Determination of dynamic errors in vibration tests based on the analysis of the vibration stand. *Municipal utilities: Scientific and technical collection*, 97. 55-62.

3. Korobiichuk I.V., Kostyk S.I., Shybetskyi V.Yu., & Mogylchak, V.Yu. (2024). Aerodynamic Drag Study of the Heat Exchange Equipment with Different Fin Geometries. *Applied System Innovation*, 7(1). DOI 10.3390/asi7010005. <https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-85185914024&origin=resultslist>

4. Myronenko P.S., Murakhovsky S.A., & Sapegin O.M. (2018). Simulation modeling of algorithmic compensation of vibration error of gyrotheodolite. *Scientific news of NTUU "KPI"*, 2, 70–76. <https://doi.org/10.20535/1810-0546.2018.2.124002>.

5. Mashinistov E.S., Yuryev Y.Yu., Likhokin O.M., Gorelov E.M., & Prygoda N.V. (2008). *Patent of Ukraine No. 83608 "Gyroscopic device for azimuthal orientation of directions"*. Retrieved from <https://sis.nipo.gov.ua/uk/search/detail/400206/>

6. Lykholit M.I., Kopytko V.P., & Yuryev Y.Yu. (2014). Gyroscopic means of azimuthal orientation. *Prospects for the development of*

missile forces and artillery of the ground forces: collection of abstracts of scientific and technical conference reports (pp. 163-164). Lviv: Land Forces Academy.

https://shron2.chtyvo.org.ua/Zbirnyk_statei/Perspektvy_rozvytku_raketnykh_viisk_i_artylerii_sukhoputnykh_viisk.pdf?PHPSESSID=s2hjm6ebs13pq6b2a2b879i2o0

7. Bondar V.O., & Kildyshov G.G. (2002). Installation for research and control of stray fields and residual magnetization of parts and assemblies of devices. *Bulletin of NTUU "KPI". Instrumentation*, 24, 41–45.

8. Karachun V.V., & Kubrak N.A. (2001). Wire elements of devices in an acoustic environment. Kyiv: Korniychuk.

9. Karachun V.V., Kubrak N.A., Mel'nick V.M., & Potapova E.R. (1999). Diffraction of sound on a gyroscope gimbal. *ISITI Bulletin*, 11, 248-249.

10. Guodong Li. (2012). Design and Analysis of North-seeking Method by Time Differencing Method of Gyro-theodolite. In Wang Xiangjin, Wang Jia, & Su Peng (Eds), *Second International Conference on Instrumentation, Measurement, Computer, Communication and Control* (pp. 313–317) Harbin, Heilongjiang, China. <https://ieeexplore.ieee.org/document/6428910>.

11. Kubrak N.A. (2000). Wave processes in flexible links of automatic systems. Kyiv: IZMN.

MATHEMATICAL MODELING OF OPERATIONAL RELIABILITY OF GROUND-BASED NAVIGATION SYSTEMS

The theoretical justification for improving the effectiveness of vibration isolation for navigation equipment by reducing the natural frequency of the elastic suspension through the use of an additional electromagnetic loading system on the moving part is presented. An overview of the main elements of primary sensors and vibration protection systems for reproducing vibrations is provided. It is emphasized that vibration isolation of navigation equipment in the low-frequency disturbance range, typical for terrestrial carriers, is a crucial component in preventing emergency situations on airborne and marine vessels.

A detailed calculation scheme for a vibration test stand using vertically installed flat springs is presented. Relationships between the natural frequency of the suspension and the system parameters are determined. One method for reducing the natural frequency of an elastic suspension on flat springs is analyzed. The calculation scheme for the suspension with vertically installed elastic springs is outlined.

The stability conditions of the linear system, which depend on the amplitude of oscillations, are analytically investigated. It is



emphasized that there is no translational movement of the suspension other than the chosen one. It is proposed to consider the calculation scheme of the suspension in the absence of dry friction. The structural component of the magnetic system is analyzed. The system of dispersive fluxes and their concentration in the air gap is outlined.

An analysis of the compensatory nonlinearity of the stiffness characteristic of elastic elements is carried out. The reduction of distortions in the shape of the moving oscillations of the moving platform in the horizontal plane is analyzed. Stiffness characteristics of the

suspension with a magnet for several actual values of k_{kk} and δ are provided. Experimental calculations demonstrate that this vibration isolation system for navigation equipment leads to a significant reduction in the natural frequency of the suspension, ensuring its operational reliability and maximum prevention of low-frequency horizontal vibrations.

Keywords: mathematical modeling, vibration stand, elastic suspension, vibration protection, translational vibration, magnetic system.

Відомості про авторів

Мельник Вікторія Миколаївна д.т.н., професор, завідувач кафедри біотехніки та інженерії Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського, факультет біотехнології і біотехніки, vmm71@i.ua, 0936999568

Гнатейко Нона Валентинівна, к.т.н., доцент, доцент кафедри динаміки і міцності машин та опорю матеріалів, Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського, nonna.gnateiko@gmail.com, 0674606522

Бойко Галина Володимирівна, к.т.н., провідний фахівець відділу вченого секретаря, Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського, galy4ka1609@gmail.com, 0999008481

Косова Віра Петрівна асистент кафедри біотехніки та інженерії, Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського, факультет біотехнології і біотехніки, vera_62@ukr.net, 0665445843

Melnyk Viktoriya Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of the Department of Biotechnology and Engineering, Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute, Faculty of Biotechnology and Biotechnology, vmm71@i.ua, 0936999568

Gnateyko Nona Ph.D., Associate Professor, Associate Professor of the Department of Dynamics and Strength of Machines and Resistance of Materials, Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute, nonna.gnateiko@gmail.com, 0674606522

Boyko Galyna, Ph.D., Leading Specialist of the Scientific Secretary Department, Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute, galy4ka1609@gmail.com, 0999008481

Kosova Vira Assistant of the Department of Biotechnology and Engineering, Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute Igor Sikorsky, Faculty of Biotechnology and Bioengineering, vera_62@ukr.net, 0665445843