

УДК 62-752

І.І. Сидоренко, д-р техн. наук, доц.,  
С.С. Гутиря, д-р техн. наук, проф.,  
С.В. Аتماжов, магістр,  
Одес. нац. політехн. ун-т

## НЕЛІНІЙНИЙ ДИНАМІЧНИЙ ВІБРОПОГАШУВАЧ З МЕХАНІЧНИМ ЗВОРОТНИМ ЗВ'ЯЗКОМ

*І.І. Сидоренко, С.С. Гутиря, С.В. Аتماжов.* **Нелінійний динамічний вібропогашувач з механічним зворотним зв'язком.** Розглянуто теоретичні аспекти вібропогашення застосуванням лінійного динамічного вібропогашувача. За методом синтезу пасивних віброізолюючих пристроїв на основі теорії графів запропоновано конструкцію та описано принцип дії нелінійного динамічного вібропогашувача.

*И.И. Сидоренко, С.С. Гутиря, С.В. Аتماжов.* **Нелинейный динамический виброгаситель с механической обратной связью.** Рассмотрены теоретические аспекты виброгашения применением линейного динамического виброгасителя. По методу синтеза пассивных виброизолирующих устройств на основе теории графов предложено конструкцию и описан принцип действия нелинейного динамического виброгасителя.

*I.I. Sydorenko, S.S. Gutyrya, S.V. Atmazhov.* **Nonlinear dynamic demper with a mechanical feed-back.** The theoretical aspects of damping with use of linear dynamic demper are considered. By the method of synthesis of passive vibroinsulating devices on the basis of the graph theory the design is offered and the principle of action of nonlinear dynamic demper is described.

Динамічними вібропогашувачами називають коливні системи, приєднані до машини для зменшення її коливань за рахунок генерування додаткової динамічної дії. Відомі конструкції динамічних вібропогашувачів складаються з додаткової маси (маси вібропогашувача)  $m_2$ , що приєднується на пружних елементах зведеної жорсткості  $c_2$  до об'єкта віброзахисту масою  $m_1$ , який має пружний зв'язок зведеної жорсткості  $c_1$  з нерухожим фундаментом і підданий дії зовнішньої гармонійної збудовальної сили  $Q_1(t)$  (рис. 1, а).

Ефект вібропогашення при застосуванні наведеної конструкції можна пояснити на прикладі розрахункової схеми для двомасової коливної системи (рис. 1, б). Для такої системи з двома ступенями вільності першою узагальненою координатою прийнято координату  $x_1$ . З урахуванням того, що зовнішньому збудженню піддана лише перша маса, для зовнішніх сил, діючих на першу і другу масу, отримано

$$Q_1(t) = H_1 \sin(pt + \delta), \quad Q_2(t) = 0, \quad (1)$$

де  $H_1$ ,  $p$  і  $\delta$  — відповідно амплітуда, частота і фазовий кут зовнішньої гармонійної збудовальної сили, що діє на масу  $m_1$ .

Відповідно кінетична і потенційна енергії з урахуванням узагальненої координати для другої маси  $x_2$

$$T = 0,5(m_1 \dot{x}_1^2 + m_2 \dot{x}_2^2); \quad \Pi = 0,5(c_1 x_1^2 + c_2 x_2^2). \quad (2)$$

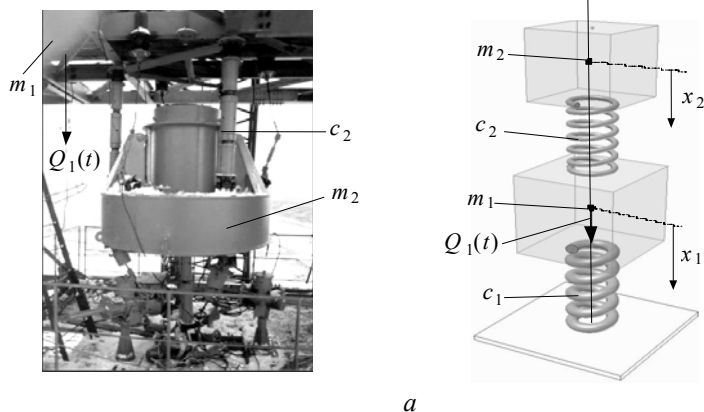


Рис. 1. Динамічний вібропогашувач ДДК-4.6:  
а — загальний вигляд; б — розрахункова схема

З урахуванням (2) диференціальне рівняння вимушених коливань у системі має вигляд

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + (c_1 + c_2)x_1 - c_2 x_2 = H_1 \sin(pt + \delta); \\ m_2 \ddot{x}_2 - c_2 x_1 + c_2 x_2 = 0. \end{cases} \quad (3)$$

З системи (3) при виконанні умови  $p^2 \approx \frac{c_2}{m_2}$  спостерігається значне зниження коливань першої маси, а при виконанні умови  $p^2 = \frac{c_2}{m_2}$  отримано

$$x_1 = 0; \quad x_2 = -\frac{H_1}{c_2} \sin(pt + \delta). \quad (4)$$

Вираз (4) свідчить про те, що коливання першої маси будуть повністю погашені. У цьому випадку друга маса, яка має пружний зв'язок з першою, являє собою динамічний вібропогашувач вимушених коливань першої маси. Суть вібропогашення вимушених коливань ілюструється шляхом підстановки отриманого з (3) значення  $x_2$  у перше диференціальне рівняння тієї ж системи

$$m_1 \ddot{x}_1 + (c_1 + c_2)x_1 + c_2 \frac{H_1}{c_2} \sin(pt + \delta) = H_1 \sin(pt + \delta),$$

звідки

$$m_1 \ddot{x}_1 + (c_1 + c_2)x_1 = 0. \quad (5)$$

Отримане диференціальне рівняння вільних коливань першої маси (5) свідчить про те, що дія динамічного вібропогашувача у будь-який момент часу зрівноважує дію збурювальної сили на першу масу протидією іншої сили реакцією другої маси. При цьому перша маса буде здійснювати лише вільні коливання з частотою  $k_1 = \sqrt{\frac{c_1 + c_2}{m_1}}$ . Однак, представлене рішення при його

технічній реалізації призводить до декількох негативних проявів, пов'язаних з наявністю динамічного вібропогашувача у коливній системі. Серед них, якщо не зважати на важливі для деяких механічних систем обмеження габаритів і маси, основним негативним проявом вважають те, що динамічний вібропогашувач з лінійною пружною характеристикою (лінійний динамічний вібропогашувач) є причиною виникнення двох резонансів зі значними амплітудами на частотах, кратних частоті збурювання системи  $\omega_0$  (рис. 2).

Цей негативний прояв може призвести до втрати роботоспроможності як вібропогашувача, так і системи в цілому. Управління діючими на масу вібропогашувача силами опору з метою

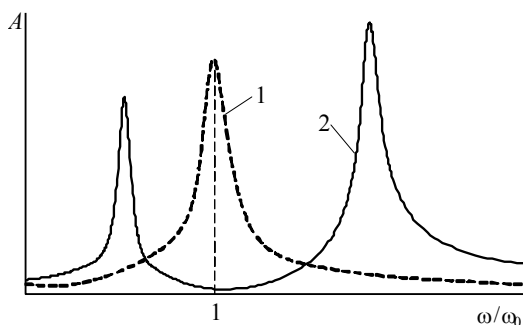


Рис. 2. Амплітудно-частотні характеристики коливної системи:  
крива без вібропогашувача (1);  
з динамічним лінійним вібропогашувачем (2)

зменшення резонансних амплітуд також не забезпечує позитивний ефект. Як свідчать проведені дослідження, наявність значних сил опору зводиться до того, що у дійсності очікувана компенсація вібропогашувачем певної гармоніки моменту збудження виявляється неповною [2].

Відомі дослідження на математичних моделях коливних систем з динамічним вібропогашувачем, який має нелінійну “жорстку” пружну характеристику Дюфінгівського типу, виявили можливість часткового вирішення існуючої проблеми двох резонансних проявів [3]. Застосування такого вібропогашувача дозволяє отримати деякий зсув частотної ділянки першого резонансу і зменшення його амплітуди при реалізації режиму не-

стійкого руху. Поблизу другого резонансу реалізується стійкий режим вібропогашення за умов, коли амплітуди коливань пружної системи малі, а амплітуди коливань вібропогашувача великі. Отже, вірогідною гіпотезою усунення негативних резонансних проявів, які притаманні лінійним динамічним вібропогашувачам, є розробка і застосування динамічних вібропогашувачів з цільовими нелінійними пружними характеристиками. Тому науково обґрунтована розробка нових або пристосування існуючих методів синтезу динамічних вібропогашувачів з нелінійними пружними характеристиками, конструкторська реалізація прототипів і дослідження притаманних їм властивостей у складі коливної системи є в цілому актуальними і мають науково-практичне значення.

Застосування теорії графів для аналізу існуючих пасивних віброізолюючих пристроїв і активних віброізолюючих систем (АВС) дозволило сформулювати основні принципи структурного синтезу пасивних віброізолюючих пристроїв нового типу, функціональні можливості яких наближені до АВС [4]. Розширення функціональних можливостей досягається шляхом реалізації у їх структурі зворотного зв'язку у вигляді механічного контура, внаслідок чого такі структури отримали назву пасивні віброізолюючі пристрої з механічним зворотним зв'язком (ПВП з МЗЗ). Проведені дослідження з вивчення впливу ПВП з МЗЗ на коливні процеси в механічних системах показали, що реалізація цільових пружних характеристик дозволяє подолати резонанс в обох напрямках його проходу без розвитку коливань з критичними амплітудами [5, 6]. Практична реалізація досліджень зведена до методики синтезу ПВП з МЗЗ на основі графових моделей, що забезпечує оптимальний синтез таких пристроїв і їх подальшу конструкторську реалізацію [7].

Динамічний вібропогашувач за своїми ознаками і з деякими узагальненнями може бути розглянутий як модифікований віброізолюючий пристрій [2]. Тому висунуте припущення про можливість синтезу динамічних вібропогашувачів за існуючою методикою синтезу ПВП з МЗЗ. Прикладом, що підтверджує таке припущення, є синтезована конструкція динамічного вібропогашувача, яка складається з частини 1, призначеної для кріплення інерційної маси, і частини 2, призначеної для кріплення пристрою на елементі устаткування, що піддається дії сил збудження (рис. 3). Частини переміщуються одна відносно одної вздовж напрямних 3. Пружний зв'язок реалізований консольно закріпленими на частині 2 плоскими пружинами 4. Структура пристрою має додатковий механічний контур, до якого входять:

- жорстка рамка з циліндричними напрямними 5, яка переміщується вздовж напрямних 3;
- каретка 6 з верхніми роликками 7 і 8 та нижніми роликками 9 і 10, яка переміщується вздовж напрямних рамки 5;
- стояки 11 з криволінійними пазами, які жорстко пов'язані з частиною 1.

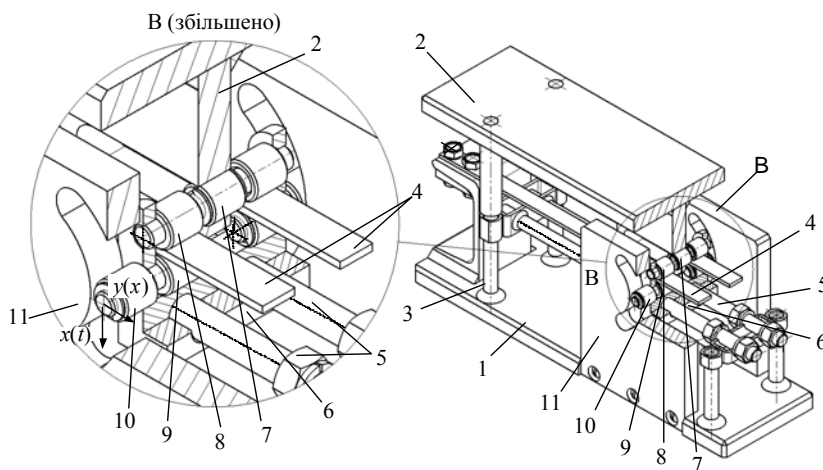


Рис. 3. Нелінійний динамічний вібропогашувач з механічним зворотним зв'язком

Ролик 7 встановлений у прямий паз рухомої частини 2. Ролики 8 і 9 контактують з плоскими пружинами 4 з двох боків відповідно. Ролики 10 контактують з криволінійними пазами

стояків 11. Додатковий механічний контур, що перетворює контрольоване переміщення від дії сил збудження у коректувальне для зміни пружних характеристик пристрою, визначає наявність у його структурі МЗЗ. У наведеному пристрої МЗЗ реалізований у вигляді кулачкового механізму з кінематичним замиканням, де каретка 6 виступає як штовхач, а криволінійні пази стояків 11 як кулачок. Пристрій може мати корпус та ущільнення, які утворюють замкнуту порожнину з метою захисту контактуючих поверхонь від забруднення.

Дія однієї з гармонік сили збудження на елемент устаткування, поєднаного з рухомою частиною 1, внаслідок взаємодії її прямої напрямної з роликком 7 передається на каретку 6, з якої, за допомогою роликів 8 і 9, на консольно закріплені на нерухомій частині 1 плоскі пружини 4, що спричиняє їх деформацію (згин). При цьому жорстка рамка з кареткою 6 переміщується вздовж напрямних 3 відносно нерухомої частини на величину прогину плоских пружин  $x(t)$ . Контакт роликів 10 каретки 6 з поверхнею криволінійних пазів стояків 11 викликає лінійне переміщення каретки вздовж напрямних рамки 5 на величину  $y(x)$ , яка обумовлена формою криволінійного паза стояка. Таке переміщення каретки 6 надає кероване переміщення лінії прикладання навантаження (ролики 8 і 9) вздовж консольно закріпленого пружного елемента 4, що спричиняє керовану нелінійну зміну пружної характеристики у широкому діапазоні, обумовленому формою криволінійних пазів стояків 11.

На основі проведених досліджень зроблено такі висновки:

— опрацьована методика синтезу пасивних віброізолюючих пристроїв з МЗЗ може застосовуватись для синтезу структур динамічних погашувачів з нелінійними пружними характеристиками, а також до подальшої їх конструкторської реалізації;

— застосування як системи управління пружними характеристиками ПВП з МЗЗ у вигляді кулачкового механізму дозволяє отримати різноманітні пружні характеристики зміною форми профілю кулачка (криволінійних пазів стояка), що забезпечує необхідний алгоритм управління.

## Література

1. Коловский, М.З. Автоматическое управление виброзащитными системами / М. З. Коловский. — М.: Наука, 1976. — 480 с.
2. Левитский, Н.И. Колебания в механизмах / Н.И. Левитский. — М.: Наука, 1988. — 336 с.
3. Михлин, Ю.В. Динамика неидеальных механических систем и гашение резонансных колебаний / Ю.В. Михлин, Н.В. Перепелкин // Проблемы обчисл. механіки і міцності конструкцій: зб. наук. пр. / Дніпропетров. нац. ун-т. — Дніпропетровськ: ІМА-прес, 2009. — Вип. 13. — С. 193 — 196.
4. Сидоренко, І.І. Структура і класифікаційні ознаки пасивних віброізолюючих пристроїв з механічним зворотним зв'язком / І.І. Сидоренко // Машинознавство. — Львів: КІНПАТРІ ЛТД, 2006. — № 12. — С. 24 — 28.
5. Сидоренко, І.І. Вимушені коливання механічної системи з двома ділянками комбінованої пружної характеристики / І.І. Сидоренко, С.С. Гутиря // Вісн. Східноукр. ун-ту. — Луганськ: СНУ, 2008. — Вип. 6(124), ч. 2. — С. 77 — 83.
6. Сидоренко, І.І. Свободные колебания пассивных виброизолирующих устройств с механической обратной связью / И.И. Сидоренко, С.С. Гутиря, П.Л. Носко // Вісн. Східноукр. ун-ту. — Луганськ: СНУ, 2008. — Вип. 6(124), ч. 2. — С. 29 — 36.
7. Сидоренко, І.І. Синтез пасивних віброізолюючих пристроїв з використанням теорії графів / І.І. Сидоренко // Дев'ятий міжнар. симпозіум укр. інженерів-механіків у Львові: праці. — Львів: КІНПАТРІ ЛТД, 2009. — С. 178 — 180.

Рецензент д-р техн. наук, проф. Одес. нац. політехн. ун-ту Дашенко О.Ф.

Надійшла до редакції 10 лютого 2010 р.