

ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКЦІЇ ПАСИВНОГО ДИНАМІЧНОГО ГАСНИКА КОЛИВАНЬ З ДОДАТКОВИМ МЕХАНІЧНИМ КОНТУРОМ

О.А. Ткачов

Одеський національний політехнічний університет

У роботі проведено дослідження принципу дії та конструктивних особливостей існуючих конструкцій віброзахисних систем з квазінульвою жорсткістю. Обґрунтовано два основних напрямки в створення таких систем. Проведено оптимізацію конструкції пасивного динамічного гасника коливань з метою реалізації динамічних характеристики з ділянкою квазінульвої жорсткості. Проаналізована функціональна взаємодія складових елементів оптимізованого гасника.

Ключові слова: динамічний гасник коливань, віброзахисна система, квазінульова жорсткість, коливання.

Вступ. На сьогоднішній день рівень вібрації навісного обладнання агропромислового комплексу є одним з критеріїв якості та надійності таких машин. Актуальність проблеми безперервно зростає в зв'язку із збільшенням розмірів конструкцій, підвищенням швидкохідності машин, посиленням санітарних і технологічних потреб до допустимих рівнів коливань. Саме тому розробка нових та удосконалення існуючих засобів боротьби з коливаннями, серед яких динамічні гасники коливань займають одне з провідних місць, уявляє собою актуальну науково – прикладну задачу.

У поточний час найбільш практичне застосування в агропромисловому комплексі мають динамічні гасники коливань з лінійною динамічною характеристикою. Однак розширення спектру частот збурювання коливань, що пов'язано з інтенсифікацією технологічних процесів, призвело до збільшення інтересу використання пасивних динамічних гасників коливань з нелінійною динамічною характеристикою.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Попередньо проведеними теоретичними та експериментальними дослідження синтезовано пасивний динамічний гасника коливань (ПДГК) структура якого розширена, з метою збільшення функціональних можливостей, додатковим механічним контуром [1]. Побудована його розрахункова схема та отримані вирази для визначення динамічних (силових) характеристик такого гасника [2]. Слід зазначити, що така конструкція гасника реалізує декілька видів динамічної характеристики, а саме «м'яку» та «жорстку» характеристики Дафінгівського виду та «комбіновану», на якій присутні ділянки як "м'якого" так і "жорсткого"

видів. Але найбільш цікавим є те, що при визначених конструкційних параметрах отримана «комбінована» динамічна характеристика визначає тимчасову втрату ПДГК навантажувальної здатності, тобто характеристика має ділянку, яка за ознаками еквівалентна ділянці квазінульової жорсткості. Це є суттєвою відмінною від існуючих пристроїв квазінульової жорсткості, оскільки в останніх ефект втрати навантажувальної здатності носить не тимчасовий, а постійний характер [3].

Виділення невирішеної частини. Таким чином невирішеними є оптимізація конструкції пасивного динамічного гасника коливань з додатковим механічним контуром до реалізації динамічної характеристики з квазінульовою жорсткістю.

Мета досліджень. Метою проведених досліджень є аналіз існуючих віброзахисних систем з квазінульовою жорсткістю та оптимізація конструкції синтезованого пасивного динамічного гасника коливань з додатковим механічним контуром до реалізації квазінульової жорсткості.

Результати досліджень. Попередніми аналітичними дослідженнями встановлено, що велика кількість робіт за цією тематикою містять не тільки теоретичні аспекти управління жорсткістю пружного елемента технічної системи як одним з дієвих засобів оптимізації динамічних процесів, що проходять в ній, але і пропонують практичні рішення у вигляді різноманітних конструкцій. Аналіз запропонованих конструкцій дозволяє виділити два основних напрямків в створенні динамічних гасників коливань. Перший напрямок полягає в створенні активних віброзахисних систем. Активним віброзахисним системам властива наявність додаткового джерела енергії, а також керуючих пристроїв. Встановлено, що використання активних елементів значно розширює функціональні можливості таких пристроїв, оскільки дозволяє проводити безперервне (у режимі реального часу) переналаштування параметрів віброзахисної системи зміні параметрів зовнішнього збурювання. Це дозволяє ефективно здійснювати гасіння в умовах змінних технологічних вібраційних навантажень. Один із варіантів активної віброзахисної системи представлений на рис. 1., у вигляді механічної частини одного з активних ПДГК. Механічна частина активного ПДГК складається зі стаціонарних 1 і рухомого 2 вібропоглиначів (маса на пружному елементі). Пружні характеристики пристрою обумовлені власними масами m і відповідними консолями l_1, l_2 . При роботі пристрою у складі технічної системи кожен з поглиначів починає незалежно від інших поглинати енергію коливань у своєму частотному діапазоні, що призводить до зменшення коливань та забезпечує ефективне гасіння коливань. При зміні наперед визначених показників, які контролюються системами вимірювання і аналізу (на рисунку не показані), що відображають параметри збурювання або стану коливань деталі або вузла машини, система управління у вигляді електродвигуна 3 і рейкової передачі 4 забезпечує відповідне збільшення або зменшення консолі l_2 . При цьому зміна пружної характеристики рухомого гасника визначає і зміну динамічної характеристики ПДГК в цілому. Цей

випадок наочно ілюструє шлях коректування динамічної характеристики

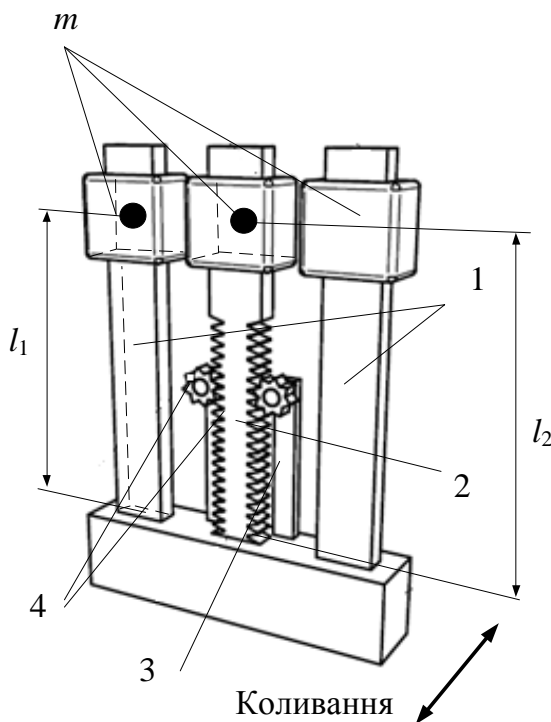


Рис. 1. Механічна частина активної віброзахисної системи

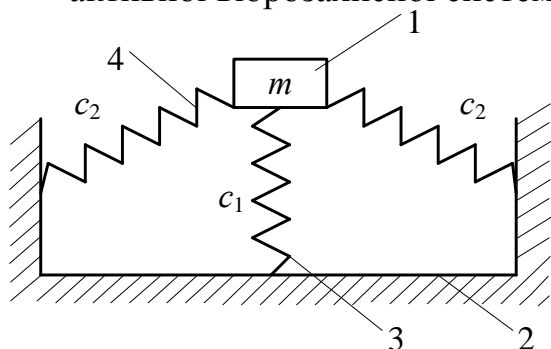


Рис. 2. Принципова схема віброзахисної системи з квазінульовою жорсткістю

пристрою завдяки наявності деякого корегувального переміщення, яке обумовлює зміну плеча прикладання навантаження до до пружного елемента.

Однак, незважаючи на значні переваги активних ПДГК через значну вартість і складність обслуговування, залежність від зовнішніх джерел живлення – їхнє застосування має вибірковий характер і обмежене складним та унікальним обладнанням.

Другий напрямок – створення пасивних нелінійних віброзахисних систем, в яких процес зміни жорсткості зв'язаний тільки з конструктивними особливостями і не потребує наявності додаткового джерела енергії або керуючих пристроїв. Конструкції таких пристроїв засновані на застосуванні звичайних пружних елементів при реалізації нетрадиційної для таких елементів схеми навантаження або містять в собі, спеціальні синтезовані види пружних елементів [4]. Зміна схеми навантаження звичайного пружного елемента дозволяє отримати характеристику жорсткості, що якісно відрізняється від той, що може бути отримана за допомогою того ж

елемента в звичайній схемі навантаження. Саме такий підхід широко застосовується при створенні пасивних віброзахисних систем з квазінульовою жорсткістю (ВСКЖ). Принципова схема одного з варіантів ВСКЖ представлена на рис. 2 [3,5]. Вона містить об'єкт віброзахисту 1 масою m , який може здійснювати тільки вертикальні коливання і контактує з основою 2 за допомогою вертикальної (несучої) пружини 3, жорсткістю c_1 , та двома однаковими (коректуючими) пружинами 4, жорсткістю c_2 . Задача коректорів жорсткості 4 зв'язана з орієнтацією пружини по відношенню до дії прикладеного навантаження. Таке комбінування пружних елементів визначає ділянку переміщень, при якому пружина – коректор – тимчасово втрачає навантажувальну здатність. Створення нових видів пружних елементів в основному визначаються особливостями технології їхнього виготовлення, яка

полягає в проектуванні деякої специфічної геометричної форми, або особливостями технології збірки пружного елемента з різних комбінацій звичайних пружних елементів. З ряду об'єктивних причин такі рішення не знайшли широкого поширення. При управлінні жорсткістю віброзахисної системи за допомогою пасивних нелінійних динамічних гасників коливань можлива реалізація наступних динамічних характеристик: кусочно-лінійних, нелінійно зростаючих-зменшуючих, з ділянкою квазінульовою жорсткості.

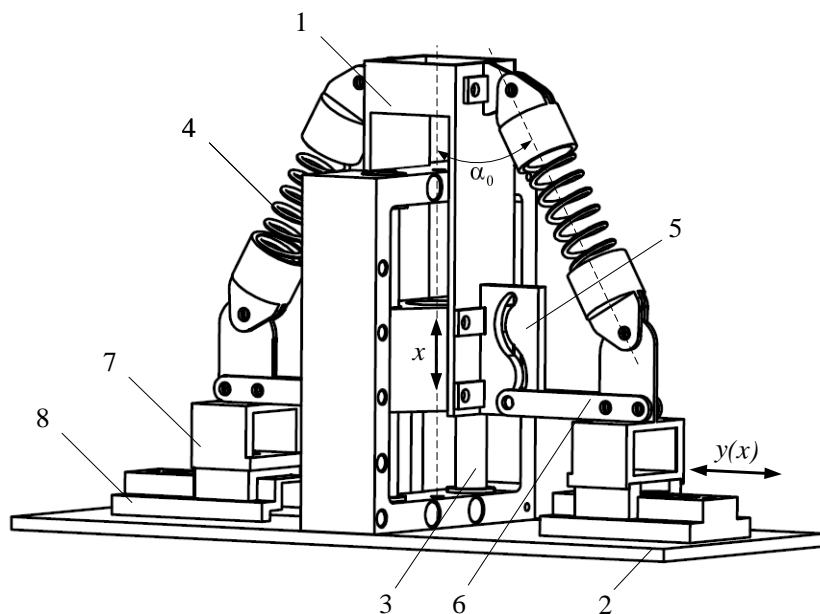


Рис. 3. Пасивний динамічний гасник коливань з квазінульовою жорсткістю

Однак рішення за допомогою таких пристроїв завдань синтезу характеристики жорсткості, що містить в собі одночасно всі перераховані характеристики у вигляді окремих ділянок, неможливо. У той же час, деякі особливості управління жорсткістю пружних елементів в таких конструкціях універсальні і можуть бути використані при створенні нових типів

ПДГК. Ці передумови лягли в основу оптимізації пасивного динамічного гасника коливань з додатковим контуром до реалізації квазінульової жорсткості. У традиційній класифікації подібних пристроїв такі ПДГК займають місце між пасивними і активними віброзахисними системами. Це пов'язано з тим, що поряд з ознаками пасивної системи – відсутністю додаткового джерела енергії, вони володіють елементами активної системи – зворотним зв'язком, у вигляді додаткового механічного контуру, що і обумовлює реалізацію квазінульової жорсткості. Причому в ролі датчиків, що визначають дію зворотного зв'язку, використовуються безпосередньо пружні елементи, деформація яких і визначає операції настройки характеристик жорсткості відповідно до алгоритму, який задає зворотний зв'язок. Проаналізуємо функціональну взаємодію складових елементів запропонованого пасивного динамічного гасника коливань з квазінульовою жорсткістю (рис. 3). Коливання маси гасника разом з рухомою платформою 1 (на рисунку маса не показана) обумовлює їхнє сумісне переміщення визначеної величини відносно нерухомої платформи 2 (яка кріпиться до об'єкту, що підлягає захисту) вздовж напрямних 3. Це переміщення є наслідком деформації на ту ж саму величину пружного зв'язку, що складається з циліндричних витих пружин 4. Вісі пружин при відсутності

навантаження складають з головною віссю пристрою деякий початковий кут α_0 . Так, як напрямний криволінійний паз пластини 5, жорстко закріпленої на рухомій платформі 1, контактує з одним кінцем штовхача 6, то пластина і штовхач утворюють кулачковий механізм з кінематичним замиканням. Закріплення іншого кінця штовхача 6 на повзуні 7 обумовлює переміщення повзуна і закріпленого на ньому одного кінця пружини стискання 4 на величину $y(x)$, вздовж власної напрямної 8, закріпленої на нерухомій платформі 2, при цьому інший кінець циліндричної пружини стискання 4 закріплений на рухомій платформі, кут між осями пружин стискання і головною віссю опори буде змінюватися. Причому зміна кута нахилу/ певним чином залежить від форми напрямного криволінійного пазу, яка у цьому випадку обумовлює алгоритм управління. У загальному вигляді зміна кута нахилу осі пружини також може бути описана виразом:

$$\alpha_{\Sigma}(x,y) = \alpha_0 + \alpha(x) \pm \alpha(y) \quad (1)$$

де: α_0 – кут між головною віссю пристрою і осями пружин стискання, пов'язаний з їхньою початковою орієнтацією; $\alpha(x)$ – геометрична зміна кута між головною віссю пристрою і осями пружин стискання 4, пов'язана з їхньою деформацією x в проекції на головну вісь пристрою; $\alpha(y)$ – знакозмінний кут між головною віссю пристрою і осями пружин стискання 4, зміна якого пов'язана з напрямком і величиною переміщення $y(x)$ кінця пружини стискання, закріпленої на повзуні. Слід зазначити, що загальна функція $\alpha(x,y)$ у виразі (1), яка обумовлює кут між головною віссю пристрою і осями пружин, є функцією багатьох змінних (наявність проміжків і т. і.), але геометричні параметри пристрою і механічної системи управління займають одне з перших місць. Це означає, що після втрати пристроєм навантажувальної здатності її відновлення може бути досягнуте шляхом примусового переміщення його складових елементів у початкове положення за рахунок прикладання додаткової зовнішньої сили. Таким чином, якщо розглядати пружну частину запропонованого ПДГК як пружну опору, то вона може скласти серйозну конкуренцію відомим віброзахисним системам з квазінульовою жорсткістю.

Висновки. На основі отриманих результатів уявляється перспективним виготовлення експериментального зразка пасивного динамічного гасника коливань з квазінульовою жорсткістю та проведення фізичного моделювання у вигляді статичних випробувань.

ЛІТЕРАТУРА

1. Сидоренко І. І. Динамічні характеристики пружинного погашувача коливань розширеної структури / І. І. Сидоренко, О. А. Ткачов, К. Г. Мосієнко // Пр. Одес. нац. політехн. ун-ту. – Одеса : ОНПУ, 2013. - Вип. 1 (40). – С. 54 – 59
2. Сидоренко І. І. Використання пасивного пружного пристрою з механічним зворотним зв'язком як пружинного динамічного погашувача коливань / І. І.

Сидоренко, А. В. Ткачѳов, О. А. Ткачѳов // Пр. Одес. нац. політехн. ун-ту. – Одеса : ОНПУ, 2012. - Вип. 2 (39). – С. 21 – 28

3.Алабужев П.М. Виброзащитные системы с квазиулевоу жесткостью / П.М. Алабужев, А.А. Гритчин, И.И Ким. – Л.: Машиностроение, 1986. – 96 с.

4.Курган В.О. Еквівалентна жорсткість пружної муфти з нелінійним механічним зворотним зв'язком / В.О. Курган, І.І. Сидоренко // Пр. Одес. нац. політехн. ун-ту. – Одеса : ОНПУ, 2014. - Вип. 1 (43). – С. 34 – 38.

5.Карамышкин, В.В. Динамическое гашение колебаний / В.В. Карамышкин. — Л.:Машиностроение, 1988. — 105 с.

ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ ПАССИВНОГО ДИНАМИЧЕСКОГО ГАСИТЕЛЯ КОЛЕБАНИЙ С ДОПОЛНИТЕЛЬНЫМ МЕХАНИЧЕСКИМ КОНТУРОМ

Ткачев А.А.

Ключевые слова: динамический гаситель колебаний, виброзащитная система, квазиулевоу жесткость, колебания.

Резюме

В работе проведено исследование принципа действия и конструктивных особенностей существующих конструкций виброзащитных систем с квазиулевоу жесткостью. Обоснованно два основных направления в создании таких систем. Проведена оптимизация конструкции пассивного динамического гасителя колебаний с целью реализации динамических характеристики с участком квазиулевоу жесткости. Проанализировано функциональное взаимодействие составляющих элементов оптимизированного гасителя.

OPTIMIZATION THE CONSTRUCTION PASSIVE DYNAMIC DAMPER WITH EXTENDED MECHANICAL STRUCTURE

Tkachev A.A.

Key words: Dynamic vibration damper, vibration protection system, quasi-zero stiffness, oscillations.

Summary

The work investigates the principle of action and design features of existing structures of vibration protection systems with quasi-zero stiffness. Two main directions in the creation of such systems are justified. Optimization of the design of a passive dynamic vibration damper has been carried out with the aim of realizing dynamic characteristics with a region of quasi-zero stiffness. The functional interaction of the components of the optimized damper.