УДК 621.825.7

ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРУЖИННОГО ПОГАШУВАЧА КОЛИВАННЬ ДЛЯ НАВІСНОГО ОБЛАДНАННЯ АГРОПРОМИСЛОВОГО КОМПЛЕКСУ

О.А. Ткачьов, інж.

Одеський національний політехнічний університет

Проведено дослідження принципу дії, конструктивних особливостей пружинного погашувача коливань з структурою розширеною кулачковим механізмом. Для визначення виразів, які обумовлюють динамічні характеристики погашувача розроблена розрахункова схема, що враховує голономні зв'язки в його структурі. Відтворена варіація основних конструктивних параметрів пристрою та показано їх зв'язок з динамічними характеристиками.

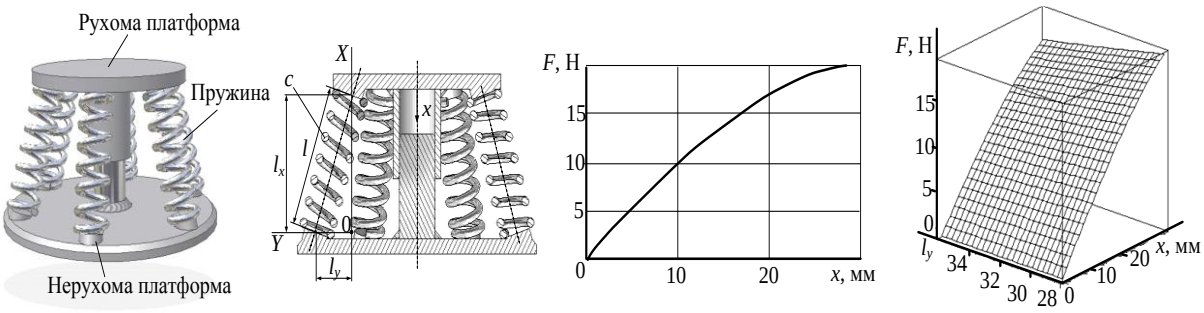
Ключові слова: динамічний погашувач, розширена механічна структура, динамічні характеристики.

Вступ. В агропромисловому комплексі рівень вібрації є одним з показників якості і надійності аграрних машин. Для захисту навісного обладнання від динамічних дій широко застосовуються віброзахисні системи, що встановлюються між джерелом вібрації і ізольованим об'єктом.

Проблема. Великого поширення набули пасивні настроювальні віброізолюючі пристрої використання яких дозволяє значно розширити частотний діапазон ефективної роботи машинного агрегату. Але розширення частотного діапазону, при ефективній роботі пристрою, в лінійній постановці завдання неможливо. Існуючі лінійні пружні динамічні погашувачі коливань (ПДПК) визнані малоефективними. Проведені дослідження показують, що ПДПК з нелінійними характеристиками жорсткості зберігають високу працездатність в широкому діапазоні зміни статичних навантажень, забезпечують малу частоту коливань в околиці положення рівноваги при обмеженні робочого ходу.

Мета і результати досліджень. Налаштування ПДПК з лінійними динамічними характеристиками для ефективного динамічного погашення коливань механічної системи (МС) полягає у підборі його вагових або пружних характеристик таким чином, що його власна частота коливань повинна збігатися з частотою коливань системи ω_0, на якій виникає резонанс. Цей негативний прояв може призвести до втрати роботоспроможності як ПДПК, так і МС в цілому. Управління діючими на масу ПДПК силами опору з метою зменшення резонансних амплітуд також не забезпечує позитивний ефект. Як свідчать проведені дослідження, наявність значних сил опору зводиться до того, що в дійсності очікувана компенсація ПДПК певної гармоніки моменту збудження виявляється неповною [1, 2]. Отже, вірогідною гіпотезою усунення негативних резонансних проявів притаманних

лінійним ПДПК, є розробка і застосування ДПК з цільовими (наперед визначеними) нелінійними пружними характеристиками. Відомі дослідження на математичних моделях коливних систем з ПДПК, який має нелінійну "жорстку" або "м'яку" динамічну характеристику Дюффінгівського типу, виявили



а б в г

Рис. 1. ПДПК з "жорсткою" динамічною характеристикою Дюффінговського типу: пристрій (а); розрахункова схема (б); одинарний розрахунок (в); множина рішень при зміні параметру l_y (г);

можливість часткового вирішення існуючої проблеми двох резонансних проявів [2]. Застосування ПДПК з нелінійною "жорсткою" пружною характеристикою Дюффінгівського типу, дозволяє отримати деякий зсув частотної ділянки першого резонансу в бік збільшення частот і зменшення його амплітуди при реалізації режиму нестійкого руху. Поблизу другого резонансу реалізується стійкий режим погашення коливань за умов, коли амплітуда коливань пружної системи мала, а амплітуда коливань ПДПК велика. Одна з таких конструкцій, що реалізує цільову динамічну характеристику, складається з рухомої і нерухомої платформи, пружний зв'язок між якими утворено за допомогою циліндричних пружин стискання, розташованих під деяким кутом до головної осі пристрою (рис. 1, а). Результати математичного дослідження на основі відповідної розрахункової схеми пристрою (рис. 1, б) показують, що, наприклад, при визначених параметрах c = 1 Н/м, l_x = 42 мм, l_y = 20 мм пристрій реалізує «жорстку» динамічну характеристику Дюффінгівського типу (рис. 1, в). Конструктивним параметром для зміни налаштувань динамічних характеристик пристрою запропоновано використовувати проекцію довжини пружини на вісь x — l_y. Розрахунки при зміні його, наприклад у діапазоні l_y = 28 … 36 мм, при інших незмінних параметрах пристрою, також обумовлює наявність "жорсткої" характеристики, кут нахилу і кривизна якої зменшується при збільшенні цього параметра (рис. 1, г). Метою проведених досліджень було створення і вивчення нових ПДПК в яких реалізація нетрадиційної схеми навантаження стандартного елементу здійснюється не на початковому етапі, а в процесі роботи шляхом введення в структуру пристрою зворотного механічного зв'язку. Це дозволить отримати керовану зміну його динамічної характеристики залежно від вимог, що пред'являються до пристрою.

Виходячи з поставленої мети дослідження, в структуру представленого віброізолюючого пристрою був введений механічний зворотний зв'язок у вигляді кулачкового механізму, внаслідок чого було отримано принципово новий ПДПК.

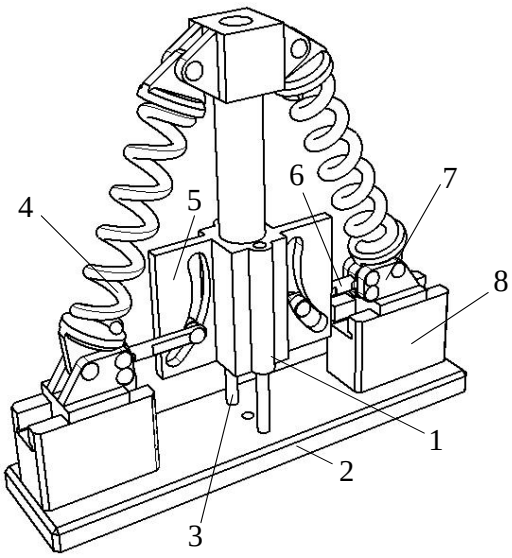


Рис. 2. ПДПК з додатковим механічним контуром: 1 — рухома опора; 2 — нерухома опора; 3 — напрямні; 4 — циліндрична пружина; 5 — пластина з направляючим пазом; 6 — штовхач; 7 — повзун; 8 — напрямна повзуна

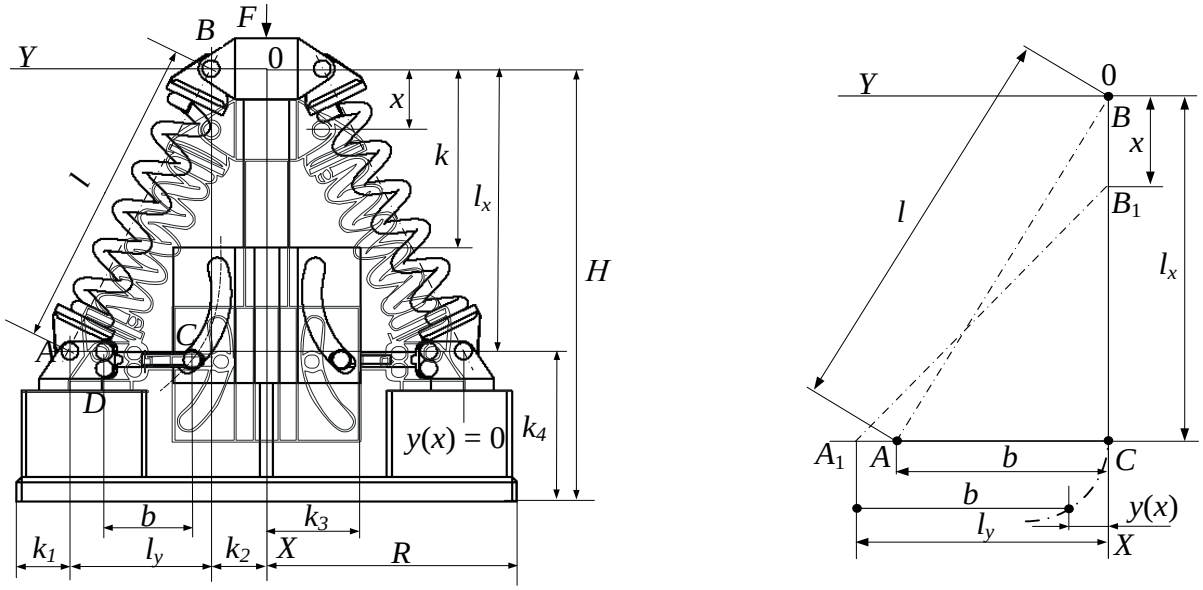
Принцип роботи ПДПК полягає в наступному (рис. 2): прикладання навантаження F на рухому платформу 1 обумовлює її переміщення x відносно нерухомої платформи 2 вздовж напрямних 3 внаслідок деформації на ту ж саму величину пружного зв'язку, що складається з циліндричних витих пружин 4, вісі яких складають з головною віссю опори деякий кут α_0. Так як направляючий паз пластини 5 жорстко закріпленої на рухомій платформі 1, контактує з одним кінцем штовхача 6, інший кінець якого закріплений на повзуні 7 це 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.

Величина і знакозмінний напрямок переміщення $y(x)$ кінця пружини стискання 4, закріпленої на повзуні 7, залежить від профілю напрямного пазу пластини 5, величини і напрямку вертикального переміщення x пов'язаного з одним з його кінців рухомої платформи 1. Для визначення можливостей наведеного пристрою що до реалізації динамічних характеристик різного виду нелінійності в залежності від його конструктивних параметрів запропонована загальна розрахункова схема (рис. 3, а). Зважаючи на наявність голономних зв'язків між елементами пристрою доцільно ввести у розрахункову схему систему координат $X0Y$ розмістивши її так, що точка 0 лежить на середині відрізка, який з'єднує центри закріплення пружин на рухомій опорі 1. При обраній системі координат основні геометричні розміри пристрою у початковий момент часу, а саме висота H та ширина нерухомої платформи R, можуть бути визначені на основі геометричних розмірів його основних складових ланок

$$H = l_{x0}+k_4;\ \ R = k_1+l_{y0}+k_2, \qquad (1)$$

де l_{x0}, l_{y0} — проекції довжини пружини на відповідні вісі визначеної системи координат XOY при відсутності навантаження;

k, k_1, k_2, k_3 — розміри, обумовлені конструктивними і технологічними міркуваннями.



а б

Рис. 3 Розрахункова схема ПДПК з додатковим механічним контуром у вигляді кулачкового механізму: загальна (а); спрощена (б)

Для визначення динамічних характеристик пристрою наведена розрахункова схема може бути дещо спрощена (рис. 3, б). Спрощення стосується розташування шарніра *D* кріплення важеля 5 до повзуна 6, який у реальній конструкції може бути виконаний на місці шарніра *A,* тобто у початковий момент часу $b = l(x)_{y0}$. Це ніяк не змінить кінематику застосованого у пристрої кулачкового механізму, але значно спростить математичні перетворення при визначенні його динамічних характеристик.

Динамічну характеристику отримаємо у вигляді:

$$F(x) = c \cdot \Delta l(x) \tag{2}$$

де: *c* — коефіцієнт жорсткості пружини;
$\Delta l(x)$ — деформація пружини.

Довжина пружини $l(x)$ при переміщенні рухомої платформи 1 на величину x, виходячи з трикутника *ABC,* визначена як:

$$l(x) = \sqrt{l(x)_x^2 + l(x)_y^2} \tag{3}$$

де: $l(x)_x$ і $l(x)_y$ — проекції довжини пружини на відповідні осі прийнятої системи координат *XOY*.

Зміна проекції $l(x)_x$ довжини пружини на вісь *OX* визначена як

$$l(x)_x = l(x)|_{x=0} - x, \tag{4}$$

де: $l(x)|_{x=0}$ — проекція початкової довжини пружини при відсутності навантаження;
x — переміщення рухомої платформи.

Зміна проекції $l(x)_y$ довжини пружини на вісь *OY,* виходячи з трикутника *ABC*, визначена як:

$$l(x)_y = b + y(x), \qquad (5)$$

де: b — довжина штовхача 6;
$y(x)$ — функція переміщення, яка обумовлена формою криволінійного направляючого пазу пластини 5.

З урахуванням виразів (4) і (5) вираз (3), що обумовлює зміну довжини пружини, прийме вид:

$$l(x) = \sqrt{(l_x|_{x=0} - x)^2 + (b + y(x))^2}\ . \qquad (6)$$

Деформація пружини визначається як різниця між початковою довжиною пружини і зміною її довжини при переміщенні рухомої платформи на величину x, згідно з виразом (6)

$$\Delta l(x) = l_0 - l(x) = \sqrt{l(x)_x^2 + l(x)_y^2} - \sqrt{(l_x|_{x=0} - x)^2 + (b + y(x))^2}\ . \qquad (7)$$

де: l_0 — довжина пружини при відсутності навантаження.

Для оцінювання можливостей розглянутого пристрою стосовно відтворення динамічних характеристик проведемо декілька розрахунків використовуючи вираз (1) з урахуванням виразу (7). Для спрощення будемо вважати що: пристрій має одну пружину, коефіцієнт жорсткості якої c = 1 Н/мм; початкова довжина пружини $l(x)|_{x=0}$ = 100 мм; пружина встановлена під початковим кутом до головної вісі пристрою α_0 = 36,86°, який обумовлює початкові проекції довжини пружини на відповідні осі прийнятої системи координат $l(x)_x$ = 80 мм, $l(x)_y$ = 60 мм; робочий хід рухомої платформи пристрою x_{max} = 60 мм; профіль напрямного криволінійного пазу у діапазоні робочого ходу описується виразом $y(x) = -0{,}0369 \cdot x^2 + 1{,}8455 \cdot x + 0{,}2049$ (рис. 4, а).

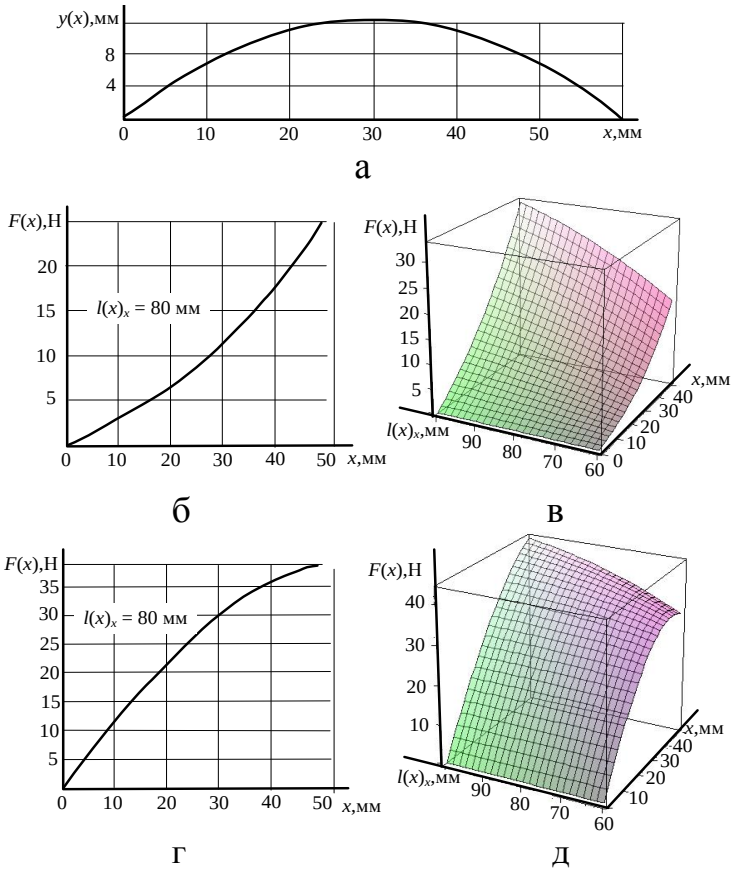
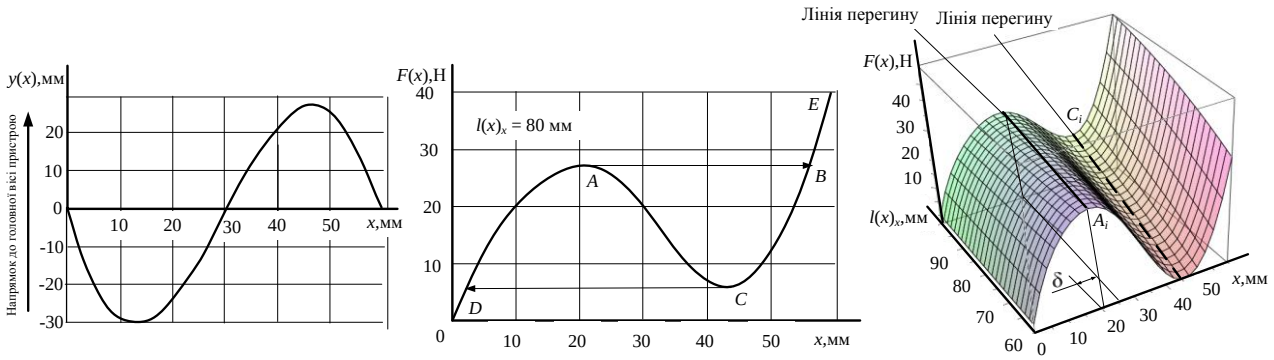


Рис. 4. Динамічні характеристики ПДПК: профіль напрямного пазу (а); одинарний розрахунок при $y(x)^{"+"}$(б); множина рішень при $y(x)^{"+"}$ і зміні $l(x)_x$(в); одинарний розрахунок при $y(x)^{"-"}$(г); множина рішень при $y(x)^{"-"}$ і зміні $l(x)_x$ (д);

При розрахунках будемо використовувати два виконання напрямного криволінійного пазу на пластині 5: $y(x)^{"+"}$ – випуклість кривої спрямована від головної вісі пристрою і $y(x)^{"-"}$ – випуклість кривої спрямована до головної вісі пристрою. Розрахунок при визначених параметрах і застосуванні форми профілю, якій відповідає функції $y(x)^{"+"}$ показує, що у цьому випадку ПДПК дозоляє реалізувати динамічну характеристику яка

відповідає характеристиці Дюффінговського типу ″м'якого″ виду. Якщо визначити змінним конструктивним параметром довжину пружини l_0, що застосовується у пристрої, то це приводить до зміни початкового кута нахилу її вісі відносно головної вісі пристрою α_0 і відповідно проекцій довжини пружини на вісі застосованої системи координат. Отримана при відповідних розрахунках множина рішень свідчить про те, що при варіації параметром l_0 ПДПК дозволяє реалізувати множину динамічних характеристик Дюффінговського типу ″м'якого″ виду (рис. 4, в). Збільшення параметру l_0 обумовлює збільшення кута



а б в

Рис. 5. Динамічні характери ПДПК: профіль напрямного пазу (а); одинарний розрахунок (б); множина рішень при зміні $l(x)_x$(в);

нахилу характеристики і зменшення її кривизни на тлі збільшення навантажувальної здатності пристрою. Розрахунок при визначених параметрах і застосуванні форми профілю, якій відповідає функції $y(x)^{"-"}$ показує, що у цьому випадку ПДПК дозоляє реалізувати динамічну характеристику яка відповідає характеристиці Дюффінговського типу ″жорсткого″ виду (рис. 4, г). Варіація параметром l_0, дозволила встановити, що за умови l_0 = 85 … 125,6 мм множина динамічних характеристик пристрою мають точки перегину A_i, які обумовлюють втрату пристроєм навантажувальної здатності (лінія перегину, див. рис. 4, д). Ефект втрати навантажувальної здатності, при якому спостерігається значне збільшення деформації пружного зв'язку при незначному збільшенні навантаження, відтворюється за допомого деяких спеціально створених пристроїв – систем з квазінульовою жорсткістю, які використовується для захисту технічних об'єктів від негативного прояву коливань [5]. Подальше збільшення параметру l_0 починаючи з 125,6 мм не змінює її вид, а приводить до збільшення кута нахилу характеристики і зменшення її кривизни на тлі загального збільшення навантажувальної здатності пристрою. Запропонована конструкція дозволяє реалізувати знакозмінне переміщення рухомого кінця пружини. Це досягається завдяки напрямним пазам, форма яких може відображати випуклість кривої спрямованої як до головної вісі пристрою, так і від головної вісі на протязі робочого ходу рухомої платформи. Розглянемо випадок, коли форма криволінійного напрямного пазу описується виразом $y(x) = -\ 0{,}003\cdot x^3+0{,}2667\cdot x^2 - 5{,}3333\cdot x$ (рис. 5, а). На перед зауважимо, що ця функція не оптимізована по кутам тиску, що є невід'ємною частиною розрахунку

кулачкового механізму, а наводиться у якості прикладу. Розрахунок при визначених для попереднього аналізу геометричних параметрах і застосуванні даної форми напрямного пазу показує, що пристроєм реалізується комбінована динамічна характеристика (рис. 5, б). На ній присутні ділянки як "м'якого" так і "жорсткого" видів, відповідно ділянки кривої 0*DA* і *CB*. Але найбільш цікавим є те, що отримана динамічна характеристика визначає тимчасову втрату ПДПК навантажувальної здатності, тобто характеристика має ділянку, яка за ознаками еквівалентна ділянці квазінульової жорсткості. Початок цього ефекту обумовлений точкою перегину динамічної характеристики *A,* а кінець, що відповідає відновленню навантажувальної здатності, точкою *B*. При знятті навантаження, величина якого обмежена ділянкою *BE* динамічної характеристики, рухома платформа самостійно повернеться у початкове положення ($x = 0$). Динамічна характеристика при цьому буде відповідати кривій *BCD*0. Це є суттєвою відміною від існуючих пристроїв квазінульової жорсткості, про які згадувалося вище, оскільки у останніх ефект втрати навантажувальної здатності носить не тимчасовий а постійний характер. 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 ПДПК як пружну опору, то вона може скласти серйозну конкуренцію відомим системам з квазінульовою жорсткістю, які уявляють собою системи одиничного захисного спрацювання. Варіація змінним конструктивним параметром l_0 показує, що окрім зміни кутів нахилу відповідних ділянок і зростання навантажувальної здатності – змінюється і положення точок перегину характеристики (ділянка δ, див. рис. 5, в). Це обумовлює очікувану за розрахунком втрату і відновлення навантажувальної здатності пристрою. Але головним є тісний взаємозв'язок між формою напрямного пазу і формою динамічної характеристики, про що свідчить порівняльний аналіз відповідних графіків. Це дає право висунути припущення, що до спроможності пристрою відтворювати потрібну (цільову, за деякими міркуваннями), динамічну характеристику з мінімальним відхиленням.

Висновки. На основі проведених досліджень встановлено що наявність додаткового механічного контуру у структурі пристрою дозволяє значно розширити функціональні можливості пасивної системи; кардинальним чином змінити вигляд нелінійності його динамічної характеристики (про що свідчіть порівняльний аналіз схожих конструкцій); відтворення пристроєм комбінованої динамічної характеристики дозволяє висунути припущення про подолання коливною масою ПДПК резонансу ″стрибком″, без досягнення критичних амплітуд.

ЛІТЕРАТУРА

1.Коренев, Б.Г. Динамические гасители колебаний: Теория и технические приложения / Б.Г. Коренев, Л.М. Резников — М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. — 302 с.

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

3.Сидоренко, И. Пассивные виброизолирующие устройства с элементами активных систем: монография / И. Сидоренко — Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co., 2011. — 296 с.
4.Сидоренко І.І. Використання пасивного пружного пристрою з механічним зворотним зв'язком як пружинного динамічного погашувача коливань. / І.І. Сидоренко, А.В. Ткачьов, О.А. Ткачьов // Тр. Одес. политехн. ун-та. — Одеса, 2012 — Вып. 1(36). — С. 30 — 35.
5.Алабужев П.М. Виброзащитные системы с квазинулевой жесткостью / П.М. Алабужев, А.А. Гритчин, И.И Ким. – Л.: Машиностроение, 1986. – 96 с.

ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ УПРУГОГО ГАСИТЕЛЯ КОЛЕБАНИЙ ДЛЯ НАВЕСНОГО ОБОРУДОВАНИЯ АГРОПРОМЫШЛЕННОГО КОМПЛЕКСА

Ткачев А.А.

Ключевые слова: динамический гаситель, расширенная механическая структура, динамические характеристики.

Резюме

Проведено исследование принципа действия, конструктивных особенностей упругого гасителя колебаний со структурой расширенной кулачковым механизмом. Для определения выражений, которые обусловливают динамические характеристики гасителя разработана расчетная схема, учитывающая голономные связи в его структуре. Воссоздана вариация основных конструктивных параметров устройства и показано их связь с динамическими характеристиками.

DYNAMIC DESCRIPTIONS OF A SPRING VIBRATION DAMPER FOR HANG ON EQUIPMENT OF AGROINDUSTRIAL COMPLEX

Tkachev A.A.

Key words: dynamic damper, extended mechanical structure, dynamics descriptions.

Summary

Research of principle of action is in-process conducted, structural features of resilient extinguisher of vibrations with a structure extended by a cam-gear. For determination of expressions, which stipulate dynamic descriptions of dynamic damper a calculation chart, taking into account holonomic connections in his structure, is developed. Supposition is pulled out, in ability of device to reproduce necessary dynamic description with a minimum rejection