



Сидоренко І. І.

*Одеський
національний
політехнічний
університет*

Sydorenko I. I.

*Odessa National
Polytechnic University*

УДК 629.11.012.

ТЕОРЕТИЧНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГІДРАВЛІЧНОГО РЕЛАКСАЦІЙНОГО АМОРТИЗАТОРА З РОЗШИРЕНОЮ МЕХАНІЧНОЮ СТРУКТУРОЮ

В статті проведено дослідження щодо розрахунку робочих діаграм та характеристик гідравлічного релаксаційного амортизатора з розширеною механічною структурою, якій уявляє собою принципово нове конструктивне рішення. У результаті проведених досліджень розроблено розрахункову схему та отримані розрахункові залежності, які дозволяють визначити робочу діаграму та характеристику амортизатора, що враховують його конструктивні параметри та параметри механічного контуру управління площиною дроселюючих отворів. Показано, що наявність додаткової механічної структури у складі амортизатора значно підвищує його функціональні властивості і дозволяє відтворювати потрібні робочі характеристики з найменшою похибкою.

***Ключові слова:** гідравлічний релаксаційний амортизатор, додаткова механічна структура, робочі діаграми і характеристики.*

Постановка проблеми. В сучасному машинобудуванні існує велика кількість конструкцій амортизаторів з можливістю регулювання характеристик демпфірування, які називають релаксаційними. В основному використовуються чотири способи регулювання: механічний, електромеханічний, гідромеханічний і електромагнітний. Перший спосіб реалізується у амортизаторах, які уявляють собою пасивні механічні системи, завдяки можливості перекриття дроселюючих отворів, які утворюються за вдяки обумовленої геометрії поршня і корпусу при їх взаємному переміщенні.

У поточний час робочі характеристики цих амортизаторів згруповані по двом основним видам: лінійні (односторонні, симетричні і несиметричні) та нелінійні (прогресивні і дигресивні). Можливість реалізації за їх допомогою комбінованої робочої характеристики, яка б відповідала цільовій (потрібної за деяких умов), уявляє собою досить складну задачу або є зовсім неможливим. Реалізація цільової робочої

характеристики з найменшою похибкою на поточний час можливе лише за допомоги амортизаторів, які уявляють собою активні механічні системи [1, 2]. Саме в них реалізуються три останні з означених вище способи регулювання. Але, оскільки активні системи потребують власного джерела живлення, то їх застосування у складі машини завжди підвищує витрати палива. Саме це пояснює вибіркоче застосування таких систем на практиці. У в'язку з цим аналіз, синтез та дослідження властивостей пасивних релаксаційних амортизаторів, функціональні можливості яких по реалізації цільової робочої характеристики наближені до функціональних можливостей активних систем є актуальною науковою-прикладною задачею.

Аналіз досліджень та публікацій. Попередньо проведені дослідження, що були пов'язані з застосуванням результатів аналізу і синтезу пружних механічних систем за допомогою модифікованих кінематичних графів до аналізу і синтезу дисипативних систем дозволили синтезувати декілька принципово



нових конструкцій пасивних гідравлічних релаксаційних амортизаторів з розширеною механічною структурою (ГРАРМС). Відмінність ГРАРМС від відомих амортизаторів полягає у механічному способі регулювання їх робочої характеристики, завдяки наявності в складі його структури додаткового механічного контуру управління площиною дроселюючих отворів [3, 4].

Невирішені частини проблеми. Таким чином, зважаючи на принципово нове конструктивне рішення невирішеною є: проблема теоретичного визначення робочих діаграм і характеристик ГРАРМС в залежності від його конструктивних параметрів; визначення

оптимальних параметрів механічного контуру управління площиною дроселюючих отворів та його вплив на робочі діаграми та робочі характеристики ГРАРМС.

Метою дослідження є: теоретичне визначення функцій, що обумовлюють робочі діаграми і характеристики ГРАРМС для подальшої побудови як математичної моделі самого пристрою так і моделей технічних систем з такими амортизаторами.

Основні результати дослідження. Для досягнення поставленої цілі досліджень розглянемо ГРАРМС та проаналізуємо функціональну взаємодію між його елементами (рис. 1, а).

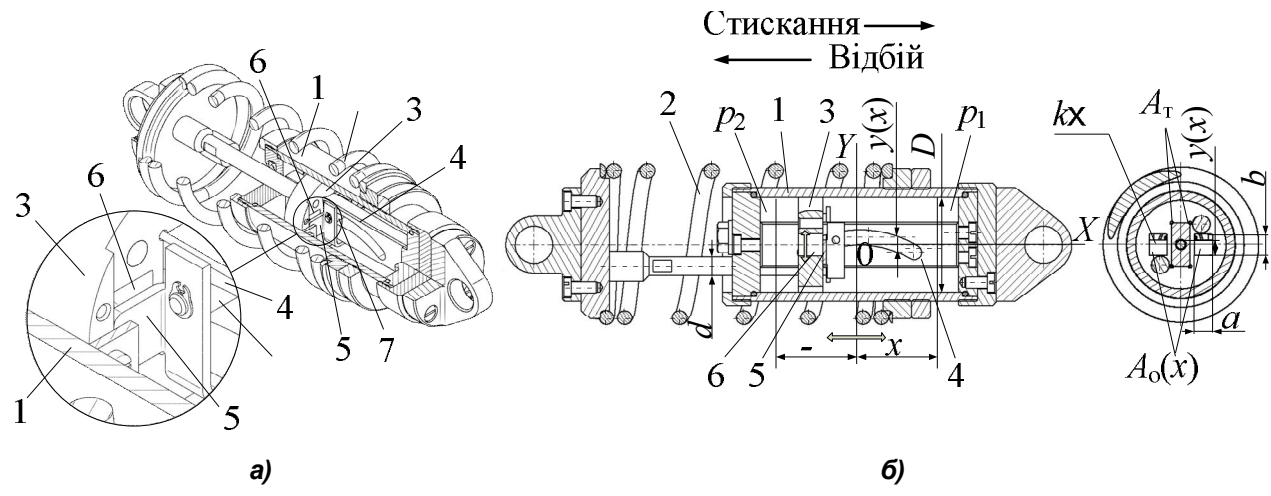


Рис. 1. Гідравлічний релаксаційний амортизатор з розширеною механічною структурою: 3D модель (а); розрахункова схема (б)

Розташована на поверхні корпусу 1, заповненого робочою рідиною, вита циліндрична пружина 2 під дією навантаження, прикладеного до порожнистого штока – поршня 3 стискається, що викликає його рух відносно направляючого стержня 4 до низу. Робоча рідина перетікає з поршневої порожнини в штокову через утворений, при частковому взаємному перекритті отворів порожнистого шток – поршня 3 і рухомої пластини 5, дросельні отвори 6. При русі порожнистого штока-поршня 3 догори гідропотік змінить свій напрямок. Кількість робочої рідини, яка перетікає з поршневої порожнини в штокову або навпаки, залежить від площини дросельного отвору 6, яка регулюється величиною зміщення $y(x)$ рухомої пластини 5, у площині, перпендикулярній осі контактуючого з нею штока-поршня 3. Величина і напрямок зміщення $y(x)$ рухомої пластини 5 залежить від величини і напрямку

переміщення x контактуючого з нею порожнистого штока-поршня 3 відносно управляючого стрижня 4. Це обумовлено контактом напрямного ролика 7 рухомої пластини 5 і криволінійного пазу управляючого стрижня 4, з яким пластина утворює кулачковий механізм з кінематичним замиканням.

Для спрощення математичних викладок на початковому етапі досліджень вирішимо задачу у числовому вигляді з деякими припущеннями. Припустимо що: в конструкції відсутня циліндрична пружина 2; площа постійних технологічних дроселюючих отворів A_T – незначна; дросельні отвори порожнистого шток-поршня 3 мають прямокутну форму; робоча рідина уявляє собою суцільне нестисливе середовище (рис. 1, б).

Введемо наступні позначення основних конструктивних параметрів ГРАРМС та відповідних до них величин: внутрішній діаметр амортизатора $D = 50$ мм, геометричні



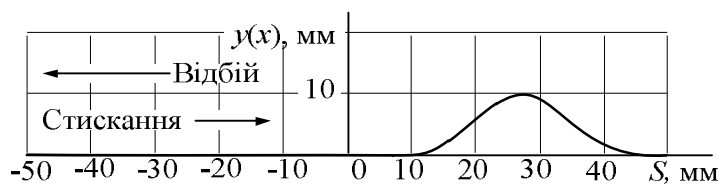
параметри напрямного стержня $k \times h = 10 \times 14$ мм; діаметр штоку $d = 10$ мм; геометричні параметри прямокутного дроселюючого отвору $a \times b = 10 \times 12$ мм; діапазон робочого ходу поршня $S = -x \dots x = -50 \dots 50$ мм перекриття двох дросельних отворів однакове і

обумовлене функцією управління у вигляді кривизни пазу управляючого стрижня 4 у діапазоні робочого ходу шток – поршня. Функцією управління описана ступеневим поліномом

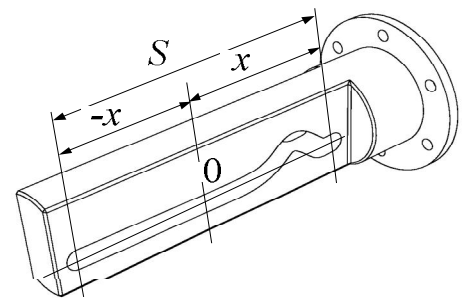
$$y(x) = 1,0 \cdot 10^{-16} - 5,90 \cdot 10^{-6} x^2 + 1,08 \cdot 10^{-6} x^3 + 7,07 \cdot 10^{-8} x^4 - 1,50 \cdot 10^{-9} x^5 - 1,26 \cdot 10^{-10} x^6 + 9,22 \cdot 10^{-13} x^7 + 9,67 \cdot 10^{-14} x^8 - 3,01 \cdot 10^{-16} x^9 - 3,68 \cdot 10^{-17} x^{10}. \quad (1)$$

Слід зазначити, що поліном (1), який описує функцію з екстремумом $y(x) = 10$ мм при $x = 28$ мм, без додаткових перетворень може

бути застосований для програмування фрезерного верстата при виготовленні пазу на направляючому стержні (рис. 2).



а)



б)

Рис. 2. Функція управління переміщенням рухомої пластини $y(x)$: графічна інтерпретація полінома (1) (а); 3D модель управляючого стержня з пазом заданої кривизни (б)

При складанні розрахункових залежностей для ГРАФМС окремо розглянемо стискання (прямий хід) і відбій (зворотний хід). Оскільки робоча рідина розглядається як суцільна нестислива середа, то процес переміщення поршня під дією навантаження при стисканні може бути описаний рівнянням нерозривності: об'єм, що описується поршнем за одиницю часу дорівнює об'ємній витраті рідини, що протікає через дросельні отвори

$$Q_p = Q_o \quad (2)$$

$$Q_o(x) = 2\mu A_o(x) \sqrt{2p_1 / \rho} = 2\mu a(b - y(x)) \sqrt{2p_1 / \rho}, \quad (4)$$

де μ – коефіцієнт витрати ($\mu = 0,85$ для прямокутного отвору при числі Рейнольдса $Re < 10000$ [5]); $A_o(x)$ – площа змінного дросельного отвору; ρ – щільність робочої рідини (у загальному випадку для машинної оливи прийнято $\rho = 0,9 \cdot 10^3 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ [5]).

Об'єм, що описується поршнем за одиницю часу розраховано як добуток швидкості переміщення поршня v_p на його площу бруто A_p , з урахуванням площі двох штоків $A_{ш}$ в штоковій порожнині.

$$Q_{п1} = v_p \cdot (A_p - A_{ш}). \quad (3)$$

Об'ємна витрата рідини, що протікає через дросельні отвори з урахуванням зміни їх площі розраховано за формулою Торічеллі

Підставивши вирази (3) і (4) до виразу (2) отримано

$$v_p \cdot (A_p - A_{ш}) = \mu 2a(b - y(x)) \sqrt{2p_1 / \rho}, \quad (5)$$

При вирішенні рівняння (5) відносно тиску у поршневій порожнині p_1 , з урахуванням прийнятих числових даних, отримано

$$p_1(x, v) = (29,36 \cdot 10^{72} v^2) / (4 \cdot 10^{36} - 0,12 \cdot 10^{18} x^{11} + 1 \cdot 10^{33} x^2 + 18,77 \cdot 10^{33} x - 215,93 \cdot 10^{30} x^3 - 14,15 \cdot 10^{30} x^4 + 299,75 \cdot 10^{27} x^5 + 25,26 \cdot 10^{27} x^6 - 1,35 \cdot 10^{18} x^{12})^2. \quad (6)$$



За аналогією, у випадку відбою, об'єм, що описується поршнем за одиницю часу у поршневій порожнині

$$Q_{п2} = v_{п} \cdot A_{п}. \quad (7)$$

З урахуванням об'ємної витрати рідини, що протікає через дроселюючи отвори і описується виразом (3), вираз (1) прийме вид

$$p_2(x, v) = (33,40 \cdot 10^{72} v^2) / (4 \cdot 10^{36} - 0,12 \cdot 10^{18} x^{11} + 1,18 \cdot 10^{33} x^2 + 18,77 \cdot 10^{33} x - 215,93 \cdot 10^{30} x^3 - 14,15 \cdot 10^{30} x^4 + 299,75 \cdot 10^{27} x^5 + 25,26 \cdot 10^{27} x^6 - 1,35 \cdot 10^{18} x^{12})^2. \quad (9)$$

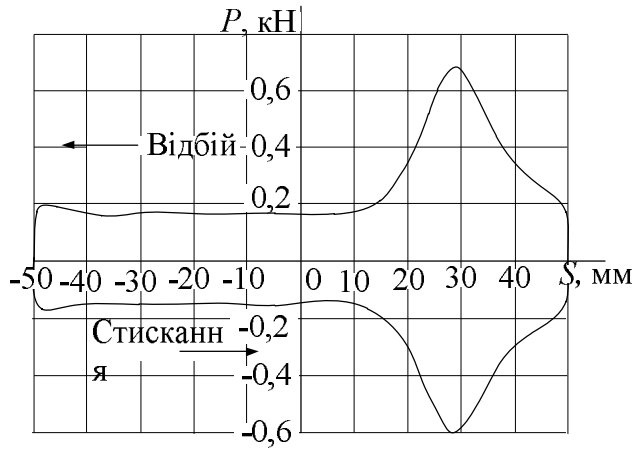
При розрахунках добутку виразів (3) і (8) на площу поршня $A_{п}$, при конкретно визначеній швидкості $v_{п}$, отримано розрахункову робочу діаграму ГРАМС у вигляді залежності сили тиску від переміщення штоку $P(x)$ (рис.3, а). Слід зазначити, що при визначенні сили тиску рідини на поршень не слід зменшувати його площу на величини площі отворів у ньому. Це пояснюється тим, що рідина яка розташована на поточний час у отворах знаходиться під тим

$$v_{п} \cdot A_{п} = 2 \mu a (b - y(x)) \sqrt{2 p_2 / \rho}. \quad (8)$$

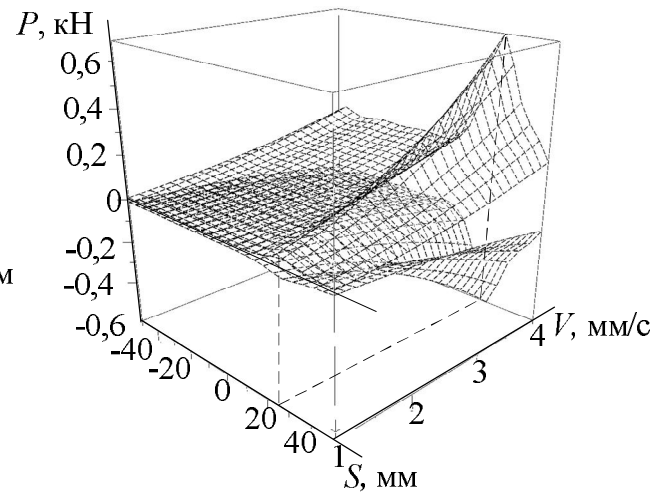
При вирішенні рівняння (8) відносно тиску у штоковій порожнині p_2 , з урахуванням прийнятих числових даних, отримано

же перепадом тиску що і сам поршень, який сприймає відповідне зусилля, і через стінки передає його поршню.

Зазвичай, при визначенні робочої характеристики амортизатора застосовують декілька робочих діаграм, що відповідають обумовленому діапазону швидкостей. Встановлено, що зміна швидкості не впливає на кривизну робочої діаграми (рис.3, б)



а)



б)

Рис. 3. Розрахункові робочі діаграми ГРАМС: при визначеній швидкості поршня (а); у діапазоні змін швидкості поршня (б)

Аналіз отриманих робочих діаграм, свідчить про тотожність їх кривизни з кривизною пази управляючого стержня, яка обумовлює алгоритм управління, з визначеним максимумом при переміщенні штока – поршня $x = 28$ мм.

Наявність розрахованої робочої діаграми дозволяє отримати і робочу характеристику ГРАМС, яка уявляє собою залежності сили тиску від швидкості переміщення штоку $P(v)$. Для наочності потрібне рішення отримано за допомогою графічного методу "виключення

параметру t (часу)", якій запропоновано А.Д. Дербаремдикером при визначенні робочої характеристики на базі експериментально отриманих робочих діаграм [6]. Застосування метода базувалося на припущенні, що зміна швидкості та пришвидшення поршня ГРАМС обумовлені відповідно синусоїдою та косинусоїдою (рис. 4). Паралельно проведені розрахунки цієї задачі за допомогою пакету Maple 16 дали аналогічний результат з підвищеною точністю (рис. 4, б).

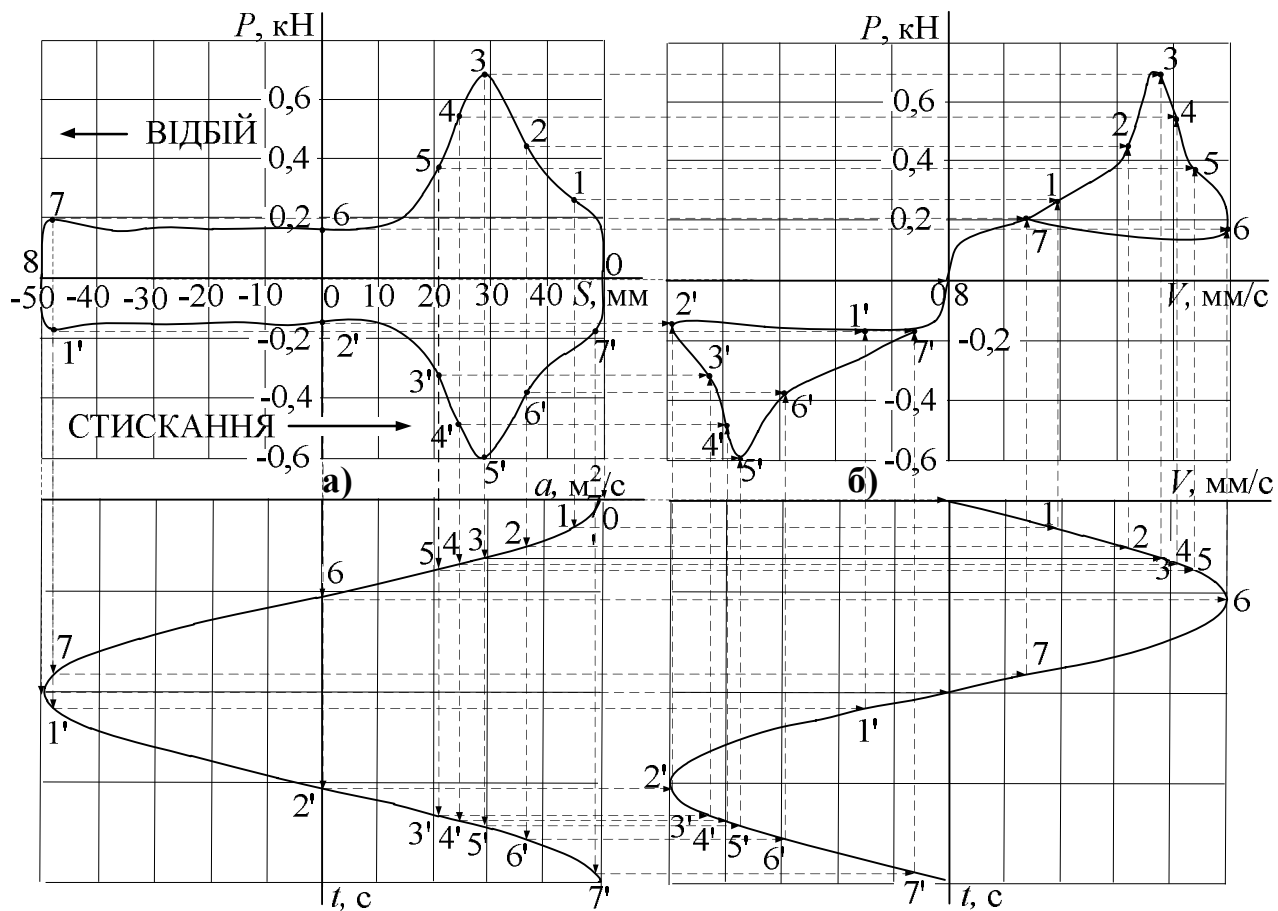


Рис. 4. Графічне будовання робочої характеристики ГРАМС: розрахункова робоча діаграма (а); робоча характеристика (б)

Для проведення порівняльного аналізу отриманої робочої характеристики розглянемо множену робочих характеристик, які реалізуються за допомогою відомих конструкцій пасивних гідравлічних релаксаційних амортизаторів (рис. 5). Порівняльний аналіз показує, що при визначених до розрахунку параметрах робоча характеристика ГРАМС є комбінованою. До її складу входять лінійні ділянки з однаковими чи різними кутами нахилу (ділянки $a - b$), які притаманні лінійним одностороннім, симетричним і несиметричним робочим характеристиками. Відмінність характеристики ГРАМС полягає у тому, що ці ділянки за бажанням можуть змінювати своє розташування і кут нахилу в залежності від переміщення поршня. Окрім цього, робоча характеристика ГРАМС має ділянки які відповідають прогресивній (ділянки $b - c$) або дигресивній (ділянки $0 - a$) робочій характеристиці. Кількість та властивості цих ділянок, стосовно їх розташування і кута нахилу в залежності від переміщення штоку, є також

контрольованими. За рахунок несиметричної робочої діаграми характеристика ГРАМС має різні ділянки які обумовлюють різну закономірність зміни тиску в залежності від напрямку переміщення поршня (ділянка $0 - a - b - c$ і ділянка $d - e - a$). На наш погляд, у деяких випадках, це дозволить оптимізувати час, за який проходять процеси стискання і відбою.

Висновки. У результаті проведених досліджень розроблено розрахункову схему та отримані розрахункові залежності, що дозволяють визначити робочі діаграми та характеристики ГРАМС, які враховують його конструктивні параметри та параметри механічного контуру управління площиною дроселюючих отворів. При цьому встановлено що:

1. робоча характеристика ГРАМС уявляє собою складну комбіновану характеристику, яка, при прийнятих до розрахунку умовах, обумовлена несиметричною робочою діаграмою;

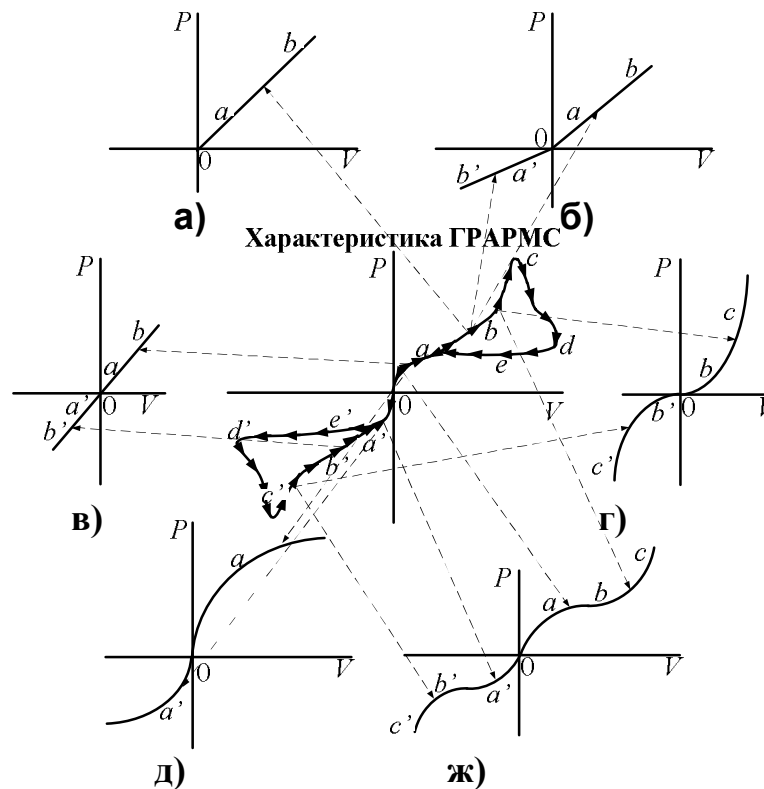
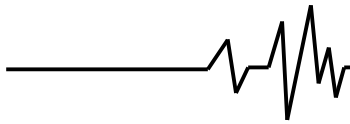


Рис. 5. Порівняльний аналіз робочої характер-ристики ГРАПМС з робочими характер-стиками відомих пасивних гідравлічних амортизаторів: лінійна одностороння (а); лінійна несиметрична (б); лінійна симетрична (в); прогресивна (г); дегресивна (д); комбінована (ж)

2. отримана у результаті теоретичних досліджень робоча характеристика ГРАПМС не може бути реалізована за допомогою відомих конструкцій пасивних релаксаційних амортизаторів а може бути відтворена лише за допомогою активної системи амортизації;

3. тісний взаємозв'язок між кривизною пазу направляючого стрижня, якій обумовлює алгоритм управління, та кривизною отриманої робочої характеристики ГРАПМС дозволяє стверджувати про можливість відтворення цільової робочої характеристики з мінімальною похибкою;

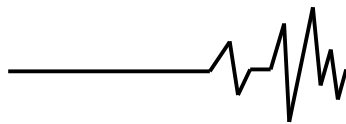
4. наявність управляючого стрижня, як основної ланки системи управління, дає можливість швидкого переналаштування амортизатора для відтворення широкого спектру різноманітних робочих характеристик, та позначає шлях до значної уніфікації елементів пристрою;

5. представляє значний практичний інтерес вирішення зворотної до розглянутої у

роботі задачі, тобто визначення параметрів системи управління на основі робочої діаграми, яка відповідає заданій (цільовій) робочій характеристиці.

Список використаних джерел

1. Метлюк Н.Ф. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. / Н.Ф. Метлюк, В.П. Автушко. – М.: Машиностроение, 1980. – 231 с.
2. Гладков Г.И. Аналитическое выражение диссипативных сил в пневморессорах / Г.И. Гладков, А.М. Петренко. // Колебания и устойчивость движения автомобиля и автопоезда, динамическая нагруженность их агрегатов: Сб. научн. трудов. – М.: МАДИ, 1986. – С.11–17.
3. Сидоренко, І.І. Релаксаційний амортизатор з нелінійним механічним зворотнім зв'язком. / І.І. Сидоренко, С.І. Робу // Праці Одес. політехн. ун-ту.– Одеса: ТЭС.– Вып. 2 (36). – 2011. – С.45–52.



4. Пат. 100464 Україна, МПК F16D 9/48, F16D 9/14. Демпфер гідравлічний / І.І. Сидоренко, С.І. Робу.; заявник і патентоволодар Одеський нац. політехн. ун-т. – № а201108048; заявл. 25.06.2011; опубл. 25.12.2012, Бюл. № 24.

5. Давыдов А.П. Коэффициент расхода всасывающего отверстия при различных значениях чисел Re / А.П. Давыдов, А.Е. Ланцов // Известия КазГАСУ, – Казань, 2011. – Вып. 2(16) – С.147–151

6. Дербаремдикер А.Д. Амортизаторы транспортных машин / А.Д. Дербаремдикер. – М.: Машиностроение, 1985. – 200 с.

Список джерел в транслітерації

1. Metluk N.F. Dinamika pnevmaticheskikh privodov avtomobiley [Dynamics of pneumatic and hydraulic actuators car] / N.F.Metluk, V.P. Avtushko.. – М.: Mashinostroenie, 1980. – 231p.

2. Gladkov G.I. Analiticheskoe virazhenie dissipativnih sil v pnevmessorah [Analytical expression of the dissipative forces in the bellows] / G.I. Gladkov, A.M. Petrenko. // Kolebaniya i ustoychivost dvizheniya avtomobilya i avtopoezda, dinamicheskaya nagruzenost ih agregatov: Sb. nauchn. trudov. – М.: MADI, 1986. – PP. 11–17.

3. Sydorenko, I.I. Relaksaciyiniy amortizator z neliniynim mehanichnim zvorotnim zvyazkom [Relax absorber with nonlinear mechanical feedback] / I.I. Sydorenko, S.I. Robu // Pratsi Odeskoho politekhnichnoho universytetu [Proc. of Odesa Polytech. Univ.]. – 2011. – Iss. 2(36). – PP. 45–52.

4. Patent 100464 Ukraina, МПК F16D 9/48, F16D 9/14. Dimpfer gidravlichnyy [Hydraulic damper] / I.I. Sydorenko, S.I. Robu.; заявник і патентоволодар Одеський нац. політех. ун-т. – № а201108048; заявл. 25.06.2011; опубл. 25.12.2012, Бул. № 24.

5. Davidov A.P. Koefficient rashoda vsasivauschego otverstia pri razlichnih znacheniyah chisel Re . [Flow coefficient suction port numbers for different values of Re] / A.P. Davidov, A.E. Lancov // Izvestiya KazGASU, – Kazan, 2011. – Vip. 2(16) – PP.147–151.

6. Dербаремдикер А.Д., Амортизаторы транспортных машин [Shock absorbers transport vehicles] / А.Д. Дербаремдикер. – М.: Машиностроение, 1985. – 200 p.

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РЕЛАКСАЦИОННОГО АМОТИЗАТОРА С РАСШИРЕННОЙ МЕХАНИЧЕСКОЙ СТРУКТУРОЙ

Аннотация. В статье проведено исследование по расчету рабочих диаграмм и

характеристик гидравлического релаксационного амортизатора с расширенной механической структурой, который представляет собой принципиально новое конструктивное решение. В результате проведенных исследований разработана расчетная схема и получены расчетные зависимости, позволяющие определить рабочие диаграммы и характеристики амортизатора, которые учитывают его конструктивные параметры и параметры механического контура управления площадью дросселирующих отверстий. Показано, что наличие дополнительной механической структуры в составе амортизатора значительно расширяет его функциональные возможности и позволяет воспроизводить необходимые рабочие характеристики с наименьшей погрешностью.

Ключевые слова: гидравлический релаксационный амортизатор, дополнительная механическая структура, рабочие диаграммы и характеристики.

THEORETICAL DEFINITIONS CHARACTERISTIC OF THE HYDRAULIC RELAXATION SHOCK ABSORBER WITH ENHANCED MECHANICAL STRUCTURE

Annotation. Development of mechanical engineering and energy conservation requirements require the creation and use of new high-performance passive relaxation dampers whose functionality closer to the functionality of the active damping systems. In this paper, a study on the calculation of working diagrams and characteristics of the hydraulic shock absorber relaxation with enhanced mechanical structure, which represents a fundamentally new design. The studies developed design scheme and calculated curves obtained, allowing to define the working diagram and damper characteristic that account for its design parameters and mechanical control loop area throttling apertures. It has been shown that the presence of additional mechanical structure comprising absorber significantly extends its capabilities to play and enables the required performance with the least error.

Key words: hydraulic shock absorber relaxation, additional mechanical structure, working diagrams and specifications.