

УДК 62-567.2

І.І. Сидоренко<sup>1</sup>С.І. Робу<sup>2</sup><sup>1</sup>Одеський національний політехнічний університет, м. Одеса, Україна<sup>2</sup>Військова академія (м.Одеса), Україна

## ДЕМПФЕР З НЕЛІНІЙНИМ МЕХАНІЧНИМ ЗВОРОТНИМ ЗВ'ЯЗКОМ

Проведено дослідження принципів дії, конструктивних особливостей і рекомендацій щодо застосуванню існуючих типів демпферів. Доведено ефективність пасивних демпферів з лінійним механічним зворотним зв'язком. Висунуто припущення про поліпшення їх функціональних властивостей шляхом заміни лінійного механічного зворотного зв'язку у їх структурі на нелінійний. Наведено перспективну конструкцію демпфера з нелінійним механічним зворотним зв'язком.

**Ключові слова:** демпфер, нелінійний зворотний зв'язок.

Коливання і вібронавантаження елементів конструкції є найбільш важливими показниками для оцінки якості і надійності технічної системи (ТС) у цілому. Тому зниження рівня коливань і вібрацій відноситься до пріоритетних науково-технічних проблем машинобудування.

Сукупність технічних пристроїв, призначених для передачі сили ваги ТС на ґрунт або опорні поверхні, незалежно від її виду (автомобіля, верстата і т.п.), називають *пружною почіпкою* або *почіпкою*. При цьому її основним призначенням є пом'якшення поштовхів і ударів, що діють на ТС, а також швидке гасіння її коливань. За спектром вирішуваних завдань почіпку можна віднести до комплексної технічної системи, призначеної для запобігання негативним проявам коливань. До її складу входять як елементи віброзахисту (демпфери і амортизатори), так і елементи віброізоляції (пружини і ресори). Пружні і дисипативні якості почіпки, які об'єднують в одному визначенні – *характеристика*, повинні визначати її *плавність*, яка значною мірою впливає на середні робочі швидкості ТС, працездатність оператора, надійність і довговічність роботи устаткування ТС.

Аналіз робіт з синтезу і аналізу почіпок ТС показав, що підвищення їх плавності може бути досягнуте шляхом вдосконалення відповідних характеристик демпфірувальних і пружних елементів, що входять до них. Проте, функціональні можливості відомих почіпок, створених на базі пасивних демпфірувальних і пружних елементів з лінійними характеристиками практично вичерпали себе [1, 2]. Шляхом аналітичних і експериментальних досліджень встановлено оптимальну характеристику почіпки залежно від умов роботи ТС, яку називають *цільовою*, [1]. Так, при роботі ТС, пов'язаної з коливаннями невеликої амплітуди, цільова характеристика її почіпки повинна визначати низьку жорсткість і мінімальне демпфірування. При роботі ТС, пов'язаної з коливаннями значної амплітуди, а також коливань тих, що викликають подовжнє розгойдування ТС з великою амплітудою, цільова характеристика почіпки повинна визначати високу жорсткість і максимальне демпфірування. У зв'язку з цим очевидно, що цільова характеристика є нелінійною і може визначатися як нелінійними характеристиками дисипативних або пружних елементів, що входять до її складу, так і нелінійними характеристиками одночасно тих і інших.

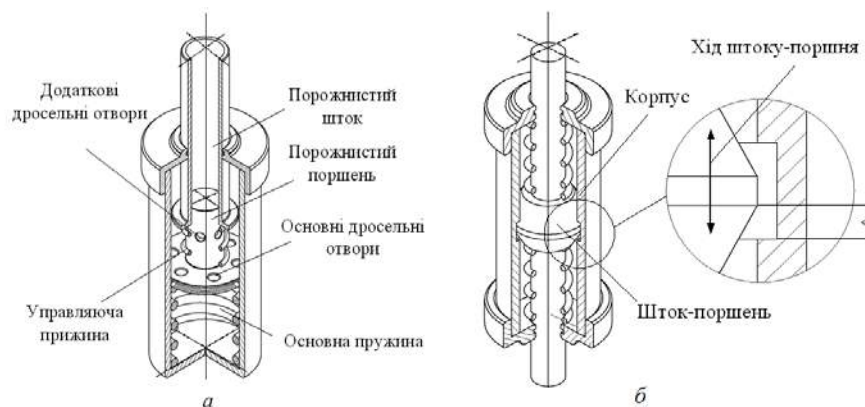
Відомо, що величина зовнішнього зусилля  $F$ , що визначає характеристику демпфірування амортизатора, залежить від тиску  $p$  в його циліндрі, сумарній площі поршня  $S_{\Sigma}$  і сили тяжіння маси  $G$ , що амортизується [1]. Взаємозв'язок між перерахованими параметрами визначається формулою

$$F = pS_{\Sigma} \pm G. \quad (1)$$

З формули (1) бачимо, що отримати нелінійну характеристику демпфірування амортизатора

можна двома способами. Перший спосіб полягає в реалізації змінної сумарної площі поршня конструктивними методами. У ряді відомих конструкцій реалізацію змінної сумарної площі поршня, досягнуто шляхом керованої зміни перерізу його основних (чи допоміжних) дросельних отворів [1]. У ряді інших відомих конструкцій аналогічний ефект досягається зміною перерізу дросельного отвору виконаного у вигляді проміжку між поршнем і циліндром амортизатора [3]. Представлено конструкцію пасивного релаксаційного амортизатора, у якій внутрішня поверхня порожнистого (телескопічного) штока при його переміщенні повністю або частково перекриває допоміжні дросельні отвори в тонкостінному поршні, що і визначає керовану зміну сумарної площі останнього (рис.1, а). Також представлено конструкцію амортизатора двосторонньої дії, в якій переміщення штока по відношенню до циліндра за рахунок реалізації їх визначених геометричними форм призводить до зміни величини проміжку  $\Delta$  між ними, чим і досягається зміна площі дросельного отвору (рис.1, б).

Нині пасивні демпфери представленого виду вибірково застосовують у почіпках спеціальних ТС (наприклад, в ковальсько - пресовому устаткуванні, а також в противідкатних системах деяких артилерійських гармат). Їх широкому застосуванню перешкоджає ряд істотних недоліків, головним з яких прийнято вважати обмежений діапазон нелінійностей, а в ряді випадків і ступінчастий вид характеристик демпфірування, що не дозволяє з їх допомогою повною мірою реалізувати необхідну цільову характеристику. Це значною мірою знижує ефективність демпфірування очікувану від високої складності виготовлення і монтажу цього виду амортизаторів демпфірування.



**Рис.1 – Пасивні демпфери: при реалізації перекриття дросельних отворів (а); при реалізації змінного дросельного отвору у вигляді проміжку між шток-поршнем та циліндром амортизатора (б)**

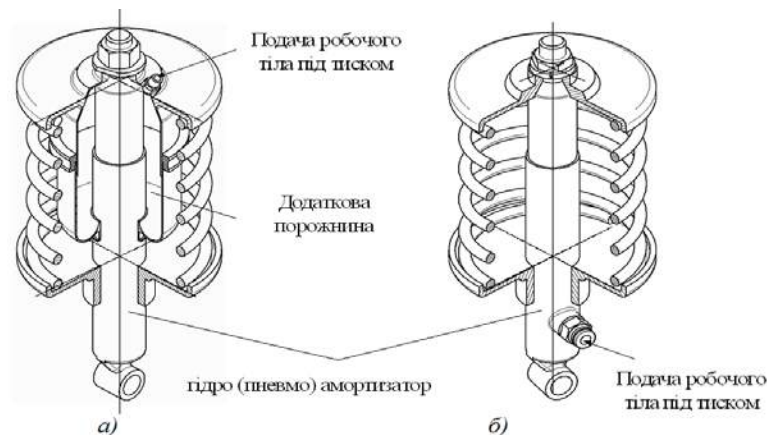
Розвиток електронних засобів контролю і управління технічними системами привів до того, що розробники і виробники амортизаторів направили основні зусилля на створення нового покоління почіпок [2]. Відмінною рисою таких почіпок є те, що демпфер у їх структурі є виконавчим механізмом, характеристики якого на пряму не залежать від переміщення шток-поршня, а визначаються зовнішньою системою автоматичного управління (САУ). У виконавчих механізмах (амортизаторах) почіпок нового покоління, виходячи з формули (1), використано *другий спосіб* реалізації нелінійної характеристики демпфірування, який визначає зміну тиску  $p$  робочого тіла в циліндрі амортизатора, що, як правило, досягається шляхом керованої зміни його об'єму.

Слід зазначити, що існуючі САУ характеристиками виконавчого механізму мають декілька структурних варіантів реалізації почіпки. Проте загальним для всіх варіантів є: наявність спеціальних датчиків САУ, які визначають параметри коливань; власне САУ, яка за контрольованими параметрами коливань виробляє і подає команди на проміжний енергетичний вузол; енергетичний вузол з власним джерелом енергії, що забезпечує налаштування виконавчих механізмів для зміни характеристики почіпки так, щоб гасіння коливань було найбільш ефективним.

Неважко помітити, що наявність енергетичного вузла з власним джерелом енергії є відмінною ознакою почіпок нового покоління, який дозволяє їх віднести до класу *активних* структур.

Виконавчими механізмами активних почіпок в основному використовуються пневматичні, гідравлічні або гідропневматичні амортизатори, які дістали назву *напіврозвантажених* [1, 2]. Подача до них додаткового об'єму робочого тіла здійснюється або в спеціальну додаткову порожнину, пов'язану з елементами звичайного пасивного амортизатора (рис. 2, а), або безпосередньо в порожнину циліндра амортизатора (рис. 2, б). Контрольована зміна об'єму робочого тіла в напіврозвантажених амортизаторах визначає необхідну зміну їх характеристики демпфірування, а наявність складної САУ дозволяє з достатньою точністю наблизити її до цільової.

Активні почіпки з розглянутими виконавчими механізмами в основному знайшли своє поширення в автомобілебудуванні. Їх застосовують в автомобілях БМВ 7-ї серії і Ауді-А8. Автомобільна фірма «Citroen» також анонсувала активну гідропневматичну підвіску «Гідроактив-III», яка буде використана в деяких моделях автомобілів її виробництва.

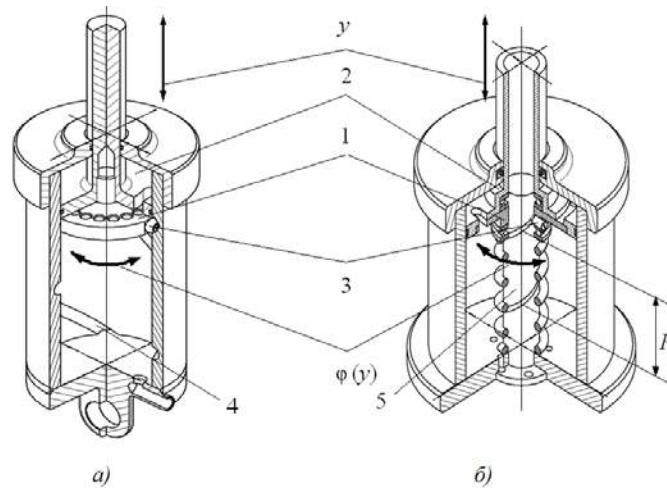


**Рис. 2 – Напіврозвантажені амортизатори для активних почіпок з подачею робочого тіла: у додаткову порожнину (а); безпосередньо порожнину циліндра амортизатора (б)**

Незважаючи на заявлену виробниками високу ефективність демпфірування, властиву активним підвіскам, досвід їх експлуатації, зокрема в автомобілебудуванні, виявив серйозні проблеми пов'язані як з надійністю їх САУ, так і з реалізацією їх високої швидкодії. Одну з основних, досить складних для вирішення технічних проблем становить зменшення інерційності виконавчих механізмів. Крім того, застосування активних почіпок безпосередньо пов'язане зі зниженням показника економічності ТС внаслідок їх залежності від зовнішнього джерела енергії. Наприклад, проведені дослідження транспортних засобів з активними підвісками показали, що для них витрата палива на мірну ділянку шляху на 30...40 % перевищує аналогічний показник для транспортних засобів з пасивною підвіскою [2, 3]. Враховуючи, що показник економічності транспортних засобів, як і будь-яких інших ТС, є одним з основних, то цілком зрозуміло, чому застосування активних почіпок має вибірковий характер і явної переваги в порівнянні з пасивними на сьогодні не має.

У зв'язку з наведеним, відомий інтерес представляють пасивні демпфери, функціональні можливості яких наближені до функціональних можливостей активних систем [4, 5]. Такий ефект досягається шляхом впровадження в структури цих пристроїв механічних елементів управління їх характеристиками (рис. 3).

Незважаючи на деякі загальні конструктивні елементи і принцип дії, представлені конструкції мають різні структури [6]. Саме відмінність в структурах дозволяє виділити серед них демпфер з перетворенням руху (див. рис. 3, а) і демпфер з лінійним механічним зворотним зв'язком (див. рис. 3, б).



**Рис.3 – Пасивні демпфери: структура з перетворенням руху(а); структура з лінійним механічним зв'язком (б)**

Проте, загальним у представлених конструкцій є реалізований в них спосіб управління характеристикою демпфірування шляхом зміни сумарної площі поршня. Для цього в конструкціях є поворотна шайба 1 з однією або декількома дросельними отворами, прилегла до нижньої частини поверхні шток-поршня 2, який також має один або декілька дросельних отворів. При переміщенні шток-поршня уздовж осі амортизатора на величину  $y$  поворотна шайба 1 своїми направляючими виступами 3 контактує із спіральними проточками: в першому випадку на внутрішній поверхні корпусу 4, а в другому випадку по зовнішній поверхні спеціального направляючого стержня 5. Тим самим реалізується передача виду гвинт (спіральна проточка на циліндричній поверхні) – гайка(поворотна шайба), яка визначає контрольований поворот поворотної шайби 1 на кут  $\varphi(y)$ . При цьому певна частина дросельних отворів шайби і шток-поршня взаємно перекриваються, що приводить до зміни сумарної площі відкритих дросельних отворів  $S_{до}(\varphi)$ , яка і впливає на сумарну площу поршня. В цьому випадку для величини зовнішнього зусилля на поршень  $F$ , що визначає характеристику демпфірування амортизатора, з урахуванням (1) отримано

$$F = p(S_{\Sigma 0} \pm S_{до}(\varphi)) \pm G \quad (2)$$

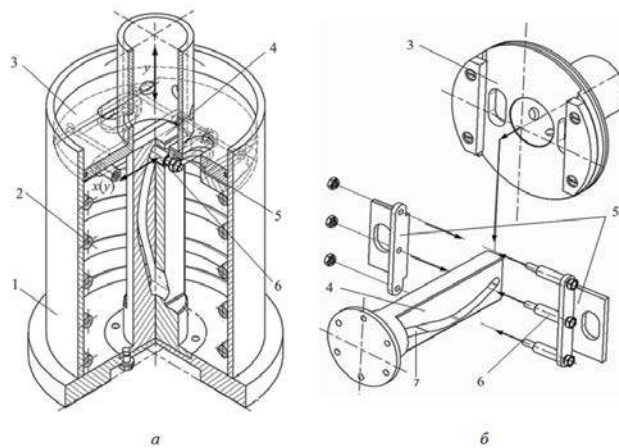
де  $S_{\Sigma 0}$  – сумарна площа поршня в початковий момент часу, коли  $\varphi = 0$  (до повороту обертальної шайби).

Позитивна якість наведених пристроїв полягає у їх повній автономності та надійному захисті елементів управління характеристикою демпфірування від дії зовнішнього середовища завдяки їх розташуванню усередині корпусу з робочою рідиною. Однак, з урахуванням конструктивних особливостей представлених пристроїв, відповідно до яких поворотна шайба обертається тільки в одному напрямі при русі штока вгору або вниз, очевидно, що  $\pm S_{до}(\varphi)$  при простих геометричних формах дросельних отворів штока-поршня і поворотної шайби є лінійною функцією, величина якої пропорційна кроку спіральної проточки  $P$ . Отже, представлені конструкції мають змінвану, але все-таки кусочно-лінійну характеристику демпфірування. Реалізація нелінійної характеристики демпфірування можлива лише у разі застосування складних геометричних форм дросельних отворів або реалізації змінного кроку спіральної проточки. Слід зазначити, що такі технічні рішення пов'язані з технологічними труднощами, подолання яких може привести до невиправдано високої вартості релаксаційних амортизаторів представлених типів.

У зв'язку з цим висунуте припущення про те, що на базі релаксаційного амортизатора з лінійним механічним зворотним зв'язком можна отримати досконалішу як функціонально, так і технологічно

конструкцію, за умови реалізації в структурі цього облаштування нелінійного механічного зворотного зв'язку (див. рис. 3, б). Проведені в цьому напрямі дослідження дозволили отримати представлене конструктивне рішення (рис. 4).

Запропонований демпфер містить заповнений робочою рідиною корпус 1 з кришкою; підпружинений витю циліндричною пружиною 2 порожнистий шток-поршень 3 з дросельними отворами, який розділяє корпус на дві порожнини – поршневу і штокову; направляючий стержень 4 з криволінійним пазом, що жорстко закріплений усередині корпусу 1 і входить у порожнину шток-поршня 3; рухома пластина 5 з дросельними отворами, яка щільно прилягає до нижньої поверхні порожнистого шток-поршня 3 з можливістю її переміщення у площині, перпендикулярній його осі для створення взаємного перекриття дросельних отворів; напрямний ролик 6 закріплено на рухомій пластині 5 для контакту з криволінійним пазом 7 направляючого стержня 4 і утворення з ним нелінійного механічного зв'язку у вигляді кулачкового механізму. На рисунку 4, б зображено порядок складання елементів нелінійного механічного зворотного зв'язку – кулачкового механізму: направляючий стержень 4 (кулачок) з криволінійним пазом 7, рухома пластина 5 з отворами, і напрямним роликом 6 (штовхачем), порожнистий шток-поршень 3 з отворами. При дії навантаження на порожнистий шток-поршень 3 розташована у корпусі 1 вита циліндрична пружина 2 стискається, що викликає рух шток-поршня відносно направляючого стержня 4 вниз. Робоча рідина перетікає з поршневої порожнини у штокову через дросельний проріз утворений між дросельними отворами порожнистого штока-поршня 3 і рухомої пластини 5 при їх частковому взаємному перекритті, що обумовлює демпфірування коливання об'єкта.



**Рис. 4 – Пасивний демпфер з нелінійним механічним зворотним зв'язком: загальний вигляд (а);  
схема складання елементів зворотного зв'язку (б)**

При русі порожнистого шток-поршня 3 вгору гідропотік змінить свій напрямок. Кількість робочої рідини, яка перетікає з поршневої порожнини в штокову або навпаки, залежить від площини дросельного прорізу, що регулюється величиною зміщення  $x(y)$  рухомої пластини 5, у площині, перпендикулярній осі контактуючого з нею шток-поршня 3. Величина і напрямок переміщення рухомої пластини 5  $x(y)$  залежить від величини і напрямку вертикального переміщення у контактуючого з нею порожнистого шток-поршня 3 відносно направляючого стержня 4, обумовленого величиною і напрямком сили навантаження, а також завдяки контакту її напрямного ролика 6 з криволінійним пазом 7 направляючого стержня 4, з яким вона утворює кулачковий механізм.

Отже, основні переваги запропонованої конструкції у порівнянні з розглянутими полягають: у застосуванні у якості нелінійного механічного зв'язку кулачкового механізму, що дозволяє реалізувати переміщення рухомої пластини на відстань  $\pm x(y)$ , величина, і що важливо, напрямок якої залежить від форми криволінійного паза направляючого стержня. Тобто, форма криволінійного паза

направляючого стержня обумовлює алгоритм управління характеристикою демпфірування. Зважаючи на те, що форма криволінійного паза, навіть з відомими технологічними обмеженнями може бути дуже складна, можна стверджувати:

– наведений пристрій здатний реалізувати широкий діапазон характеристик демпфірування різних видів нелінійності при наявності дросельних отворів простих, з технологічних міркувань, геометричних форм;

– має можливість швидкого переналаштування характеристики демпфірування пристрою шляхом заміни направляючого стержня на інший з необхідним криволінійним пазом.

Таким чином, застосування запропонованого конструктивного рішення у вигляді релаксаційного амортизатора з нелінійним механічним зворотним зв'язком дозволить значно знизити динамічні навантаження, скоротити час і кількість циклів коливань ТС у перехідних режимах роботи внаслідок реалізації потрібної цільової характеристики демпфірування з найменшими відхиленнями.

### Список використаних джерел

1. Дмитриев А. А. Теория и расчет нелинейных систем подрессоривания гусеничных машин / А. А. Дмитриев, В. А. Чобиток, А. В. Тельминов. – М. : Машиностроение, 1976. – 208 с.
2. Афанасьев Б. А. Проектирование элементов автоматизированных трансмиссий колесных машин: Учеб. пособ. / Б. А. Афанасьев, С. Д. Полов. – М. : Изд-во МГТУ, 1993. – 35 с.
3. Ротснберг Р. В. Подвеска автомобиля / Р. В. Ротснберг. – М. : Машиностроение, 1972. – 392 с.
4. Патент України на корисну модель UA 6984 U, МПК F16F 5/00. Амортизатор / М. Г. Медведев, В. В. Єніфанов, О. І. Абяскін, С. М. Воронцов (Україна). – № 2004010160; Заявлено 09.01.2004; Опубл. 15.06.2005, Бюл. № 6, 2005 р. – 3 с.
5. Сидоренко І. І. Синтез пасивного виброізолюючого устроюства на основі модифіцированого графа / І. І. Сидоренко // Проблеми обчислювальної механіки і міцності конструкцій [Текст]: збірник наукових праць / Дніпропетровський національний університет. – Дніпропетровськ : ІМА-прес, – 2009. – Вип. 13. – С. 200–207.
6. Сидоренко І. І. Применение теории графов для структурного анализа релаксационных амортизаторов // І. І. Сидоренко, А. Г. Баханович // Сб. науч. трудов БНТУ. – Минск: БНТУ, 2011. – Вып. 2(38) – С. 34–40.

**Рецензент:** Гутиря С.С., д.т.н., проф., Одеський національний політехнічний університет, м. Одеса

### ДЕМПФЕР С НЕЛИНЕЙНОЙ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАТНОЙ СВЯЗЬЮ

І.І. Сидоренко, С.І. Робу

*Проведено исследование принципов действия, конструктивных особенностей и рекомендаций по применению существующих типов демпферов. Доказана эффективность пассивных демпферов с линейной механической обратной связью. Выдвинуто предположение об улучшении их функциональных свойств путем замены линейной механической обратной связи в их структуре на нелинейную. Приведена перспективная конструкция демпфера с нелинейной механической обратной связью.*

**Ключевые слова:** демпфер, нелинейная обратная связь.

### DUMPER WITH NONLINEAR MECHANICAL FEEDBACK

I.I. Sydorenko, S.I. Robu

*A study of the operating principles, design features and recommendations on the application of existing types of dampers. The efficiency of passive dampers with linear mechanically feedback. It has been proposed for improving their functional properties by replacing the linear mechanical feedback of the non-linear structure. Shown promising constructive tion damper with nonlinear mechanical feedback.*

**Keywords:** damper, nonlinear feedback.