

DOI: <https://doi.org/10.37129/2313-7509.2020.13.1.83-92>

УДК 62 – 531.7

І.І. Сидоренко, д.т.н., проф.

М.В. Королькова

С.Ю. Дмитрієва

С.В. Ковбан

Одеський національний політехнічний університет, Україна

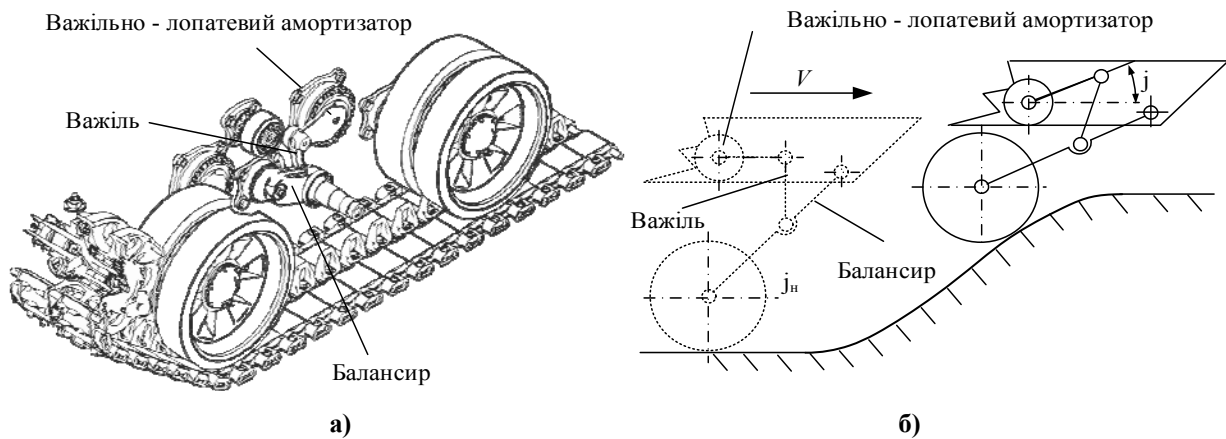
## РОБОЧІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВАЖІЛЬНО-ЛОПАТЕВОГО АМОРТИЗАТОРА З ШАРНІРНО-ВАЖІЛЬНИМ МЕХАНІЗМОМ УПРАВЛІННЯ

У статті представлений принципово новий зразок пасивного важільно-лопатевого амортизатора з шарнірно важільним механізмом управління його робочої характеристикою, застосування якого є ефективним в складі торсійної підвіски гусеничного транспортного засобу. Ефективність представленого пристрою значно підвищена шляхом науково обґрунтованого розширення його механічної структури додатковою керуючою механічною структурою у вигляді шарнірно-важільного механізму. Наведено розроблена розрахункова схема і відповідна до неї узагальнена математична модель запропонованого пристрою. На базі розробленої узагальненої математичної моделі проведені аналітичні дослідження, на основі яких отримані математичні вирази, що описують функціональну взаємодію між складовими елементами запропонованого важільно-лопатевого амортизатора і показаний їх вплив на вигляд робочих характеристик, що при цьому реалізуються. Проведено порівняльний аналіз отриманих робочих характеристик з робочими характеристиками, які можуть бути реалізовані за допомогою існуючих важільно-лопатевого амортизаторів. Встановлено, що запропоноване пристрій здатний реалізувати робочі характеристики, які неможливо реалізувати за допомогою відомих зразків пасивних важільно-лопатевого і важільно-поршневого амортизаторів. Виділено та обґрунтовано основні геометричні параметри як основної механічної структури запропонованого пристрою, так і додаткової механічної структури управління, варіація якими дозволяє відтворити цільові (потрібні при деяких умовах) робочі характеристики. Наведено напрямки і перспективи подальших досліджень, що дозволяють підвищити ефективність важільно-лопатевого амортизатора з шарнірно-важільним механізмом управління.

**Ключові слова:** важільно-лопатевого амортизатор, торсійна почіпка, механізм керування, робочі діаграми, робочі характеристики.

На сьогоднішній день застосування амортизатора з поступальним або обертовим рухом робочої ланки в почіпці рушія не може повністю враховувати специфіку її застосування. Поршневі амортизатори різних схем, які є осьовими пристроями з поступальним переміщенням робочої ланки, широко застосовуються в гусеничних рушіях з торсійною почіпкою [1, 2, 3]. Застосування у складі торсійної почіпки поршневих амортизаторів є нераціональним, оскільки в даному виді почіпки визначається кутове переміщення щодо корпусу її основного елемента – балансира. Перш за все, можна вважати нераціональним кріплення, за допомогою кульових шарнірів, корпусу поршневого амортизатора і його штока (робоча ланка) до корпусу машини і балансира [2, 4]. Таке рішення є необхідним через конструктивні особливості і принцип дії поршневого амортизатора, який не передбачає дію згинальних моментів на його шток. Так само, це призводить до виникнення наступної проблеми: кріплення поршневого амортизатора до корпусу машини за допомогою кульових шарнірів призводить до постійної зміни діючої на амортизатор системи зовнішніх сил, так як в даному випадку циліндр і шток амортизатора в процесі роботи постійно змінюють своє положення відносно корпусу рушія. В цьому випадку реальна картина навантаження амортизатора може істотно відрізнитись від розрахункових схем, відповідно до яких визначається його робоча характеристика.

Застосування амортизаторів, корпус яких безпосередньо закріплений на корпусі рушія, буде більш природним для почіпки, елементи якої здійснюють кутові переміщення. До таких пристроїв можна віднести важільно-поршневі і важільно-лопатевого амортизатори (ВПА і ВЛА) [5, 6, 7]. З огляду на відносну простоту конструкції ВЛА в порівнянні з ВПА, їх застосування в складі торсійної почіпки можна вважати більш переважним (Рис. 1).



**Рис. 1. Важільно-лопатевий амортизатор: використання у складі гусеничного рушія (а);  
схема роботи при подоланні перешкоди (б)**

Для підтвердження переваги застосування ВЛА і ВПА в складі торсійних почіпок ряду машин, що працюють у важких умовах, встановлено, що робоча температура ВЛА (наприклад, в разі застосування в складі почіпки виробів Т-72 і Т-62) виявляється нижчою, ніж у працюючих в таких же умовах поршневих амортизаторів (наприклад, на виробі Т-80) [4, 8]. Це пояснюється тим, що корпус ВЛА конструктивно передбачає щільний контакт з масивним бортом машини, що забезпечує більшу тепловіддачу [4, 8, 9]. Корпуси осевих поршневих амортизаторів, в силу своїх конструкційних особливостей, такого контакту забезпечити не можуть і як наслідок, їх корпусу вимушено доповнюють ребрами охолодження. Ефективність таких рішень, враховуючи умови роботи амортизаторів (налипання бруду і т.п.), викликають сумнів.

Проте, робочі характеристики існуючих ВЛА не можуть повністю задовольнити існуючі вимоги до плавності ходу гусеничних рушіїв. Дана проблема є основною причиною застосування саме осевих поршневих амортизаторів в складі торсійних почіпок, оскільки їх робочі характеристики більш відповідають сучасним вимогам. Крім того, добре налагоджена технологія виготовлення поршневих амортизаторів, що визначає їх відносно невисоку вартість, і забезпечує їх широке застосування [5, 7, 8, 10]. Виходячи із зазначеного вище, слід вважати актуальною науково-прикладну задачу синтезу та аналізу принципово нового важільно-лопатевого амортизатора, який буде призначений для роботи в складі торсійних почіпок гусеничних рушіїв, робочі характеристики якого перевершують робочі характеристики як існуючих осевих поршневих амортизаторів, так і відомих важільно-поршневих і важільно-лопатевих амортизаторів.

### Постановка проблеми

Існує проблема визначення робочої характеристики для принципово нового важільно-лопатевого амортизатора з шарнірно-важільним механізмом управління. Залишається невирішеним визначення взаємозв'язку між наявністю механізму управління з основними конструктивними параметрами запропонованого пристрою. Метою проведених досліджень є створення розрахункової схеми і розрахунок робочих характеристик, які можуть бути реалізовані запропонованим важільно-лопатевим амортизатором з шарнірно-важільним механізмом управління для визначення його функціональних можливостей.

### Аналіз останніх досягнень і публікацій

Дослідження, пов'язані із застосуванням методики модифікованих кінематичних графів для структурного аналізу і синтезу пружних і дисипативних механізмів показали, що шляхом додавання до структур існуючих механізмів додаткових механічних структур, можна істотно розширити їх функціональні можливості [11, 12, 13].

Результатом застосування даної методики для структурного аналізу, і подальшого структурного синтезу даного пристрою, є принципово нова конструкція ВЛА [14]. Проведений структурний аналіз одного з існуючих ВЛА з дросельним отвором постійного перетину дозволив отримати базову структуру, що стала основою структурного синтезу [3, 6]. Результатом синтезу є пристрій, структура якого доповнена механічною структурою управління у вигляді шарнірно-важільного механізму (Рис. 2).

Амортизатор складається з корпусу 1, в циліндричному розточенні якого радіально встановлені перетинки 2 з прямокутним дросельним отвором. Вал 3 з лопатями встановлений співвісно в циліндричному розточенні корпусу. Бічні шайби 4 і фланцеві кришки з підшипниками 5 служать для орієнтації валу 3 і створенню внутрішньої герметичної порожнини. В даному ВЛА додаткова механічна структура, у вигляді шарнірно-важільного механізму, представлена важелем 6 і повзуном 7. Один кінець важеля шарнірно закріплений на валу 3, а інший на повзуні 7. Повзун 4, переміщаючись в радіальному напрямку по перетинці 2, може частково або повністю перекривати дросельний отвір. Наявність даної механічної структури істотно змінює робочу характеристику амортизатора, так як вона визначає механічний зворотний зв'язок між величиною переміщення робочого органу амортизатора і площею дросельного отвору.

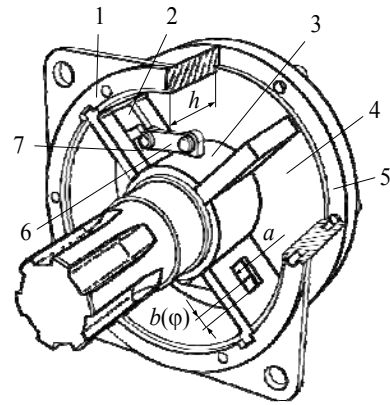


Рис. 2. Важільно-лопатевий амортизатор з шарнірно-важільним механізмом управління

### Виклад основного матеріалу дослідження

При проведенні теоретичних досліджень було розглянуто важільно-лопатевий амортизатор з додатковою механічною структурою. При складанні розрахункових схем збережена нумерація схеми влаштування його основних елементів (Рис. 2).

Прийемо, що в початковий момент часу кут між лопатями вала 3 і перемичками 2 становить  $90^\circ$  (Рис. 3). Розглянемо процес стиснення, коли до валу прикладене зовнішнє навантаження у вигляді крутного моменту  $M$  і робоча рідина перетікає з робочої порожнини I в порожнину II через дросельний отвір в перетинці. Обсяг якої при цьому описується лопаттю даного об'єкту за одиницю часу (витрата) дорівнює об'ємній витраті рідини, яка протікає через дросельний отвір

$$Q_{\text{л}} = Q_{\text{о}}. \quad (1)$$

Обсяг, який описує лопать даного об'єкту за одиницю часу, розраховується як добуток швидкості переміщення лопаті  $\omega$  на її площу

$$Q_{\text{л}} = \frac{\pi(r_1^2 - r_2^2) \cdot h}{2\pi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \frac{(r_1^2 - r_2^2) \cdot h}{2} \omega, \quad (2)$$

де  $r_1$  – радіус внутрішньої циліндричної поверхні корпусу амортизатора,

$r_2$  – радіус зовнішньої поверхні вала;

$h$  – ширина корпусу;

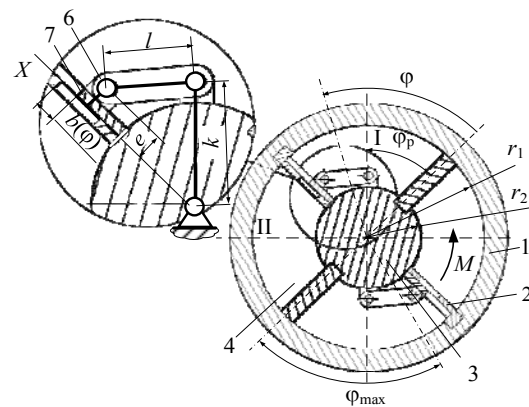


Рис. 3. Розрахункова схема запропонованого важільно-лопатєвого амортизатора

$\varphi$  – кут повороту вала з лопатями щодо корпусу з перетинками;

$\omega$  – швидкість повороту.

Об'ємна витрата рідини, яка протікає крізь дросельний отвір перетинки, з урахуванням його площі, розрахована за формулою Торрічеллі

$$Q_0 = 2\mu A_0 \sqrt{2 \frac{p_1}{\rho}}, \quad (3)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт витрати ( $\mu = 0,85$  для прямокутного отвору при числі  $Re < 10000$  [4]);

$A_0$  – площа прямокутного дросельного отвору;

$\rho$  – щільність робочої рідини (машинного масла прийнято  $\rho = 0,9 \cdot 10^3 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$  [5]).

Тоді з урахуванням (3) рівняння (2) набуває вигляду

$$\frac{(r_1^2 - r_2^2) \cdot h}{2} \cdot \omega = 2\mu A_0 \sqrt{2 \frac{p_1}{\rho}}, \quad (4)$$

Розв'язання рівняння (4) щодо тиску  $p_1$  для даного зразка

$$p_1(\omega) = \frac{h^2 \omega^2 (r_1^4 - 2r_1^2 r_2^2 + r_2^4)}{2(ab)^2 \mu^2 \rho}. \quad (5)$$

Для розглянутого зразка наявність додаткової механічної структури у вигляді шарнірно-важільного механізму, що складається з важеля 4 і повзуна 5, дозволяє перетворити кутове переміщення  $\varphi$  вала 3 по відношенню до корпусу 1 (контрольоване переміщення) в переміщення  $b(\varphi)$  повзуна 7 в радіальному напрямку по перетинці 2 корпусу 1 (кероване переміщення). При цьому повзун 5 може частково або повністю перекривати дросельний отвір. Будемо вважати, що в початковому положенні дросельний отвір відкрито повністю. Нехай по мірі збільшення кута повороту вала  $\varphi$  воно перекривається, причому зміна його площі при постійному значенні параметра  $a$  залежить від величини переміщення повзуна  $b(\varphi)$ , яке, для розглянутої конструкції, визначається залежністю

$$b(\varphi) = b_n - [k \cdot \cos(\varphi) + l \cdot \cos(\arcsin(\frac{k \cdot \sin(\varphi) - e}{l}))].$$

де  $b_n$  – довжина прямокутного дросельного отвору в момент часу, що прийняте за початкове.

Тоді, зміна площі дросельного отвору на перетинці 2 в залежності від кута повороту вала  $\varphi$  описується залежністю

$$A_0(\varphi) = a \cdot (b_n - b(\varphi)). \quad (6)$$

При вирішенні рівняння (5) щодо тиску  $p_1$  з урахуванням залежності (6) для даного зразка отримано

$$p_1(\omega, \varphi) = \frac{h^2 \omega^2 (r_1^4 - 2r_1^2 r_2^2 + r_2^4)}{2(a(b_n - b(\varphi)))^2 \mu^2 \rho}. \quad (7)$$

Для визначення робочих характеристик розглянутого зразка задамо значення його геометричних параметрів (Табл. 1).

Таблиця 1

**Геометричні параметри важільно-лопатевого амортизатора  
з шарнірно-важільним механізмом управління**

№	Найменування параметра (позначення), одиниці виміру	Значення
1	Радіус внутрішньої циліндричної поверхні корпусу амортизатора ( $r_1$ ), мм	60
2	Радіус зовнішньої поверхні вала ( $r_2$ ), мм	20
3	Ширина корпусу амортизатора ( $h$ ), мм	40
4	Максимальний кут повороту вала з лопатями відносно корпусу ( $\varphi_{\max}$ ), град	75
5	Ширина дросельного отвору ( $a$ ), мм	15
6	Довжина дросельного отвору ( $b_n$ ), мм	25
7	Максимальна швидкість повороту валу ( $\omega$ ), 1/с.	0,5
8	Відстань від осі пристрою до місця кріплення важеля на валу ( $k$ ), мм	25
9	Довжина важеля ( $l$ ), мм	20
10	Відстань від перетинки до місця кріплення важеля на повзуні ( $e$ ), мм	5

Слід зазначити, що на вид робочої характеристики амортизатора впливає величина і закон зміни швидкості його рухомого елемента. Прийmemo, що гусеничний рушій здійснює наїзд на перешкоду, що визначає повний робочий хід у вигляді синусоїди, а зміна швидкості вала амортизатора відбувається протягом  $t = 2$  с. відповідно до виражень

$$\omega = 0,5t \text{ при } 0 \leq t \leq 1 \text{ і } \omega = 1 - 0,5t \text{ при } 1 \leq t \leq 2.$$

З метою спрощення математичних викладок при вирішенні рівняння (8) вираз, що входить до нього (7), з урахуванням прийнятих значень геометричних параметрів зразків, доцільно замінити на відповідний степеневий поліном

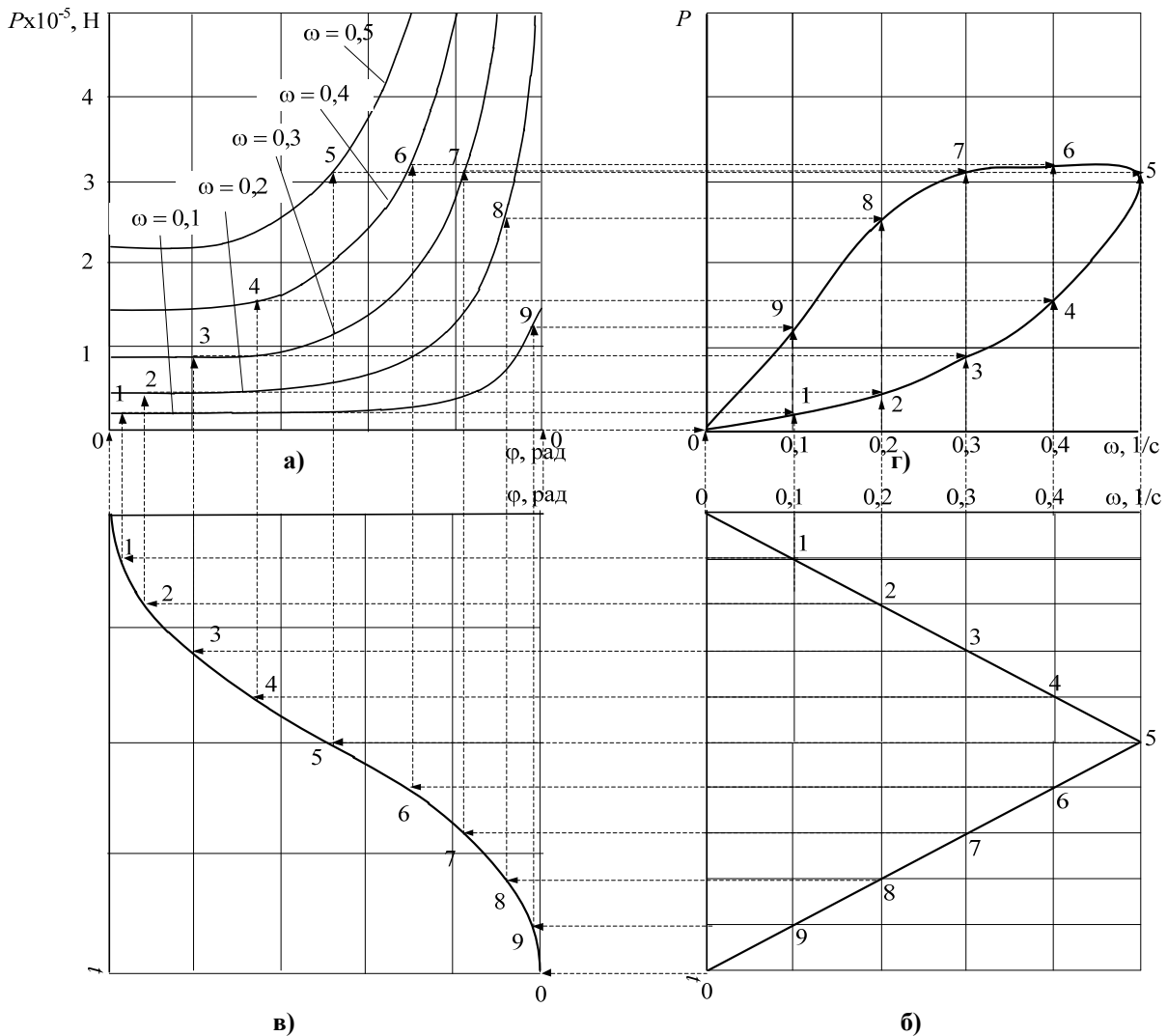
$$b(\varphi) = -0,0057 \varphi^3 - 0,0111 \varphi^2 - 0,0443 \varphi - 0,00001; R^2 = 1.$$

Тоді рішення рівняння (7) відносно тиску набуває остаточного вигляду:

$$p_1(\omega, \varphi) = \frac{2,4885 \cdot 10^6 \omega^2}{(570 \cdot \varphi^3 + 1110 \cdot \varphi^2 - 4430 \cdot \varphi + 3001)^2}. \quad (8)$$

Для розглянутого зразка графічна інтерпретація визначення робочої характеристики показує наступне. Розрахунки за виразом (8), який визначає тиск в робочій порожнині амортизатора при різних значеннях швидкості переміщення робочої ланки, дозволяє отримати сімейство несиметричних робочих діаграм для даного зразка (Рис. 4, а). Отримане сімейство робочих діаграм в цьому випадку свідчить про те, що тиск залежить не тільки від швидкості переміщення робочої ланки, але і від його положення в діапазоні робочого ходу. Тому, з огляду на тісний взаємозв'язок параметрів швидкість-переміщення, при побудові робочої характеристики розглянутого зразка необхідно враховувати не тільки закон зміни швидкості (Рис. 4, б) але і закон зміни переміщення, пов'язаний зі швидкістю процесу  $t$  (Рис. 4, в). Враховуючи, що робочі діаграми зразка в даному випадку є несиметричними щодо середини робочого ходу, то робоча характеристика становить петлю (Рис. 4, г). Нижня частина петлі, яка обмежена точками 0, 1, 2, 3, 4, 5, визначає прогресивну (дросельну) ділянку. Вона характеризується відносно невеликою зміною тиску при зростанні швидкості робочого органу амортизатора в першій половині робочого ходу. Верхня частина петлі, яка обмежена точками 5, 6, 7, 8, 9, 0, визначає дигресивну (клапанну) ділянку. Вона характеризується великими тисками при зменшенні швидкості на другій половині робочого ходу. Даний вид робочої характеристики в літературі не описаний, оскільки відомими конструкціями амортизаторів не реалізується.

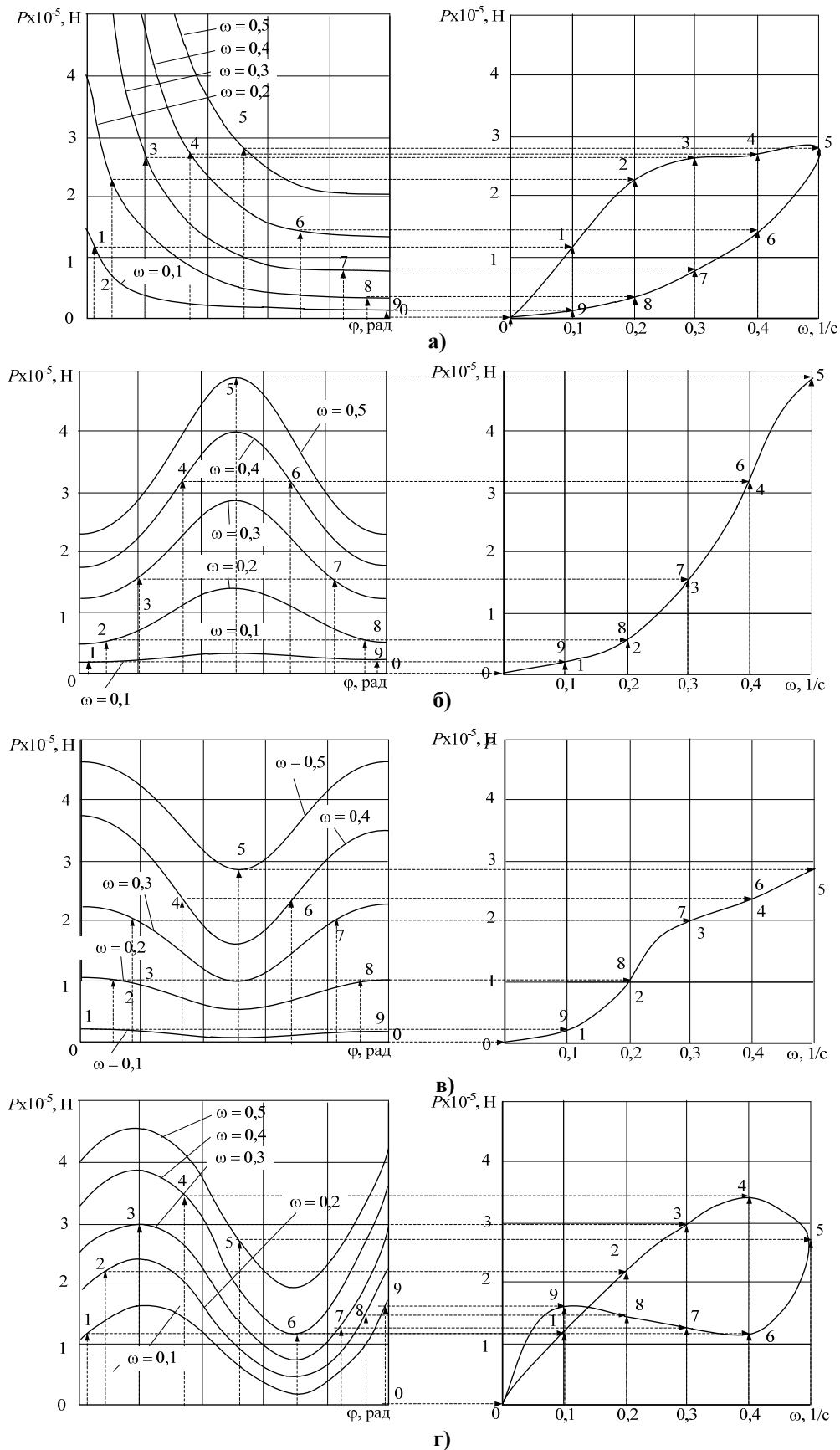




**Рис. 4. Побудова робочої характеристики важільно–лопатевого амортизатора: сімейство робочих діаграм (а); закон зміни швидкості (б); закон зміни переміщення (в) робоча характеристика (г)**

Розрахунок за умови, що в процесі збільшення кута повороту вала амортизатора, дросельний отвір буде відкриватися, при інших незмінних параметрах дозволяє отримати робочу характеристику також у вигляді петлі (Рис. 5, а). Початкова ділянка характеристики буде відповідати верхній частині петлі, яка обмежена точками 0, 1, 2, 3, 4, 5, що визначає дигресивну (клапанну) ділянку. В цьому випадку вона характеризується великими змінами тиску при зростанні швидкості робочого органу амортизатора в першій половині робочого ходу. Нижня частина петлі, обмежена точками 5, 6, 7, 8, 9, 0, визначає прогресивну (дросельну) ділянку. Вона характеризується великими тисками при убутті швидкості на другій половині робочого ходу. Така робоча характеристика також не реалізується відомими конструкціями амортизаторів.

З ряду проведених розрахунків випливає, що конструкція розглянутого зразка має кілька головних конструктивних параметрів, що визначають його робочу характеристику. До них відносяться форма, розміри, кількість і місце розташування дросельних отворів на перетинці, а також довжина важеля 6, форма і розміри повзуна 7 (див. рис. 3). При різних варіаціях даних параметрів розглянутий зразок дозволяє реалізовувати різні види робочих характеристик, як симетричних (Рис. 5, б, Рис. 5, в), так і несиметричних (Рис. 5, г). Причому, на наш погляд, особливий інтерес можуть представляти робочі характеристики, що визначають різний вид дисипації на окремих ділянках робочого ходу, оскільки в цьому випадку є передумови до вирішення такої відомої проблеми як «пробій» амортизатора. Припустимо, що функціональні можливості запропонованого амортизатора можна істотно розширити шляхом застосування криволінійних дросельних отворів.



**Рис. 5.** Робочі діаграми і характеристики: при зменшенні дросельного отвору по величині робочого ходу (а); при зменшенні дросельного отвору на 0,5 робочого ходу (б); при збільшенні дросельного отвору на 0,5 робочого ходу (в); при зменшенні дросельного отвору на 0,25 робочого ходу з наступним збільшенням на 0,75 робочого ходу (г)

## Висновки

На основі результатів проведених досліджень встановлено наступне:

1. Розширення основної структури важільно-лопатевого амортизатора додатковою керуючою механічною структурою у вигляді шарнірно-важільного механізму в значній мірі розширює його функціональні можливості з реалізації різних робочих характеристик.
2. Запропонований пристрій реалізовуватиме як традиційні симетричні характеристики (дросельний отвір зменшується на середині робочого ходу) так і робочі характеристики, отримати які за допомогою існуючих пасивних амортизаторів неможливо.
3. Особливий інтерес можуть представляти реалізовані запропонованим пристроєм робочі характеристики, що визначають різний вигляд дисипації на окремих ділянках робочого ходу.

## Перспективи подальших досліджень

Виходячи з того, що запропонована конструкція дозволяє реалізовувати широкий діапазон робочих характеристик різного виду нелінійності, можна припустити можливість синтезу, з її допомогою, цільової (необхідної з тих чи інших причин) робочої характеристики і реалізації оптимальної, для гусеничного рушія, системи підресорювання почіпки.

## Список використаних джерел

1. Дуценко В. В., Агапов О. Н. Особливості розрахунку торсіонної підвіски транспортних засобів / В. В. Дуценко, О. Н. Агапов // Вісник НТУ «ХП». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2014. – № 10 (1053). – С. 111–120.
2. Дуценко В. В. Питання удосконалення методології аналізу та синтезу систем підресорювання військових гусеничних і колісних машин / В. В. Дуценко // Військово-технічний збірник. – 2012. – № 1. – С. 26 – 32.
3. Анісімов В. Ф., Зегер М. С. Удосконалення гідросистеми ходової частини гусеничних тракторів / В. Ф. Анісімов, М. С. Зегер // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2011. – № 1. – С. 129-134.
4. Дмитриев А.А., Чобиток В.А., Тельминов А.В. Теория и расчёт нелинейных систем поддресоривания гусеничных машин. -М.: "Машиностроение", 2006. -208 с.
5. Котиев, Г.О. Исследование рабочих процессов в пневмогидравлических устройствах систем поддресоривания гусеничных машин / Г.О. Котиев, А.А. Смирнов, В.П. Шилкин. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2001. – 80 с.
6. Острецов, А.В., Устименко. А.С. Оценка эффективности работы амортизаторов на автомобиле // Грузовик &, 2012, №11.
7. Елисеев С. В., Ковыришин С. В., Паришута Е. А. Некоторые вопросы теории виброизоляции. Обоснование структурных подходов / С. В. Елисеев, С. В. Ковыришин, Е. А Паришута // Математическое моделирование, системный анализ. – 2013. – №3 (89). – С. 121-127.
8. Узунов О. В., Ночніченко І. В., Галецький О. С. Уточнення коефіцієнту витрати для гідравлічних дреселів клапанно-дросельних груп / О. В. Узунов, І. В. Ночніченко, О. С. Галецький // Вісник НТУУ «КПІ». Серія машинобудування. – 2014. – № 3. – С. 169-174.
9. D'Alessandro V., Montelpare S., Ricci R., Zoppia A. Fluid–dynamic analysis of a multi–blade gravity damper / V. D'Alessandro, S. Montelpare, R. Ricci, A. Zoppia // International Journal of Mechanical Sciences. – 2018. –Vol. 135. – P. 14-22.
10. Michalowski B., Rybak P., Wysocki J. Numerical and experimental tests of suspension elements / B. Michalowski, P. Rybak, J. Wysocki //AIP Conference Proceedings. – 04 march 2019. – Vol. 2078.
11. Сидоренко, И. Пассивные виброизолирующие устройства с элементами активных систем: моногр. / И. Сидоренко — Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co., 2011. — 296 с.



12. Сидоренко, І.І. Теоретичне визначення характеристики гідравлічного релаксаційного амортизатора з розширеною механічною структурою / І.І. Сидоренко. // *Вибрації в техніці і технологіях. Всеукраїнський науково – технічний журнал*. 2014. - №3(75) – С. 94–101.

13. Сидоренко, І.І. Робоча діаграма і характеристика гідравлічного релаксаційного амортизатора з розширеною механічною структурою / І.І. Сидоренко, С.І. Робу, В.П. Волков, // *Автомобільний транспорт. Сборник научных трудов - Харьков: ХНАДУ Вып. 35. – 2014. – С. 60 – 67.*

14. I.I. Sydorenko and Zhang Yi Heng. (2015). *Synthesis of lever-blade dampers with enhanced mechanical structure / I.I. Sydorenko, Zhang Yi Heng. // Odes'kyi Politechnichnyi Universytet. Pratsi 1, 15-20.*

## РАБОЧИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РЫЧАЖНО-ЛОПАСТНОГО АМОРТИЗАТОРА С ШАРНИРНО-РЫЧАЖНЫМ МЕХАНИЗМОМ УПРАВЛЕНИЯ

И. Сидоренко, М. Королькова, С. Дмитриева, С. Ковбан

*В статье представлен принципиально новый образец пассивного рычажно-лопастного амортизатора с шарнирно рычажным механизмом управления его рабочей характеристикой, применение которого является эффективным в составе торсионной подвески гусеничного транспортного средства. Эффективность представленного устройства значительно повышена путём научно обоснованного расширения его механической структуры дополнительной управляющей механической структурой в виде шарнирно-рычажного механизма. Приведены разработанная расчётная схема и соответствующая ей обобщённая математическая модель предложенного устройства. На базе разработанной обобщённой математической модели проведены аналитические исследования, на основе которых получены математические выражения описывающие функциональное взаимодействие между составными элементами предложенного рычажно-лопастного амортизатора и их влияние на вид, реализуемых при этом, рабочих характеристик. Проведён сравнительный анализ полученных рабочих характеристик с рабочими характеристиками, которые могут быть реализованы при помощи существующих рычажно-лопастных амортизаторов. Установлено, что предложенное устройство способно реализовать рабочие характеристики, которые невозможно реализовать при помощи известных образцов пассивных рычажно-лопастных и рычажно-поршневых амортизаторов. Выделены и обоснованы основные геометрические параметры как основной механической структуры предложенного устройства, так и дополнительной механической структуры управления, вариация которыми позволяет воспроизвести целевые (нужны при некоторых условиях) рабочие характеристики. Приведены направления и перспективы дальнейших исследований, позволяющие повысить эффективность рычажно-лопастного амортизатора с шарнирно-рычажным механизмом управления.*

**Ключевые слова:** *рычажно-лопастной амортизатор, торсионная подвеска, механизм управления, рабочие диаграммы, рабочие характеристики*

## PERFORMANCE CHARACTERISTICS OF THE LEVER-VAN SHOCK ABSORBER WITH THE HINGE-LEVER CONTROL MECHANISM

I. Sydorenko, M. Korolkova, S. Dmitrieva, S. Kovban

*The article presents a fundamentally new example of a passive lever-blade shock absorber with an articulated lever mechanism for controlling its operating characteristic, the use of which is effective as part of the torsion bar suspension of a tracked vehicle. The efficiency of the presented device is significantly increased by scientifically substantiated expansion of its mechanical structure with an additional controlling mechanical structure in the form of a pivot-lever mechanism. The developed structural scheme and the corresponding generalized mathematical model of the proposed device are presented. Based on the developed generalized mathematical model, analytical studies have been carried out, on the basis of which mathematical expressions have been obtained that describe the functional interaction between the constituent elements of the proposed lever-blade damper and their influence on the type of working characteristics that is realized in this case. A comparative analysis of the obtained performance with the performance that can be implemented using existing lever-blade shock absorbers is carried out. It was found that the proposed device is able to realize working characteristics that cannot be realized using known samples of passive lever-blade and lever-piston shock absorbers. The basic geometric parameters of both the main mechanical structure of the proposed device and the additional mechanical control structure, the variation of which allows reproducing the target (needed under certain conditions) working characteristics, are highlighted and substantiated. The directions and prospects of further research are given, which make it possible to increase the efficiency of the lever-paddle shock absorber with the articulated-lever control mechanism.*

**Keywords:** *lever-paddle shock absorber, torsion bar suspension, control mechanism, working diagrams, performance characteristics*