

Оптимізаційне рішення гасіння коливань у ходових частинах візків міського електричного транспорту

Лукашова Наталя Павлівна

Кафедра «Електричний транспорт»

ХНУМГ ім. О.М. Бекетова

вул. Маршала Бажанова, 17, м. Харків, Україна, 61002

E-mail: lukaschova.natalya@gmail.com

Контактний тел.: (097) 255 73 80

Анотація – Проведено аналіз існуючих конструкцій гасителів коливань, визначені їх переваги та недоліки, які впливають на динамічні характеристики амортизаційних конструкцій, рейковий шлях та комфортні умови перевезення пасажирів. Аналіз конструкцій гасителів коливань показав існування електромеханічних систем, принцип дії яких заснований на перетворенні кінетичної енергії. Це сприяє можливості регулювання сили демпфування в залежності від режимів руху транспортного засобу. При цьому енергія коливань не тільки утилізується, а і повертається до електричного кола транспортного засобу з можливістю повторного її використання. Для експериментальних досліджень обрано конструкцію електромеханічного амортизатору та встановлено його оптимальні геометричні параметри.

Співвідношення параметрів електромеханічного амортизатора визначаються та уточнюються рішенням задачі оптимізації, що зумовлена обраною конструкцією. Для рішення задачі оптимізації використовується метод багатогранника, який структурований у вигляді ланцюжка кінцевої довжини, що сприяє попередньому визначенню параметрів. Для рішення задач такого типу використовуються комбінований метод, що включає генетичні алгоритми, які керуються імовірнісними правилами і необхідною інформацією щодо значення цільової функції, не вимагаючи додаткових відомостей про параметри. Централізованою частиною алгоритму є схема відбору, для якого потрібне знання середньої пристосованості усіх особин та індивідуальної пристосованості щодо вибору точок прикладення генетичних операторів. Згідно наведеної задачі оптимізації та за допомогою генетичного алгоритму, отримані попередні дані рішення задачі умовної оптимізації.

Пошук та рішення задачі із багатьма екстремумами проводився з урахуванням всієї множини можливих варіантів.

На завершальному етапі оптимізаційної процедури уточнення оптимуму здійснюється методом Нелдера-Міда. В результаті розрахунків визначено локальний метод оптимізації, який сприяє покращенню точності розрахунку оптимальних параметри електромеханічного амортизатору.

Ключові слова: електромеханічний амортизатор, ресорне підвищення, ходова частина.

I. ВСТУП

Одним з розповсюджених видів міського електротранспорту є трамвай та метрополітен, рух яких залежить від ефективної роботи ходових частин вагонів.

Ходові частини вагонів призначені для напрямку руху екіпажу шляхом передачі навантажень від кузова на рейку та гасіння коливань, що виникають під час їх експлуатації [1].

Від розташування візків ходової частини МРЕРС залежать їх конструктивні особливості і умови роботи.

З розвитком технічного прогресу на ринку України з'являються сучасні вагони міського електротранспорту, які обладнанні перспективними пристроями.

Одним із основних і невід'ємним елементом візків вагонів міського електротранспорту є система ресорного підвищування ходової частини. Ефективність роботи таких систем залежить від нерівності шляху та зовнішніх впливів на екіпажну частину транспортного засобу. Тому вони потребують компенсації і гасіння коливань з боку ходової частини транспортного засобу та зменшення динамічного впливу на елементи електрорухомого складу (ЕРС) і рейкові колії.

Проблеми, що виникають під час експлуатації рухомого складу приводять до непередбачених ситуацій, які впливають на роботу транспортної системи міста. Сукупність дій подолання більшості проблем підвищує ефективність роботи міського електротранспорту та зменшує виникнення аварійних ситуацій і створює комфортні умови для пасажирів. Ці питання складають актуальність роботи.

II. АНАЛІЗ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ...

З розвитком парку міського електричного транспорту підвищуються вимоги щодо його експлуатації. Виконання вимог залежить від ефективних конструкцій основних елементів, що впливають на роботу транспорту і транспортних ліній міста.

Одним з основних елементів конструкцій візків ходових частин вагонів є система ресорного підвищування, яка складається з ресор, циліндричних пружин, гасителів коливань і тощо (Fig. 1)

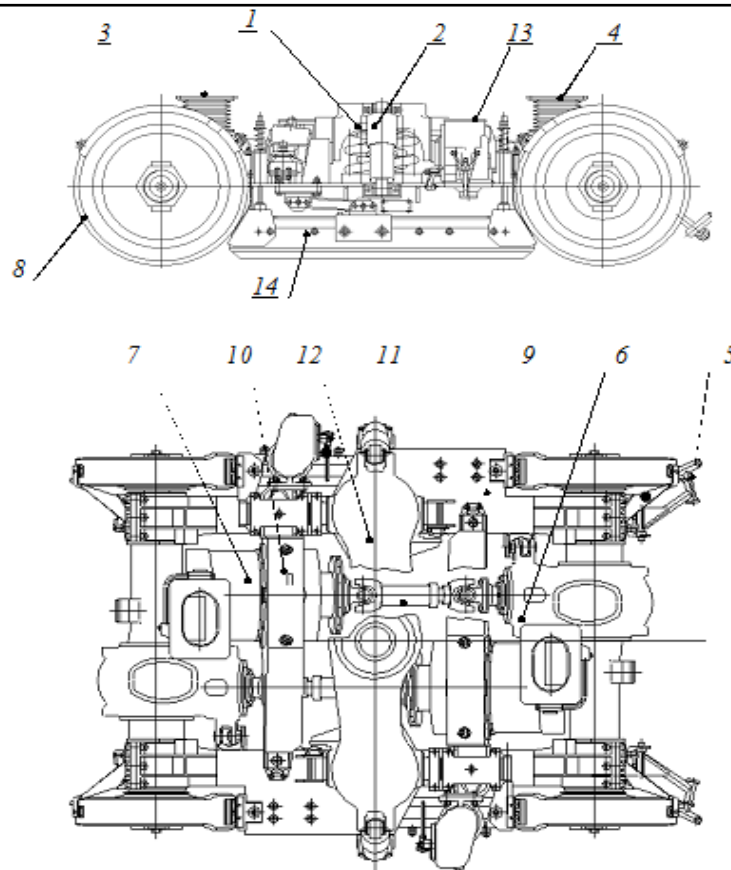


Fig. 1. Візок трамвайного вагона «Спектр»: 1 - циліндрична пружина; 2 – гідравлічний гаситель коливань (амортизатор); 3 – вентиляційний кожух; 4 – крила; 5 – патрубок пісочниці; 6 – редуктор; 7 – тяговий двигун; 8 – колесо; 9 – поздовжня балка; 10 – поперечна балка; 11 – карданий вал; 12 – надресорна балка; 13 – електромагнітний привід рейкового гальма; 14 – рейкове гальмо

Основна роль в системі припадає на гасителі коливань, які призначені для створення зусиль, що забезпечують усунення або зменшення амплітуди коливань вагонів міського транспорту і його частин.

В Україні найбільш широкого поширення набули гідравлічні й фрикційні гасителі коливань [1]. Проаналізуємо особливості їх роботи.

Для гасіння коливань, що виникають при русі рухомого складу в центральному підвішуванні візків, застосовують гідравлічні гасителі.

Вони забезпечують необхідну плавність ходу вагона, знижують вплив рухомого складу на колію, зменшують знос деталей візка, сприяють підвищенню безпеки руху.

Гідравлічні гасителі коливань встановлюється на візках під кутом 35° до горизонтальної площини. Така установка дозволяє гасити як вертикальні, так і горизонтальні коливання рухомого складу. Гаситель кріплять одним кінцем до кронштейну центральної балки, а іншим до кронштейну на поздовжньої балці рами візка.

Гідравлічний гаситель коливань являє собою поршневий телескопічний демпфер двосторонньої дії, який створює зусилля опору на ходах стиснення і розтягування.

Він складається з циліндра, в якому переміщається шток з поршнем. Шток ущільнений направляючою

буксою і сальниковим пристроєм, що складається з обоими і каркасного сальника. У поршень встановлений клапан. У нижню частину циліндра запресований корпус з клапаном. Гайка фіксує положення деталей гасителя коливань і одночасно через обійму розтискає гумове кільце, яке ущільнює корпус.

Принцип дії гідравлічних гасителів полягає у послідовному переміщенні в'язкої рідини з однієї порожнини циліндра в іншу поршневої системи під дією розтягуючих або стискаючих зусиль.

У фрикційних гасителях коливань сили тертя виникають при вертикальному і горизонтальному переміщеннях клинів гасителя, що контактують з фрикційними планками, які укріплені на колонках боковин візків.

Істотним недоліком показаних гасителів є нерівномірний знос їх частин в процесі експлуатації, внаслідок чого змінюються характеристики.

Ці недоліки відсутні у дискового фрикційного гасителя коливань. Такий гаситель має сталевий диск, з'єднаний з повідцем, який за допомогою пружини, болтів, повідків і гумових прокладок затиснутий між двома фрикційними прокладками з азбестової маси. Повідками гаситель кріпиться до ресорного підвішування вагона. При відносному переміщенні повідків, і відповідно диска і прокладок виникають сили тертя постійної величини. Сили тертя регулюється стисненням пружин.

Одним з основних недоліків всіх фрикційних гасителів коливань є те, що вони мають великі сили тертя, що перешкоджають прогину ресорного підвішування, коли величина вимушених коливань менше сили тертя самого гасителя.

Клиновий гаситель коливань застосовується у візках вантажних вагонів і має сили тертя, пропорційні переміщенням та різної величини для низхідного і висхідного рухів.

Сили тертя в цих гасителях виникають при відносному вертикальному і горизонтальному переміщеннях клинів по фрикційним планкам, укріпленим на колонках бічних рам візка.

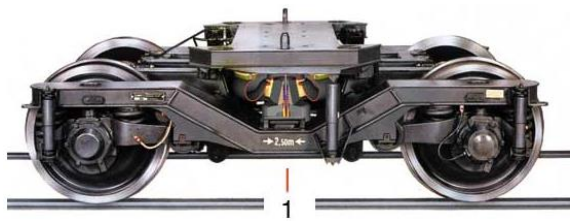


Fig. 2. Візок з пневматичною ресорою серії ALCAS

Характерною особливістю її є застосування в центральній ступені підвішування пневматичних ресор великого (більше 0,6 м) діаметру. Це дозволяє живити їх стисненим повітрям щодо невисокого тиску (менше 0,5 МПа), наприклад, від повітряної гальмової магістралі [8]. Використання таких ресор потребує додаткових затрат енергії при роботі компресорів.

Для рейкових транспортних засобів розроблена пневмопідвіска ALCAS, в якій реалізовані широкі можливості регулювання пневматичного ресорного підвішування шляхом застосування електронних пристроїв [2].

На Fig. 3 представлена сучасна пневматична ресора з датчиком її висоти. Ця система дозволяє реалізувати крім відомих, такі функції: нахил кузова вагона при русі по кривим лініям та зчитування характеристик і діагностику пневмопідвіски.

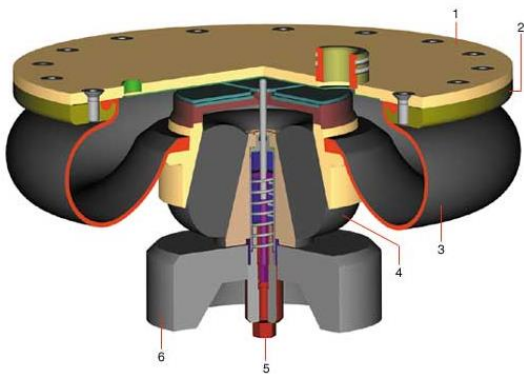


Fig. 3. Пневматична ресора з датчиком її висоти: 1 - верхнє днще пневматичної ресори; 2 - кільце ущільнювача; 3 - оболонка; 4 - внутрішній конус з пружним буфером; 5 - датчик для виміру величини повітряного зазору і формування електричного сигналу до системи управління; 6 - опорна плита.

Такі гасителі можуть гасити вертикальні і горизонтальні коливання. Вони відрізняються простотою конструкції, надійністю в експлуатації.

Для істотного підвищення швидкостей руху поїздів необхідно поліпшити їх динамічні характеристики по впливу на рейковий шлях і на пасажирів [2]. У розвинутих країнах Європи і Азії це зазвичай досягається шляхом застосування систем ресорного підвішування на основі пневматичних ресор [3]. Цей напрям також отримав широке поширення, на автомобільному транспорті. У роботах [3-7] приведені основні етапи впровадження пневматичного ресорного підвішування на рухомому складі розвинутих країн (Fig. 2).

Аналіз конструкцій основних типів гасителів коливань показав, що фрикційні та гідравлічні демпфери дають можливість гасити коливання, які створюються при русі міського рухомого складу, однак регулювання їх параметрів при різній загрузці вагонів неможлива. Застосування пневматичних ресор дає можливість регулювання параметрів демпфування, в залежності від загрузки вагону та величини зовнішніх впливів, але в цілому пневматичне підвішування потребує додаткових втрат енергії та потужностей пневматичної системи транспортного рухомого складу.

Прагнення щодо використання енергії коливань кузова транспортного засобу призвело в останні часи до створення електромеханічних систем гасіння коливань де в якості поглинаючого елемента виступає генеруюча електромеханічна система. Найбільше поширення такі системи використовуються у автомобільному транспорті.

Наприклад, в роботах [9, 10] показано, що головна увага приділяється забезпеченню плавності руху автомобіля і зниженню крену кузова при поворотах.

Також автори патенту [11] пропонують конструкцію електричного амортизатора, що має кручений елемент, зовнішня частина якого виконана з електропровідного матеріалу. Магнітний елемент складається з стрижня, на центральній осі якого розташовані магніти.

В роботах [12, 13] розглянуто метод контролю вагових підвісок автомобіля за допомогою керованих електромеханічних амортизаторів, активованих за допомогою генераторів енергії без використання зовнішнього джерела живлення. Експериментально доведено, що при русі по нерівній, хвильовій дорозі параметри підвіски можна контролювати шляхом активації електромеханічних амортизаторів певної величини регенерованої напруги.

Автори робіт [13, 14, 15] пропонують перетворювати кінетичну енергію безпружинних мас, що мають зворотньо-поступальні переміщення при русі машини по нерівностях, в обертальний рух валу накопичувача. Як накопичувач можуть виступати маховик, компресор з балоном стисненого повітря, генератор електричного струму з акумулятором. Запропоноване технічне рішення забезпечує при зміні напрямку швидкості руху мас обертання приводу накопичувача в одному напрямку.

Головною проблемою всіх запропонованих конструктивних рішень є те, що вони мають надмірні безпружинні маси, складність конструкції, низька надійність і недостатня швидкодія електроніки, що особливо критично на поганих дорогах. В першу чергу така ситуація обумовлена відсутністю в широкому обсязі теоретичних і експериментальних досліджень динаміки механічної та електромагнітної систем при спільній роботі, оцінки їх взаємодії при різних параметрах і характеристиках, а також обґрунтування вибору конструктивних параметрів оригінальних пристроїв.

У роботах [13, 16] попередньо опрацьований варіант конструювання електромеханічного амортизатора в передню підвіску легкового автомобіля ВАЗ при максимальному використанні простору і збереженні серійного пружного елемента підвіски - пружини.

При гасінні енергії механічних коливань електромеханічний амортизатор забезпечує вироблення електричної енергії. Середню потужність його доцільно визначити відношенням роботи електричного струму в кожній фазі до часу з урахуванням втрат в електричному колі.

Таким чином, електромеханічні амортизатори мають можливість регулювати силу демпфування в залежності від режимів руху транспортного засобу. Це дає можливість не тільки утилізувати енергію коливань рухомого складу, а і повернути її до електричного кола транспортного засобу з можливістю повторного використання. Спираючись на досвід створення електромеханічних амортизаторів для автомобільного транспорту конструкція та принципи дії амортизаторів повинні враховувати геометричні можливості розташування їх на візках, а також розташування бортового кола для прийому енергії, що рекуперується, та виконувати вимоги щодо сил демпфування електромеханічного амортизатора.

III. МЕТА РОБОТИ ТА ПОПЕРЕДНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Враховуючи результати технічного аналізу, визначено мету роботи:

синтезування конструкцій електромеханічних амортизаторів для міського рейкового електротранспорту з можливістю рекуперування енергії коливань та визначення його оптимальних параметрів.

Відповідно щодо мети роботи передбачені наступні завдання:

– обґрунтування конструкцій гасителів коливань ходової частини вагонів міського електротранспорту;

– визначення оптимальних параметрів електромеханічного амортизатору з використанням методів оптимізації та генетичного алгоритму;

Для визначення параметрів і характеристик електромеханічного амортизатору створена конструкція та визначений принцип дії, який заснований на електромагнітних явищах [17].

Для розрахунку параметрів приймаються наступні припущення:

– опір магнітному потоку складається з опору повітряного зазору,

– незначність впливу потоку струму якоря на режим роботи постійного магніту,

– визначення індукцій у постійному магніті, яка дорівнює індукцій у повітряному зазорі можливо за геометричними відношеннями

У роботі [17] були показані результати розрахунки магнітного поля для робочих ходів Δ в інтервалі від 00 до 80 мм і побудована картина магнітного поля. Також були розраховані за методикою [17] електромагнітні сили і побудовані залежності від ходу якоря.

Мережу сил на об'єкті отримана шляхом створення повної розрахункової поверхні на обчислюваному об'єкті та інтегрування магнітних напруження по цій поверхні [17] і приведено механічна характеристика, яка визначена за допомогою спрощеної математичної моделі та методом кінцевих елементів..

З урахуванням отриманих результатів [17] визначено, що при роботі амортизатора на мінімальних та максимальних ходах якоря необхідно враховувати зниження електромагнітної сили, яка може бути компенсована за рахунок підвищення струму у обмотці якоря амортизатора.

Геометричні співвідношення параметрів амортизатора (табл. 1) визначаються та уточнюються рішенням задачі оптимізації, що зумовлена обраною конструкцією.

Важливим параметром обмежуючим можливості роботи амортизатору є щільність струму у обмотці якоря:

$$J_w = \frac{I}{S_w} = \frac{F_{dem} \left(\frac{1}{B_{ost}} + \frac{(b_k + 2\Delta')}{\mu_0 H_c b_m} \right)}{\pi w k_z b_k h_k (D_3 + 2b_m + 2\Delta' + b_k)} \quad (1)$$

Опір навантаження амортизатора визначається з урахуванням середньої довжини вітка, його площини та питомого опору міді:

$$R_{ya} = 1,72 \cdot 10^{-8} \pi \frac{(D_3 + 2b_m + 2\Delta' + b_k)}{b_k h_k k_z} w^2 \quad (2)$$

TABLE I. ОСНОВНІ ПАРАМЕТРИ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОГО ДОСЛІДНОГО АМОРТИЗАТОРУ

Параметр	Величина	Примітки
F_{dem}	2000 Н	Номинальна електромагнітна сила на якорі амортизатора
H_c	$9,5 \cdot 10^5$ А/м	Коерцитивна сила постійного магніту
B_{ost}	1,05 Тл	Остаточна індукція постійного магніту
I_w	5120 А	МРС обмотки якоря у номінальному режимі
D_3	0,18 м	Діаметр внутрішнього осердя
b_m	0,032 м	Товщина постійного магніту
h_k	0,034 м	Висота обмотки якоря
b_k	0,0325 м	Товщина обмотки якоря
Δ'	0,001 м	Технологічні повітряні зазори

IV. РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ

Для рішення задачі оптимізації широко використовуються відомі методи, наприклад метод багатогранника що деформується [18-21], де результат рішення суттєво залежить від стартової точки.

Особливістю методу є те, що він обробляє не один параметр, а цілий набір параметрів, який структурований певним чином у вигляді ланцюжка кінцевої довжини, що по аналогії з біологією називається хромосомою. Такий метод працює не з одним рішенням, а з популяцією можливих рішень, генеруючи подальші покоління популяції за допомогою генетичних операторів кросовера, мутації, інверсії.

При виконанні пошуку генетичні алгоритми керуються імовірнісними правилами і тільки необхідною інформацією (наприклад, значення цільової функції), не вимагаючи додаткових відомостей про параметри.

Для рішення задач такого типу використовуються генетичні алгоритми:

$$\min \{f(\vec{x}) | \vec{x} \in X\}, X \subset R^n, f: R^n \rightarrow R. \quad (3)$$

де X – пошуковий простір:

$$X = \{\vec{x} \in R^n | a_i \leq x_i \leq b_i, i = 1, \dots, n\}, \quad (4)$$

$$a_i < b_i, i = 1, \dots, n.$$

Слід зазначити, що функція $f(\vec{x})$ не обов'язково має бути опуклою, такою, що диференціюється, безпервною або унімодальною.

Генетичні алгоритми є паралельним випадковим пошуком з централізованим управлінням, що використовує відбір і генетичні механізми відтворення [22]. Центральною частиною алгоритму є схема відбору, для якого потрібне знання середньої пристосованості усіх особин та індивідуальної пристосованості кожної особини. Випадковість обумовлена довільним вибором точок прикладення генетичних операторів, оскільки прийоми і механізми генетичних алгоритмів побудовані на випадкових подіях. В результаті отримується високосинхронізований алгоритм.

Найважливішими операторами в цих алгоритмах є вибір нової популяції і дві рекомбінаційні процедури: кросовер і мутація. Короткий формальний опис генетичного алгоритму має вигляд [23]:

$$P_{k+1} = GA(P_k, N, \tilde{S}, \tilde{C}, \tilde{M}, l_L, L, t), \quad (5)$$

де P_k – популяція на k -му кроці;

N – розмір популяції;

\tilde{S} – оператор відбору;

\tilde{C} – оператор кросовера

\tilde{M} – оператор мутації;

L – метод локальної оптимізації;

l_L – критерій включення локального методу;

t – критерій закінчення.

Оператори S , C і M використовують імовірнісний розподіл.

Оператор відбору працює таким чином. У кожній ітерації алгоритму популяція $P_k = (\vec{x}_1^k, \dots, \vec{x}_N^k)$ сортується в порядку зростання цільової функції завдання оптимізації $f(\vec{x}_i^k)$. Потім дві відібрані особини обробляються операторами мутації, кросовера і рекомбінації.

Кросовер відбувається таким чином. Два ланцюжки розташовуються один перед одним і на лінії їх розділу випадковим чином вибирається точка. Частина, розташована зліва від цієї точки, міняються місцями, утворюючи двох нащадків, кожен з яких містить фрагменти батьківських ланцюжків. Вони заміщають ланцюжки з низькими показниками, які відкидаються в кожному поколінні, так що чисельність популяції залишається постійною.

Оператор мутації діє не на усі ланцюжки, а на деякі, що вибрані випадковим чином. У цих ланцюжках мутація змінює невеликий фрагмент, який також вибраний випадково. Самі по собі мутації не дають прогресу в пошуку рішення, але вони страхують від передчасного зvierодніння популяції, тобто від виникнення однорідної популяції, не здатної до подальшої еволюції.

Для завдань оптимізації в електромеханіці доцільно використати безпервні генетичні алгоритми, в яких початковою є не популяція двійкових хромосом як у бінарних алгоритмах, а популяція точок простору змінних параметрів завдання. В цьому випадку генетичні алгоритми спрощується, оскільки зникає необхідність декодування хромосом. Массив точок початкової популяції $P^{(0)}$ формується випадковим чином. Подальші популяції формуються із застосуванням генетичних операторів: рангової селекції з принципом рулетки, а також безпервного кросовера і мутації. Безпервний генетичний алгоритм можна представити наступним алгоритмом, що показаний у роботі [24].

Вхідні параметри алгоритму: a і b – вектори нижніх і верхніх обмежень змінних, N – розмір популяції, r_p – доля батьківських пар, r_m – доля мутації, N_k – гранична кількість ітерацій. Вихідні параметри: (x, F_x) – краща точка.

$$1. \text{ Задати } p = \dim(a), \quad l = b - a, \quad N_p = [r_p \cdot N],$$

$$n_p = [0,5 \cdot (N - N_p)], \quad n_m = [(N - 1) \cdot r_m \cdot p],$$

$$k = 1.$$

$$2. \text{ Для } j = \overline{1, N} \quad \text{вирахувати}$$

$$P_j = a + l \cdot \text{Rand}(1, p), \quad \Phi_j = F(P_j).$$

$$3. \text{ Задати } (\Phi, J) = \text{Sort}(\Phi), \quad P = P(J),$$

$$P_p = P(1 : N_p).$$

4. Вирахувати

$$(N_1, N_2) = Roulette(N_p, n_p),$$

$$(p_1, p_2) = CrossoverC(P_p, N_1, N_2).$$

5. Задати $P = (P_p, p_1, p_2)$.

6. Вирахувати $P = MutateC(P, n_m)$.

7. Для $j = \overline{1, N}$ вирахувати $\Phi_j = F(P_j)$.

8. Задати $(\Phi, J) = Sort(\Phi)$, $P = P(J)$,
 $P_p = P(1 : N_p)$.

9. Припустити $x = P_1$, $F_x = \Phi_1$.

10. Якщо $k < N_k$, Задати $k = k + 1$ та перейти до п. 4.

11. Вихід.

На кроці 1 ініціалізуються основні параметри генетичного алгоритму: число змінних параметрів p , вектор довжин інтервалів змінних параметрів l , число батьківських особин N_p , число пар батьків n_p , кількість мутацій n_m , лічильник числа ітерацій k .

На кроці 2 випадковим чином створюється початкова популяція точок P з використанням процедури *Rand* і обчислюється масив значень векторної цільової функції Φ .

На кроці 3 виконується сортування особин по масиву Φ процедурою *Sort*, і по відсортованій безлічі індексів J сортується масив точок P . З масиву P вибирається N_p перших точок, що становлять «батьківський пул» P_p .

На кроці 4 процедурою *Roulette* з N_p батьківських особин вибирається n_p номерів перших N_1 і других N_2 батьків для схрещування. З координатами точок вибраних батьків процедурою *CrossoverC* виконується одноточечний кросовер і формуються масиви точок нащадків p_1 і p_2 .

На кроці 5 з батьківських особин і нащадків формується проміжна популяція точок.

На кроці 6 виконується безперервна мутація цієї популяції процедурою *MutateC*.

На кроках 7-8 знову обчислюються значення цільової функції, і популяція сортується.

На кроці 9 визначається краща точка популяції. На кроці 10 перевіряється критерій завершення генетичного алгоритму. Ітераційний цикл генетичного алгоритму складають кроки 4 – 10. За умовчанням задаються значення вхідних параметрів алгоритму $r_p = 0,5$; $r_m = 0,2$.

Генетичним алгоритмам властивий один недолік – вони знаходять оптимальне рішення з малою точністю. Для виключення цього недоліку в [24] запропонований комбінований генетичний алгоритм, який у завершальній стадії пошуку використовує локальні методи оптимізації, зокрема, метод Нелдера - Міда [25]. Такий підхід підвищує ефективність пошуку і уточнює глобальний мінімум.

Таким чином, як метод оптимізації прийнятий комбінований генетичний алгоритм, де глобальний пошук здійснюється генетичним алгоритмом з одноточечним кросовером і селекцією за принципом рулетки. На завершальному етапі роботи оптимізаційної процедури уточнення оптимуму здійснюється методом Нелдера - Міда.

Згідно наведеної задачі оптимізації та за допомогою метода генетичного алгоритму, були отримані попередні дані рішення задачі умовної оптимізації.

Хід рішення задачі наведений по координатах b_k , b_m , D_3 на рисунку 4, за координатами b_k , b_m , W на рис. 5, а за координатами b_m , D_3 , W на Fig. 6. На рисунках 4–6 позначені лише найкращі точки. Початкова точка пошуку позначена кругом, а кінцева ромбом.

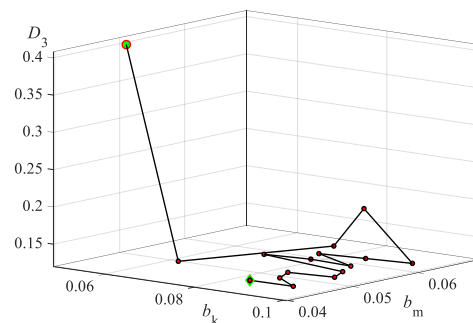


Fig. 4. Хід рішення задачі оптимізації параметрів електромеханічного амортизатору методом генетичного алгоритму у координатах b_k , b_m , D_3

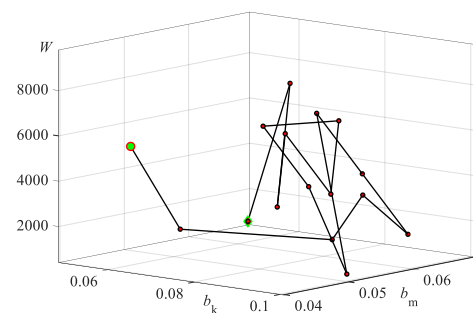


Fig. 5. Хід рішення задачі оптимізації параметрів електромеханічного амортизатору методом генетичного алгоритму у координатах b_k , b_m , W

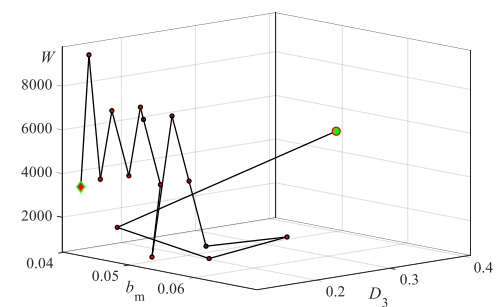


Fig. 6. Хід рішення задачі оптимізації параметрів електромеханічного амортизатору методом генетичного алгоритму у координатах b_m , D_3 , W

Як видно з Fig. 4-6, при рішенні задачі із багатьма екстремумами, пошук рішення проводився з урахуванням всієї множини можливих рішень. Тому отримане рішення знаходиться у зоні близької до глобального мінімуму. Числові значення проміжних результатів наведені у таблиці 2.

TABLE II. РЕЗУЛЬТАТИ ПОПЕРЕДНЬОГО ОБЧИСЛЕННЯ ПАРАМЕТРІВ АМОРТИЗАТОРА ЗА ГЕНЕТИЧНИМ АЛГОРИТМОМ

Параметр	Величина	Параметр	Величина
b_m	0,091 м	b_k	0,041 м
D_3	0,136 м	W	3348 м
D_1	0,421 м	D_2	0,406 м
h_m	0,157 м	h_k	0,077 м
h_{sp}	0,034 м	H	0,295 м
R_{va}	33,59 Ом	R_y	42,31 Ом
E	92 В	I	2,174 А
V_{st}	0,0166 м ³	V_c	0,0069 м ³
V_{pm}	0,0036 м ³	V	0,223 м ³

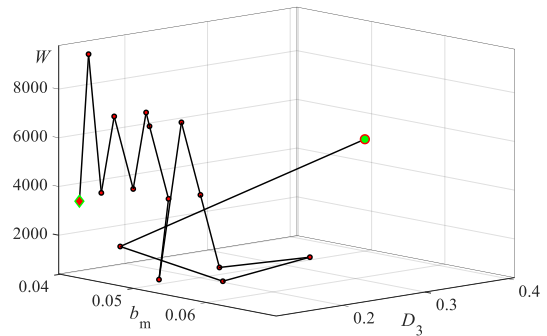


Fig. 9. Хід рішення задачі оптимізації параметрів електромеханічного амортизатора за методом Нелдера-Міда у координатах b_m, D_3, w

Як видно з цих рисунків, даний алгоритм дозволяє покращити точність визначення глобального мінімуму без урахування значень у локальних мінімумах.

Числові значення остаточних результатів наведені у табл. 3.

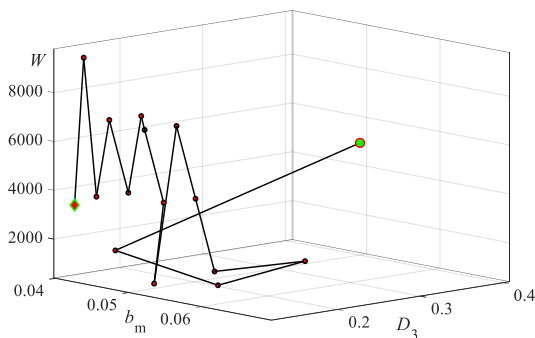


Fig. 7. Хід рішення задачі оптимізації параметрів електромеханічного амортизатора за методом Нелдера-Міда у координатах b_k, b_m, D_3

TABLE III. РЕЗУЛЬТАТИ ОСТАТОЧНОГО ОБЧИСЛЕННЯ ПАРАМЕТРІВ АМОРТИЗАТОРА ЗА МЕТОДОМ НЕЛДЕРА-МІДА

Параметр	Величина	Параметр	Величина
b_k	0,093 м	b_m	0,04 м
D_3	0,138 м	W	3348 м
D_1	0,429 м	D_2	0,407 м
h_m	0,161 м	h_k	0,081 м
h_{sp}	0,035 м	H	0,299 м
R_{va}	31,45 Ом	R_y	40,32 Ом
E	89,8 В	I	2,227 А
V_{st}	0,0168 м ³	V_c	0,0074 м ³
V_{pm}	0,0036 м ³	V	0,226 м ³
z	0,22	F	1381 грн

Як видно з таблиці 2 та таблиці 3 результати використання остаточного обчислення оптимального значення параметрів амортизатора в незначній мірі змінило значення розмірів постійного магніту та обмотки якоря. Кількість витків осталась не змінною. Значення цільової функції витрат зменшилось на 0,1%.

В загалі оптимальна висота амортизатор близька до максимальної (0,299 м), а зовнішній діаметр складає 86% від максимального значення. Поперечний перетин обмотки якоря наближується до квадратного (0,093 м × 0,081 м). Товщина постійного магніту складає 43% від товщини обмотки, а висота перевищує висоту обмотки приблизно у 2 рази.

Оптимальне значення ККД лежить у межах 21–22%. Подальше збільшення ККД призводить до надмірних витрат активних матеріалів.

Розроблений амортизатор має номінальну ЕРС обмотки – 89,8 В а струм 2,227 А, що надає можливості використовувати у ходових частинах візків вагонів міського електротранспорту.

V. ВИСНОВКИ

1. Проведено аналіз існуючих конструкцій гасителів коливань визначені їх переваги та недоліки. Для експериментальних досліджень обрано конструкцію елек-

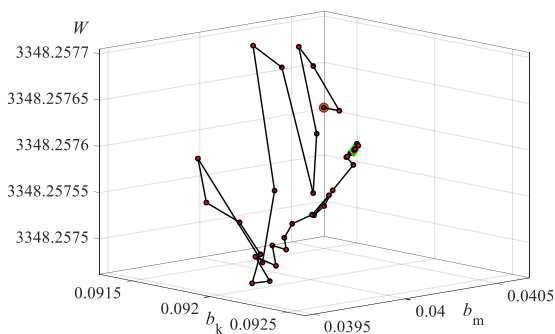


Fig. 8. Хід рішення задачі оптимізації параметрів електромеханічного амортизатора за методом Нелдера-Міда у координатах b_k, b_m, w

тромеханічного амортизатору. Визначенні геометричні співвідношення між елементами конструкції які забезпечують оптимальне рівномірне магнітне навантаження в елементах магнітопроводу.

2. У якості метода оптимізації на попередньому етапі пошуку обрано комбінований метод, що включає генетичний алгоритм. На завершальному етапі оптимізаційної процедури уточнення оптимуму здійснюється методом Нелдера-Міда.

3. За результатами рішення задачі оптимізації параметрів електромеханічного амортизатору визначено, що оптимальна висота амортизатор близька до максимальної (0,299 м), а зовнішній діаметр складає 86% від максимального значення. Поперечний перетин обмотки якоря наближується до квадратного (0,093 м × 0,081 м). Товщина постійного магніту складає 43% від товщини обмотки, а висота перевищує висоту обмотки приблизно у 2 рази. Оптимальне значення ККД лежить у межах 21–22%. Подальше збільшення ККД призводить до надмірних витрат активних матеріалів і тому не раціонально. Розроблений амортизатор має номінальну ЕРС обмотки – 89,8 В а струм 2,227А, що надає можливості його використання у якості амортизатору коливань у ходових частинах візків вагонів міського електротранспорту.

ПЕРЕЛІК ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ

- [1] Ходовые части трамвайных вагонов : учеб. справочник / Н. С. Бачурин, А. А. Красниченко, Д. Ю. Шавырин. – Екатеринбург : УрГУПС, 2011. – 40 с.
- [2] Макаренко Юрій Вікторович. Удосконалення пневматичного ресорного підвищення електропотяга шляхом застосування регулятора положення кузова на основі мехатроніки.- Дисертація канд. техн. наук: 05.22.09, Нац. техн. ун-т "Харків. політех. ін-т". - Харків, 2014.- 210 с.
- [3] Галиев И.И. Методы расчета, натурная реализация и прогнозирование виброзащитных свойств пневматического подвешивания локомотивов: Дис. на соиск. учен. степ. д.т.н./ Омск, 1985.
- [4] <http://www/ed4moo54.narod.ru/620m.htm>
- [5] Пневматическое рессорное подвешивание тепловозов / Куценко С.М., Елбаев Э.П., Кирпичников В.Г., Маслиев В.Г., Рубан А.Н. / Под ред. С.М. Куценко. – Харьков: Вища школа, 1978. – 97 с.
- [6] Динамика вагонов электропоездов ЭР22 и ЭР200 на тележках с пневматическим подвешиванием/ А.А. Львов, Ю.С. Ромен, А.В. Кузнецов и др. – М.: Транспорт, 1970, 184 с.
- [7] Кузнецов А.В. Вагонные тележки с пневматическим подвешиванием. М., ЦИНТИАМ, 1963.
- [8] First Class Bogies The complete programme for high-quality railway transportation / www.siemens.com/mobility
- [9] Голованов Л. Bose мой // АвтоРевю. – 2011. – №12 (475). – С.53-55.
- [10] Bose suspension system-white paper, Bose Company 2004. – Режим доступа: <http://www.bose.com/>.
- [11] 77. Pat. WO 2012/015488 США, F16F15/03, F16F6/00. Electricity generating shock absorbers / Zuo Lei; Tang Xiudong; Zhang Pei Sheng. – № US2011/024699; st. 02.12.11; pub. 02.02.12. – 28 p.
- [12] 79. S-B Choi, M-S Seong and K-S Kim. Vibration control of an electrorheological fluid-based suspension system with an energy regenerative mechanism // Journal of Automobile Engineering. – 2009. – april, vol. 233. – P. 459–470.
- [13] Сергиенко Антон Николаевич РАЦИОНАЛЬНОЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЭНЕРГИИ АВТОМОБИЛЯ С ГИБРИДНОЙ СИЛОВОЙ УСТАНОВКОЙ И ЭЛЕКТРОАМОРТИЗАТОРАМИ Специальность 05.22.02 – Автомобили и тракторы Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук Харьков – 2014 279с.
- [14] Пат. на изобретение РФ №2013217. МПК В60G 13/14. Транспортное средство / Веденеев С.А.; заявитель и патентообладатель Веденеев С.А. – №4844202/11; заявл. 26.06.90; опубл. 10.10.2000. Бюл. №28-2000. – 2 с.: ил.
- [15] Пат. 93154 Україна, МПК F03G7/08, B60K 25/00. Пристрій для рекуперації енергії коливань транспортного засобу / Сергієнко М.Є.,Худолій О.І., Сергієнко А.М.; заявник та патентовласник Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут». – № а200912230; заявл. 27.11.09; опубл. 10.01.11, Бюл. №1.
- [16] Сергиенко А.Н. Анализ конструкций электромеханических преобразователей и выбор схемы электроамортизатора неподдресоренных масс транспортного средства / А.Н. Сергиенко, Б.Г. Любарский, В.Б. Самородов и др. // Сб. науч. тр. ХНАДУ «Автомобильный транспорт». – Вып. 31. – Х., 2012. – С. 18–25.
- [17] Павленко Т.П. Математична модель розрахунку параметрів електромеханічного амортизатора ходової частини трамваю // Н.П. Лукашова, Т.П. Павленко, Транспортні системи та технології // Зб. наук. праць. Вип. 32-33. - К.: ДУІТ, 2018. - С.76-86
- [18] Химмельблау Д. Прикладное нелинейное программирование: Пер. с англ / Д. Химмельблау. – М.: Мир, 1975. – 534 с.
- [19] Штойер Р. Многокритериальная оптимизация / Р. Штойер. – М.: Радио и связь, 1992. – 504 с.
- [20] Реклейтис Г. Оптимизация в технике: в 2-х книгах. Книга 1: Пер. с англ. / Г. Реклейтис, А. Рейвиндран, К. Регсел. – М.: Мир, 1986. – 350 с.
- [21] Реклейтис Г. Оптимизация в технике: в 2-х книгах. Книга 2: Пер. с англ. / Г. Реклейтис, А. Рейвиндран, К. Регсел. – М.: Мир, 1986. – 320 с.
- [22] Рябов Е.С. Синтез тягового реактивного индукторного двигателя с аксиальным магнитным потоком для скоростного подвижного состава / Б.Г. Любарский, В.П. Северин, Е.С. Рябов В.Л., Емельянов // Электротехника і електромеханіка.– 2010. – №6. – С. 28–30.
- [23] Дзензерский В.А. Высокоскоростной магнитный транспорт и электродинамической левитацией: Монография / В.А. Дзензерский, В.И. Омеляненко, С.В. Васильев, В.И. Матин, С.А. Сергеев. – К.: Наукова думка, 2001. – с. 479.
- [24] Джафари Хенджани Сейед Моджтаба. Многокритериальный синтез интеллектуальных систем управления энергоблоков АЭС генетическими алгоритмами. Дис. канд. техн. наук: 05.13.07. Харьков, 2010, 224 с.
Химмельблау Д. Прикладное нелинейное программирование: Пер. с англ / Д. Химмельблау. – М.: Мир, 1975. – 534 с.

Optimization solution of damping oscillations in undercarriages of carts of urban electric transport

Lukashova Natalia

Department of Electric Transport,
O.M. Beketov National University of Urban Economy in Kharkiv

Abstract - The analysis of existing structures of vibration dampers, their advantages and disadvantages, which affect the dynamic characteristics of the shock absorbing structures, the rail track and comfortable conditions of carriage of passengers, are carried out. Analysis of the design of oscillation dampers showed the existence of electromechanical systems, the principle of operation of which is based on the conversion of kinetic energy. This contributes to the ability to adjust the damping force depending on the modes of movement of the vehicle. In this case, the vibrational energy is not only utilized, but also returned to the electric circuit of the vehicle with the possibility of reusing it. The design of the electromechanical shock absorber was selected for experimental studies and its optimal geometrical parameters were established.

The ratio of the parameters of the electromechanical shock absorber is determined and specified by the solution of the optimization problem, which is caused by the chosen design. To solve the optimization problem, we use the polyhedron method, which is structured in the form of a finite-length lan-stripe, which contributes to the preliminary determination of the parameters. To solve problems of this type, a combined method is used that includes genetic algorithms that are guided by probabilistic forks and the necessary information about the value of the objective function without requiring additional information about the parameters. The centralized part of the algorithm is a selection scheme, which requires knowledge of the average fitness of all individuals and the individual adaptability of the choice of application points of genetic operators. According to the above optimization problem and using the genetic algorithm, preliminary data of the solution of the conditional optimization problem are obtained.

Searching and solving problems with many extremes was carried out taking into account the whole set of possible variants.

At the final stage of the optimization procedure, the optimization procedure is performed by the Nelder-Mead method. As a result of the calculations, a local optimization method is defined, which helps to improve the accuracy of the calculation of the optimal parameters of the electromechanical shock absorber.

Keywords: electromechanical shock absorber, spring rails, undercarriage.