

УДК 629.429.3:621.313

DOI: 10.15587/1729-4061.2019.176304

## Розробка методики вибору оптимальних параметрів електромеханічного амортизатору для вагону метрополітену

Б. Г. Любарський, Н. П. Лукашова, О. М. Петренко, Т. П. Павленко, Д. І. Якунін, С. І. Яцько, Я. В. Ващенко

Для запропонованої конструкції електромеханічного амортизатору розроблено методика визначення основних розрахункових параметрів. Методика основана на спрощеній математичній моделі по визначенню електромагнітної та електрорушійної сили електромеханічного амортизатору. Особливістю моделі є урахування режимів роботи постійного магніту на основі розрахунку магнітного кола. Створення модель дозволяє проводити приблизний розрахунок режимів роботи амортизатора та може бути використана у вирішенні задачі оптимізації параметрів електроамортизатору. Проведено перевірка адекватності розробленої спрощеної математичної моделі шляхом порівняння результатів розрахунку механічної характеристики амортизатора за спрощеною методикою та методом кінцевих елементів в аксиально-симетричній постановці задачі. Отримано наявне добре співпадіння результатів розрахунків за спрощеною методикою та шляхом моделювання магнітного поля за методом кінцевих елементів. Визначенні геометричні співвідношення між елементами конструкції, які забезпечують оптимальне рівномірне магнітне навантаження в елементах магнітопроводу. Проведена постановка задачі умовної двокритеріальної оптимізації параметрів електромеханічного амортизатору. Обрані обмеження, що поділено на три наступні категорії. Обмеження за розмагніченням постійного магніту, що дозволяють зберегти працездатність постійного магніту. Обмеження за щільністю струму, яке забезпечує теплові режими роботи амортизатору. Компоновачні обмеження та обмеження на параметри задачі оптимізації, що забезпечують розміщення конструкції у ходовій частині візка. Запропоновано у якості критеріїв обрати приведенний об'єм амортизатору, що обумовлює затрати на створення амортизатору та його ККД, який обумовлює рекуперовану енергію коливаль. Проведено згортку параметрів до єдиної цільової функції затрат та обрані вагові коефіцієнти. У якості метода оптимізації обрано комбінований метод, що включає в себе генетичний алгоритм, на попередньому етапі пошуку. На завершальному етапі оптимізаційної процедури уточнення оптимуму здійснюється методом Нелдера-Міда. За результатами вирішення задачі оптимізації параметрів амортизатору визначені оптимальні геометричні розміри та кількість витків обмотки електромеханічного амортизатору

Ключові слова: електромеханічний амортизатор, метровагон, магніт, згортка параметрів, генетичний алгоритм, метод Нелдера-Міда

## **1. Вступ**

Ходові частини вагонів призначені для напрямку руху екіпажу шляхом передачі навантажень від кузова на рейку. Від розташування візків ходової частини залежать їх конструктивні особливості і умови експлуатації.

Основним і невід'ємним елементом візків вагонів є система ресорного підвішування ходової частини. Ефективність її роботи залежить від нерівності шляху та зовнішніх впливів на екіпажну частину електрорухомого складу і зменшення коливань з боку ходової частини, які впливають на елементи електрорухомого складу та рейкові колії.

Безпека руху та швидкість електрорухомого складу на міському та магістральному рейковому транспорті в першу чергу визначається показниками його ходової частини. На плавність руху та динамічні показники рухомого складу впливає в першу чергу тип та конструкція гасники коливань – амортизатору. Найкращі показники з плавністю руху мають пневматичні амортизатори [1], однак їх використання потребує додаткової системи пневматичного живлення – компресорів, що знижують загальну енергоефективність електрорухомого складу.

Альтернативним підходом для підвищення динамічних показників ходових частин електрорухомого складу є застосування електромеханічних амортизаторів. Такі амортизатори мають можливість рекуперувати частину енергії коливань в електричну енергію з подальшою можливістю її використання на рухомому складі.

Спираючись на світовий досвід, перспективним рішенням є застосування електромеханічних амортизаторів в ходових частинах електрорухомого складу. Дане науково-технічне рішення сприяє підвищенню ефективності роботи ходових частин електрорухомого складу за рахунок регулювання сили демпфування. При цьому з'являється можливість рекуперації електричної енергії в мережу, що не існує при використанні інших видів амортизаторів.

## **2. Аналіз літературних даних та постановка проблеми**

Найбільше поширення електромеханічні амортизатори знайшли у автомобільному транспорті. Великий інтерес представляє електропідвіска Bose Suspension System (Bose Corporation, США), що розглянута у роботах [2, 3]. У конструкції на базі седана Lexus LS400 (Toyota Motor Corporation, Японія) пружинну підвіску замінили торсіонною, а амортизатори – лінійними електродвигунами, якими через потужні підсилювачі управляє комп'ютерний блок. Інформація в нього надходить від датчиків ходу кожного з коліс. Таке рішення дуже ускладнює конструкцію та унеможливорює створення процесу рекуперації енергії. У патенту [4] пропонують конструкцію електричного амортизатора, що включає в себе кручений елемент, зовнішня частина якого виконана з електропровідного матеріалу. Магнітний елемент складається з стрижня, на центральній осі якого розташовані магніти. Зовнішня частина виконана таким чином, що при вертикальних переміщеннях колеса стрижень з магнітами в неї може увійти. Струм, що виникає в обмотці, залежить від ходу колеса. Наявність деяких магнітів підвищує робочу частоту амортизатора та втрати у сталі, що значно

знижає його ефективність у якості рекуператора енергії. В роботі [5] пропонується використовувати в складі амортизатора ротативний електричний генератор, що має рейкове-шестерний механізм, який перетворює лінійний рух поршня в обертальний рух ротора. Одностороннє обертання ротора при різних напрямках руху колеса забезпечується двома конічними шестернями та дві обгоні муфти. Така схема ускладнює конструкцію, а ударні навантаження в підвісці призводять до істотного зниження ресурсу обгінних муфт. В роботі [6] розглянуто метод контролю режимів роботи ходових частин 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 регенованої напруги. У роботах [7, 8] пропонують перетворювати кінетичну енергію без пружинних мас, що мають зворотно-поступальні переміщення при русі машини по нерівностях [7], в обертальний рух вала накопичувача [8]. У якості накопичувача може виступати механічний, пневматичний накопичувач енергії, або електричний (акумуляторний) накопичувач енергії. Проведені дослідження дають підставу стверджувати о можливості рекуперації енергії коливань у електричну енергію. У роботах [9] запропоноване технічне рішення, яке забезпечує при зміні напрямку швидкості руху мас обертання приводу накопичувача в одному напрямку. При використанні електричної машини застосування пристрою обертального (ротативних) типу виглядає привабливо, але складність конструкції механічної частини збільшує його масу і підвищує вартість. Альтернативою ротативних електромеханічних перетворювачів є лінійні перетворювачі. Попередні розрахунки і оцінка показників електромеханічного амортизатора, які проведені у роботі [10], показали, що геометричні обмеження суттєво зменшують його можливості і доцільно збільшити розміри до максимуму за умовами компонування підвіски.

При виборі типу електромеханічного перетворювача амортизатора відзначимо, що з відомих на сьогодні типів – асинхронного, синхронного, електромагнітного та постійного струму, – найбільш гідним варіантом, видається останній [11, 12]. У перших двох типах для забезпечення відносно невеликих переміщень необхідні складних напівпровідникові перетворювачі. Ці перетворювачі повинні змінювати напругу і частоту до одиниць герців на виході. Крім того, у цих типів двигунів невисока перевантажувальна здатність. Для третього характерна досить нерівномірна характеристика сили тяги від переміщення, яка близька до гіперболічної. Для електромеханічного амортизатора потрібна постійна тягова [10] (механічна) характеристика що змінюється лише від швидкості руху якоря.

Таким чином зупинимося на конструкції, що наведено на рис. 1.

Принцип дії амортизатора складається у наступному. Постійний магніт 4 (рис. 1) має радіальне намагнічення. Силкові магнітні лінії потоку збудження замикаються по колу: повітряний зазор з якорем 1 (рис. 1) та обмоткою якорю 2 (рис. 1), спинка станини, станина 3 (рис. 1), постійний магніт. Потік збудження зчіплюється з обмоткою якоря, що розташована на немагнітному якорі. При ру-

ху якоря (до низу або до верху), що обумовлений зовнішніми динамічними силами коливання кузова та візка, якір рухається. У обмотці якоря виникає електрорушійна сила (ЕРС). При замкненні обмотки якоря на навантаження виникає струм якоря. У провідниках обмотки якоря зі струмом виникає сила, яка направлена супротив динамічній силі, що призводить до демпфування коливань кузова. На потік збудження впливає потік реакції якоря, що розмагнічує одну з половин магнітного кола станіни (верхню чи нижню). Цей процес відбувається в залежності від напрямлення руху якоря (донизу чи до верху). Іншу (протилежну) намагнічує, що може призвести до насичення магнітного кола та зменшення електромагнітної сили. Усі ці процеси доволі аналогічні процесам у уніполярній електричній машині постійного струму.

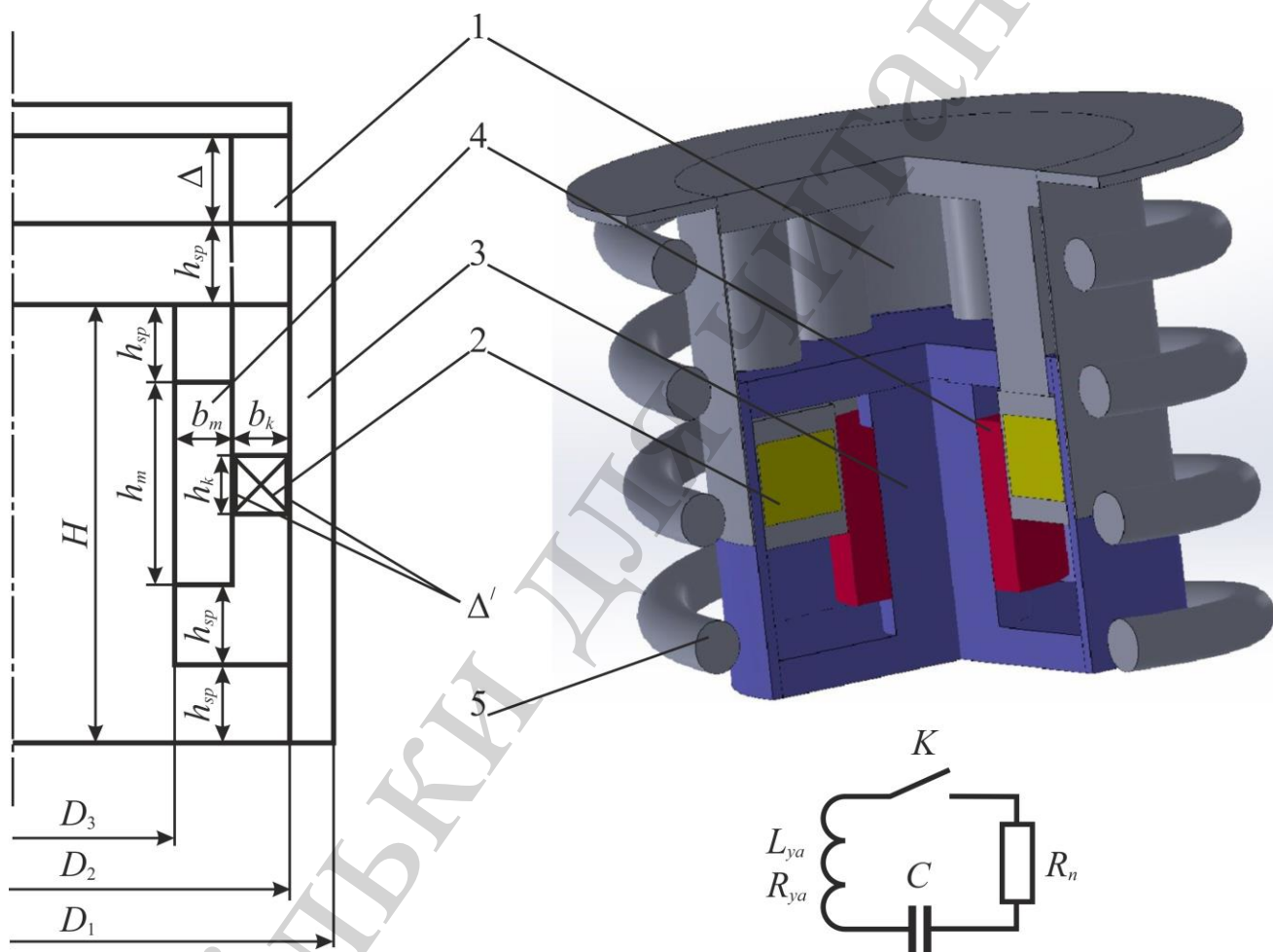


Рис. 1. Електромеханічний амортизатор постійного струму: 1 – якір; 2 – обмотка якорю; 3 – станіна; 4 – постійний магніт; 5 – пружина

Як зазначається в [13], ресорне підвішування візків вагонів Е, Еж, їх модифікацій і 81-717, 81-714 складається з буксового і центрального. Останнє служить для передачі тягового зусилля від візка кузову вагона, навантаження від ваги кузова на раму візка, а також підресорює кузов щодо візків, пом'якшуючи поштовхи і удари, що виникають від нерівностей колії і при вписування в криві ділянки під час руху рухомого складу. Для зниження сил тертя, що шкідливо поз-

начаються на надресорних будові при передачі жорстких ударів, в центральному підвішуванні, як і в буксовими підвішування візків, застосовують дворядні циліндричні пружини. За конструкцією, а також за технологією виготовлення і ремонту, вони значно простіше листових еліптичних ресор. Підвішування, виконане з застосуванням циліндричних пружин, більше ніж в півтора рази легше еквівалентного по статичному прогину ресорного підвішування з еліптичними ресорами. Для гасіння коливань, що виникають при русі рухомого складу в центральному підвішуванні візків, застосовують гідравлічні амортизатори.

В роботі [14] розглянуто перспективні системи ресорного підвішування, які застосовуються для вагонів міського електротранспорту. Проведено аналіз сучасного стану конструкцій ресорних підвішувань рейкового міського електрорухомого складу та виявити перспективні напрямки для їх вдосконалення. Зазначається, що для конструкцій візків та ресорних підвішувань міського електротранспорту можливо констатувати наступне: у візках трамвайних та метро вагонів, частіше за все для гасіння коливань застосовуються фрикційні гасителі коливань, що встановлюються у центральному підвішуванні для поліпшення плавності руху вони доповнюються гідравлічними демпферами; в останніх сучасних конструкціях, як на трамвайних вагонах так і на вагонах метро для гасіння коливань стали використовувати пневматичне регульоване підвішування, яке встановлюється замість фрикційного демпфера у другій ступені ресорного підвішування. Фрикційні та гідравлічні демпфери дають можливість гасити коливання, які створюються при русі міського електротранспорту, 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, однак пневматичне підвішування потребує додаткових втрат енергії та потужностей пневматичної системи.

В вагонах серії Е-КМ [15] які створені шляхом модернізації вагонів Еж на ПАТ «Крюківський вагонобудівний завод» (м. Кременчук, Україна) мають нові візки моделі 68-7054 з центральним пневматичним ресорним підвішування яке доповнено гідро амортизаторами .

В роботі [1, 13] розглянуто роботу пневматичного ресорного підвішування яке встановлено у другий ступені на візках метровагону 81-558 «Нева» (ЗАО «Вагонмаш», Росія). Як зазначається в роботі [13], застосування пневмопідвішування значно поліпшує плавність руху метровагону але потребує додаткових витрат енергії для роботи компресора та зменшує загальну енергоефективності транспортного засобу. Для усунення останнього недоліку в вагоні метро на місці пневморесор передбачається встановлення електромеханічних амортизаторів, основні характеристики яких наведено у табл. 1. У якості електричного навантаження  $R_n$  (рис. 1) електроамортизатору передбачається встановити напівпровідниковий перетворювач напруги, який стабілізує напругу та видає її у бортову мережу метровагону. Вихідна напруга амортизатора обирається близькою до напруги бортової мережі  $80 \pm 10$  В для спрощення схематичних рішень перетворювача.

Таблиця 1

## Основні характеристики електромеханічного амортизатору

| Параметр   | Величина             | Примітки   |
|------------|----------------------|--|
| $F_{dem}$  | 2000 Н               | Номінальна електромагнітна сила на якорі амортизатора      |
| $V_{dem}$  | 0,08 м/с             | Номінальна швидкість якоря амортизатора                    |
| $\Delta$   | 0,08 м               | Максимальний хід амортизатора, згідно рис. 1               |
| $H_c$      | $9,5 \cdot 10^5$ А/м | Коерцитивна сила постійного магніту                        |
| $B_{ost}$  | 1,05 Тл              | Остаточна індукція постійного магніту                      |
| $H_{max}$  | 0,3 м                | Максимальна висота ярма амортизатора, згідно рис. 1        |
| $D_{1max}$ | 0,5 м                | Максимальний зовнішній діаметр амортизатора, згідно рис. 1 |

Як видно з принципу дії, електромагнітна сила залежить, в першу чергу, від струму у обмотці якоря. На силу практично не впливає положення якоря відповідно станини, що забезпечує стабільність сил демпфування при зазорах між кузовом та візком. Головною проблемою при проектуванні електромеханічних амортизаторів розглянутого типу є відсутність методик обрання основних геометричних параметрів. Таким чином, їх вибір може бути здійснено на підставі вирішення задачі оптимального проектування з урахуванням компонованих обмежень ходової частини. Все це дає підстави стверджувати, що доцільним є проведення дослідження, присвяченого створенню методики по оптимальному проектуванню параметрів електромеханічного амортизатору.

### 3. Мета і завдання дослідження

Метою дослідження є створення методики по визначенню оптимальних геометричних параметрів та обмоточних даних електромеханічного амортизатору для вагону метрополітену.

Для досягнення мети були поставлені такі завдання:

- запропонувати спрощену математичну модель по визначенню електромагнітної сили та ЕРС електроамортизатору;
- визначити геометричні співвідношення в елементах конструкції амортизатору;
- провести постановку задачі оптимізації параметрів електромеханічного амортизатору для метровагону;
- провести аналіз результатів синтезу електромеханічного амортизатору для вагону метро.

### 4. Основні положення методики по визначенню оптимальних параметрів електромеханічного амортизатору метровагону

Спираючись на проведений попередній аналіз, у якості основного методу, на якому базується запропонована методика є метод оптимального проектування [10]. Згідно йому, для постановки задачі аналізу розробимо математичну модель електромеханічного амортизатору.

#### 4. 1. Математична модель по визначенню електромагнітної та електрорушійної сили електромеханічного амортизатору

Електромагнітну силу що діє на обмотку якоря з МРС  $IW$  та ЕРС можливо обчислити за виразом [22]:

$$F_{dem} = B_{\delta}(IW) l_{sr},$$

$$E_{dem} = B_{\delta} V_{dem} l_{sr}, \quad (1)$$

де  $B_{\delta}$  – індукція магнітного поля у повітряному зазорі,  $l_{sr}$  – середня довжина вітка яку можливо обчислити з геометричних параметрів амортизатору за виразом

$$l_{sr} = \pi(D_3 + 2b_m + 2\Delta' + b_k). \quad (2)$$

Для визначення індукція магнітного поля у повітряному зазорі розглянемо режим роботи постійного магніту у амортизаторі. У останній час у якості матеріалів для постійних магнітів найбільш поширені сплави NdFeB. Крива розмагнічення (рис. 2) має приблизно лінійний вигляд. Основний опір магнітному потоку є повітряний зазор між постійним магнітом та станиною. Опір складається з товщини обмотки та двох технологічних зазорів ( $b_k + 2\Delta'$ ). Прийняв наступні допущення:

- 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 індукції у повітряному зазорі можливо за геометричними відношеннями з рис. 2.

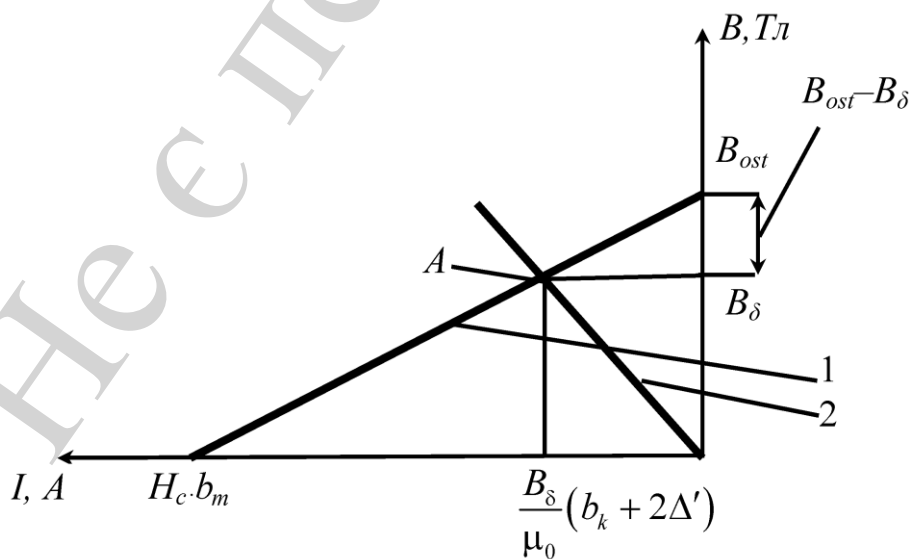


Рис. 2. До визначення індукція магнітного поля у повітряному зазорі: 1 – магнітна характеристики постійного магніту; 2 – магнітна характеристика повітряного зазору

МРС у робочій точці А можливо визначити виразом:

$$I_m = H_\delta (b_k + 2\Delta') = \frac{B_\delta}{\mu_0} (b_k + 2\Delta'), \quad (3)$$

де  $H_\delta$  – напруженість поля у повітряному зазорі,  $\mu_0$  – магнітна проникність повітря.  
У відповідності до подібностей трикутників з рис. 2

$$\frac{B_{ost} - B_\delta}{B_{ost}} = \frac{\frac{B_\delta}{\mu_0} (b_k + 2\Delta')}{H_c b_m}. \quad (4)$$

З виразу (4) отримаємо

$$B_\delta = \frac{1}{\frac{1}{B_{ost}} + \frac{(b_k + 2\Delta')}{\mu_0 H_c b_m}}. \quad (5)$$

Підставивши вирази (2) та (5) у (1) отримаємо

$$F_{dem} = \pi \frac{D_3 + 2b_m + 2\Delta' + b_k}{\frac{1}{\frac{B_{ost}}{\mu_0 H_c b_m}} + (b_k + 2\Delta')} IW, \quad (6)$$

$$E_{dem} = \pi \frac{D_3 + 2b_m + 2\Delta' + b_k}{\frac{1}{\frac{B_{ost}}{\mu_0 H_c b_m}} + (b_k + 2\Delta')} V_{dem}. \quad (7)$$

Вирази (6) та (7) – це спрощена математична модель щодо визначення електромагнітної сили та ЕРС електроамортизатору.

#### 4. 2. Перевірка адекватності математичної моделі

Для перевірки адекватності моделі (6) та (7) проведемо комплекс цифрових експериментів по розрахунку механічної характеристики амортизатору для метровагону методом скінченних елементів у середовищі FEMM [16–18].

На рис. 3 наведена постановка задачі розрахунку магнітного поля методом кінцевих елементів в аксіально-симетричній формі. Це можливо, тому що амортизатор має вісь симетрії, що співпадає з віссю якоря. Для обмеження розрахункової зони введена додаткова сферична поверхня, яка при постановці задачі виражена півколом А (рис. 3).

Розрахункова область складається наступних частин.

– Підобласть станини амортизатор (рис. 3, поз. 1): матеріал – електротехнічна сталь.



– Підобласть обмотки якоря електроамортизатору (рис. 3, поз. 2): матеріал – мідь. Підобласть постійного магніту (рис. 3, поз. 3): матеріал – постійний магніт з коерцитивною силою ( $H_c$ )  $9,5 \cdot 10^5$  А/м та остаточною індукцією ( $B_{ost}$ ) 1,05 Тл.

– Підобласть повітря (рис. 3, поз. 4): матеріал – повітря.

– Додаткова підобласть робочого зазору амортизатору (рис. 3, поз. 5): матеріал – повітря, що необхідно для коректного розрахунку магнітного поля у повітряному зазорі.

Далі були проведені розрахунки магнітного поля для робочих ходів  $\Delta$  в інтервалі від 0 до 80 мм. Картина магнітного поля при  $\Delta=40$  мм приведена на рис. 3. За методикою [16] було розраховано електромагнітні сили, залежності яких від ходу якоря наведені на рис. 4.

Для порівняльного аналізу на рис. 4 приведено механічні характеристики, які визначено за допомогою спрощеної математичної моделі (6), (7) та методом скінченних елементів.

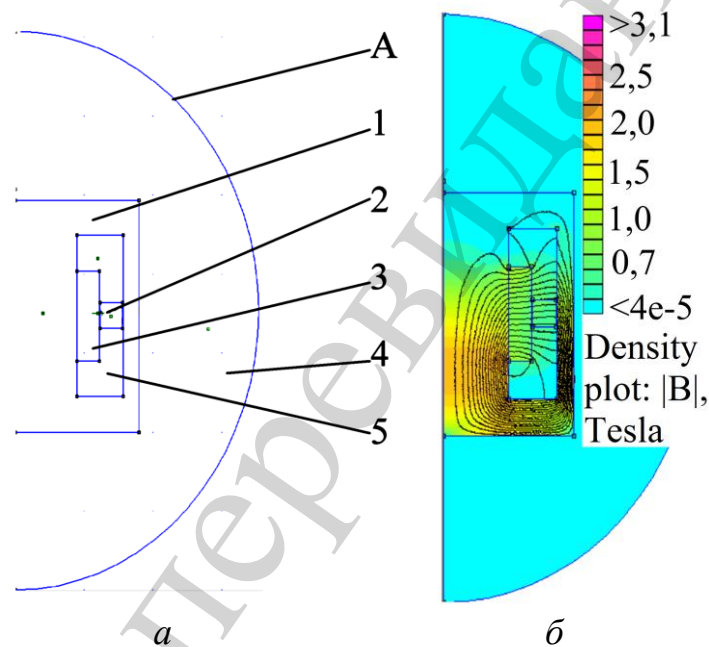


Рис. 3. Розрахунок магнітного поля амортизатору методом кінцевих елементів при робочому ході  $\Delta=40$  мм: *а* – розрахункова область; *б* – результати розрахунку магнітного поля

Як бачимо з рис. 4, наявне добре співпадіння результатів розрахунків за спрощеною методикою та шляхом моделювання магнітного поля електроамортизатору за методом скінченних елементів. Максимальне відхилення спрощеної при ходах від 10 мм до 70 мм моделі становить 11,8 %. При ходах від 20 мм до 60 мм максимальне відхилення становить 5,6 %. Такий результат відповідає розглянутого класу розрахунків та підтверджує адекватність розробленої моделі. При ходах від 0 до 10 мм та від 70 до 80 мм максимальне відхилення не перевищує 25,3 %, що обумовлено значними насиченнями елементів магнітопроводу та підвищення потоків розсіяння. Тому при роботі амортизатора на мінімальних та

максимальних ходах необхідно враховувати зниження електромагнітної сили, яка може бути компенсована за рахунок підвищення струму у обмотці.

Отже, запропонована методика та спрощена математична модель є прийнятною та може бути використана у подальшому дослідженні.

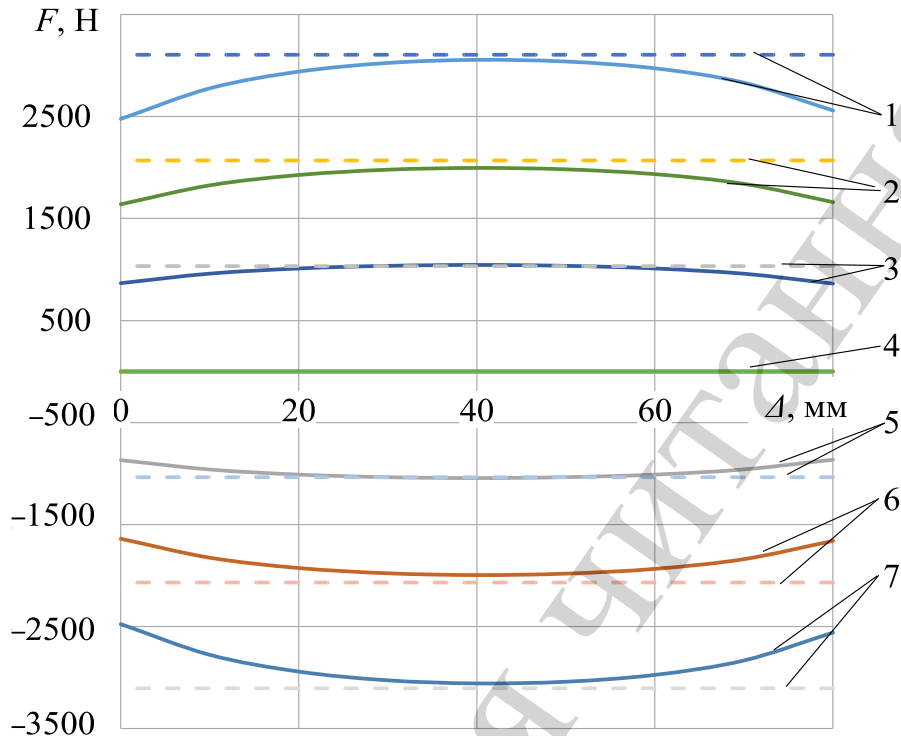


Рис. 4. Механічні характеристики амортизатора при МДС обмотки: 1 – 7780 А; 2 – 5120 А, 3 – 2590 А, 4 – 0 А; 5 – –2580 А; 6 – –5120 А; 7 – –7780 А, пунктиром зазначені значення отримані за (6)

### 4. 3. Знаходження геометричних співвідношень амортизатору

Для вирішення задачі оптимізації приведемо геометричні співвідношення, зумовлені обраною конструкцією амортизатора.

Магнітні потоки у елементах магнітопроводу зовнішньої та внутрішньої спинки статора, постійного магніту, верхньої та нижньої спинки статора у найбільш напруженому місці – при з'єднанні з внутрішньою спинкою та постійного магніту – можливо визначити виразами (8)–(11)

$$\Phi_1 = \frac{\pi}{4} \cdot (D_1^2 - D_2^2) B_1, \quad (8)$$

$$\Phi_4 = \frac{\pi \cdot D_3^2}{4} B_1, \quad (9)$$

$$\Phi_3 = \Phi_3 = \pi D_3 h_{sp} B_1, \quad (10)$$

$$\Phi_m = \pi D_3 h_m B_\delta, \quad (11)$$

де  $B_1$  – індукція у сталевих елементах магнітопроводу у номінальному режимі.  $A$  площа перетину міді обмотки з урахуванням коефіцієнту заповнення  $k_z$   
 $S_w = k_z b_k h_k$ .

Зважаючи на те, що магнітні потоки у верхніх та нижніх спинках статора однакові та дорівнюють половині потоку постійного магніту, при розрахунках розмірів осердь справедливо, що оптимальним співвідношенням геометричних параметрів електроамортизатору є

$$D_2 = D_3 + 2(b_m + b_k + 2\Delta'), \quad D_1 = \sqrt{D_3^2 + D_2^2},$$

$$h_m = \frac{D_3 B_1}{2B_\delta}, \quad h_{sp} = \frac{D_3}{4}, \quad (12)$$

$$h_k = h_m - 2\Delta, \quad H = h_m - 4h_{sp},$$

Таким чином, наведено геометричні параметри амортизатору обраної конструкції, та здобуто їх оптимальне співвідношення.

#### 4. 4. Постановка задачі оптимізації

Передумовою вирішення задачі оптимізації є визначення її параметрів та обмежень.

В якості параметрів для вирішення задачі оптимізації раціонально обрати геометричні параметри,  $H, D_1, D_2, D_3, h_m, b_m, h_k, b_k, h_{sp}$ . Однак з (12) видно, що  $H, D_1, D_2, h_m, h_k$  є лінійно залежними від інших параметрів. Тому їх потрібно віднести до функцій інших параметрів оптимізації. Остаточо, параметрами задачі обираємо товщину постійного магніту та обмотки, діаметр внутрішнього осердя та число витків обмотки якоря:  $D_3, b_m, b_k, W$ .

Обмеження можуть бути поділені на три категорії.

1) Обмеження за розмагніченням постійного магніту.

Режими роботи постійного магніту обмежені мінімальною індукцією лінійної частини кривої розмагнічення. Якщо індукція знизиться нижче цієї позначки, можливе часткове розмагнічення магніту. Для постійного магніту, що виготовлено зі сплаву NdFeB, мінімальна індукція лінійної частини кривої розмагнічення становить 0,1 Тл, тому  $B_\delta > 0,1$ .

2) Обмеження за щільністю струму.

Важливим параметром обмежуючим можливості роботи є щільність струму у обмотці якоря. Її можливо обчислити виходячи з виразу (7) за співвідношенням

$$J_w = \frac{I}{S_w} = \frac{F_{dem} \left( \frac{1}{B_{ost}} + \frac{(b_k + 2\Delta')}{\mu_0 H_c b_m} \right)}{\pi W k_z b_k h_k (D_3 + 2b_m + 2\Delta' + b_k)}. \quad (13)$$

3) Обмеження, які накладено на амортизатор, в зв'язку з його розташуванням у ходовій частині метровагону (компоновочні обмеження).

Наведені обмеження зумовлені необхідністю розміщення амортизатора у монтажному об'ємі ходової частини, а також конструкцією самого амортизатора [18]  $D_1 < 0,5$  м,  $H < 0,3$  м.

4) Обмеження, які накладаються на параметри задачі оптимізації. На геометричні розміри елементів конструкції, які є параметрами задачі оптимізації, накладаються обмеження, що обумовлені технологією виготовлення. Крім того, кількість витків обмотки повинна бути цілою виліченою та не може перевищувати 10000, та не може бути менша за 1:

$$0,01 \text{ м} < D_3 < 0,5 \text{ м};$$

$$0,01 \text{ м} < b_m < 0,5 \text{ м};$$

$$0,01 \text{ м} < b_k < 0,5 \text{ м};$$

$$1 < W < 10000. \quad (14)$$

В якості цільових функцій для рішення задачі можливо обрати:

- затрати на створення амортизатору;
- енергія, що може рекуперувати амортизатор за час своєї роботи.

При цьому перший критерій необхідно мінімізувати, а другий максимізувати. Розглянемо обидві цільові функції.

1) Цільова функція затрат. Затрати на створення конструкції амортизатору пропорційні затратам на матеріали, які необхідні при його створенні. Такий підхід до обрання цільових функцій застосовано у роботах [18, 20, 21]. Затрати на матеріали можливо визначити виразом:

$$C = C_{st} + C_c + C_{pm}, \quad (15)$$

де  $C_{st}$ ,  $C_c$ ,  $C_{pm}$  – затрати на матеріали зі сталі, матеріали мідної обмотки, та постійного магніту, відповідно.

Для можливості використання методики при різних ринкових цінах на матеріали пропонуємо використання приведених об'ємів матеріалів

$$V = \frac{C}{Z_{st}} = \frac{C_{st}}{Z_{st}} + \frac{C_c}{Z_{st}} + \frac{C_{pm}}{Z_{st}} = V_{st} + V_c k_c + V_{pm} k_{pm}, \quad (16)$$

де  $Z_{st}$  – вартість 1 м<sup>3</sup> сталі, що застосована у конструкції амортизатору;  $V_{st}$ ,  $V_c$ ,  $V_{pm}$  – об’єми сталей, обмоткової міді та постійного магніту амортизатора відповідно;  $k_c$ ,  $k_{pm}$  – коефіцієнти міді та постійного магніту, що розраховуються співвідношеннями:

$$k_c = \frac{\rho_c Z_{c1}}{\rho_{st} Z_{st1}}, \quad k_{pm} = \frac{\rho_{pm} Z_{pm1}}{\rho_{st} Z_{st1}}, \quad (17)$$

де  $\rho_c, \rho_{st}, \rho_{pm}$  – щільність міді, сталі та постійного магніту, відповідно, та  $Z_{c1}, Z_{st1}, Z_{pm1}$  – вартість 1 кг міді, сталі та постійного магніту відповідно. Для сучасного стану економіки становлять  $k_c=5,64$ ,  $k_{pm}=47$  в.о.

Приведений об’ємів матеріалів має відносно невелике коливання відносно курсу валют, що вказує на універсальність розробленого підходу.

Об’єм сталі, міді та постійного магніту амортизатору визначається виразами (18)–(20) відповідно

$$V_{st} = \frac{\pi}{4} H (D_3^2 + D_1^2 - D_2^2) + \frac{\pi}{2} h_{sp} (D_2^2 - D_3^2). \quad (18)$$

$$V_c = \pi (D_3 + 2b_m + 2\Delta' + b_k) b_k h_k. \quad (19)$$

$$V_{pm} = \pi (D_3 + b_m) b_m h_m. \quad (20)$$

Таким чином, вираз (16) з урахуванням виразів (17)–(20) є першим критерієм, який обрано для вирішення задачі визначення оптимальних параметрів електромеханічного амортизатору.

2) Критерій, що визначає енергію, що рекуперує амортизатор, за час роботи

$$W = P_{msr} T_{\Sigma} \eta, \quad (21)$$

де  $P_{msr}$  – середня потужність механічних коливань кузова;  $T_{\Sigma}$  – строк служби амортизатора;  $\eta$  – ККД амортизатору. Перші дві складові  $P_{msr}$ ,  $T_{\Sigma}$  визначаються зовнішніми факторами та залежать від конструкції ходової частини ЕРС. ККД амортизатору в свою чергу визначається втратами у його конструкції та залежить від неї. Тому ККД амортизатора визначає енергію, що може рекуперувати пристрій, та може бути обрано у якості другого критерію.

Втрати у амортизаторі складаються з втрат в міді обмотки, сталі магнітопроводу та механічних втрат. Визначення двох останній складових втрат на попередньому етапі розрахунків дуже складна задача. До того ж значення втрат у сталі є незначними тому, що змінний магнітний потік проходить лише у верх-

ньої та нижньої спинки статору, а частота його складає 0,5..10 Гц. Це значно нижче за показників поширених електричних машин.

ККД амортизатора дорівнює

$$\eta = 1 - \frac{P_{\Sigma}}{P_1} = 1 - \frac{R_{ya}}{R_{ya} + R_n} = 1 - \frac{R_{ya}}{R_{\Sigma}}, \quad (22)$$

де  $R_{ya}$ ,  $R_n$ ,  $R_{\Sigma}$  – опір якоря, навантаження та загальний опір кола обмотки якоря, що можливо визначити виразом  $R_{\Sigma} = \frac{E_{dem}}{I}$ .

Для визначення  $E_{dem}$  та  $I$  можливо застосувати спрощену математичну модель (6) та (7)

$$E_{dem} = \pi \frac{D_3 + 2b_m + 2\Delta' + b_k}{\frac{1}{B_{ost}} + \frac{(b_k + 2\Delta')}{\mu_0 H_c b_m}} V_{dem}, \quad (23)$$

$$I = \frac{F_{dem} \left( \frac{1}{B_{ost}} + \frac{(b_k + 2\Delta')}{\mu_0 H_c b_m} \right)}{\pi W (D_3 + 2b_m + 2\Delta' + b_k)}. \quad (24)$$

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

$$R_{ya} = 1,72 \cdot 10^{-8} \pi \frac{(D_3 + 2b_m + 2\Delta' + b_k)}{b_k h_k k_z} W^2. \quad (25)$$

Таким чином, вираз (22) з урахуванням виразів (23)–(25) є другим критерієм, який обрано для вирішення задачі визначення оптимальних параметрів електромеханічного амортизатору.

### 3) Згортка параметрів

Задача оптимізації, що розглядається, належить до групи багатокритеріальних задач оптимізації. У якості критеріїв обрано два рівнозначних за перевагою критерію: приведений об'єм матеріалів ( $V$ ), та ККД амортизатору ( $\eta$ ). Для задач такого типу згідно з [20, 22] необхідно провести згортку параметрів встановлюючи загальний критерій:

$$F' = k_1 V - k_2 \eta \rightarrow \min, \quad (26)$$

де  $k_1$ ,  $k_2$  – вагові коефіцієнти згортки параметрів. Знак « $\rightarrow$ » у виразі необхідне для врахування того факту, що другий фактор потребує максимізації.

Фізично вагові коефіцієнти повинні перевести приведений об'єм матеріалів та ККД до значень фінансових затрат. Так, для сучасних цін на електротехнічну сталь та вартість електроенергії та 10 річного строку використання амортизатору, вагові коефіцієнти дорівнюють:  $k_1=3,1 \cdot 10^2$  у.о./м<sup>3</sup>, а  $k_2=71,1$  у.о.

#### **4. 5. Обрання методу вирішення задачі оптимізації**

Як показали рішення тестових завдань широко використовуваним методом багатогранника, що деформується [20], результат рішення сильно залежить від стартової точки. Досягнення бажаної величини сили електроамортизатора можливо при різних поєднаннях геометричних розмірів. Можливі випадки, коли рішення взагалі не може бути знайдене. Це говорить про множину локальних мінімумів, тобто про те, що цільова функція – багатоекстремальна. Тому оператори оптимізаційної процедури повинні містити разом з детермінованими і стохастичні компоненти, здатні оживити пошуковий процес при завмиранні його в локальних мінімумах рельєфу цільової функції. Одним з таких методів оптимізації є метод, що використовує генетичні алгоритми [21, 23, 24].

Генетичним алгоритмам властивий один недолік. Оптимальне рішення визначається з малою точністю. Для виключення цього недоліку в [12] запропонований комбінований генетичний алгоритм, який в завершальній стадії пошуку використовує локальні методи оптимізації, зокрема метод Нелдера-Міда [22]. Такий підхід підвищує ефективність пошуку і уточнює глобальний мінімум.

#### **4. 6. Результати вирішення задачі оптимізації**

Згідно наведеного задачі оптимізації та за допомогою метода генетичного алгоритму, були отримані попередні дані рішення задачі умовної оптимізації. Хід рішення задачі наведений по координатами  $b_k$ ,  $b_m$ ,  $D_3$  на рис. 5, за координатами  $b_k$ ,  $b_m$ ,  $W$  на рис. 6. На рис. 5, 6 позначені лише найкращі точки. Початкова точка пошуку позначена кругом, а кінцева ромбом.

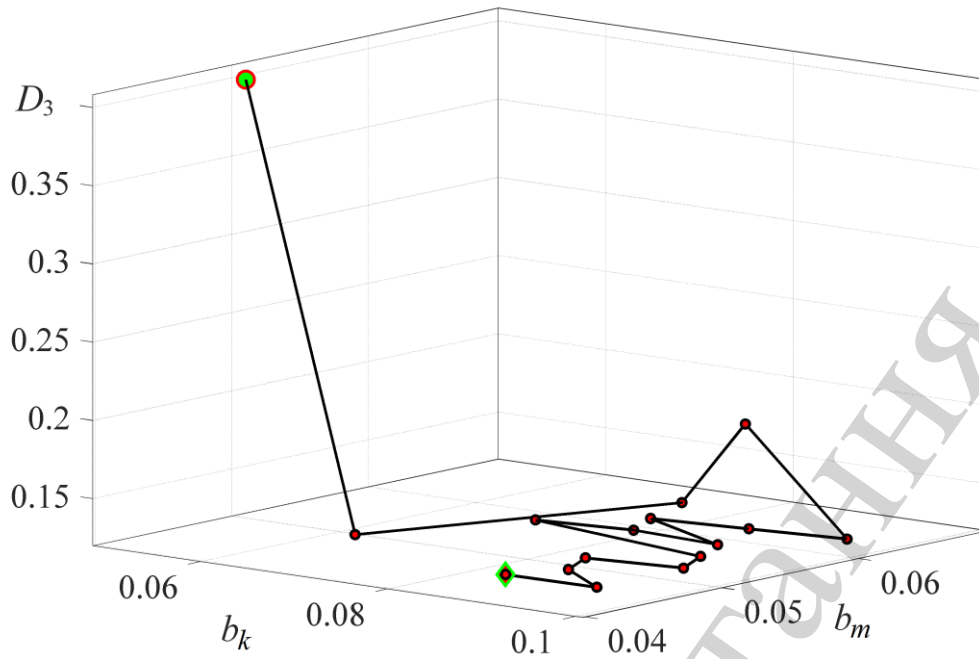


Рис. 5. Хід рішення задачі оптимізації параметрів електромеханічного амортизатору методом генетичного алгоритму у координатах  $b_k$ ,  $b_m$ ,  $D_3^\circ$

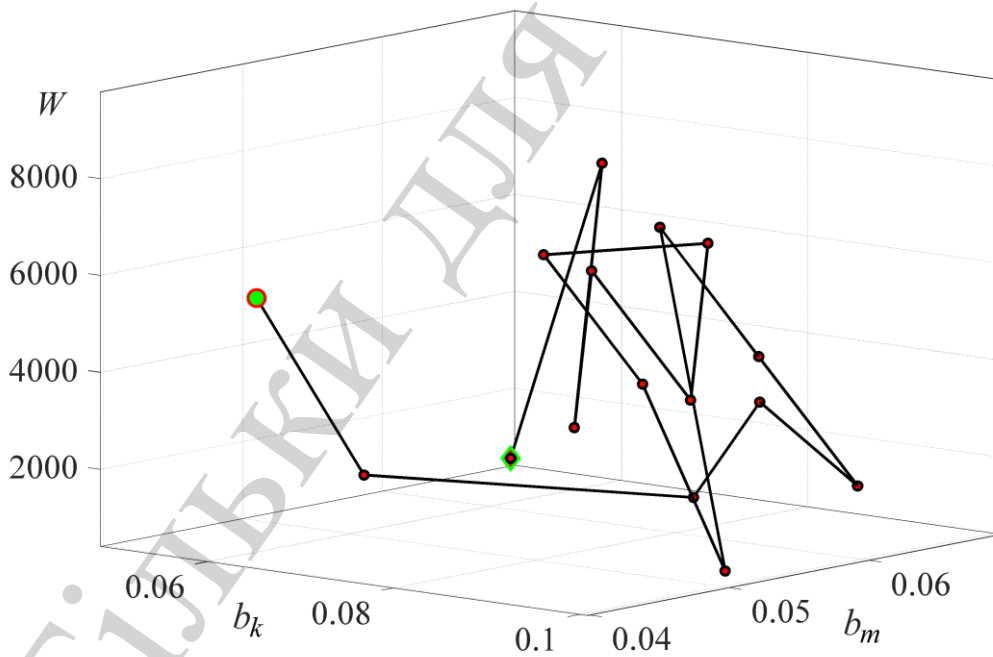


Рис. 6. Хід рішення задачі оптимізації параметрів електромеханічного амортизатору методом генетичного алгоритму у координатах  $b_k$ ,  $b_m$ ,  $W^\circ$

Як видно з рис. 5, 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.



Хід рішення задачі наведений на кінцевому етапі за методом Нелдера-Міда по координатами  $b_k$ ,  $b_m$ ,  $D_3$  на рис. 7, за координатами  $b_k$ ,  $b_m$ ,  $W$  на рис. 8.

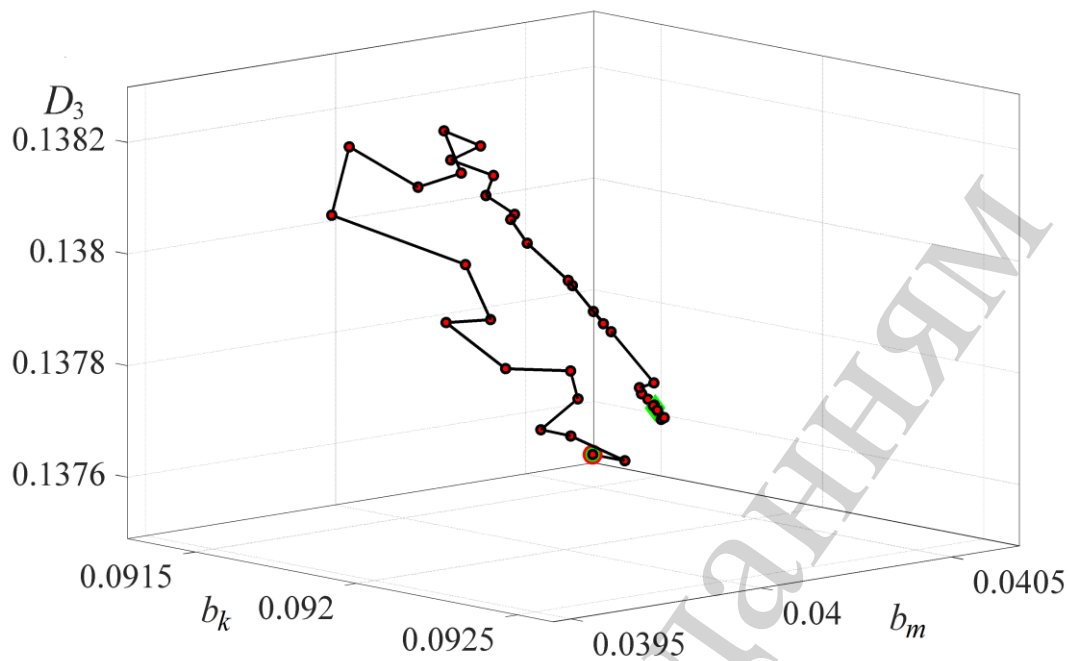


Рис. 7. Хід рішення задачі оптимізації параметрів електромеханічного амортизатору за методом Нелдера-Міда у координатах  $b_k$ ,  $b_m$ ,  $D_3^\circ$

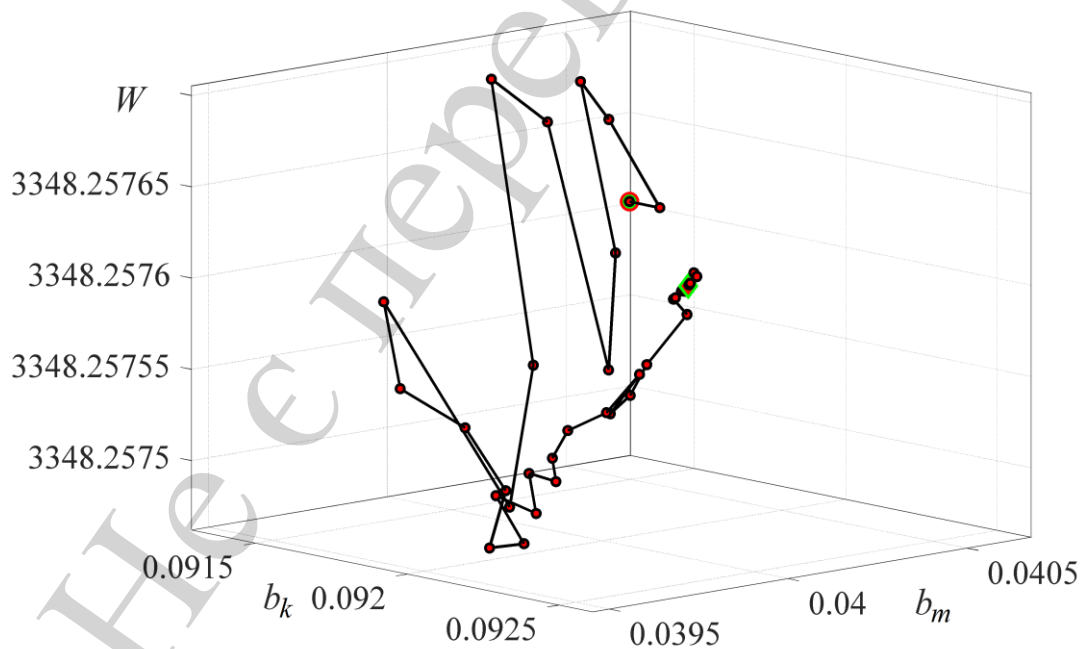


Рис. 8. Хід рішення задачі оптимізації параметрів електромеханічного амортизатору за методом Нелдера-Міда у координатах  $b_k$ ,  $b_m$ ,  $W^\circ$

Як видно з рис. 7, 8, цей алгоритм дозволяє покращити точність визначення глобального мінімуму без урахування значень у локальних мінімумах. Числові значення остаточних результатів наведені у табл. 2.

Таблиця 2

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               |
| $R_{ya}$ | 31,45 Ом              | $R_\Sigma$ | 40,32 Ом              |
| $E$      | 89,8 В                | $I$        | 2,227 А               |
| $V_{st}$ | 0,0168 м <sup>3</sup> | $V_c$      | 0,0074 м <sup>3</sup> |
| $V_{pm}$ | 0,0036 м <sup>3</sup> | $V$        | 0,226 м <sup>3</sup>  |
| $\eta$   | 0,22                  | $F$        | 54,16 у.о.            |

Як видно з табл. 1 та рис. 7, 8, результати використання остаточного обчислення оптимального значення параметрів амортизатору в незначній мірі змінило значення розмірів постійного магніту та обмотки якоря. Кількість витків осталась не змінною. Значення цільової функції витрат зменшилось на 0,1 %.

### 5. Обговорення результатів синтезу електромеханічного амортизатору для вагону метро

Запропонована конструкція електромеханічного амортизатору, що складається з статора з коаксіальним постійним магнітом та якоря з обмоткою, яка розміщена у магнітному поля. Зазначено, що конструкція амортизатору забезпечує стабільне значення електромагнітної сили при будь-якому положення якорю, а її значення обумовлюється в першу чергу ЕРС обмотки якоря, яка залежить від швидкості руху якоря та параметрів навантаження. Такий результат обумовлено стабільністю потоку постійного, який зчеплено з обмоткою якоря, на протязі всього руху повздовж магніту.

За результатами розрахунків за запропонованою методикою визначено, що оптимальна висота амортизатор близька до максимальної (0,299 м, табл. 2), а зовнішній діаметр – 86 % від максимального значення (0,427 м, табл. 2). Поперечний перетин обмотки якоря наближується до квадратного (0,093×0,081 м, табл. 2 та рис. 7). Товщина постійного магніту (0,04 м, рис. 8 та табл. 2) складає 43 % від товщини обмотки (0,093 м, рис. 8 та табл. 2), а висота (0,0161 м, табл. 2) перевищує висоту обмотки (0,081 м, табл. 2) у приблизно 2 рази. Оптимальне значення ККД лежить у межах 21..22 % (табл. 2). Отриманий результат обумовлено тим, що подальше збільшення ККД призводить до надмірних витрат активних матеріалів і тому не раціонально.

За результатами розрахунку за виразами (23) та (24) розроблений амортизатор має номінальну ЕРС обмотки – 89,8 В а струм 2,227 А, що надає можливості використовувати у якості ключів достатньо дешеві електронні ключі.

Таким чином, в роботі запропоновано методика проектування електро-механічних амортизаторів для вагонів метро, що створена на основі двокритеріального синтезу параметрів. Створена спрощена математична модель (6) та (7), яку положено в основу методики, дозволяє знизити її порядок без спрощення обумовлюючих факторів, що доведено порівняльним аналізом з результатами розрахунків електромагнітної сили за цією методикою та методом скінченних елементів (рис. 4). При постановці задачі оптимізації параметрів електроамортизатору введено обмеження, що дають можливість враховувати конструкцію ходової частини метровагону (візків та кузову).

Розроблена методика може застосовуватися для проектування електро-механічних амортизаторів рейкових транспортних засобів, що встановлені у другий ступіні ресорного підвішування. У якості матеріалу постійного магніту можливо використання лише висококоерцитивних постійних магнітів з кривою розмагнічення близькою до лінійною.

Подальшим розвитком створеної методики по визначенню оптимальних параметрів електромеханічного амортизатору може бути врахування параметрів навантаження, однак це може дуже ускладнити процес визначення цільової функції.

## 6. Висновки

1. Розроблена спрощена математична модель по визначенню електромагнітної сили та ЕРС електромеханічного амортизатору. Особливістю моделі є урахування режимів роботи постійного магніту на основі розрахунку магнітного кола. Створена модель дозволяє проводити приблизний розрахунок режимів роботи амортизатора та може бути використана у вирішенні задачі оптимізації параметрів електроамортизатору.

Проведено перевірка адекватності розробленої спрощеної математичної моделі шляхом порівняння результатів розрахунку механічної характеристики амортизатора за спрощеною методикою та методом скінченних елементів в аксіально-симетричній постановці задачі. Отримано співпадіння результатів розрахунків за спрощеною методикою та шляхом моделювання магнітного поля електроамортизатору за методом скінченних елементів – розбіжність не перевищує 11,8 % при амортизатору ходах від 10 мм до 70 мм.

2. Проведено аналіз геометричних співвідношень конструкції електромеханічного амортизатору. Визначенні геометричні співвідношення між елементами конструкції (12), які забезпечують рівномірне магнітне навантаження в елементах магнітопроводу та дозволяють зменшити кількість параметрів при постановці задачі оптимізації з 10 ( $H, D_1, D_2, D_3, h_m, b_m, h_k, b_k, h_{sp}, W$ ) до 4 ( $D_3, b_m, b_k, W$ ).

3. Проведена постановка задачі умовної двокритеріальної оптимізації параметрів електромеханічного амортизатору.

Обрані обмеження, що поділено на три категорії:

– обмеження за розмагніченням постійного магніту, що дозволяють зберегти працездатність постійного магніту;

– обмеження за щільністю струму, яке забезпечує теплові режими роботи амортизатору;

– обмеження, які накладено на амортизатор, в зв'язку з його розташуванням у ходовій частині метровагону (компоновачні обмеження), та обмеження на параметри задачі оптимізації, що забезпечують розміщення конструкції у ходовій частині візка.

Запропоновано у якості критеріїв обрати приведений об'єм амортизатору, що обумовлює затрати на створення амортизатору та його ККД, який обумовлює рекуперовану енергію коливань. Проведено згортку параметрів до єдиної цільової функції затрат та обрані вагові коефіцієнти. Це дозволяє визначити оптимальні параметри електроамортизатору за двома рівнозначними критеріями – приведений об'ємів матеріалів та ККД.

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

4. За результатами вирішення задачі оптимізації параметрів амортизатору визначені оптимальні геометричні розміри та кількість витків (3348) обмотки електромеханічного амортизатору. Хід вирішення задачі покладено в основу методики по визначенню параметрів електромеханічних амортизаторів для метровагонів.

### Література

1. Сердобинцев, Е. В., Йе Вин Хан (2013). Вертикальные колебания метровагона с пневмоподвешиванием. Мир транспорта, 2, 78–84.
2. Голованов, Л. (2011). Bose мой. АвтоРевю, 12 (475), 53–55.
3. Bose suspension system-white paper. Bose Company. URL: <http://www.bose.com/>
4. Lei, Z., Xiudong, T., Sheng, Z. P. (2011). Pat. No. WO 2012/015488 USA. Electricity generating shock absorbers. F16F15/03, F16F6/00. No. US2011/024699; declared: 02.12.2011; published: 02.02.2012.
5. Zuo, L., Scully, B., Shestani, J., Zhou, Y. (2010). Design and characterization of an electromagnetic energy harvester for vehicle suspensions. Smart Materials and Structures, 19 (4), 045003. doi: <https://doi.org/10.1088/0964-1726/19/4/045003>
6. Choi, S.-B., Seong, M.-S., Kim, K.-S. (2009). Vibration control of an electrorheological fluid-based suspension system with an energy regenerative mechanism. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 223 (4), 459–469. doi: <https://doi.org/10.1243/09544070jauto968>
7. Веденеев, С. А. (1990). Пат. № 2013217 RF. Транспортное средство. МПК В60G 13/14. № 4844202/11; заявл. 26.06.1990; опубл. 10.10.2000, Бюл. № 28.
8. Сергієнко, М. Є., Худолій, О. І., Сергієнко, А. М. (2009). Пат. № 93154 UA. Пристрій для рекуперації енергії коливань транспортного засобу. МПК F03G7/08, В60K 25/00. № а200912230; заявл. 27.11.2009; опубл. 10.01.2011, Бюл. № 1.

9. Сергиенко, А. Н., Любарский, Б. Г., Медведев, Н. Г., Сергиенко, Н. Е. (2015). Результаты имитационного моделирования ЭМП-амортизатора при движении автомобиля по неровностям. Вестник Нац. техн. Ун-та "ХПИ": сб. науч. тр. Темат. Вып.: Автомобиле- и тракторостроение, 10 (1119), 157–164.
10. Сергиенко, А. Н., Любарский, Б. Г., Самородов, В. Б., Сергиенко, Н. Е. (2012). Анализ конструкций электромеханических преобразователей и выбор схемы электроамортизатора неподрессоренных масс транспортного средства. Автомобильный транспорт, 31, 18–25.
11. Омеляненко, В. И. (1994). Линейные двигатели постоянного тока с тиристорным коммутатором. Х.: Основа, 76.
12. Любарский, Б. Г. (2014). Оптимизация режимов работы тягового асинхронного привода. Электрика, 6, 5–10.
13. Сердобинцев, Е., Званцев, П., Йе Вин Хан (2014). Выбор параметров метровагона с пневморессорами. Мир транспорта, 1, 34–41.
14. Лукашова, Н. П., Павленко, Т. П., Любарський, Б. Г., Петренко, О. М. (2018). Аналіз конструкцій ресорних підвішувань рейкового міського електрорухомого складу. Системи управління, навігації та зв'язку. Збірник наукових праць, 5 (51), 65–68. doi: <https://doi.org/10.26906/sunz.2018.5.065>
15. Тележка мод. 68-7054 для вагонов метрополитена. URL: <https://kvsz-ua.all.biz/telezhka-mod-68-7054-dlya-vagonov-metropolitena-g16893290>
16. Meeker, D. (2013). Finite Element Method Magnetics: MagneticsTutorial. URL: <http://www.femm.info/wiki/MagneticsTutorial>
17. Riabov, I., Liubarskyi, B. (2018). Determination of Phase Flux-Linkage of Flux Switching Motor with Spatial Magnetic System. 2018 International Conference on Industrial Engineering, Applications and Manufacturing (ICIEAM). doi: <https://doi.org/10.1109/icieam.2018.8728773>
18. Yeritsyan, B., Liubarskyi, B., Iakunin, D. (2016). Simulation of combined body tilt system of high-speed railway rolling stock. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 2 (9 (80)), 4–17. doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2016.66782>
19. Любарский, Б. Г., Северин, В. П., Рябов, Е. С., Емельянов, В. Л. (2010). Синтез тягового реактивного индукторного двигателя с аксиальным магнитным потоком для скоростного подвижного состава. Електротехніка і електромеханіка, 6, 28–30.
20. Северин, В. П. (2009). Векторная оптимизация систем автоматического управления генетическими алгоритмами. Техническая электродинамика. Силовая электроника и энергоэффективность, 80–85.
21. Буряковский, С. Г., Маслий, Ар. С., Маслий, Ан. С. (2015). Расчет и оптимизация геометрических размеров линейного привода стрелочного перевода моношпального типа. Проблемы энергоресурсосбережения в электротехнических системах, 1 (3), 65–67.
22. Єрїян, Б. Х., Любарський, Б. Г., Якунін, Д. І. (2015). Задача аналізу оптимізації геометричних розмірів лінійного двигуна нахилу кузова швидкісного електрорухомого складу. Інформаційно-керуючі системи на залізничному транспорті, 5, 7–11.

23. Kakandikar, G., Nandedkar, V. (2018). Springback optimization in automotive Shock Absorber Cup with Genetic Algorithm. *Manufacturing Review*, 5, 1. doi: <https://doi.org/10.1051/mfreview/2017013>

24. Maemori, K., Tanigawa, N., Shi, F.-H. (2004). Optimization of a Semi-Active Shock Absorber Using a Genetic Algorithm. Volume 1: 30th Design Automation Conference. doi: <https://doi.org/10.1115/detc2004-57115>

ТІЛЬКИ ДЛЯ ЧИТАННЯ