

УДК 93:631.372:629.331(072)

© 2011

*Прасолов Є. Я., кандидат технічних наук,
Лапенко Т. Г., кандидат технічних наук
Полтавська державна аграрна академія*

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ДЕМПФЕРІВ У ТЕХНІЦІ

Рецензент – доктор технічних наук С. Ф. Пічугін

Розглядається робота демпфера на магнітній рідині. Дослідження проводилися з використанням матричного планування експерименту. Застосовувався статистичний аналіз результатів досліджень, будувалися математичні моделі оптимальних залежностей вихідних параметрів від взаємодіючих факторів. Аналіз результатів досліджень підтвердив позитивний вплив магнітної рідини в демпфіруючих пристроях на якість роботи амортизатора. Використання магнітних рідин забезпечує вплив механічних коливань на надійність конструкції та підвищення безпеки сільськогосподарської техніки.

Ключові слова: демпфер, магнітна рідина, проміжна камера.

Постановка проблеми. Гасіння механічних коливань і зниження їх силової дії на механізми, робочі вузли й конструкції є однією з першочергових задач у сільськогосподарському машинобудуванні.

На сьогодні існує безліч конструкцій демпфіруючих пристроїв, що різняться в залежності від заданих функцій та умов експлуатації. Демпфер проектується, виходячи з виду навантаження (статичне, динамічне, знакозмінне), демпферуюча характеристика пристрою (залежність швидкості ходу штока від значення діючої сили) змінюється у вузькому діапазоні значень. Використання комбінованих схем клапанів, які регулюються, зміна конфігурації дроселюючих отворів, створення проміжкових і компенсуючих камер дали змогу поліпшити роботу демпфера й розширити діапазон значень демпферуючої характеристики.

Однак існуючі конструкції та їх модифікації не забезпечують можливості отримання необхідних значень демпферуючої характеристики, яка б враховувала вплив зовнішніх змінних факторів. Особливо гостро ця проблема стоїть в автомобільній та сільськогосподарській промисловості, де вимоги до безпеки й комфорту підвищені.

Аналіз останніх досліджень і публікацій, у яких започатковано розв'язання проблеми. Перспективним напрямом досліджень визначено

використання магнітної рідини в демпфіруючому пристрої.

Відомо, що вперше термін «магнітна рідина» запропонував і запатентував С. Пейпелл із Національного управління повітреплавання та астронавтики (НАСА США) у ході досліджень, пов'язаних із польотом людини на Місяць, де їх використовували як герметизатори між рухомими частинами скафандрів. Магнітна рідина має здатність сильної взаємодії з магнітним полем (подібно залізу та нікелю) і представляє собою колоїдний розчин твердих одномірних магнітних частинок ультрамікроскопічного розміру ($1A=10^{-10}$), покритих поверхнево активними речовинами, в рідині (гас, вода, толуол, мінеральні і кремнійорганічні масла). Зміною щільності та в'язкості під дією магнітного й електричного поля отримують можливість регулювання демпфіруючих характеристик у залежності від діючих факторів [4].

Для обґрунтування використання магнітних рідин в якості надійних герметизаторів були проведені патентні дослідження у відповідності з ДСТУ 3575-97.

За результатами досліджень проведено аналіз динаміки патентування магнітно-рідинних демпферів у світі та визначення можливості їх використання в сільськогосподарській техніці.

Вперше запропонував отримувати магнітні рідини ще в кінці 30-х років минулого століття американський вчений В. С. Елмор. Способи отримання магнітних рідин із заданими властивостями викладені в роботах Е. Я. Блуша, Є. Є. Бибика, Е. Е. Фертмана [1, 2, 6]. Оптимальний розмір частинок забезпечує седиментаційну стійкість, а агрегативну стійкість – поверхнево активні речовини. Тобто, можна використовувати магнітні рідини як робоче тіло гідроагрегатів зі змінними характеристиками. Магнітно-рідинні герметизатори та способи їх отримання захищені патентами на винаходи в США, Японії, Великобританії, Кореї, Китаї, Росії та Україні. Дослідження фізичних властивостей магнітних рідин при зміні температури і тиску під дією постійного й змінного магнітних полів проводили, зокре-

ма Г. П. Богатирьов, В. Г. Гільов, Е. М. Мозговий, І. Я. Коган, А. Б. Каплун, А. В. Лебедєв, М. І. Шліоміс, В. Г. Могилевський, М. М. Майоров, М. В. Соболевський та інші [1, 4, 5].

Японський вчений Самоїздака повідомив на конференції в Університеті Тохоку (Японія) про створення рідини, що притягується магнітом. Однак, пройшов час перш ніж стало можливим її промислове використання з детальним вивченням їх властивостей [5].

Сила дії магнітного поля на рідину обумовлюється кількістю магнітних частинок у ній. Однак, отримання стабільного колоїдного розчину експлуатаційної насиченості можливе тільки з використанням поверхнево-активних речовин зі специфічними властивостями, що експериментально довів С. Пейпелл. Пізніше надрукував результати досліджень Р. Е. Розенцвейг (працівник НАСА США) про стійкість дисперсних систем та динаміку рідких тіл, що стало основою для створення першої фірми з виробництва магнітно-рідинних герметизаторів. У цьому напрямі тримають лідерство американські та японські вчені [4].

Відомо, що радянські вчені стали провідними в дослідженнях способів отримання магнітних рідин. Продовжувачами традицій радянської школи в цьому напрямі стали українські вчені. У сфері вивчення фізики та математичного моделювання магнітних рідин відомі праці В. Полевікова, Л. Тобіска, В. Желноровича, В. Гогосова [1].

В Інституті монокристалів Національної академії наук України працює Харківська лабораторія з вивчення і створення магнітних рідин. Гідний вклад у розвиток даного напрямку внесли праці С. Газаєвої, в одній із яких описується використання магнітних рідин для амортизаторів автомобіля швидкої допомоги.

Вченими накопичений досвід зі створення й використання магнітних рідин, зокрема для демпфіруючих пристроїв. Для аналізу технічних рішень були використані джерела патентних досліджень, рівень техніки яких за функціональними можливостями близький до проектуемого демпфіруючого пристрою.

Об'єктом проведених патентних досліджень стали запропоновані за останні два десятиліття, які ведуть до зниження енергозатрат при збільшенні сили магнітної дії й включають спеціалізовані системи керування, а також системи демпфіруючі (підвіски автомобілів, конструкції форм). У системах враховуються зовнішні фактори, виключають взаємний вплив демпферів,

що дає змогу збалансовувати конструкції та підвищувати якість амортизації.

У першій половині 90-х років у США розроблялись універсальні магніто-рідинні демпфери, в яких передбачалось використання комбінованої схеми (гідроліка + газ). В конструкції використовувався рухомий соленоїд, розміщений на поршні; при цьому потік рідини проходить через дроселюючі отвори й щілини між соленоїдом і корпусом, забезпечуючи збільшення сили дії магнітного поля. Пізніше були запропоновані конструктивні зміни поршня і конфігурації дроселюючих отворів, а соленоїд встановлювався під кришкою корпусу демпфера.

У другій половині 90-х років російські винахідники запропонували конструкцію демпфера, що містила поршень із постійним магнітом і соленоїдом, розмішеним по всій довжині корпусу.

Існуючі конструкції практичні в використанні, проте на сьогодні не в змозі вирішити завдання, що стосуються конкретних умов до експлуатації машин.

З метою вирішення завдань забезпечення ефективного контролю роботи демпфера дослідження були продовжені: покращена конструкція поршня, що включала дроселюючі отвори і полюсні зубці прямокутної, трикутної та трапецієвидної форм, а соленоїд розміщався між отворами й полюсними зубців. Потік рідини проходив через отвори й щілини і зазори між зубцями і корпусом, покращуючи дію магнітного поля, а отже, й роботу демпфера [3, 7].

Наступне поліпшення конструкції магнітно-рідинних демпферів належить українським вченим. Розроблена конструкція включала допоміжний рухомий елемент із магнітопровідного матеріалу, що включав постійні магніти, чим забезпечувалися плавність і стабільність роботи пристрою [2].

Технічні рішення з регулювання тиску та кількості робочої рідини в порожнині поршня, які досягалися за рахунок введення в конструкцію компенсуючої камери, отримали правову охорону в США та Європі [5, 7].

У США були спроби створення демпферів зі зменшенням кількості магнітної рідини з метою зниження собівартості пристрою за рахунок введення проміжної камери, заповненої звичайною гідролічною рідиною, однак ці розробки не виправдали себе через технологічні складності виробництва та ненадійність конструкції [4].

Наступним етапом розвитку конструювання магнітно-рідинних демпферів стало забезпечення їх надійності у випадку неможливості ство-

рення магнітного поля. Для цього були використані магнітно-механічні клапани, які під дією магнітного поля працюють як магнітні, а за відсутності дії магнітного поля – як механічні. Для цього в конструкцію вводять проміжкові постійні кільцеві магніти, які розміщені на основному та проміжкових поршнях.

Мета досліджень і методика їх проведення. Метою досліджень є підвищення якості роботи амортизаційної стойки за рахунок розширення діапазону значень демпфіруючої характеристики й можливості регулювання роботи демпфіруючого пристрою, в залежності від зовнішніх факторів експлуатації шляхом використання магнітної рідини в якості робочого тіла демпфера.

Для досягнення поставленої мети використовувалась патентна інформація, як первинне джерело, що відображає прогресивні тенденції в науці й техніці.

Методика досліджень включає проведення порівняльного аналізу роботи гідро-газових і магнітно-рідинних демпферів за різних умов експлуатації; експериментальне встановлення залежностей ефективності їх роботи від значень діючих факторів, із використанням матричного планування дослідів.

Результати дослідження. Проведено порівняльний аналіз між типами амортизаторів шляхом встановлення діючих факторів та меж їх варіювання. В ході аналізу науково-технічної літератури не було виявлено залежності сили опору рідини від переміщення штоку, тому дослідження проводилися шляхом моделювання процесу (результати досліджень графічно представлені на рис. 1.)

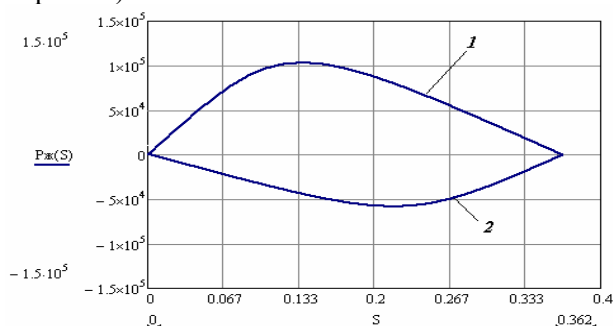


Рис. 1. Залежність сили опору рідини (P_p) від переміщення штоку (s):

Крива 1 – прямий хід поршня – рідина проходить через дроселюючі отвори великого діаметра.

Крива 2 – обернений хід поршня – рідина проходить через дроселюючі отвори малого діаметра.

Площа між кривими характеризує роботу, що виконує рідина, яка витрачається на нагрів рідини, а потім розсіюється в атмосфері.

Моделювання процесу проводилося в такій послідовності: дослідна модель кріпилася на стенд, далі на неї з висоти 5 м падав копер, якому передавалась енергія стиснутого газу. Маса копра і величина початкової енергії варіювалася в залежності від заданого навантаження. Кінетична швидкість копра фіксувалася датчиком швидкості, величина зусилля, що передавалося копром амортизатору, встановлювалася з допомогою динамометра, величина перевантаження – акселерометром. Для побудови діаграми гістерезису амортизатора на штоці встановлювали датчик лінійного переміщення, а в газовій камері та у внутрішній і зовнішній гідравлічних полостях – манометри надлишкового тиску. Виміри датчиків за допомогою аналого-цифрового перетворювача передавалися на комп'ютер, де проводилась їх обробка і побудова залежностей.

У лабораторних умовах для створення пропорційного навантаження на дослідну модель при непропорційній масі копра було збільшене значення перевантаження. Аналізом науково-технічних джерел встановлено, що основними факторами, які впливають на робочі характеристики амортизатора, є: швидкість машини, а також її маса і величина перевантаження на поворотах. Для визначення впливу силових факторів на характеристики амортизатора використовувалася методика планування багатфакторного експерименту з реалізацією трьохфакторного плану другого порядку. Для визначення мінімальної кількості дослідів для повноцінного статистичного аналізу комбінування значень факторів у досліді використовувалося матричне планування експериментів із використанням центрального композиційного плану. Спочатку визначалися межі варіювання факторів, після чого проводилося кодування значень (результати представлені в таблиці 1).

Дослідження проводилися відповідно до матриці планування експерименту. За допомогою комп'ютерної програми STATISTICA була складена матриця, проведений статистичний аналіз результатів і отримана математична модель другого порядку, яка дозволяє спрогнозувати вихідний параметр – силу опору рідини для будь-якого зі значень впливаючих факторів у межах визначення границь:

$$Y = -11312 + 6X_1 + 16970X_2 + 1478X_3 + 3X_1X_2 + 15X_1X_3 + 909X_2X_3 - 835X_2^2 - 4896X_3^2 \quad (1)$$

Аналізом математичної моделі встановлено

оптимальне значення факторів, за яких сила опору рідини максимальна: при $X_1 = 740$; $X_2 = 14,75$; $X_3 = 2,4$; $Y = P_{\text{рід}}^{\text{max}} = 26860\text{Н}$.

Із рівняння видно, що модель адекватна $F_{\text{розра}} = 1,0147 \leq F_{\text{таб}} = 2,11$; а коефіцієнти визначені з вірогідністю 97%. Для визначення взаємного впливу факторів на вихідний параметр проведено аналіз поверхонь відгуку методом двовірного перетину. В математичну модель підставлялись кодовані значення двох факторів, а третій виключався. Далі визначався центр поверхні відгуку, який відповідав оптимальному співвідношенню факторів.

Наступні дослідження дали можливість вивести залежність сили опору масла від переміщення штоку, що характеризує роботу гідравлічного масла, яка перетворюється в тепло при оптимальному співвідношенні маси, швидкості та змінного перевантаження.

Для отримання аналогічних характеристик магнітно-рідинного амортизатора, в конструкцію моделі вставляли електромагніт, заливаючи магнітну рідину на основі гасу, склад якої розроблений Миколаївським інститутом гідравліки. Параметри рідини: намагніченість насичення $M_{\infty} = 100 \text{ кА/м}$, щільність $\rho = 0,850 \text{ г/см}^3$, вміст магнітної фази не більше 50%, діапазон в'язкості $\nu = 10 \dots 30 \text{ мм}^2/\text{с}$. В'язкість змінювалася в залежності від напруги магнітного поля, що створювалося котушкою індуктивності.

При зміні в'язкості змінюється коефіцієнт витрат дросельних отворів, що веде до варіювання сили опору. Для фіксації параметрів магнітного поля на дослідну модель встановлювався датчик Холла. У ланцюг підключення котушки індуктивності ($L = 64,8 \text{ мГн}$) для виміру сили току та напруги були підключені амперметр і вольтметр.

Дослідження виконувалися згідно з матрицею планування експерименту, кодування факторів яких представлено в таблиці 2.

Обробка результатів досліджень дозволили отримати математичну модель другого порядку:

$$Y_2 = -83645,9 + 94,4X_1 + 8867,4X_2 - 2212X_3 + 127X_4 - 0,1X_1^2 - 357X_2^2 - 8040,02X_3^2 - 0,6X_4^2 - 2,5X_1X_2 + 21,2X_1X_3 - 0,1X_1X_4 + 1824,5X_2X_3 - 0,5X_2X_4 + 92,5X_3X_4 \quad (2)$$

Математична модель виражає залежність вихідного параметра $P_{\text{рід}}$ від взаємодіючих факторів, при яких сила опору рідини максимальна: $X_1 = 770$; $X_2 = 16,5$; $X_3 = 2,6$; $X_4 = 100$; $P_{\text{рід}}^{\text{max}} = 47700 \text{ Н}$. Модель адекватна, $F_{\text{розра}} = 3,54 \leq F_{\text{таб}} = 5,77$ і коефіцієнти визначені з вірогідністю 95%. Для визначення взаємного впливу факторів на вихідний параметр було зроблено аналіз поверхонь відгуку методом двовірного перетину. Побудовані поверхні відгуку дають можливість визначати оптимальні значення параметрів при їх взаємодії.

Для побудови залежності сили опору магнітної рідини $P_{\text{рід}}$ від переміщення штока S при зміні напруги магнітного поля, додатково був проведений дослід, в якому співвідношення факторів вибиралося згідно з отриманою математичною моделлю.

Порівняльний аналіз роботи демпфуючого пристрою з використанням масла і магнітної рідини при оптимальному співвідношенні діючих факторів дав змогу встановити, що діапазон роботи, що виконується магнітною рідиною, яка характеризується площею між експериментально отриманими кривими при прямому й оберненому ходами штока амперметра (рис. 3), більший, ніж при використанні масла (рис. 2).

1. Кодові позначення факторів і рівні їх варіювання

№	Назва фактора	Одиниці виміру	Кодові значення	Нижнє значення	Центральне значення	Верхнє значення
1	Маса	кг	X_1	500	650	800
2	Швидкість	м/с	X_2	10	12,25	14,5
3	Перевантаження	м/с ²	X_3	1	1,25	2,1

2. Кодові позначення факторів і рівні їх варіювання

№	Назва фактора	Одиниці розмірності	Кодування	Нижнє значення	Центральне значення	Верхнє значення
1	Маса	кг	X_1	500	650	800
2	Швидкість	м/с	X_2	10	12,25	14,5
3	Перевантаження	м/с ²	X_3	1	1,25	2,1
4	Напруга магнітного поля	кА/м	X_4	8	54	100

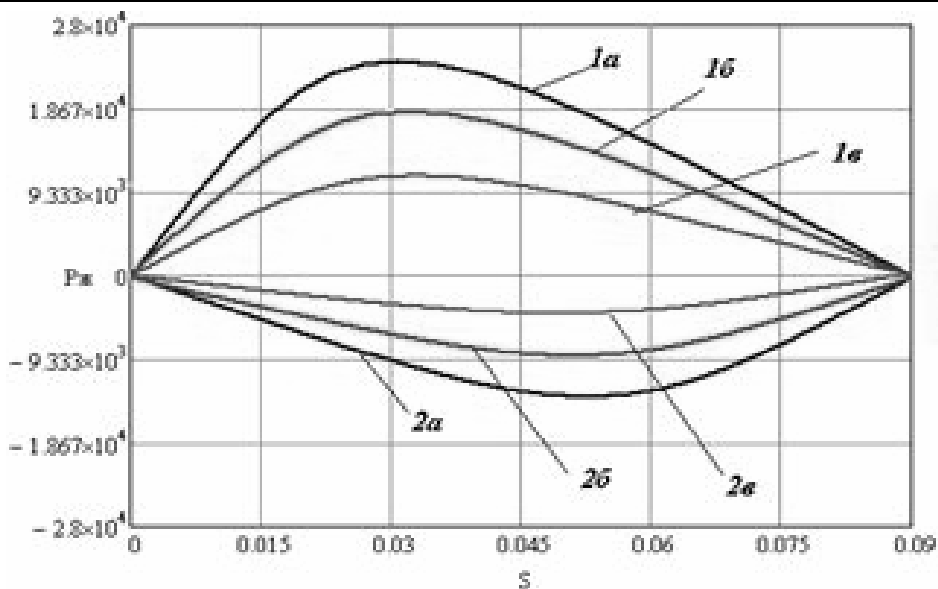
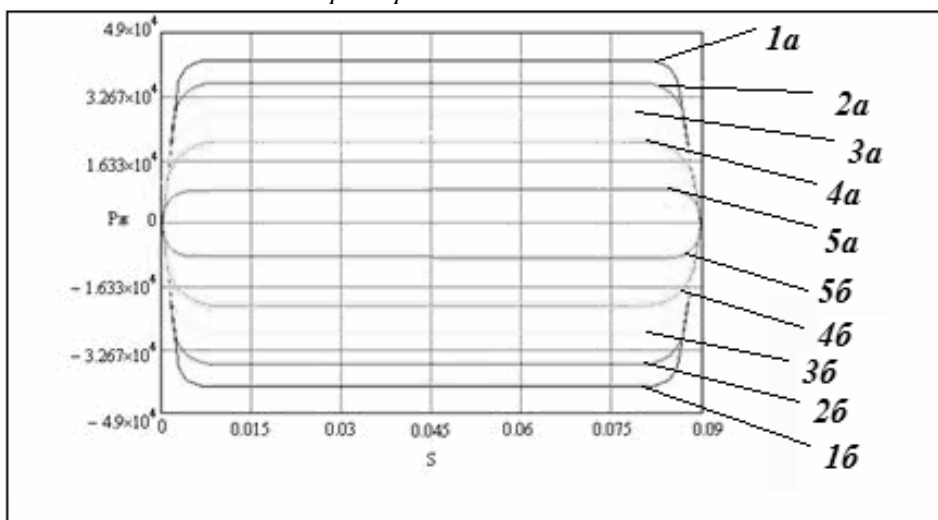


Рис. 2. Залежність сили опору масла від переміщення штока:

1а – прямий хід поршня, при перевантаженні $h=2,4$; *1б* – прямий хід поршня, при перевантаженні $h=1,55$; *1в* – прямий хід поршня, при перевантаженні $h=1$; *2 а* – обернений хід поршня, при перевантаженні $h=2,4$; *2 б* – обернений хід поршня, при перевантаженні $h=1,55$; *2 в* – обернений хід поршня, при перевантаженні $h=1$.



Мал. 3. Залежність сили опору магнітної рідини від переміщення штоку при відповідній напрузі магнітного поля.

Криві над нульовою лінією ($P_{рід}=0$) описують прямий хід поршня при різних значеннях напруги магнітного поля котушки демпфера. Криві під нульовою лінією ($P_{рід}=0$) описують обернений хід поршня при відповідних значеннях напруги магнітного поля котушки демпфера.

- 1а* – залежність сили опору магнітної рідини від переміщення штока, при напруженості 100 кА/м
- 2а* – залежність сили опору магнітної рідини від переміщення штока, при напруженості 78 кА/м
- 3а* – залежність сили опору магнітної рідини від переміщення штока, при напруженості 54 кА/м
- 4а* – залежність сили опору магнітної рідини від переміщення штока, при напруженості 31 кА/м
- 5а* – залежність сили опору магнітної рідини від переміщення штока, при напруженості 8 кА/м
- 1б* – залежність сили опору магнітної рідини від переміщення штока, при напруженості -100 кА/м
- 2б* – залежність сили опору магнітної рідини від переміщення штока, при напруженості -78 кА/м
- 3б* – залежність сили опору магнітної рідини від переміщення штока, при напруженості -54 кА/м
- 4б* – залежність сили опору магнітної рідини від переміщення штока, при напруженості -31 кА/м
- 5б* – залежність сили опору магнітної рідини від переміщення штока, при напруженості -8 кА/м

Залежність в'язкості магнітної рідини від напруги магнітного поля дає змогу задати необхідну демпфіруючу характеристику амортизатора з можливістю її регулювання. Отримана математична модель дає можливість спрогнозувати роботу амортизатора та змінювати режим роботи в залежності від зовнішніх факторів.

БІБЛІОГРАФІЯ

1. *Бибик Е. Е.* Достижения в области получения и применения магнитных жидкостей. – М.: ЦНИИ, Электроника, 1979. – 60 с.
2. *Блуш Э. Я., Майоров М. М., Цеберс А. О.* Магнитные жидкости. – Рига: Зинатне, 1986. – 386 с.
3. *Полевиков В. К.* Об устойчивости статического магнитожидкостного уплотнения под действием внешнего перепада давления // Изв. РАН. МЖГ, 1997. – №3. – С. 170–175.
4. *Розенцвейг Р.* Феррогидродинамика / Пер. с англ. – Мир, 1989. – 467 с.
5. *Такетомі С., Тикадзумі С.* Магнитные жидкости / Пер. с японск. – М.: Мир, 1993. – 272 с.
6. *Фертман Е. Е.* Магнитные жидкости. – Минск: Высшая школа. – 1988. – 184 с.
7. *Цеберс А. О.* Термодинамическая устойчивость магнитных жидкостей. // Магнитная гидродинамика. – М. – 1982. – №2. – С. 42–48.