

Дитятєв О.В.

*Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна***ДО АНАЛІЗУ НОВОГО МЕТОДУ ДІАГНОСТИКИ АМОРТИЗАТОРІВ У ПІДВІСЦІ АВТОМОБІЛЯ**

До найважливіших експлуатаційних властивостей автомобіля належить безпека, яка реалізується через стійкість, керованість, надійність контакту шини з дорогою. У процесі експлуатації з напрацюванням параметри амортизатора погіршуються, знижується безпека і комфорт. Це призводить до необхідності періодично контролювати стан амортизаторів засобами діагностики. Широко застосовується безрозбірна діагностика, оскільки монтажні-демонтажні роботи мають велику трудомісткість, вимагають застосування спеціального обладнання та кваліфікованих спеціалістів. Значну перевагу отримало стендове тестування із застосуванням збудження підвіски періодичним сигналом. Однак при тестуванні підвіски в зборі, у висновку про тестування амортизатора міститься інформація про інші компоненти підвіски, наприклад про підресорену масу, про жорсткість (внутрішній тиск) шини. При цьому тестується не амортизатор, а підвіска загалом. Окремі методи діагностики тією чи іншою мірою зменшують негативний вплив сторонніх факторів під час діагностування амортизаторів. Пропонуються нові методи з перевагами у продуктивності, точності діагнозу, що ґрунтуються на теорії динаміки механічних систем, спектральній обробці діагностичної інформації. У цій роботі методом імітаційного моделювання аналізується новий метод – «метод пікового вибору», що також називається методом половинної потужності, метод Кальво, - в його порівнянні з існуючим, реалізованим в стенді конструкції фірми MAXA EUROSISTEM. Аналіз проведений за критеріями чутливості, залежності результатів тестування амортизатора від підресореної маси, внутрішнього тиску шини.

Ключові слова: діагностика амортизаторів, методи, моделювання, аналіз, точність, сторонні фактори.

ВСТУП

Підвіска автомобіля здійснює дві найважливіші функції – комфорт та безпеку руху. Комфорт забезпечується правильною характеристикою "швидкість - сила" протягом ходу штока при стисненні та віддачі, а безпека - стабільністю контакту шини з дорогою. Контакт шини з дорогою визначається частотними характеристиками підвіски, у формуванні яких важлива роль належить амортизатору, його технічному стану. У процесі експлуатації технічний стан погіршується, тому слід його періодично перевіряти.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Існує кілька методів тестового діагностування амортизаторів, що відрізняються видом силової дії на підвіску. Це може бути одиничний вплив (за схемою Дірака), вплив поодиноким перепадом типу "сходінка" (за схемою Хевісайда), або періодичним сигналом [1].

Реакцією на одиничний вплив є імпульсна перехідна функція. На сигнал типу "сходінка" система реагує перехідною функцією. На періодичний сигнал підвіска також реагує періодичним сигналом. Параметри підвіски та працездатність амортизаторів оцінюють обробкою реакції підвіски на силову дію. Реєструються амплітуди, частоти, фази коливань, головним чином підресорених мас.

Сигнал "одиничний вплив" використовується в переносному тестері амортизаторів SAT USB фірми М - TRONIC [2]. Також відомий стенд, заснований на застосуванні сигналу типу сходінка [3]. Однак широкого поширення у практиці діагностування методи одиничних сигналів не знайшли внаслідок залежності результатів діагнозу амортизатора від сторонніх явищ, зокрема від сухого тертя в підвісці. Тому нині ці методи мають лише теоретичне значення. Інша річ методи, засновані на використанні періодичного сигналу, головним чином, гармонійного. Винятково всі стенди діагностування амортизаторів, які пропонуються на сучасному ринку автосервісного обладнання, працюють на періодичному сигналі (вимушених коливаннях) типу синусоїди. Тут є кілька методів та відповідних стендів. Спільним для них є вхідний силовий сигнал у вигляді синусоїди, відмінності полягають у частотних діапазонах випробувань і вимірюваних вихідних сигналах. Нагадаємо, що до діагностичних параметрів висуваються вимоги точності, достатньої чутливості, плавності зміни (без розривів), однозначності, доступної реалізації процесу вимірювання. Як діагностичні параметри тут використовуються: «коефіцієнт EuSAMA [4]», фазовий кут [5], процентний індекс згасання [6], розмах коливань безпружинної маси при резонансі, коефіцієнт демпфірування Θ (він же D).

Великий набір діагностичних параметрів та відповідних їм методів свідчить про відсутність методу, що задовольняє всім вимогам, особливо вимогу точності [8-10]. Недолік точності обумовлений впливом сторонніх факторів, які не мають відношення до технічного стану

амортизатора. У значно спрощеному вигляді амплітуда вимушених коливань підресореної маси A , яка є вихідним параметром для більшості методів, дорівнює:

$$A = \frac{F_0}{m} \frac{1}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + (2\xi\omega)^2}}, \quad (1)$$

де F_0, ω - амплітуда і частота сили, що змушує;

m – маса;

ξ - коефіцієнт загасання підвіски;

ω_0 – частота вільних незагасних коливань.

У свою чергу,
$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}}; \quad \xi = \frac{2r}{m}; \quad (2)$$

де c – жорсткість підвіски;

r – коефіцієнт опору.

Беручи до уваги формули 1,2, а також склад жорсткості підвіски (жорсткість шини та пружного пристрою), можна зробити висновок, що зміна маси підресорених і непідресорених частин і зміна жорсткості шини (внутрішнього тиску) є основними джерелами похибок при діагностуванні амортизатора. На пошук шляхів зниження похибок спрямовані зусилля дослідників. Вказується, що найбільш перспективними у цьому напрямі можуть вважатися методи, що базуються на параметрах «фазовий кут» та «коефіцієнт демпфірування» [10].

Слід зазначити, що коефіцієнт демпфірування (у різних джерелах позначається Θ , ϑ , D), як параметр, що характеризує властивості підвіски, відомий давно [11]. У ДСТУ він визначений як «Відносне демпфірування – відношення коефіцієнта демпфірування системи до критичного коефіцієнта демпфірування» [12]. В Україні на ринку автосервісного обладнання є пропозиції кількох фірм, наприклад: Hofmann, стенд Contactest 3800 PC; EURO МАНА стенд MSD 3000 – для діагностування підвіски автомобілів «за методом ТЕТА, D».

Параметр «відносне демпфірування Θ » для підвіски визначається за такою формулою:

$$\Theta = \frac{d}{c_c} = \frac{d}{2\sqrt{c_{\pi} \cdot m_1}}, \quad (3)$$

де d – коефіцієнт демпфірування, Н*с/м;

c_c – критичний коефіцієнт демпфірування Н*с/м;

c_{π} – жорсткість підвіски, Н/м;

m_1 – підресорена маса, кг.

Знаменник формули є критичний коефіцієнт демпфірування, тобто, його граничне значення, у якому система перестає бути коливальною, можна визначити статично. Чисельник формули d є поточним (вимірним) коефіцієнтом демпфірування підвіски автомобіля. Він дорівнює:

$$d = \frac{b}{2 \cdot m_1}, \quad (4)$$

де b – коефіцієнт в'язкого опору лінійної системи з одним ступенем вільності, Н*с/м.

Завдання визначення технічного стану амортизатора без зняття з автомобіля, зрештою, зводиться до коректного визначення коефіцієнта демпфірування d , значення якого визначається динамікою. Є певні проблеми, пов'язані з тим, що тестування проводиться у складі системи підвіски. Тому, строго кажучи, при тестуванні на стенді визначається демпфування підвіски в зборі (в тому числі амортизатора) і в інструкціях з експлуатації стендів це вказується.

Існує кілька методів визначення коефіцієнта демпфірування d (формула 4) у цих умовах. У цій роботі розглядаються два з них: що давно використовується, реалізований фірмою МАХА EUROSYSTEM в стенді MSD 3000 [13] та перспективний «метод половинної потужності» [14,15], відомий з модального аналізу та антеної техніки.

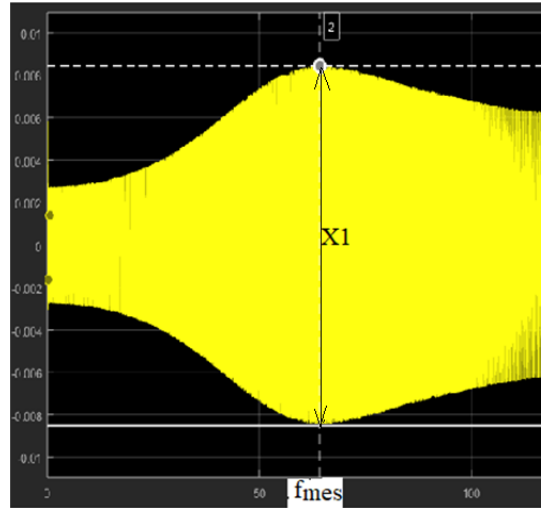
В основу методу МАХА покладено принцип, що відповідає формулі (3), причому компонент формули c_{π} означає жорсткість пружини стенду в Н/м. Коефіцієнт демпфірування d визначається таким чином:

$$d = \frac{c_g \cdot r}{2\pi \cdot f_{max} \cdot X_1} - d_{ст}, \quad \text{Н*с/м}, \quad (5)$$

де c_g - сума жорсткостей пружин стенду, Н/м;

r – амплітуда - хід опорних майданчиків від ВМТ до НМТ за малої частоти коливань, мм;
 f_{mes} – частота, за якої амплітуда опорних майданчиків, що коливаються, є максимальною, 1/с;
 $X1$ - подвійна амплітуда коливань майданчиків за резонансною частотою, мм;
 dct - коефіцієнт демпфування стенду (власне демпфування), Н * с/м.

Неважко помітити, що величини C_p , C_g , r є постійними величинами стенду, а величини $m1$, f_{mes} , $X1$ підлягають виміру у процесі тестування. Схема вимірювання та вимірювані величини представлені на рисунку 1.



$X1$ - подвійна амплітуда коливань майданчика при резонансі, мм; f_{mes} - частота резонансу, Гц.

Рисунок 1. Схема вимірювань методом MAXA EUROSYSTEM

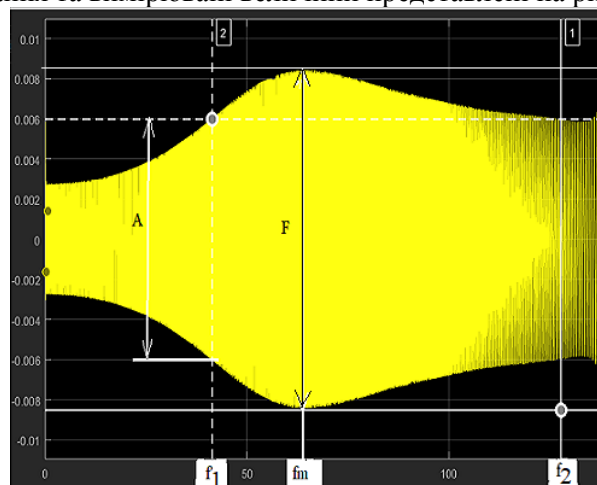
Метод половинної потужності, званий також методом Кальво (Calvo), на думку авторів, має значні переваги, порівняно з існуючими методами. Потрібний вимір абсолютної величини лише одного параметра – частоти. Вимірювання абсолютної величини переміщення майданчика не потрібно - достатньо забезпечити лінійність переміщення залежно від динамічної сили. Це значно спрощує і здешевлює експлуатацію стенду. Крім того, на думку авторів, результат тестування не залежить від коливань маси автомобіля та тиску у шинах. Результат визначається за такою формулою:

$$\Theta = \frac{f_1 - f_2}{f_m}, \quad (6)$$

де f_1, f_2 – частоти, що відповідають точкам перетину з резонансною кривою на рівні $0,707$ або $(1/\sqrt{2})$ від максимального відхилення майданчика, Гц;

f_m - частота резонансу, Гц.

Схема вимірювання та вимірювані величини представлені на рисунку 2.



F – розмах коливань майданчика при резонансі, мм; A – подвійна амплітуда лише на рівні $F/\sqrt{2}$, мм; f_1, f_2, f_m – частоти відповідно до формули (6).

Рисунок 2. Схема вимірів методом Кальво.

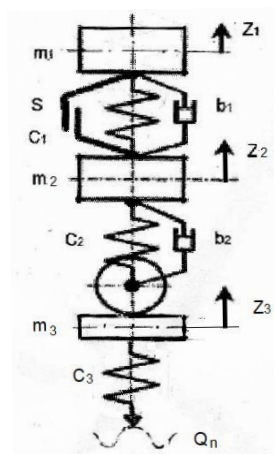
На цей час є достатньо досліджень методу Кальво у порівнянні з іншими перспективними методами. У першоджерелі описаний експериментальний стенд та представлені результати, отримані при тестуванні на цьому стенді різних автомобілів. Тим не менш, великий теоретичний і практичний інтерес представляє аналіз переваг та недоліків методу Кальво в порівнянні з існуючими методами, реалізованими в конкретних конструкціях стендів та наявними на ринку автосервісного обладнання.

ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Як вказувалося, основною проблемою визначення технічного стану амортизаторів у підвісці автомобіля без його зняття є недостатня точність результату тестування. Причина цього у впливі сполучених компонентів, їх конструктивні і частотні параметри. Дослідження останніх років спрямовані на пошук нових методів діагностування, у яких відсутні або мінімізуються вплив сторонніх факторів на результати тестування. У цій роботі поставлена мета: порівняти основні властивості нового методу діагностики, методу Кальво, з традиційним методом, який також використовує як діагностичний параметр відносний коефіцієнт демпфірування. Порівняння провести в однакових умовах, позначених параметрами стенду MAXA EUROSISTEM MSD 3000. У цьому випадку для обох варіантів порівняння всі параметри однакові, за винятком порівнюваних коефіцієнтів демпфірування. З властивостей методів аналізуються залежності діагностичних параметрів від коефіцієнта демпфування, а також підресореної маси та внутрішнього тиску в шині, що негативно впливають на результат діагнозу.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Як основний метод дослідження прийнято імітаційне моделювання у середовищі SIMULINK. Використовувалася "трюхмасова" модель "чверть" підвіски автомобіля на майданчику, причому майданчику надавалась відповідна маса і жорсткість [16]. Модель містить три маси, що послідовно з'єднані у вертикальному напрямку - m_1 , m_2 , m_3 ; три пружні пристрої - c_1 , c_2 , c_3 і два пристрої демпфірування - b_1 , b_2 . Використання пружин з лінійною характеристикою переміщення дозволяє використовувати лінійні динамічні моделі. Наступне припущення стосується впливу на результат випробування іншого колеса осі. Внаслідок незначних переміщень колеса та кузова цим впливом нехтуємо. Розрахункова схема моделі представлена на рисунку 3.



m_1 , m_2 , m_3 – підресорена, непідресорена маси, маса майданчика стенду відповідно; C_1 , C_2 , C_3 – жорсткість пружини підвіски, шини, пружини стенду; b_1 , b_2 – коефіцієнти демпфірування амортизатора та шини; s – коефіцієнт сухого тертя у підвісці; Z_1 , Z_2 , Z_3 – переміщення підресореної, непідресореної маси, маси майданчика стенду відповідно; Q_n – кінематичне збудження майданчика стенду.

Рисунок 3. Розрахункова схема.

Математична модель системи містить систему трьох диференціальних рівнянь, складених з урахуванням принципу Даламбера – Лагранжа. Вирішувалися рівняння чисельним методом MATLAB SIMULINK. Комп'ютерна модель системи представлена на рисунку 4.

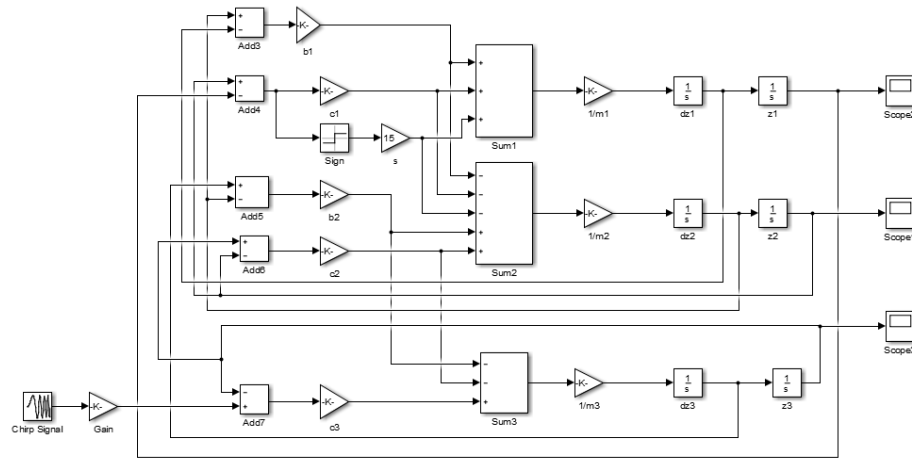


Рисунок 4. Комп'ютерна модель

Для моделювання була прийнята підвіска переднього колеса автомобіля SKODA FABIA 1,6, параметри моделі надано у таблиці 1.

Таблиця 1. Параметри моделі для розрахунку

Показник	Значення	Одиниця виміру
Амплітуда нерівності	$A = 0,0065$	м
Маса кузова	$m1 = 376$	кг
Жорсткість пружини	$c1 = 25000$	Н/м
Коефіцієнт демпфірування амортизатора	$b1 = 2759,4 \dots 306,6$	Н*с/м
Сухе тертя в підвісці	$s = 15$	Н*с/м
Непідресорена маса	$m2 = 35$	кг
Жорсткість шини	$c2 = 273$	кН/м
Коефіцієнт Демпфірування шини	$b2 = 200$	Н*с/м
Маса опорного майданчика	$m3 = 15$	кг
Жорсткість пружного пристрою майданчика	$c3 = 257$	кН/м

Початок інтегрування – 0 с, кінець інтегрування – 150 с.

Для прийнятих параметрів критичне демпфування системи дорівнює $C_c = 61319 \text{ Н} \cdot \text{с} / \text{м}$.
Прийняті під час моделювання дані демпфірування наведено у таблиці 2.

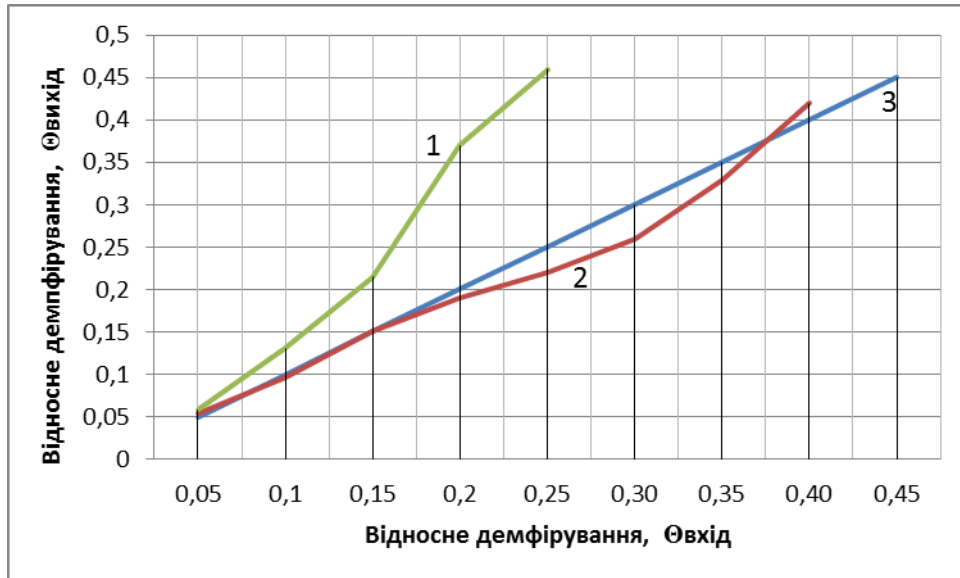
Таблиця 2. Параметри демпфірування моделі

Коефіцієнт Демпфірування $b1$	306,6	613,2	919,8	1226,4	1532,9	1839,6	2146,2	2452,8	2759,4
Відносне демпфірування Θ	0,05	0,1	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45

Амплітуда нерівності прийнята у стенді MSD 3000 MAXA EUROSISTEM, що діє.

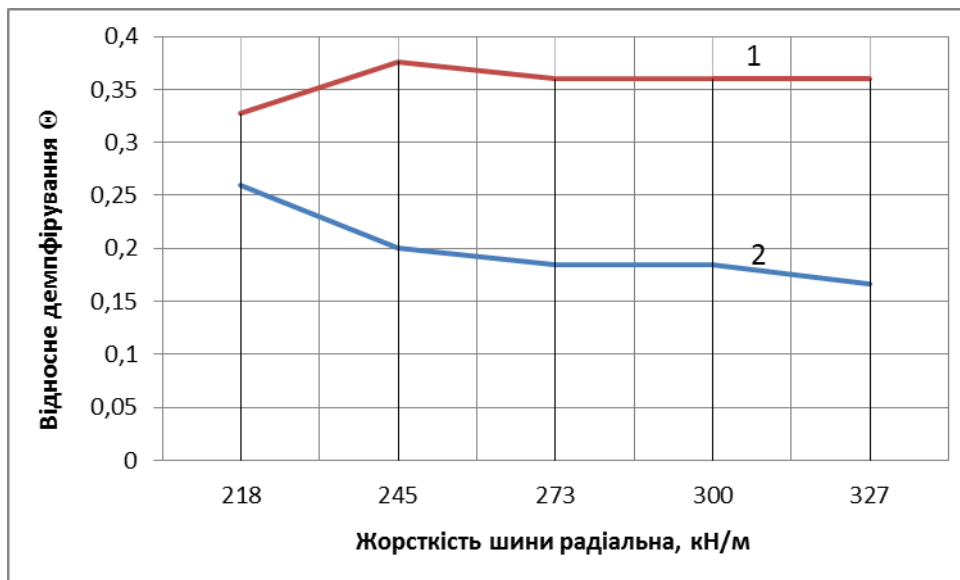
Як сигнал збудження підвіски використовується гармонійний сигнал (блок Chirp Signal із частотою, що зменшується від початку коливання приводу стенду до його зупинки). Початкова частота сканування дорівнює 15 Гц, мінімальна – 0 Гц. Модулятор приводу стенду поступово знижує частоту коливань опорної площадки з максимальною до 0 Гц. Отже, тут прийнято суто кінематична модель зниження частоти обурення, тобто модель без урахування природного розсіювання енергії. Як і в стенді MSD 3000, аналіз систем проводився на околицях другого резонансу.

Результати моделювання представлені на малюнках 5,6.



1 – метод Кольво; 2 – метод MAXA EUROSYSYSTEM, стенд MSD 3000; 3 – переважна характеристика

Рисунок 5. Залежність відносного демпфірування на виході від відносного демпфірування на вході в модель (коефіцієнт посилення методу)



1 – метод Кольво; 2 – метод MAXA EUROSYSYSTEM, стенд MSD 3000

Рисунок 6. Залежність величини відносного демпфірування від радіальної жорсткості шини за відносним демпфіруванням $\Theta=0,2$.

Крім того, оцінювався вплив зміни підресореної маси на величину відносного демпфірування при $\Theta_{\text{вх}}=0,2$. Розрахунки велися для збільшення маси до 40% з кроком 10%. В результаті для обох методів була отримана незалежність відносного демпфірування від зміни підресореної маси.

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

На рисунку 5 представлена залежність відносного демпфірування на виході від відносного демпфірування на вході модель для трьох методів діагностування. По суті, ця характеристика відповідає коефіцієнту посилення методу. Залежність 3 є теоретично кращою з тієї причини, що результат діагностування відповідає об'єктивній характеристиці коливань (тета), відомої в теорії і не потребує корекції. У цьому контексті метод Кальво, залежність 1, суттєво завищує показання у всьому діапазоні значень відносного демпфування. Так, при Θ вхід = 0,2 метод завищує показання тесту в 1,85 рази. Таким чином, для промислового застосування методу потрібна корекція показань. Разом з тим, відмінності Θ вихід від значень залежності 3 може розглядатися як показник чутливості методу. В даному випадку, при значенні Θ вхід = 0,25 метод Кальво показує чутливість у 2,1 рази більшу, ніж MAXA EUROSYSYSTEM. У випадках, коли потрібне велике відношення сигнал/шум у діагностичному сигналі, ця властивість може бути корисною.

У діапазоні значень відносного демпфування $\Theta=0,25\dots0,45$ значення методу Кальво не визначаються, оскільки значення амплітуд коливань, що огинає, не досягають рівня $1/\sqrt{2}$.

Залежність 2 демонструє характеристику методу MAXA EUROSYSYSTEM, стенд MSD 3000. Залежність трохи відрізняється від кращої залежності 3; максимальне відхилення не перевищує 16%.

На рисунку 6 наведено залежності величини відносного демпфування від радіальної жорсткості шини при відносному демпфіруванні для методів, що аналізуються при $\Theta=0,2$. Номінальна жорсткості становить 373 кН/м, що відповідає внутрішньому тиску в шині 210 кПа. Розраховувалися значення відносного демпфірування при відхиленнях жорсткості від номінальної 373 на $\pm 20\%$ через кожні 10%.

У діапазоні значень жорсткості 218-245 кН/м методи демонструють різноспрямовані тенденції: значення відносного демпфірування Θ по Кальво зростають, а по MAXA EUROSYSYSTEM знижуються. Максимальні відхилення у всьому діапазоні відхилень жорсткості шини по Кальво становлять 14,6%, по MAXA EUROSYSYSTEM - 36,1%.

ВИСНОВКИ

Метод Кальво застосовується при значеннях відносного демпфування від 0 до 0,25, тобто для випадків з вкрай незадовільним і задовільним станом амортизатора. У цьому діапазоні значень метод демонструє більш високі значення відносного демпфірування Θ вихід, що може призвести до помилкового діагнозу і допуску до експлуатації несправного амортизатора. Метод нечутливий до зміни підресорної маси в межах +40% від номінальної та малочутливий (у межах 15%) до зміни внутрішнього тиску в шині. Загалом метод не демонструє визначальних переваг порівняно з існуючим, реалізованим у серійному стенді MAXA EUROSYSYSTEM MSD 3000.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Daniel Graupe. Identification of System. Colorado State University, Fort Collins. Robert E. Krieger Publishing Company. Huntington. New York, 1976.
2. SAT USB M - TRONIC Тестер амортизаторів на автомобілі. вебсайт. URL: https://www.m-tronic-dt.de/index.php?option=com_content&view=article&catid=1%3Astosdaempfertester-s-a-t-usb&id=9%3As-a-t-usb&Itemid=3&lang=ru (дата звернення 24.01.2025)
3. Техническое обслуживание, ремонт и хранение автотранспортных средств: Учебник: В 3 кн. К.: Выща шк., 1991. – Кн. 1. Теоретические основы. / В.Е. Канарчук, А.А. Лудченко, И.П. Курников, И.А. Луйк. – 359 с. ил.
4. EUSAMA (1976) Recommendation for Performance Test Specification of on Car Vehicle Suspension Testing System, EUSAMA-TS-02-76.
5. Suspension tester and method. Patent USA 5369974A, приор.1992-11-10, публ. 1994-12-06.
6. Z Lozia and P Zdanowicz Simulation assessment of the impact of inertia of the vibration plate of a diagnostic suspension tester on results of the EUSAMA test of shock absorbers mounted in a vehicle. doi:10.1088/1757-899X/421/2/022018
7. MSD 3000 Stend proverki dempfiruyushih svojstv podvesok avtomobilej : вебсайт. URL: <https://autom.com.ua/ru/stend-proverki-amortizatorov-msd-3000-euro-maha-germaniya> (дата звернення 24.01.2025)
8. Marek Guzek, Piotr Zdanowicz* Diagnostics of the on-vehicle shock absorber testing .
9. Lozia, Z. (2021). Assessment of the usability of EUSAMA and the phase angle method in examining the condition of shock absorbers installed in a vehicle. WUT Journal of Transportation Engineering, 132, 61-79, ISSN: 1230-9265, DOI: 10.5604/01.3001.0015.2778.

10. Tomasz L. Stańczyk¹, Rafał Jurecki. Analiza porównawcza metod badania amortyzatorów hydraulicznych. - Zeszyty naukowe instytutu pojazdów 4(100)/2014 pp 25-45.
11. Prof. Dipl.-Ing. Joensen Reimpell. Fahrwerktechnik: Stoss – und Schwingungsdaempfer – Feder und Daemferbeine – Konstruktion und Einbau. – Vogel – Buchverlag, Wuerzburg.
12. ДСТУ 2474-94. Механічні коливальні системи. Терміни та визначення.
13. Описание типа средства измерений. вебсайт. URL: <https://media.belgim.by/grsi/11157.pdf> (дата звернення 24.01.2025)
14. Calvo J.A., Diaz V., San Román J.L.: Establishing inspection criteria to verify the dynamic behaviour of the vehicle suspension system by a platform vibrating test bench. International Journal of Vehicle Design. 2005, 38(4), 290–306, DOI: 10.1504/IJVD.2005.007623.
15. Calvo J.A., San Román J.L., Alvarez-Caldas C.: Procedure to verify the suspension system on periodical motor vehicle inspection. International Journal of Vehicle Design. 2013, 63(1), 1–17, DOI: 10.1504/IJVD.2013.055497
16. Дитятєв О.В. Щодо питання вибору типу вібростенду для діагностування підвіски автомобіля. У науковому журналі «СУЧАСНІ ТЕХНОЛОГІЇ В МАШИНОБУДУВАННІ ТА ТРАНСПОРТІ» №2 (21) ЛУЦЬК 2023 с.91...100. DOI 10.36910/automash.v2i21.1213

REFERENCES

1. Daniel Graupe. Identification of System. Colorado State University, Fort Collins. Robert E. Krieger Publishing Company. Huntington. New York, 1976.
2. SAT USB M - TRONIC Tester amortizatoriv na avtomobili. websajt. URL: https://www.m-tronic-dt.de/index.php?option=com_content&view=article&catid=1%3Astosssdaempfer-tester-s-a-t-usb&id=9%3As-a-t-usb&Itemid=3&lang=ru (data zvernennya 24.01.2025)
3. Tehnicheskoe obsluzhivanie, remont i hranenie avtotransportnyh sredstv: Uchebnik: V 3 kn. K.: Vysha shk., 1991. – Kn. 1. Teoreticheskie osnovy. / V.E. Kanarchuk, A.A. Ludchenko, I.P. Kurnikov, I.A. Lujk. – 359 s. il.
4. EUSAMA (1976) Recommendation for Performance Test Specification of on Car Vehicle Suspension Testing System, EUSAMA-TS-02-76.
5. Suspension tester and method. Patent USA 5369974A, prior.1992-11-10, publ. 1994-12-06.
6. Z Lozia and P Zdanowicz Simulation assessment of the impact of inertia of the vibration plate of a diagnostic suspension tester on results of the EUSAMA test of shock absorbers mounted in a vehicle. doi:10.1088/1757-899X/421/2/022018
7. MSD 3000 Stend proverki dempfirovushih svoystv podvesok avtomobilej : websajt. URL: <https://autom.com.ua/ru/stend-proverki-amortizatorov-msd-3000-euro-maha-germaniya> (data zvernennya 24.01.2025)
8. Marek Guzek, Piotr Zdanowicz* Diagnostics of the on-vehicle shock absorber testing .
9. Lozia, Z. (2021). Assessment of the usability of EUSAMA and the phase angle method in examining the condition of shock absorbers installed in a vehicle. WUT Journal of Transportation Engineering, 132, 61-79, ISSN: 1230-9265, DOI: 10.5604/01.3001.0015.2778.
10. Tomasz L. Stanczyk¹, Rafał Jurecki. Analiza porownawcza metod badania amortyzatorow hydraulicznych. - Zeszyty naukowe instytutu pojazdow 4(100)/2014 pp 25-45.
11. Prof. Dipl.-Ing. Joensen Reimpell. Fahrwerktechnik: Stoss – und Schwingungsdaempfer – Feder und Daemferbeine – Konstruktion und Einbau. – Vogel – Buchverlag, Wuerzburg.
12. DSTU 2474-94. Mehanichni kolivalni sistemi. Termini ta viznachennya.
13. Opisanie tipa sredstva izmerenij. websajt. URL: <https://media.belgim.by/grsi/11157.pdf> (data zvernennya 24.01.2025)
14. Calvo J.A., Diaz V., San Roman J.L.: Establishing inspection criteria to verify the dynamic behaviour of the vehicle suspension system by a platform vibrating test bench. International Journal of Vehicle Design. 2005, 38(4), 290–306, DOI: 10.1504/IJVD.2005.007623.
15. Calvo J.A., San Roman J.L., Alvarez-Caldas C.: Procedure to verify the suspension system on periodical motor vehicle inspection. International Journal of Vehicle Design. 2013, 63(1), 1–17, DOI: 10.1504/IJVD.2013.055497
16. Dityatyev O.V. Shodo pitannya viboru tipu vibrostendu dlya diagnostuvannya pidviski avtomobilya. U naukovomu zhurnali «SUCHASNI TEHNOLOGIYI V MASHINOBUDUVANNI TA TRANSPORTI» №2 (21) LUCK 2023 s.91...100. DOI 10.36910/automash.v2i21.1213

O. Dityatyev. To the analysis of a new method for diagnosing shock absorbers in the suspension of a car.

The most important operational properties of a car include safety, which is realized through stability, controllability, and reliability of tire contact with the road. During operation, the shock absorber parameters deteriorate with age, reducing safety and comfort. This leads to the need to periodically monitor the condition of shock absorbers using diagnostic tools. Non-disassembly diagnostics is widely used, since assembly and disassembly work is very laborious and requires the use of special equipment and qualified specialists. Bench testing using excitation of the suspension with a periodic signal has gained the overwhelming advantage. However, when testing the suspension assembly, the shock absorber testing report contains information about other suspension components, for example, about the sprung mass and the stiffness (internal pressure) of the tire. In this case, it is not the shock absorber that is tested, but the suspension. Certain diagnostic methods to one degree or another reduce the negative impact of extraneous factors during the diagnosis of shock absorbers. New methods are proposed with advantages in productivity, accuracy of diagnosis, based on the theory of dynamics of mechanical systems, spectral processing of diagnostic information. In this work, a new method is analyzed by the method of simulation modeling - the peak selection method, also called the half-power method, the Calvo method in comparison with the existing one, implemented in the design stand of the MAXA EUROSISTEM company. The analysis was carried out according to the criteria of dependence on the sprung mass, internal tire pressure, sensitivity.

Keywords: shock absorber diagnostics, methods, modeling, analysis, accuracy, extraneous factors.

ДИТЯТЬЄВ Олександр Васильович, кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, доцент кафедри експлуатації та сервісу автомобілів, Харківський національний автомобільно-дорожній університет e-mail: alex-dit@ukr.net. <https://orcid.org/0009-0004-1897-8813>

DITYATYEV O. – Ph. D. (Ing.), Senior Research Fellow, Associate Professor of the Department of Technical operation and service of cars, Kharkiv National Automobile and Highway University e-mail: alex-dit@ukr.net. <https://orcid.org/0009-0004-1897-8813>

DOI 10.36910/automash.v1i24.1724