

**ВПЛИВ НЕТЕСТОВАНОГО КОЛЕСА ОСІ НА ПОХИБКУ ВИЗНАЧЕННЯ ДЕМПФУВАННЯ КОЛЕСА, ЩО ТЕСТУЄТЬСЯ МЕТОДОМ EuSAMA**

Демпфуючий пристрій підвіски автомобіля, основу якого формує амортизатор, поряд з комфортом забезпечує безпечний рух, контролюючи контакт шини з дорогою. У більшості автомобілів з металевим пружним пристроєм, у підвісці відсутні електричні аналоги робочих процесів, що ускладнює визначення технічного стану в процесі експлуатації методами самодіагностики. У практиці експлуатації поширені вібростенди, що передбачають по чергове тестування підвіски коліс кожної осі. Інакше кажучи, колесо, що тестується, піддається гармонійним коливанням, інше колесо осі (пасивне) - стоїть. Але обидва колеса з'єднані пружним зв'язком – стабілізатором поперечної стійкості та ігнорування цього факту вносить похибку в результат тестування. Для оцінки величини похибки складено математичну, комп'ютерну модель у середовищі MATLAB SIMULINK. Як об'єкт дослідження прийнято передню вісь автомобіля SKODA FABIA 1,6 з масою осі 740кг. Отримано відповідність коефіцієнтів EuSAMA та коефіцієнтів демпфування амортизаторів у відомих зонах оцінки.

За допомогою імітаційного моделювання при різних значеннях демпфування тестованого та пасивного коліс отримані відносні похибки тестування для встановлених зон оцінки демпфування. Встановлено, що зі зниженням коефіцієнта EuSAMA колеса, що тестується, похибка збільшується. Зокрема, в зоні оцінки «недостатньо», і за низького коефіцієнта демпфування пасивного колеса, похибка може становити понад 11%. Встановлено також, що зміна коефіцієнта демпфування пасивного колеса викликає зміну частоти резонансу колеса, що тестується, причому при високих значеннях коефіцієнта EuSAMA тестованого колеса зниження резонансної частоти можливе до 6,5%.

**Ключові слова:** підвіска, амортизатор, випробування демпфування, моделювання, похибка на стенді.

**ВСТУП**

Ходова частина - найважливіший компонент, що сприяє переміщенню автомобіля по дорозі і забезпечує певний рівень комфорту в поїзді. Ходова частина у структурі витрат за підтримку належного технічного стану на кілометр пробігу займає максимальну частку як у трудомісткості, так і за вартістю запасних частин. Комфорт під час руху дорогою забезпечує важлива складова ходової частини – підвіска, що включає напрямну, пружну та демпфуючі частини. У забезпеченні комфорту з представлених компонентів підвіски найважливішу роль відіграють пружна та демпфуючі частини, що утворюють коливальну систему. Оскільки ці частини підвіски є досить навантаженими, вони сприймають ударні навантаження та визначають її частотні, експлуатаційні параметри, включаючи ресурс. Будучи елементом системи безпеки дорожнього руху, підвіска безперервно удосконалюється, що є передумовою вдосконалення методів її технічного обслуговування і ремонту. Як у більшості механічних систем, підвіска не має електричних аналогів робочих процесів, що ускладнює визначення технічного стану в процесі експлуатації методами самодіагностики. Тому діагностика підвіски проводиться на стендах, стаціонарних та пересувних. Стенди за технологією EuSAMA, що випускаються кількома виробниками, популярні серед авторемонтників. Якщо врахувати різноманіття типів підвісок та їх типорозмірів, а також залежності результатів тестування від численних факторів, то стає зрозумілим масштаб проблем, що стоять перед спеціалістами з обслуговування підвісок.

**АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ**

Діагностування технічного стану коливальної системи підвіски дозволяє знизити витрати на технічне обслуговування та ремонт. В даний час відомі кілька методів діагностування підвіски [1], з яких переважний розвиток отримали два: метод EuSAMA і резонансний метод BOGE - MAXA [2,3]. В обох випадках діагностування здійснюється на стендах, обладнаних майданчиками, що імітують вплив різних частотних параметрів дороги на підвіску. Обробкою даних випробувань отримують висновок про стан підвіски.

Порівняльному аналізу деяких основних характеристик стендів присвячена робота [4]. Робиться висновок, що в майбутньому залишаться два перспективні методи діагностування амортизаторів - це метод ТЕТА та метод фазового кута. Перший базується на вимірі безрозмірного коефіцієнта демпфування. Також досліджувалась можливість використання фазових параметрів коливань, зокрема фазового зсуву, для збільшення точності результатів випробувань та локалізації помилки. Метод фазового зсуву полягає у визначенні фазового кута між амплітудою вихідного

сигналу та збудливою силою [5]. Діагностичний параметр підвіски визначається як мінімальне значення кута в діапазоні частот між резонансом підресореної та непідресореної мас.

Деякі характеристики стендів, заснованих на різних принципах, вивчали у роботі [6]. Зокрема, досліджувалися функціональні можливості, чутливість діагностичних параметрів та вплив жорсткості шини (внутрішнього тиску) на помилку діагнозу для стендів SDL 260 BOSCH (EuSAMA) та MSD 3000 MAXA (BOGE – MAXA). Було з'ясовано, що «резонансний» стенд MSD 3000 MAXA та відповідний йому принцип має ширші функціональні можливості, а саме локалізацію шумів. Також він значно перевершує стенд EuSAMA за чутливістю до зміни демпфування, але поступається у величині помилки результату різного тиску в шині. Дані отримані розрахунковим шляхом у вигляді імітаційного моделювання.

Вплив жорсткості шин на коефіцієнт демпфування підвіски EuSAMA досліджувався також у роботі [7]. Зниження тиску у шині на 10 кПа (4,8 %) призводить до збільшення «коефіцієнта зчеплення» на 5%. Збільшення тиску в шині, щодо рекомендованого, на 10 кПа спричиняє зменшення «коефіцієнта зчеплення» на 2,2 %, що можна порівняти з похибкою розрахункової моделі. Нарешті, якщо тиск у шині буде збільшений на 33,3 %, це призведе до зниження «коефіцієнта зчеплення» на 15,6 %.

У роботі [8] доведено можливість і доцільність використання моделювання щодо процесів, які відбуваються у підвісці. Тут моделювання використовується як інструмент вдосконалення підвіски.

Поряд із удосконаленням існуючих методів випробувань підвіски, пропонуються нові, зокрема, для вантажних автомобілів та міжміських автобусів [9].

Є дані щодо застосування штучного інтелекту визначення параметрів підвіски броньованих машин [10]. Нейронна мережа використовується для аналізу петлі гістерези амортизатора в координатах переміщення – сила.

У роботі [11] розглядаються вплив радіальної жорсткості шини, ширини автомобіля та довжини коромисла на коефіцієнт демпфування амортизатора при випробуваннях на стенді. Досліджувався вплив цих параметрів при збудженні колеса з одного боку та з обох боків одночасно. У другому випадку обидва колеса автомобіля піддавалися однакової вібрації одночасно, причому частота змінювалася аналогічно принципу EuSAMA+, тобто. починаючи з 30 Гц з кроком 1 Гц та на кожній частоті утримувалася протягом 5 секунд. Отримані результати призначалися для тестування розробки нової підвіски.

Загальним напрямком більшості робіт, присвячених методу та засобам EuSAMA, можна назвати вдосконалення методу та розробка на його основі нових методів діагностування.

### **ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ**

Тим часом, практика використання методу EuSAMA виявляє невирішені проблеми. Наприклад, відсутні дані щодо впливу параметрів підвіски колеса, пов'язаного за допомогою стабілізатора поперечної стійкості на параметри колеса, що перевіряється. Суть питання полягає в тому, що діагностування підвіски, наприклад передньої осі, проводиться послідовною перевіркою підвісок лівого і правого коліс. Це означає, що при навантаженні, припустимо, лівого колеса гармонійними коливаннями, праве колесо стоїть. Але ліве та праве колесо, з'єднані стабілізатором поперечної стійкості, є елементами однієї коливальної системи і тому їх коливання не є незалежними. З практики відомо, що параметри підвіски ліворуч і праворуч рідко бувають однаковими, інакше кажучи, вплив колеса, що не перевіряється, у загальному випадку є невідомим.

У роботі розглядається вплив нерухомого, нетестованого (пасивного) колеса на результат діагностування підвіски тестованого колеса тієї ж осі. Як метод досліджень прийнято імітаційне моделювання. Метод у численних дослідженнях показав адекватність та ефективність. Моделювання проводилося у середовищі MATLAB SIMULINK.

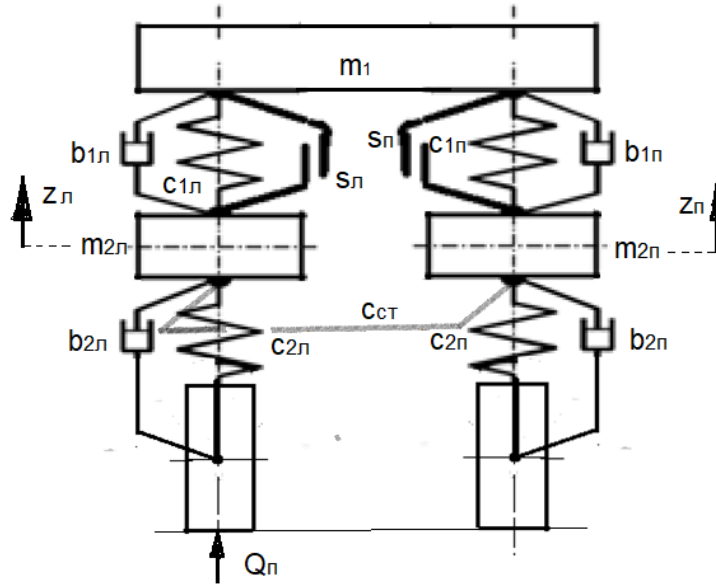
### **РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ**

Розглядаються два колеса однієї осі, з'єднані стабілізатором поперечної стійкості. Крім стабілізатора, у моделі беруть участь амортизатори, пружини підвіски, параметри сухого тертя в підвісці, амортизуючі та пружні характеристики шин. Розрахункова схема для оцінки впливу демпфування нетестованого сполученого колеса на колесо, що перевіряється, зображена на рисунку 1.

У розрахунку прийнято такі припущення.

1. Переміщення кузова дорівнює нулю (маса  $m_1$  нерухома).
2. Кутова жорсткість стабілізатора поперечної стійкості на малих кутах закручування замінена лінійною жорсткістю, що додається до центру колеса.

## 3. Підресорена маса лівого та правого коліс однакова.



$m_1$  – підресорена маса;  $m_2$  – невідресорена маса;  $b_1$  – коефіцієнт опору амортизатора;  $b_2$  – коефіцієнт опору шини;  $c_1$  – жорсткість пружини;  $c_2$  – жорсткість шини;  $s$  – сухе тертя у підвісці;  $Z$  – переміщення невідресореної маси;  $C_{ст}$  – жорсткість стабілізатора;  $Q_n$  – зовнішній вплив; індекси  $л$  і  $п$  відповідають параметрам для лівого та правого коліс.

Рисунок 1 - Розрахункова схема для оцінки впливу демпфування сполученого колеса на колесо, що перевіряється

Рівняння динамічної рівноваги мас системи матимуть такий вигляд:

$$m_{2л} \cdot \ddot{z}_л + b_{2л} \cdot \dot{z}_л + c_{2л} \cdot z_л + b_{1л} (\dot{z}_л - \dot{z}_1) + c_1 (z_л - z_1) + s \cdot \text{sgn} (z_л - z_1) - P_{ст} = Q;$$

$$m_{2п} \cdot \ddot{z}_п + b_{2п} \cdot \dot{z}_п + c_{2п} \cdot z_п + b_{1п} (\dot{z}_п - \dot{z}_1) + c_1 (z_п - z_1) + s \cdot \text{sgn} (z_п - z_1) + P_{ст} = 0;$$

де  $z_i, \dot{z}_i, \ddot{z}_i$  – узагальнені координати і їх похідні за часом.

Але  $z_1 = 0$ ;  $P_{ст} = C_{ст} \cdot z$ ;  $Q = q + \dot{q}$ .

Враховуючи це, перетворимо рівняння та приведемо їх до вигляду:

$$m_{2л} \cdot \ddot{z}_л + b_{2л} \cdot \dot{z}_л + c_{2л} \cdot z_л + b_{1л} \cdot \dot{z}_л + c_{1л} \cdot z_л + s \cdot \text{sgn} \cdot z_л - C_{ст} \cdot z_л = q + \dot{q}$$

$$m_{2п} \cdot \ddot{z}_п + b_{2п} \cdot \dot{z}_п + c_{2п} \cdot z_п + b_{1п} \cdot \dot{z}_п + c_{1п} \cdot z_п + s \cdot \text{sgn} \cdot z_п + C_{ст} \cdot z_п = 0.$$

Або:

$$\ddot{z}_л = -\frac{1}{m_{2л}} (b_{2л} (\dot{z}_л - \dot{q}) + c_{2л} (z_л - q) + b_{1л} \cdot \dot{z}_л + c_{1л} \cdot z_л + s \cdot \text{sgn} z_л - C_{ст} \cdot z_л)$$

$$\ddot{z}_п = -\frac{1}{m_{2п}} (b_{2п} \cdot \dot{z}_п + c_{2п} \cdot z_п + b_{1п} \cdot \dot{z}_п + c_{1п} \cdot z_п + s \cdot \text{sgn} z_п + C_{ст} \cdot z_п).$$

Даній системі рівнянь відповідає комп'ютерна модель, рисунок 2. Вихідні дані для розрахунку представлені у таблиці 1.

Таблиця 1 – Вихідні дані для розрахунку

Показник	Значення	Одиниця виміру
Амплітуда нерівності	$A = 0,003$	м
Маса осі	$m_1 = 740$	кг
Жорсткість пружини	$c_1 = 15000$	Н/м
Жорсткість стабілізатора	$C_{ст} = 10000$	Н/м
Демпфірування амортизатора	$b_1 = 2750$	Н*с/м
Сухе тертя в підвісці	$s = 15$	Н*с/м
Підресорена маса	$m_2 = 33,3$	кг
Жорсткість шини	$c_2 = 373000$	Н/м
Демпфірування шини	$b_2 = 50$	Н*с/м

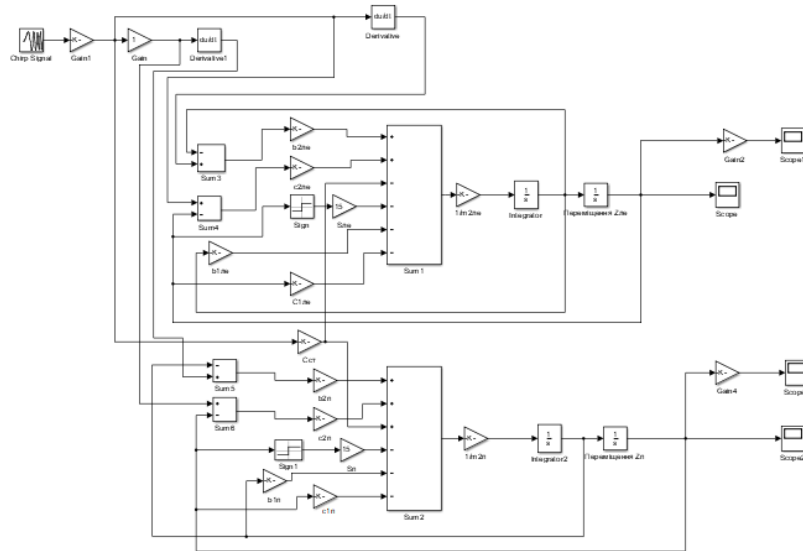


Рисунок 2 - Комп'ютерна модель

Методика випробувань передбачала зняття характеристик «коефіцієнта зчеплення» – коефіцієнта EuSAMA – для різних значень демпфуючих якостей підвіски. Відомо, що з оцінки демпфуючих якостей підвіски залежно від навантаження на вісь приймаються такі результати зчеплення, таблиця 2.

Таблиця 2 - Залежність оцінки якостей підвіски (коефіцієнта EuSAMA) залежно від навантаження на вісь [2]:

Оцінка	Навантаження на вісь		
	від 1400 кг	до 1399 кг	до 899 кг
Добре (Зона А)	70-100%	70-100%	50-100%
Досить (Зона В)	50 - 69%	40 - 59%	30-49%
Недостатньо (Зона С)	30-49%	20 - 39%	20 - 29%
Погано (Зона Е)	0 - 29%	0-19%	0-19%

Для моделювання вибрано параметри автомобіля SKODA FABIA 1,6 з масою передньої осі 740 кг та, відповідно, оцінками третього стовпця таблиці. Значення меж діапазонів коефіцієнта демпфування амортизаторів для відомого навантаження на колесо (370 кг) були знайдені моделюванням при збудженні однієї сторони (коефіцієнт у блоці Gain дорівнює нулю) і за відсутності стабілізатора поперечної стійкості (Cст = 0), рисунок 2. Результати моделювання подано на рисунку 3.

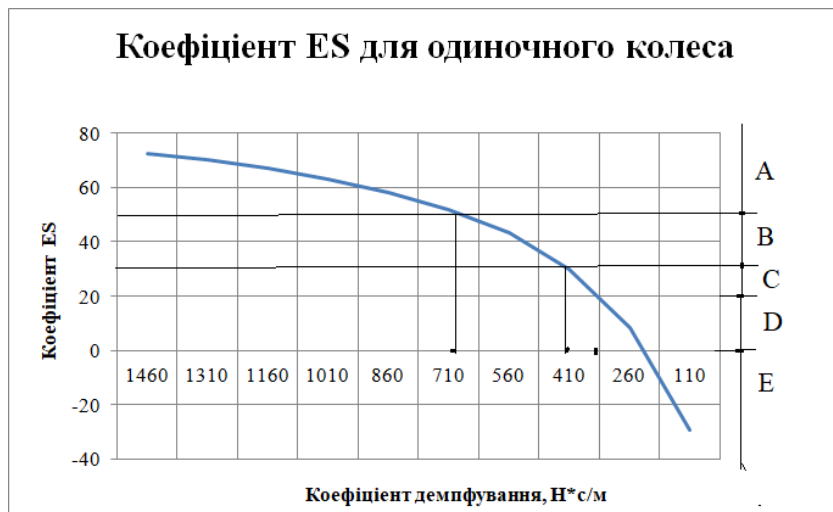


Рисунок 3 - Залежність коефіцієнта EuSAMA (ES) від коефіцієнта демпфування амортизатора при навантаженні на вісь 740 кг, при збудженні однієї сторони та за відсутності стабілізатора поперечної стійкості.

Таким чином, для навантаження на вісь 740 кілограмів, отримані наступні результати відповідності коефіцієнтів EuSAMA і коефіцієнтів демпфування амортизаторів, таблиця 3.

Таблиця 3 - Відповідність коефіцієнтів EuSAMA та коефіцієнтів демпфування амортизаторів

Оценка: верхній край діапазона:	Коефіцієнт EuSAMA, %	Коефіцієнт демпфування амортизатора, Н*с/м
«добре» (Зона А)	70+	1460+
«досить» (Зона В)	50	700
«недостатньо» (Зона С)	30	430
«погано» (Зона D)	20	20
«погано» (Зона E)	0-	0

Для даних значень коефіцієнтів EuSAMA тестованого колеса знімалися характеристики при різних значеннях коефіцієнта опору амортизатора від 1460 до 110 Н\*м/с у підвісці пасивного колеса, таблиця 4. Потім порівнювали значення коефіцієнта EuSAMA на краях кожного з діапазонів (добре, достатньо і т.д.) і робилися висновки про вплив демпфування пасивного колеса на результат діагностування колеса, що тестується.

Таблиця 4 - Значення коефіцієнта EuSAMA при різному демпфуванні пасивного колеса

Коефіцієнт демпфування на пасивному колесі $\psi_p$	Коефіцієнт EuSAMA на тестованому колесі при різному коефіцієнті демпфування $\psi_a$				
	$\psi_a = 1460$	$\psi_a = 700$	$\psi_a = 430$	$\psi_a = 350$	$\psi_a = 0$
1	2	3	4	5	6
1460	72,5	49,6	29,41	19,78	-82,8
1310	72,6	49,95	29,49	20,11	-82,3
1160	72,6	50,02	29,62	20,32	-81,5
1010	72,7	50,14	29,73	20,32	-80,7
860	72,7	50,24	29,89	20,47	-79,6
710	72,6	50,32	30,11	20,73	-78,3
560	72,4	50,43	30,35	21,00	-79,7
410	72,2	50,51	30,59	21,27	-75,5
260	72,2	50,62	30,62	21,62	-73,4
110	72,2	50,84	31,19	22,00	-71,0
Зміна коефіцієнта EuSAMA на тестованому колесі, %	0,97	2,50	6,05	11,22	14,25

Примітка:  $\psi_a$  – коефіцієнт опору амортизатора тестованого колеса;

$\psi_p$  - коефіцієнт опору амортизатора пасивного колеса.

Крім того, помічено, що в зоні А, при високій демпфуючій здатності колеса, що тестується, є сильний вплив демпфування пасивного колеса на частоту резонансу тестованого колеса, рисунки 4...6. При цьому зниження демпфування спочатку викликає зниження резонансної частоти, а потім, у міру подальшого зниження демпфування, відбувається деяке зростання частоти резонансу. В інших оціночних зонах подібний вплив суттєво слабший і значення резонансних частот при всіх значеннях демпфування пасивного колеса, розташовувалися близько 15,2 Гц.

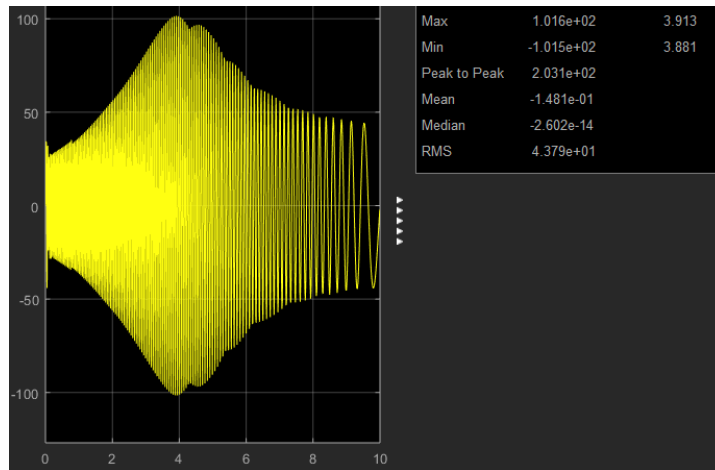


Рисунок 4 - Реалізація процесу тестування при:  $\psi_a = 1460 \text{ Н*с/м}$ ;  $\psi_p = 1460 \text{ Н*с/м}$ ; коефіцієнті EuSAMA, що дорівнює 72,5; резонансної частоті 15,2 Гц.

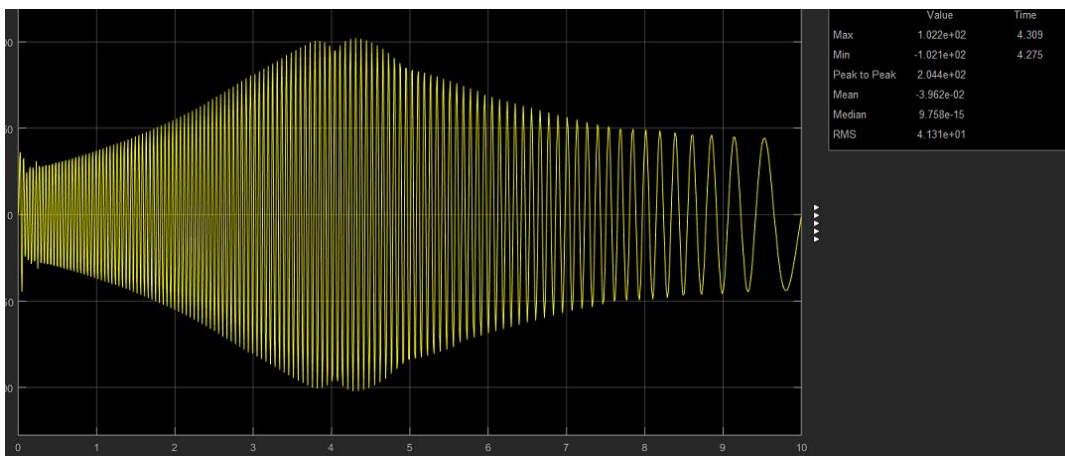


Рисунок 5 - Реалізація процесу тестування при:  $\psi_a = 1460 \text{ Н*с/м}$ ;  $\psi_p = 560 \text{ Н*с/м}$ ; коефіцієнті EuSAMA, що дорівнює 72,4; резонансної частоті 14,2 Гц.

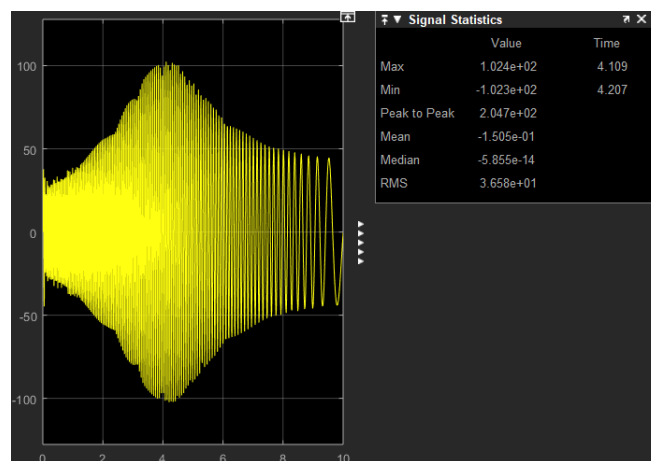


Рисунок 6 - Реалізація процесу тестування при:  $\psi_a = 1460 \text{ Н*с/м}$ ;  $\psi_p = 110 \text{ Н*с/м}$ ; коефіцієнті EuSAMA, що дорівнює 72,2; резонансної частоті 14,7 Гц.

## ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

Як впливає з таблиці, зниження демпфування на пасивному колесі призводить до підвищеної оцінки коефіцієнта EuSAMA на колесі, що тестується. Винятком є випадок стовпець №2, коли підвіска тестованого колеса (амортизатор) перебуває у хорошому технічному стані, тобто. має добрі характеристики демпфування. У цьому випадку зміна коефіцієнта демпфування в широких межах незначно (до 0,97%) впливає на результат тестованого колеса. Зазначимо, що ця зміна по суті дорівнює відносній похибці вимірювання коефіцієнта EuSAMA. Дані таблиці також свідчать про те,

що зі зниженням рівня оціночних зон від А до D ступінь впливу демпфування пасивного колеса зростає від 0,97 до 11,22% (остання колонка з коефіцієнтом демпфування  $\psi_a=0$  не розглядається, як малоймовірний випадок в експлуатації).

### ВИСНОВКИ

За результатами дослідження можна зробити такі висновки.

1. Як компонент коливальної системи, демпфування пасивного колеса при діагностуванні підвіски впливає на результат тестування активного колеса, чим провокує появу відповідної похибки.
2. Величина похибки збільшується зі зменшенням коефіцієнта EuSAMA в підвісці колеса, що тестується, і при коефіцієнті EuSAMA, що дорівнює 22 (при оцінці «недостатньо»), а також при низькому коефіцієнті демпфування пасивного колеса, може становити більше 11%.
3. Зміна коефіцієнта демпфування пасивного колеса викликає зміну частоти резонансу колеса, що тестується, причому при високих значеннях коефіцієнта EuSAMA тестованого колеса зниження резонансної частоти можливе до 6,5%.

### ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. 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.
2. Gardulski J 2006 Badania diagnostyczne amortyzatorów. - DIAGNOSTYKA'2 (38)/2006, pp 187-198.
3. Analiza\_porownawcza\_metod\_badiania\_amortyzatorow\_hydraulicznych // researchgate : вебсайт. URL : <https://www.researchgate.net/publication/271835704> (дата звернення 11.04.2024).
4. Stańczyk T L and Jurecki R 2014 Analiza Porównawcza Metod Badania Amortyzatorów Hydraulicznych. ZESZYTY NAUKOWE INSTYTUTU POJAZDÓW 4(100) pp 25-45
5. . Daniel Graupe. Identification of System. Colorado State University, Fort Collins. Robert E. Krieger Publishing Company. Huntington. New York, 1976.
6. Дитятьєв О.В. Щодо питання вибору типу вібростенду для діагностування підвіски автомобіля. / О.В. Дитятьєв // СУЧАСНІ ТЕХНОЛОГІЇ В МАШИНОБУДУВАННІ ТА ТРАНСПОРТІ. НАУКОВИЙ ЖУРНАЛ. - ЛУЦЬК. ЛУЦЬКИЙ НТУ, 2023 - № 2 (21) – С 91-100. [https://DOI 10.36910/automash.v2i21.1213](https://doi.org/10.36910/automash.v2i21.1213).
7. Дитятьєв О.В., Рева В.Б. Про похибку стендового контролю підвіски / О.В. Дитятьєв // СУЧАСНІ ТЕХНОЛОГІЇ В МАШИНОБУДУВАННІ ТА ТРАНСПОРТІ. НАУКОВИЙ ЖУРНАЛ. - ЛУЦЬК. ЛУЦЬКИЙ НТУ, 2022 - № 2 (19) – С 81-88. [https:// DOI 10.36910/automash.v2i19.906](https://doi.org/10.36910/automash.v2i19.906)
8. Popescu M O S and Mastorkakis N E 2009 Testing and Simulation of a Motor Vehicle Suspension INTERNATIONAL JOURNAL OF SYSTEMS APPLICATIONS, ENGINEERING & DEVELOPMENT Issue 2, 3/2009 pp 74 – 83.
9. [Warczek J, Burdzik R, Peruń G. The Method for Identification of Damping Coefficient of the Trucks Suspension Key Engineering Materials \(Volume 588\) pp 281-289 https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/KEM.588.281](https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/KEM.588.281)
10. Ringus G.: A neural network based diagnostic test system for armored vehicle shock absorbers. Expert Systems With Applications, vol. 11. no. 2, pp. 237-244, 1996, printed in Great Britain,
11. Simulation analysis of the EUSAMA Plus suspension testing method including the impact of the vehicle untested side. - K Dobaj 2016 IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 148 012034.

### REFERENCES

1. Tekhnicheskoe obsluzhivanie, remont i khranenie avtotransportnykh sredstv: Uchebnik: V 3 kn. K.: Vishcha shk., 1991. – Кн. 1. Teoreticheskie osnovi. / V.E. Kanarchuk, A.A. Ludchenko, I.P. Kurnikov, I.A. Luik. – 359 s. il.
2. Gardulski J 2006 Badania diagnostyczne amortyzatorów. - DIAGNOSTYKA2 (38)/2006, ss. 187-198.
3. Analiza\_porownawcza\_metod\_badiania\_amortyzatorow\_hydraulicznych // researchgate : vebsajt. URL: <https://www.researchgate.net/publication/271835704> (data zvernennja 11.04.2024).
4. Stańczyk T L and Jurecki R 2014 Analiza Porównawcza Metod Badania Amortyzatorów Hydraulicznych. ZESZYTY NAUKOWE INSTYTUTU POJAZDÓW 4(100) pp 25-45.

5. . Daniel Graupe. Identification of System. Colorado State University, Fort Collins. Robert E. Krieger Publishing Company. Huntington. New York, 1976.
6. Dityatyev O.V. Shchodo pytannia vyboru typu vibrostendu dlia diahnostuvannia pidvisky avtomobilia. / O.V. Dityatyev // SUCHASNI TEKHOLOHII V MASHYNOBUDUVANNI TA TRANSPORTI. NAUKOVYI ZhURNAL. - LUTSK. LUTSKYI NTU, 2023 - № 2 (21) – S 91-100. <https://doi.org/10.36910/automash.v2i21.1213>.
7. Dityatyev O.V., Reva V.B. Pro pokhybku stendovoho kontroliia pidvisky. / O.V. Dityatyev // SUCHASNI TEKHOLOHII V MASHYNOBUDUVANNI TA TRANSPORTI. NAUKOVYI ZhURNAL. - LUTSK. LUTSKYI NTU, 2022 - № 2 (19) – S 81-88. <https://doi.org/10.36910/automash.v2i19.906>.
8. Popescu M O S and Mastorkakis N E 2009 Testing and Simulation of a Motor Vehicle Suspension INTERNATIONAL JOURNAL OF SYSTEMS APPLICATIONS, ENGINEERING & DEVELOPMENT Issue 2, 3/2009 pp 74 – 83.
9. Warczek J, Burdzik R, Peruń G. The Method for Identification of Damping Coefficient of the Trucks Suspension Key Engineering Materials (Volume 588) pp 281-289 <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/KEM.588.281>.
10. Ringus G.: A neural network based diagnostic test system for armored vehicle shock absorbers. Expert Systems With Applications, vol. 11. no. 2, pp. 237-244, 1996, printed in Great Britain.
11. Simulation analysis of the EUSAMA Plus suspension testing method including the impact of the vehicle untested side. - K Dobaj 2016 IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 148 012034.

***O. Dityatyev, The influence of an untested axle wheel on the error of determining the damping of a wheel tested by the eusama method***

The damping device of the car suspension, the basis of which is the shock absorber, along with comfort, ensures safe movement by controlling the contact of the tire with the road. Most cars with a metal elastic device in the suspension do not have electrical analogues of operating processes, which makes it difficult to determine the technical condition during operation using self-diagnosis methods. In operational practice, vibration stands are common, providing for alternate testing of the wheel suspension of each axle. In other words, the wheel under test is subject to harmonic vibrations, while the other wheel of the axle (passive) is stationary. But both wheels are connected by an elastic connection - a stabilizer bar, and ignoring this fact introduces an error into the test result. To estimate the magnitude of the error, a mathematical and computer model was compiled in the MATLAB SIMULINK environment. The front axle of a SKODA FABIA 1.6 with an axle weight of 740 kg was taken as the object of study. The correspondence between the EuSAMA coefficients and the damping coefficients of shock absorbers in the known evaluation zones was obtained.

Through simulation at different damping values of the tested and passive wheels, relative testing errors were obtained for the established damping assessment zones. It was found that as the EuSAMA coefficient of the wheel under test decreases, the error increases. In particular, in the “insufficient” evaluation zone, and with a low damping coefficient of the passive wheel, the error can be more than 11%. It has also been established that a change in the damping coefficient of a passive wheel causes a change in the resonance frequency of the tested wheel, and at high values of the EuSAMA coefficient of the tested wheel, a decrease in the resonance frequency is possible by up to 6.5%.

**Key words:** suspension, shock absorber, damping testing, modeling, bench error.

*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](mailto:alex-dit@ukr.net). <https://orcid.org/0009-0004-1897-8813>

*Oleksandr DITYATYEV* – 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](mailto:alex-dit@ukr.net). <https://orcid.org/0009-0004-1897-8813>

DOI 10.36910/automash.v1i22.1354