Також існує зв'язок між відмовами двигуна і електронними компонентами системи. Відмови високовольтної АКБ в установлений період експлуатації, викликані нормальним її зносом, складають 2,5 % від загального числа несправностей. При аналізі причин походження встановлено наступне: причиною виникнення відмов є експлуатація автомобіля з несправним ДВЗ, що призводить до неприпустимого розряду високовольтної АКБ і руйнування її елементів.

На надійність елементів ГСУ впливають кліматичні умови експлуатації. Відповідно до сервісним бюлетенем заміна свічок запалювання регламентується через кожні 100 тис. км пробігу, але виходячи з проведеного аналізу несправностей термін їх служби в кліматичних умовах України (помірно-континентальна зона) знижується до 65 тис.км.

Таким чином, в результаті аналізу встановлено наступне:

– стандартні методи діагностування силового агрегату на нерухомому автомобілі не можуть бути застосовані в повному обсязі;
– взаємовплив несправності одних елементів ГСУ на працездатності здатність інших, що є причиною однієї з найпоширеніших помилок при постановці діагнозу;
– вплив клімату і умов експлуатації. Експлуатація показала необхідність корекції періодичності між сервісний пробіг.

Література

1. Бажинова Т.О. Експлуатаційні властивості гібридних автомобілів: монографія/ Т.О. Бажинова, А.О. Борисенко. – Х.: ФОП Бровін О.В., 2016. – 104с.
2. Гібридні автомобілі/ О.В. Бажинов, О.П. Смирнов, С.А. Сєріков, В.Я.Двадненко.- Х.: ХНАДУ, 2008. – 327с.
3. Бажинов О.В. Діагностика силової установки гібридного автомобіля / Бажинов О.В., Бажинова Т.О., Заверуха Р.Р. – Харків: ХНАДУ, 2021. – 116с.

Науковий консультант Бажинов О.В., д.т.н., проф.

Антонов О. М. ст.гр. А-42-20,mega-uzer@ukr.net

ПОХИБКА ВІБРОСТЕНДУ ЗА МЕТОДОМ EuSAMA

Для контролю параметрів підвіски легкових автомобілів у великих СТО незалежних ремонтників та офіційних дилерів широко використовуються стаціонарні майданчикові стенди – шок-тестери [1]. В стенді за стандартом EuSAMA (European association of shock absorber manufacturer – Європейський союз виробників амортизаторів) як тестовий використовується гармонійний сигнал [2].

Від стану підвіски значною мірою залежить безпека руху та комфортабельність автомобіля. [3]. Це накладає високі вимоги до точності стенду та достовірності

результатів діагностування. Однак на результати діагностування впливають стан шарнірів, пружин, стабілізаторів, тиск у шинах та ін. [4]. У цій роботі поставлена мета провести кількісну оцінку похибок, які з'являються при діагностуванні підвіски стандартом EUSAMA, внаслідок відхилень тиску повітря в шині від значень, що рекомендуються. В якості об'єкта досліджень був обраний автомобіль SKODA FABIA 1,6, укомплектований шинами 195/55 R15 86 T із тиском у шинах 210 кПа при половинному навантаженні. Розрахунок проводився для чотирьох значень жорсткості шин, що відповідають тиску в шинах: 200, 210, 220 і 280 кПа. Таким чином, оцінювалися похибки, що з'являються при відхиленні тиску ± 10 кПа від значення, що рекомендується.

Розрахунок жорсткості шини при різному внутрішньому тиску проводився за відомою формулою В.Л. Бідермана [5]:

$$2\,c_2 = \frac{P}{f_ш}\left(2 - C^{\frac{P}{p_ш f_ш}}\right); \qquad (1)$$

Величини тиску повітря у шині та відповідні жорсткості наведені у таблиці 1.

Методика досліджень передбачала контроль параметрів та отримання необхідних даних для розрахунку коливань передньої підвіски на стенді BOSCH SDL 260 [6].

Таблиця 1- Відповідність тиску повітря у шині її розрахункової жорсткості

Тиск повітря у шині *рш, кПа*	Жорсткость *2с2, кН/м*
200	338
210	353
220	373
280	448

Як модель підвіски колеса була обрана класична двомасова модель [7,8]. Розрахункова схема підвіски дана на рисунку 1.

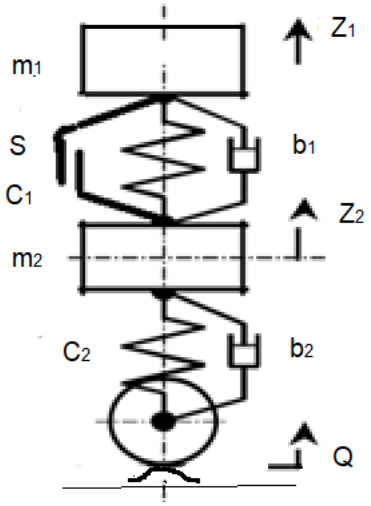


Рис. 1- Розрахункова схема підвіски

Модель описує вертикальні колівання кузова автомобіля з двома типами пружного пристрою – пружини та шини. Шина опирається на площадку стенду,

площадка здійснює вертикальні синусоїдальні колівання Q(t) із заданою амплітудою.

Рівняння руху системи, що розглядається, за наявності обурення з боку майданчика стенду описується наступними диференціальними рівняннями:

$$m_1 \cdot \ddot{z}_1 + b_1 \cdot (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + c_1 \cdot (z_1 - z_2) + s \cdot sgn\,(z_1 - z_2) = 0;$$

$$m_2 \cdot \ddot{z}_2 + b_2 \cdot \dot{z}_2 + b_1 \cdot (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + c_2 \cdot z_2 + c_1 \cdot (z_2 - z_1) + s \cdot sgn\,(z_2 - z_1) =$$

$$b_2 \cdot \dot{Q} + c_2 \cdot Q;$$

(2)

де m_1 - маса кузова, приведена до одного колеса; m_2 – непідресорена маса підвіски; c_1, b_1 – жорскість і демпфірування в шині; c_2, b_2 - жорскість і демпфірування в пружині і в амортизаторі; Q(t) - обурення з боку майданчика; $z_i, \dot{z}_i, \ddot{z}_i$ – узагальнені координати і їх похідні за часом.

При моделюванні застосовувався пакет Mathkad Simulink.

Для моделювання використані наступні вихідні дані з таблиці 2.

Результати моделювання подано на рисунку 2. На графіку як аргумент прийнята кругова частота в рад/с,

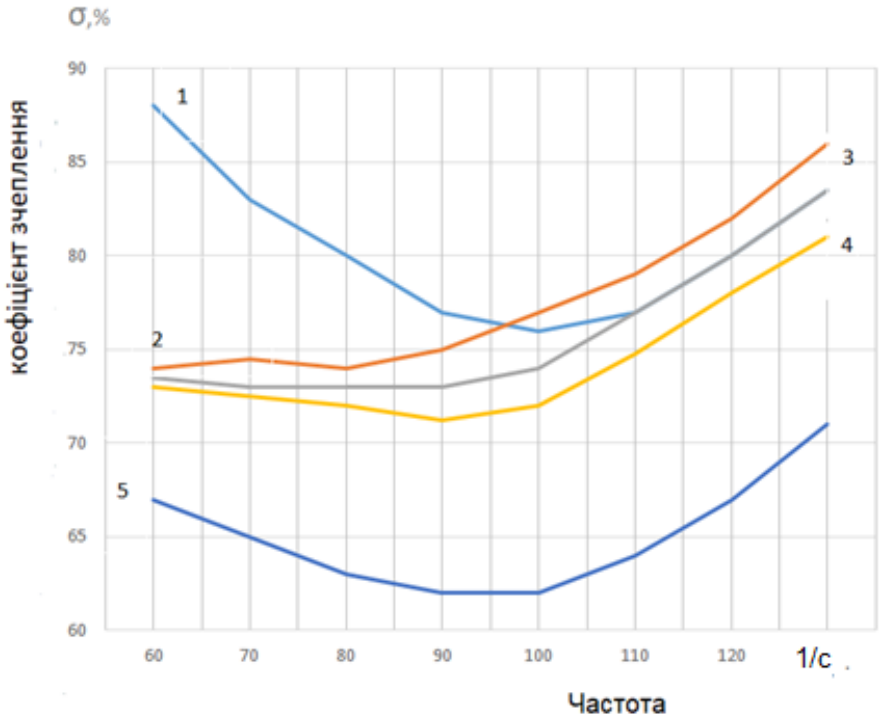
$$\omega = 2\pi f, \quad (3)$$

де f - циклічна частота в Гц.

Таблиця 2- Вихідні дані для розрахунку

Показник	Значення	Одиниця виміруіру
Амплітуда нерівності	A = 0,0025	м
Маса кузова	m1 = 376	кг
Жорсткість пружини	c1 = 35000	Н/м
Демпфірування амортизатора	b1 = 2750	Н*с/м
Сухе тертя в підвісці	s = 15	Н*с/м
Підресорена маса	m2 = 35	кг
Жорсткість шини	c2 = 338; 353; 373; 448	кН/м
Демпфірування шини	b2 = 200	Н*с/м

Початок інтегрування – 0 с, кінець інтегрування – 10 с.



1 – експериментальна характеристика «зчеплення», взята зі стенда при $p_{ш}$ = 210 кПа. Розрахункові характеристики: 2 - при $2c_2$ = 338 кН/м; 3 – при $2c_2$ = 353 кН/м; 4 – при $2c_2$ = 373 кН/м; 5 – при $2c_2$ = 448 кН/м (див. таблицю 1)

Рис. 2 - Залежність «коефіцієнта зчеплення» від частоти вимушених коливань за різної розрахункової жорсткості шин

По вертикальній осі відкладено «коефіцієнт зчеплення» **σ**, що дорівнює відношенню мінімальної за цикл випробувань вертикальної реакції на колесі до статичного навантаження на колесо.

Зі збільшенням жорсткості шини збільшується резонансна частота коливань. Це свідчить про працездатність розрахункової моделі. При зміні жорсткості з $2c_2$ = 338 кН/м до 448 кН/м, резонансна частота змінюється з 85 до 100 1/с.

Аналіз отриманих залежностей дозволяє зробити такі висновки.

Зниження тиску в шині на 10 кПа (з 210 до 200 кПа - на 4,8 %) призводить до збільшення «коефіцієнта зчеплення» на 5 %. Цій же величині відповідає похибка, що з'явилася. Збільшення тиску в шині, відносно рекомендованного, на 10 кПа спричиняє зменшення «коефіцієнта зчеплення» на 2,2 %, що можна порівняти з похибкою розрахункової моделі. Нарешті, якщо тиск у шині буде 280 кПа (збільшення на 33,3 %), це призведе до зниження «коефіцієнта зчеплення» на 15,6 % і до того ж збільшення похибки результату випробування.

Література

1. Методы диагностирования амортизаторов и подвески // ustroistvo-avtomobilya : вебсайт. URL: https://ustroistvo-avtomobilya.ru/diagnostirovanie/metody-diagnostirovaniya-amortizatorov-i-podveski/ (дата звернення 24.09.2023).

2. Гроп Д. Методы идентификации систем, пер. с англ. М: Мир, 1979. 294 с.
3. Логунов А.В., Берсенёв А.Л. Возможности виброакустического исследования и диагностики автотранспортных средств. DOI 10.18522/2311-3103-2021-1-165-174 (дата звернення 24.09.2023).
4. Доморозов А.Н., Нгуен Ван Ньань. Анализ методов диагностирования технического состояния подвески АТС на современных вибростендах // cyberleninka : вебсайт. URL: https://cyberleninka.ru/article/n/analiz-metodov-diagnostirovaniya-tehnicheskogo-sostoyaniya-sistem-podvesok-ats-na-sovremennyh-vibrostendah (дата звернення 24.09.2023).
5. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. : монографія. 3-е изд. Москва : Машиностроение, 1972. 392 с.
6. Руководство по эксплуатации. Сервисная линия диагностики SD 26x // pandia : вебсайт. URL: https://pandia.ru/text/77/342/99071.php (дата звернення 24.09.2023).
7. Моделирование в системе SIMULINK // mathmod вебсайт. URL : : http://mathmod.narod.ru/models/Simul1/Simul1.htm (дата звернення 24.09.2023).
8. Гурский Н. Н., Кадер Карами. Моделирование и оптимизация колебаний подвески автомобиля. Вестник Белорусского национального технического университета : 2010. №1. С.44-47. URL: rep.bntu.by/bitstream/han…1250/44-47.pdf?sequence=1 (дата звернення 24.09.2023).

Науковий консультант: Дитятьєв О.В., доцент, к.т.н.

Бєлік Д.А., ст. гр. А-41-20, mia2005.62@ukr.net

ОСОБЛИВОСТІ ДІАГНОСТУВАННЯ ХОДОВОЇ ЧАСТИНИ АВТОМОБІЛЯ

Вступ. Нині існують різні стенди для тестування підвісок, які реалізують різні методи для випробувань. Існуючі методи перевірки підвіски можна розділити на декілька типів. Перший тип – низькочастотний тест, який перевіряє опір підвіски переміщенню. Другий тип – високочастотний тест, який вимірює опір підвіски надмірним коливанням колеса і так само може вимірювати опір підвіски переміщенню – демпфування. Найбільш поширені стенди другого типу. Стенд перевірки підвести RAVAGLIOLI RT202 створений відповідно до моделі EUSAMA. Нижче коротко описаний базовий принцип роботи цієї моделі. Принцип EUSAMA (European Shock Absorber Manufacturers Association) заснований на вимірюванні мінімального динамічного навантаження і статичного навантаження на колесо, і потім розрахунку відносини між двома величинами: EUSAMA = динамічна вага / статична вага.
Результати дослідження. Величина EUSAMA розраховується індивідуально для кожного колеса і кожного амортизатора, отже, статичне і динамічне навантаження вимірюються на кожному колесі. Для вимірювання статичного навантаження досліджуване колесо автомобіля розташовується на тестовій пластині, що включає динамометричної пристрій для зважування. Для