DOI 10.31891/2307-5732-2024-341-5-28
УДК 621.431:62-868

КУБІЧ ВАДИМ
Національний університет «Запорізька політехніка»
https://orcid.org/0000-0001-6230-9263
e-mail: schmirung@gmail.com
ЧЕРНЕТА ОЛЕГ
Дніпровський державний технічній університет
https://orcid.org/0000-0002-3871-6923
e-mail: OCherneta@gmail.com
КАНСЬКИЙ АНТОН
Національний університет «Запорізька політехніка»
https://orcid.org/0009-0003-4504-2706
e-mail: antonkansky@gmail.com

ВПЛИВ ПОКАЗНИКІВ ПРУЖНОСТІ ГУМОВОГО ЕЛЕМЕНТА ОПОРИ ДВИГУНА НА ПЕРЕДАЧУ ВІБРАЦІЙ НА КУЗОВ АВТОМОБІЛЯ

В роботі наведено результати досліджень впливу деформаційної характеристики гумових елементів лівої опори двигуна Z14XEP на гасіння вібрацій, які передаються на кузов автомобіля Opel Астра G (F69) при його роботі на режимі обертів холостого ходу. Визначено межу жорсткості гумового елемента опори двигуна, при якій рівень вібрацій за виміряною амплітудно-частотною характеристикою не відчувається у тактильний спосіб на рульовому колесі у нейтральному положенні та за акустичною складовою при керуванні автомобілем.

Ключові слова: навантаження, деформація, жорсткість, швидкість відновлення розміру, вібрації, амплітудно-частотна характеристика

KUBICH VADIM, KANSKII ANTON
National University «Zaporizhzhia Polytechnic»
CHERNETA OLEG
Dniprovsky State Technical University

INFLUENCE OF THE ELASTICITY OF THE RUBBER ELEMENT OF THE ENGINE SUPPORT ON THE TRANSMISSION OF VIBRATIONS TO THE CAR BODY

This paper presents the results of studies of the influence of the deformation characteristics of the rubber elements of the left support of the Z14XEP engine on the damping of vibrations transmitted to the body of the Opel Astra G (F69) when it operates at idle speed. For a clear description of the vibrations that occurred, their amplitude-frequency characteristics were measured using the Steval-mki062v1 multi-sensor module and the INEMO Software Tool, which made it possible to graphically obtain vibration oscillograms. It was found that the vibration frequencies are almost the same for the new and used supports, and the deviation values have a slight spread. It follows that the rubber element of the supports does not absorb vibrations in terms of vibration frequency. When a new support is installed, both the amplitude of oscillations and the deviations from their average values decrease. This is more pronounced in the transverse direction, where the amplitude decreases by 1.4 times and the deviation by 4.1 times, and in the vertical direction, where the amplitude decreases by 1.2 times and the deviation by 1.4 times. In the longitudinal direction, taking into account the values of the deviations, the amplitude has almost not changed, but its manifestation has become 5.5 times more uniform in terms of the value of the deviation. To construct the deformation characteristic of the rubber element, a classical technique was used, according to which it was loaded and unloaded in stages with a step of 1 mm through a mechanical dynamometer. The deformation characteristics made it possible to determine the normal stiffness of the rubber material and the pattern of hysteresis losses. And the time of restoring the current size of the rubber element during unloading made it possible to indirectly determine the resistance to the reverse movement of the axis of the distributed spring-loaded mass of the engine, which passes through the bolt in the support, which helps to level the vibration and absorb it in the volume of rubber. In the absence of perceptible vibrations on the body when a new support is installed, it is determined that the stiffness of its rubber element should not exceed $c_P = 0.45 \pm 0.02$ *kN· mm*$^{-1}$ *with a size recovery rate of no more than* $V_f = 4$ *μm· s*$^{-1}$ *within the operating load. The proposed methodology for determining the indicators of the deformation characteristics of a rubber element can be used during the direct diagnosis of engine bearings that have already been used and dismantled from cars during their disassembly to determine the feasibility of installing them in a regular place, if necessary, during current repairs.*

Keywords: load, deformation, stiffness, size recovery rate, vibrations, amplitude-frequency response

Постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями

Однією з особливостей протікання робочих процесів у механізмах та агрегатах технічних систем є допустима неврівноваженість сил та їх моментів, які викликають прояв вібрацій на відповідних режимах роботи. Легковий автомобіль – це технічна система, в якій одним із джерел вібрацій, котрі за відповідних умов можуть відчуватися на кузові, є двигун, який працює на обертах холостого ходу. При цьому, такі вібрації повинні гаситися гумовими елементами опор двигуна. Як правило, в конструкції передньопривідного легкового автомобіля із поперечно розташованим двигуном таких опор чотири – дві (ліва та права) розташовані поперечно і безпосереднє сприймають вібрації, дві розташовані поздовжньо і сприймають коливальні переміщення силового агрегату при зрушенні з місця та при гальмуванні. Однак, під час рядової експлуатації автомобілів втрачаються властивості гумових елементів опор двигуна, починає тактильне та акустичне відчуватися прояв вібрацій, що не тільки погіршує комфортність керування, а і є ознакою явного прояву поступової параметричної відмови. Тому виникає необхідність заміни такої опори за втрачанням гумового елемента своїх властивостей здійснювати поглинати вібрації з відповідною ефективністю. Авторами в роботі [1] аналізуються ймовірні

причини вібрацій двигуна Z14XEP автомобіля Opel Астра G на обертах холостого ходу, що передаються на кузов автомобіля. При цьому здійснено оцінку пружності гумових елементів опор силового агрегату, яка виявила просідання опори зі сторони коробки передач. Гумовий елемент був не пошкоджений, без розривів. Також під час експлуатації цього автомобіля на рульовому колесі тактильне почали відчуватися незначні вібрації при відхиленні рульового колеса від нейтрального положення, коли двигун працює на режимі обертів холостого ходу. Такий ефект безумовно впливає на комфортність керування автомобіля та заслуговує уваги з точки зору визначення причин прояву. Таким чином, зазначені властивості гумового елемента опори привертають дослідну увагу, оскільки представляються підґрунтям для забезпечення експлуатаційної надійності підвіски силового агрегату автомобіля у цілому.

Аналіз досліджень та публікацій

Прояв вібрацій та їх оцінка у агрегатів машинного обладнання досить широкого кола призначення розглядається багатьма дослідниками. Результати відображені у ряді наукових публікацій [2-5] та інших. Так, у роботі [2] показано, що вимірювання рівня вібрації машинного обладнання при різних режимах його роботи дає можливість прогнозувати працездатність пристрою протягом терміну експлуатації. За допомогою інформаційно-вимірювальної системи діагностики отримано вібраційні сигнали, які виміряні на рухомих вузлах електричної машини, виконано аналіз їх спектральної потужності виміряного сигналу в залежності від його частоти [3]. Дослідниками розглянуті коливальні процеси вузлів, що генерують вібрації у газотурбінному двигуні. При цьому, технічний стан визначається за рахунок зіставлення двох спектрограм спектрального аналізу сигналів вібрації, що отримані за допомогою вузьконаправленого віброперетворювача [4]. Досить значимим є обґрунтування необхідності контролю технічного стану дизельних двигунів під час їх експлуатації. Запропоновано для контролю технічного стану дизельних двигунів використовувати метод вимірювання вібрацій [5]. Питанням оцінки властивостей пружних деталей також присвячено багато наукових праць. Так, наприклад, автор у роботі [6] досліджує лінійну та крутильну жорсткості гумових кілець втулково-пальцевої муфти з використанням класичних рівнянь механіки, що необхідно для визначення їх напружено-деформованого стану. І це є відомим інструментом, який можливо використати для вирішення інших подібних технічних завдань, які передбачаються складовими актуального дослідження. Так, наприклад, здатність пружного елемента системи підвіски силового агрегату двигуна поглинати вібрації також може бути оцінена за рахунок визначення нормальної жорсткості за одним із обраних напрямків розповсюдження миттєвих деформацій. Поряд із наведеним питання узгодженості пружних властивостей демпфуючих елементів з ефективністю поглинання ними вібрацій стосовно складових підвіски силового агрегату легкового автомобіля поглиблено практично не розглядаються. Виходячи з цього пропонується приділити увагу вимірам як самих вібрацій двигуна, так і встановленню закономірностей зміни пружних деформацій гумового елемента опори двигуна за зміною його терміну напрацювання.

Формулювання цілей статті

Метою роботи є визначення зміни деформаційної характеристики гумового елемента лівої опори двигуна в залежності від його терміну напрацювання та її впливу на здатність поглинати вібрації, які передаються на кузов автомобіля від двигуна при роботі на обертах холостого ходу.

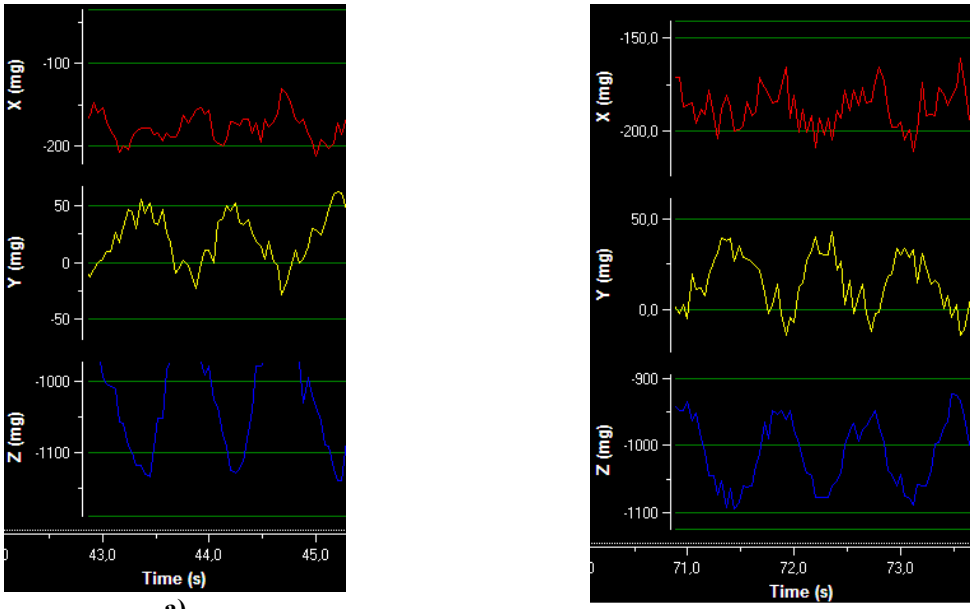
Виклад основного матеріалу

Методика експериментальних досліджень у цілому полягала у порівнянні ефекту прояву вібрацій, які передавалися від двигуна на кузов автомобіля і при цьому визначалися у тактильний спосіб на рульовому колесі та за акустичною складовою при замінах лівої опори двигуна. При цьому, для наочності опису вібрацій, що мали місце, здійснювалось виміри їх амплітудно-частотної характеристики з використанням багатодатчикового модуля Steval-mki062v1 та програмного забезпечення INEMO Software Tool, яке давало можливість графічно отримувати осцилограми вібрацій. Модуль у своєму складі має акселерометр і гіроскоп, які побудовані із застосуванням мікроелектромеханічних систем, що давало можливість отримувати амплітудно-частотну характеристику прискорень механічної системи – автомобіль, що є нерухомим. Модуль закріплювався на верхній поперечині кузова моторного відсіку. При цьому орієнтування корпусу модуля відносно руху автомобіля було наступним: OX – повздовжня ось; OY – поперечна ось; OZ – вертикальна ось (рис. 1). Виміри проводилися при частоті обертання холостого ходу двигуна n = 790 хв$^{-1}$.

а) **б)**

Рис. 1. Засоби вимірювання вібрацій: а – загальний вид моторного відсіку автомобіля із засобами вимірювання; б – розміщення осей координат направлення дії вібрацій; 1 – багатодатчиковий модуль; 2 – монітор; 3 – провід USB

Виміри вібрацій проводилися за наступними строками експлуатації опор двигуна, які були своєчасно замінені на автомобілі. На першій опорі (виробник GM) автомобіль мав термін експлуатації 15 років (46630 км), яка не поглинала з достатньою повнотою вібрації від двигуна. На другій опорі (виробник Swag) автомобіль за 2 роки 2 місяця напрацював 4000 км і вібрації стали знову проявлятися. На третій опорі (виробник Sasic) автомобіль експлуатується у теперішній час з контрольним пробігом 500 км і вібрації не відчуваються. За результатами вимірів вібрацій була отримана сукупність осцилограм, окремі фрагменти наведено на рисунку 2. За обробкою отриманих осцилограм розраховувались середньостатистичні значення амплітуди (*A*, mg) та частоти (*f*, Гц) коливань та їх відхилення. Данні наведено в таблиці 1.



а) **б)**

Рис. 2. Осцилограми вібрацій: а – опора виробника Swag; б – опора виробника Sasic

Таблиця 1

Зведені дання по параметрам механічних коливань

Виробник опори двигуна	Параметр	Напрямок прояву вібрацій		
		Ось OX	Ось OY	Ось OZ
Swag;	Амплітуда *A*, mg	23,4±7,8	31,9±4,6	83,4±5,5
	Частота *ν*, Гц	1,28±0,04	1,3±0,06	1,24±0,03
Sasic	Амплітуда *A*, mg	16,7±1,4	22,5±1,1	71,1±3,8
	Частота *ν*, Гц	1,3±0,05	1,24±0,07	1,14±0,03

З наведених даних у таблиці 1 випливає, що якісний стан гумового елемента опор визначає його здатність поглинати вібрації, тобто зменшувати механічні коливання, і це відомий факт, який у черговий раз підтверджений проведеними експериментальними дослідженнями. У даному випадку за кількісною оцінкою картина наступна. По-перше, частоти коливань майже однакові для обох опор і значення відхилень мають незначний розкид. З чого випливає, що гумовий елемент опор вібрації за частотою коливань не поглинає. По-друге, при встановлені нової опори зменшується як амплітуда коливань, так і значення відхилень від їх середньостатистичних значень. У більшій мірі це проявляється за напрямком осі OY, де зменшення амплітуди складає в 1,4 рази, зменшення відхилення – у 4,1 рази, та за напрямом осі OZ, де зменшення амплітуди складає в 1,2 рази, зменшення відхилення – у 1,4 рази. За напрямком осі OX з урахуванням значень відхилень амплітуда майже не змінилася, але її прояв став у 5,5 разів рівномірніше за значенням відхилення.

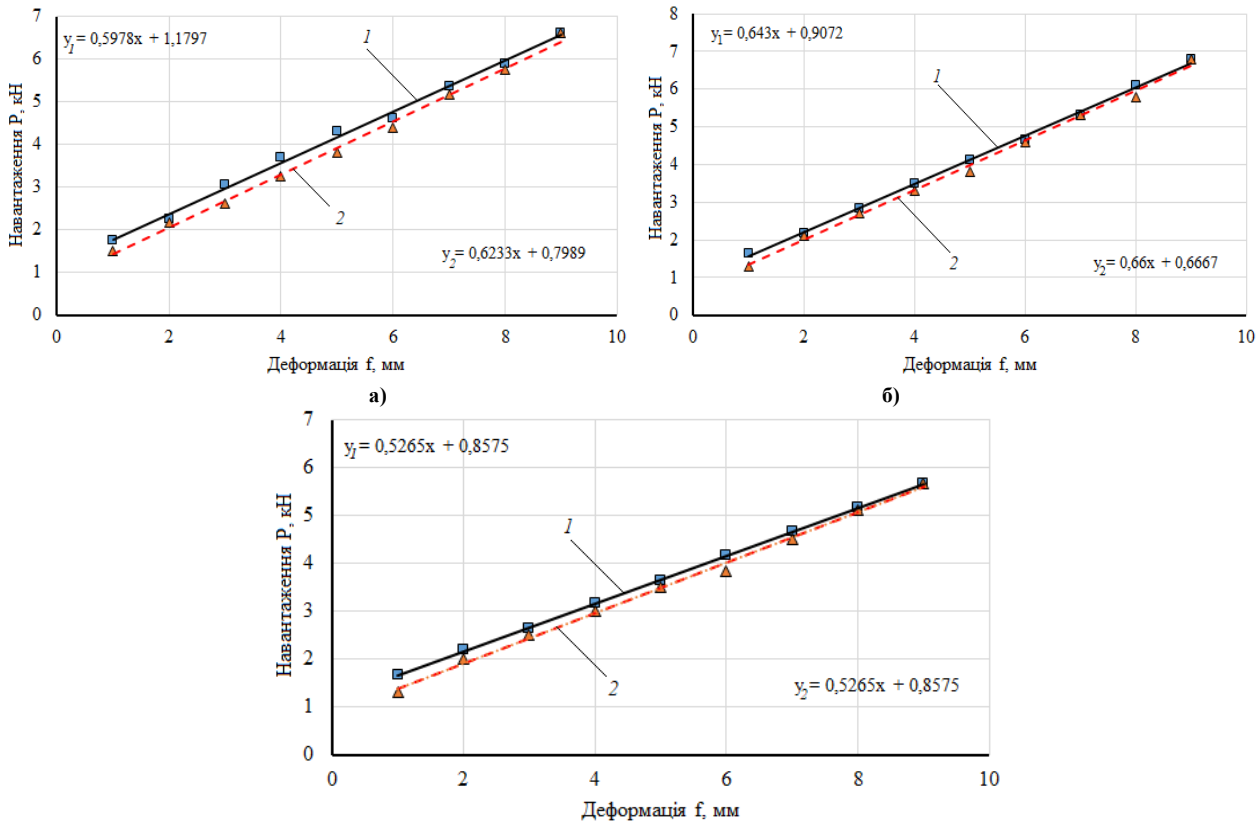
Для побудови деформаційної характеристики гумового елемента використана класична методика, за якою здійснювалося його ступінчасте навантаження та розвантаження з кроком 1 мм через механічний динамометр переносний ДОСМ-3-0,2 (рис. 3). При цьому за механічним динамометром визначалась сила нормального навантаження, за яким за допомогою гвинта *1* (рис. 3 б) здійснювалося деформування гумового елемента *3* (рис. 3 а) через опору *5* та болт *6* (рис. 3 в) у прямому та зворотному напрямках. Індикаторна голівка *1* позначала крок деформування, а індикаторна голівка *2* (рис. 3 в) – значення деформації елемента механічного динамометра *3* (рис. 3 б), за якими за паспортними даними визначалася сила пружної деформації гумового елемента.

За результатами обробки даних щодо виміру пружної сили відповідно до кроку деформації, за допомогою програми Microsoft Excel за середньостатистичними даними пружної сили побудовані деформаційні характеристики гумових елементів опор (рис. 3) та визначені швидкості відновлення поточних розмірів при розвантаженні (рис. 4).

а) б) в)

Рис. 3. Обладнання для визначення параметрів деформаційної характеристики гумового елемента: а – загальний вигляд опори: 1 – металевий корпус; 2 – металева напрямна; 3 – гумовий елемент; б – загальний вигляд: 1 – гвинт навантаження; 2 – корпус пристрою; 3 – механічний динамометр; 4 – штатів з магнітним кріпленням; 5 – опора гвинта гумового елемента; 6 – болт; 7 – конічна підставка під циліндричний корпус гумового елемента; 8 – гумовий елемент; в – розміщення індикаторних голівок: 1 – голівка виміру кроку переміщення гвинта; 2 – голівка виміру деформації пружної частини динамометра; 3 - опора гвинта гумового елемента; 4 – металевий корпус опори

При цьому деформаційні характеристики дали можливість визначити нормальну жорсткість гумового матеріалу, картину гістерезисних втрат. А час відновлення поточного розміру гумового елементу при розвантаженні дав можливість опосередковано визначити опір зворотному руху осі розподіленої підресореної маси двигуна, яка проходить через болт *6* в опорі (рис. 3 б – як результат фізичного моделювання процесу пружного деформування), що сприяє нівелюванню вібрації та їх поглинанню в об'ємі гуми.



а) б)

в)

Рис. 4. Характеристики пружності гумових елементів лівої опори двигуна: а – опора виробника Swag; б – опора виробника GM; в – опора виробника Sasic; 1 – лінія навантаження; 2 – лінія розвантаженя

Наведені на рисунку 4 графічні залежності вказують на наступне. Кут нахилу прямих для дослідних опор візуально відрізняється, що вказує на відмінності у жорсткостях гумових елементів. Має місце прояв гістерезисних втрат. Для гумового елементу опори виробника Sasic і Swag при розвантаженні лінії 2 (рис. 2 б,

в) майже збігаються. При цьому залишкове нерозвантаження для опори Sasic склало 0,36 кН проти 0,25 кН, яке мало місце для опори Swag. Для опори GM лінія розвантаження 2 (рис. 2 а) майже паралельна лінії навантаження 1, що вказує на зміну механізму розповсюдження пружних деформацій в об'ємі матеріалу.

Нормальна жорсткість розраховувалася за виразом:

$$c_p = \frac{\Delta P}{\Delta f}, \quad (1)$$

де ΔP – зміна зусилля стискання, Н (визначається на прямолінійній ділянці "навантаження – деформація"); Δf – деформація, мм.

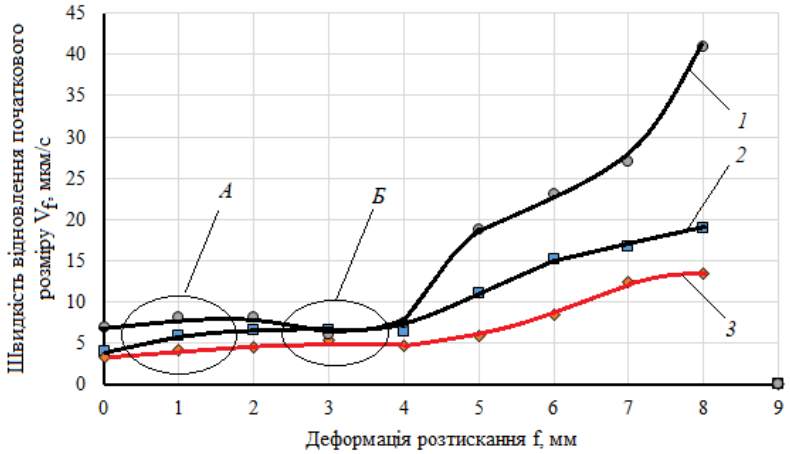


Рис. 5. Закономірності зміни швидкості відновлення розміру гумового елементу при знятті навантаження: 1 - опора виробника GM; 2 - опора виробника Swag; 3 - опора виробника Sasic; А – ділянка експлуатаційної деформації; Б – ділянка зминання гумового елемента опор GM і Swag

Розрахункові значення жорсткості гумових елементів дослідних опор та середні значення швидкості відновлення їх поточного розміру на ділянці експлуатаційної деформації (рис. 5) наведено в таблиці 2. Експлуатаційна деформація гумового елементу опори при встановлені двигуна за умовами його нового стану приймається за Δf = 1 мм (ділянка *А* на рис. 5). При демонтажі опор виробників GM, Swag на бокових поверхнях гумового елемента *3* (рис. 3 а) спостерігалось місце зайвої деформації у вигляді полос зминання чорного кольору. Таке деформування обумовлювалося втратою властивості матеріалу тримати форму за терміном напрацювання та визначалося просіданням гумового елементу на 4 мм (ділянка *Б* на рис. 5). Це наглядно відображається збіганням графіків *2* і *1*. При цьому нова опора (графік *3* на рис. 5) мала менші та стабільні значення швидкості відновлення розміру – постійні значення спостерігалися при деформуванні у межах 2...4 мм та V_f = 5 мкм·с$^{-1}$. При деформаціях f >4 мм відмінності у швидкостях відновлення зберігаються і наглядно відображають відносну пропорційність її збільшення за терміном напрацювання, і, відповідно, втрачання здатності поглинати миттєві механічні коливання.

Таблиця 2

Показники пружних властивостей гумових елементів дослідних опор

Показник	Виробник опори		
	GM	Swag	Sasic
Жорсткість c_P, кН·мм$^{-1}$	0,7±0,02	0,65±0,01	0,45±0,02
Швидкість відновлення розміру V_f, мкм·с$^{-1}$	8	6	4

Аналіз даних, які наведено на рисунках 3, 4 та в таблицях 1, 2, вказує на наступне. Якісний стан гумового елемента опори, що змінюється за терміном напрацювання, визначає його здатність поглинати вібрації, які передаються від двигуна на кузов автомобіля. За відсутністю чуттєвих вібрацій на кузові при встановлені нової опори визначається, що жорсткість її гумового елемента не повинна перебільшувати c_P=0,45±0,02 кН·мм$^{-1}$ при швидкості відновлення розміру не більше ніж V_f = 4 мкм·с$^{-1}$ у межах експлуатаційного навантаження. За умовами зберігання гумовим елементом значень розглянутих показників рівень допустимих вібрацій двигуна на режимі холостого ходу за амплітудою коливань буде знижуватись на кузові автомобіля на 29,5% у поперечній площині, на 24,6% – у вертикальній площині. При цьому найбільше зниження нерівномірності зміни амплітуди коливань проявляється у повздовжній площині та складає 82,1%. Останнє вказує на слабкі місця в конструкції гумового елемента опори, якими є перегини у його складових з обох сторін металевої напрямної 2 (рис. 3 а). Напрямок цих перегинів при встановлені опори на штатне місце співпадає із повздовжньою площиною прояву вібрацій.

Висновки з даного дослідження і перспективи подальшого розвідку у зазначеному напрямі

Експериментальним шляхом визначені параметри амплітудно-частотної характеристики вібрацій двигуна при його роботі на режимі холостого ходу, які за умовами справності двигуна є допустимими і повинні поглинатися гумовими елементами опор. Для встановлення аналітичного зв'язку між здатністю поглинати

вібрації та значущим зниженням їх амплітуди досліджено закономірності зміни показників деформаційної характеристики гумового елемента лівої опори двигуна в залежності від його терміну напрацювання. Зазначеними показниками визначені жорсткість та швидкість відновлення розміру гумового елемента при його експлуатаційному деформуванні за умовами зберігання пружності матеріалу в місцях перегину та відсутності зайвої деформації більш ніж 3–4 мм. Результати досліджень слід враховувати під час діагностування стану опор двигуна, що є запорукою передчасного попередження прояву передачі вібрацій від двигуна на кузов автомобіля.

Запропоновану методику визначення показників деформаційної характеристики гумового елемента можливо використовувати під час безпосередньої діагностики опор двигунів, які вже були у використанні та демонтовані з автомобілів під час їх розбірки, для визначення доцільності встановлення на штатне місце за необхідністю при здійснені поточних ремонтних робіт.

Напрямом подальших досліджень пропонується вважати:

– по-перше, визначення верхньої межі амплітуди механічних коливань, які здатні поглинатися гумовим елементом опори при збільшені навантаження на двигун при його роботі на частоті обертання холостого ходу, що викликається приводом у дію системи гідропідсилення рульового керування;

– по-друге, визначення складової у загальній вібрації, яка чуттєво (нечуттєве) передається на кузов автомобіля та формується безпосередньо на корпусі рульового механізму із вбудованим силовим циліндром при повороті рульового колеса на незначний кут. Для цього пропонується провести дослідження при встановлені багатодатчикового модуля на корпусі рульового механізму.

Література

1. Канський А.В. Виявлення причини передачі вібрації двигуна Z14XEP на кузов автомобіля OPEL ASTRA G (F69) / А.В. Канський, В.І. Кубіч // Тиждень науки-2024. Транспортний факультет. Тези доповідей науково-технічної конференції, Запоріжжя, 15-19 квітня 2024 р. – Запоріжжя, НУ «Запорізька політехніка», 2024. – С. 18-19.

2. Стахова А.П. Автоматизація виявлення дефектів машинного обладнання засобами вібродіагностики / А.П. Стахова, В.П. Квасніков // Вісник Черкаського державного технологічного університету. – 2021. – № 1. – С. 32-42.

3. Гижко Ю.І. Спектральний аналіз вібрацій рухомих частин електричних машин / Ю.І. Гижко // Технічна електродинаміка. – 2011. – № 4. – С. 46-50.

4. Чепурний Ю.В. Метод діагностування газотурбінного двигуна по прямому спектру вібрації / Ю.В. Чепурний, Б.З. Мартинець // Збірник наукових праць Харківського національного університету Повітряних Сил. – 2019. – № 2(60). – С. 153-158.

5. Веретенніков І.М. Визначення технічного стану дизельних двигунів методом вимірювання вібрацій / І.М. Веретенніков, В.В. Кот, М.О. Кухтін // Conference: Grundlagen der modernen wissenschaftlichen Forschung. 12. August, Zürich, Schweiz. 2022. PP. 115-118. – https://www.researchgate.net/publication /362867884_VIZNACENNA_TEHNICNOGO_STANU_DIZELNIH_DVIGUNIV_METODOM_VIMIRUVANNA_VIBRACIJ.

6. Колесник К.К. Дослідження впливу геометричних та фізичних параметрів гумових кілець на жорсткісні властивості пружної втулково-пальцевої муфти / К.К. Колесник // Lviv Polytechnic National University Institutional Repository. – С. 74-80. – https://ena.lpnu.ua:8443/server/api/core/bitstreams/2364b902-ad15-433d-80cd-9c9c97a1c481/content

References

1. Kanskyi A.V. Vyiavlennia prychyny peredachi vibratsii dvyhuna Z14XEP na kuzov avtomobilia OPEL ASTRA G (F69) / A.V. Kanskyi, V.I. Kubich // Tyzhden nauky-2024. Transportnyi fakultet. Tezy dopovidei naukovo-tekhnichnoi konferentsii, Zaporizhzhia, 15-19 kvitnia 2024 r. – Zaporizhzhia, NU «Zaporizka politekhnika», 2024. – S. 18-19.

2. Stakhova A.P. Avtomatyzatsiia vyiavlennia defektiv mashynnoho obladnannia zasobamy vibrodiahnostyky / A.P. Stakhova, V.P. Kvasnikov // Visnyk Cherkaskoho derzhavnoho tekhnolohichnoho universytetu. – 2021. – № 1. – S. 32-42.

3. Hyzhko Yu.I. Spektralnyi analiz vibratsii rukhomykh chastyn elektrychnykh mashyn / Yu.I. Hyzhko // Tekhnichna elektrodynamika. – 2011. – № 4. – S. 46-50.

4. Chepurnyi Yu.V. Metod diahnostuvannia hazoturbinnoho dvyhuna po priamomu spektru vibratsii / Yu.V. Chepurnyi, B.Z. Martynets // Zbirnyk naukovykh prats Kharkivskoho natsionalnoho universytetu Povitrianykh Syl. – 2019. – № 2(60). – S. 153-158.

5. Veretennikov I.M. Vyznachennia tekhnichnoho stanu dyzelnykh dvyhuniv metodom vymiriuvannia vibratsii / I.M. Veretennikov, V.V. Kot, M.O. Kukhtin // Conference: Grundlagen der modernen wissenschaftlichen Forschung. 12. August, Zürich, Schweiz. 2022. RR. 115-118. – https://www.researchgate.net/publication /362867884_VIZNACENNA_TEHNICNOGO_STANU_DIZELNIH_DVIGUNIV_METODOM_VIMIRUVANNA_VIBRACIJ.

6. Kolesnyk K.K. Doslidzhennia vplyvu heometrychnykh ta fizychnykh parametriv humovykh kilets na zhorstkisni vlastyvosti pruzhnoi vtulkovo-paltsevoi mufty / K.K. Kolesnyk // Lviv Polytechnic National University Institutional Repository. – S. 74-80. – https://ena.lpnu.ua:8443/server/api/core/bitstreams/2364b902-ad15-433d-80cd-9c9c97a1c481/content