

Дитятьєв О.В.

*Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна***ПРО ПАРАМЕТРИ БЕЗПЕКИ АВТОМОБІЛЯ ПРИ ПОГІРШЕННЯ СТАНУ
АМОРТИЗАТОРА**

Історично підвіска виникла та розвивалася на транспортних засобах як засіб забезпечення комфорту. У кінних екіпажах минулого в ходовій частині використовувалася ресорна підвіска. З переходом на механічну тягу збільшилися швидкості руху та вимоги до ходової частини, підвісці, суттєво зросли. Таким чином, підвіска, початковим призначенням якої було забезпечення комфортного переміщення, зі збільшенням швидкостей руху автомобіля набула дуже важливої функції – безпеки руху. Друге призначення виявилось настільки важливим, що відсунуло функцію забезпечення комфорту на другий план. Підвіска легкового автомобіля, що багато в чому визначає його клас, як складова входить до ходової частини і містить напрямну, пружну та демпфуючі компоненти. У свою чергу, пружним компонентом може бути ресора, пневморесора, торсіон або спіральна пружина. Демпфуючий компонент представлений телескопічним амортизатором. Шина, як елемент підвіски, також має пружну та демпфуючу дію. У забезпеченні комфорту з представлених компонентів підвіски найважливішу роль грають пружна і демпфуючі частини, що утворюють коливальну систему з певними параметрами. Будучи досить навантаженими частинами підвіски, вони сприймають ударні навантаження та визначають її частотні, експлуатаційні параметри, ресурс. Демпфуюча частина - амортизатор - відіграє ключову роль у формуванні обох експлуатаційних властивостей, маючи відносно меншу надійність та ресурс. У цій роботі зроблено спробу визначити відношення властивостей через значення відповідних критеріїв для різного технічного стану амортизатора. В якості критеріїв вибрано коефіцієнт EuSAMA та середньоквадратичне значення віброускладнення (за ДСТУ ISO 2631-1:2004)

Ключові слова: безпека руху, амортизатор, вібраційна безпека, імітаційне моделювання

ВСТУП

З пробігом автомобіля погіршуються параметри компонентів підвіски, змінюються найважливіші функції – комфорт та безпека руху. Зношуються сполучення деталей прямої частини, змінюються параметри ресор, пружин, деградує демпфуючий компонент. Щоб утримувати параметри компонентів підвіски в допустимих межах, потрібний постійний контроль. Про необхідність контролю йдеться в керівних документах забезпечення безпеки руху, так і виробничих. Контроль безпеки руху здійснюється періодично на стендах із застосуванням методів безрозбірної діагностики або на дорозі з відомим профілем. Система контролю виробничої безпеки стосовно автомобіля, що знаходиться в експлуатації, по суті, відсутня.

Несправна підвіска є джерелом великих амплітуд прискорення кузова, погіршення комфорту водіння. Зниження комфорту призводить до зниження уваги, продуктивності праці, розвитку втоми під впливом вібрації, ризику виникнення професійної хвороби та патологій. Проте, увагу фахівців більшою мірою привертає зниження безпеки руху у зв'язку з тим, що погіршується стійкість, збільшується гальмівний шлях, прогресує розгойдування кузова при русі, з'являються стукіт та шуми у підвісці, нерівномірне зношування шин, порушення керованості автомобіля. Підвищена увага до питань безпеки руху цілком зрозуміла, проте не слід забувати і про комфорт водіїв та пасажирів, зокрема які перебувають у тривалих поїздках.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Як було зазначено вище, у практиці експлуатації параметри безпеки руху, технічний стан підвіски загалом, демпфуючого та пружного компонентів зокрема, визначаються за допомогою застосування спеціальних стендів. Завдання ускладнюється тим, що контролювати працездатність та проводити локалізацію несправностей доводиться неінвазивно, тобто без розбирання підвіски. З точки зору контролю параметрів безпеки руху, існує кілька сучасних методів діагностування та відповідних засобів [1,2]. Слід зазначити, що підвіска є коливальною системою, ідентифікація параметрів якої на сьогодні не становить труднощів [3]. З досить широкого спектру методів діагностування в даний час поширені два основні (з модифікаціями) [4] - це методи, що використовують гармонійний вплив на підвіску: EuSAMA [5,6] та резонансний метод [7]. Обидва методи та засоби, що їх реалізують (стенди), спрямовані на контроль параметрів, що відповідають за безпеку руху. На ринку автосервісного обладнання представлені, головним чином, лише стенди, що реалізують ці методи в різних модифікаціях. Зокрема, є дані, що на ринку Євросоюзу 80% сегменту займають пропозиції стендів за методом EuSAMA. Тому надалі розглядаємо цей варіант.

Метод EuSAMA передбачає оцінку «коефіцієнта зчеплення» (далі коефіцієнт EuSAMA) шини з опорною поверхнею, що дорівнює відношенню мінімальної за випробування вертикальної сили до статичного навантаження на колесо. Таким чином, коефіцієнт EuSAMA характеризує безпеку руху автомобіля. Разом з тим, стосовно існуючих стендів, відсутні рекомендації щодо оцінки, діагностування властивостей підвіски, відповідальних за комфорт. Це відбувається на тлі збільшення складності автомобілів, зростання вимог до систем комфорту, тобто системам, які забезпечують інший вид безпеки - вібраційну безпеку водіїв та пасажирів. Незважаючи на те, що в керівних документах є вказівки щодо обов'язковості контролю параметрів комфорту під час роботи з технічними засобами, відсутнє методичне забезпечення, стенди, засоби контролю у додатку до автомобілів.

Критеріями комфорту та плавності ходу автомобіля є рівні вібронавантаженості елементів кузова, водія, пасажирів, вантажів. Оцінка рівня вібронавантаженості, згідно з скасованими санітарними правилами та чинними стандартами [8,9,10], проводиться за середньоквадратичними значеннями (С.К.З.) прискорень коливань (віброприскорень) або швидкостей коливань (віброшвидкостей) у вертикальному та горизонтальному напрямках. Відзначається, що головним параметром, відповідальним за безпеку та комфорт, є прискорення вібрацій. Коливання розглядаються в діапазоні частот 1...80 Гц, що розбито на октавні смуги.

Чинний міжнародний стандарт ISO 2631 [11] та відповідний йому стандарт ДСТУ не охоплює потенційних впливів інтенсивної вібрації на працездатність людини, не передбачає конкретні норми та обмеження, тому що, як підкреслено, дана настанова залежить від ситуації та мети завдання. Оцінка людиною відчуттів від вібрації проводиться, зокрема, також із середньоквадратичним прискоренням з урахуванням тривалості впливу коливань.

ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Існуючі вимоги щодо безпеки руху та безпеки праці водія, пасажирів, що передбачають регулярний контроль технічного стану об'єкта (підвіски), викладено в різних нормативних документах. Критерії оцінки мають різну природу та різні розмірності. Метою даної роботи є спроба визначити ступінь впливу технічного стану демпфуючого компонента підвіски на показники комфорту, а також оцінити можливості існуючих методів та засобів здійснювати контроль за показниками комфорту підвіски. У зв'язку з відсутнім методичним та апаратним забезпеченням вимог вібраційної безпеки стосовно автомобілів, поставлено завдання перевірки можливостей використовувати для цих цілей існуючі стенди зі стандартними гармонічними сигналами збудження підвіски.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

З боку безпеки руху, як критерій, відповідальний за технічний стан підвіски, обраний коефіцієнт EuSAMA як найбільш застосовуваний та забезпечений пропозиціями відповідних стендів від різних фірм-виробників.

З боку вібраційної безпеки водія та пасажирів, відповідно до чинного стандарту, як критерій вибрано середньоквадратичне значення прискорення коливань.

Основним методом дослідження прийнято моделювання. Метод довів свою спроможність у численних дослідженнях [12,13]. Прийнято двомасову модель [14], показники безпеки руху знімалися з невіднесеної маси, а з віднесеної маси знімалися показники вібраційного навантаження. Моделювання проводилося серед Matlab/Simulink. Як об'єкт моделювання прийнято 1/4 частину автомобіля з параметрами, представленими в таблиці 1.

Допущення, прийняті у розрахунку:

- збудження підвіски гармонічним сигналом із зростаючою частотою від 0 до 45 Гц;
- облік лише вертикального коливального руху підвіски;
- ізольована «чверть підвіски» автомобіля;
- двомасова модель з двома ступенями свободи;
- лінійна характеристика пружних елементів c_1 , c_2 .

Таблиця 1. Параметри моделі для розрахунку

Показник	Значення	Одиниця виміру
Амплітуда нерівності	$A = 0,003$	м
Маса кузова	$m_1 = 384$	кг
Жорсткість пружини	$c_1 = 25000$	Н/м

Демпфірування амортизатора	$b_1 = 3000 \dots 450$	Н*с/м
Сухе тертя в підвісці	$s = 15$	Н*с/м
Непідресорена маса	$m_2 = 35$	кг
Жорсткість шини	$c_2 = 273$	кН/м
Демпфірування шини	$b_2 = 190$	Н*с/м

Початок інтегрування – 0 с, кінець інтегрування – 45 с.

Зміна технічного стану підвіски (погіршення демпфірування) моделювалася застосуванням різних значень коефіцієнта демпфірування амортизатора для станів "Добре", "Досить", "Недостатньо", "Погано".

При виборі граничних значень критерію безпеки руху різних станів – коефіцієнта EuSAMA - бралася до уваги його залежність від навантаження на колесо [15]. Для компенсації залежності використовувалися різні норми коефіцієнтів для станів: "Добре", "Досить", "Недостатньо", "Погано", таблиця 2.

Таблиця 2 - Відповідність коефіцієнтів EuSAMA та коефіцієнтів демпфірування амортизаторів при вибраних параметрах моделі

Оцінка: верхній край діапазону:	Коефіцієнт EuSAMA, %	Коефіцієнт демпфірування амортизатора, Н*с/м
«Добре» (Зона А)	70-100	1065 - 3000
«Досить» (Зона В)	50-69	700 - 1065
«Недостатньо» (Зона С)	30-49	650 - 700
«Погано» (Зона D)	20-29	450 - 650
«Дуже погано» (Зона Е)	0-19	0 - 450

Для отримання порівняних даних з розрахунком вібраційної безпеки весь спектр коливань підресорної частини розділений на 6 октавних смуг, таблиця 3.

Таблиця 3. Характеристики октавних смуг

Середньгеометрична частота октавної смуги, Гц	Граничні частоти октав, Гц
1,0	0,7...1,4
2,0	1,4...2,8
4,0	2,8...5,6
8,0	5,6...11,2
16,0	11,2...22,4
31,5	22,4...44,9

У кожній октавній смузі знаходилося максимальне значення амплітуди динамічної сили та по ній розраховувався коефіцієнт EuSAMA. Результати розрахунку представлені у таблиці 4.

На рисунку 1 представлена залежність коефіцієнта EuSAMA від частоти, поділеної на шість октавних смуг, для трьох характерних значень коефіцієнта демпфірування амортизатора. Коефіцієнт EuSAMA відкладався від середньгеометричного значення частоти смуги. При цьому на осі абсцис середньгеометричне значення частоти відображалася як категорії, тобто поза масштабом.

Таблиця 4. Результати імітаційного моделювання за критерієм безпеки руху

Середньгеометрична частота октавної смуги, Гц	Коефіцієнт EuSAMA при коефіцієнті демпфірування				
	3000	1065	700	650	450
1,0	79,7	79,5	78,0	79,1	79,1
2,0	78,2	79,0	78,0	78,7	77,6
4,0	79,7	78,7	78,7	79,1	78,1
8,0	78,2	66,0	62,6	63,7	60,6
16,0	90,1	50,1	35,2	31,9	10,4

31,5	90,1	85,9	86,4	85,5	86,4
------	------	------	------	------	------

Для цих умов на рисунку нанесено граничне мінімальне значення коефіцієнта демпфірування амортизатора (лінія А-А), отримане за умови безпеки руху. Це значення приймалося рівним 50 Н с/м.

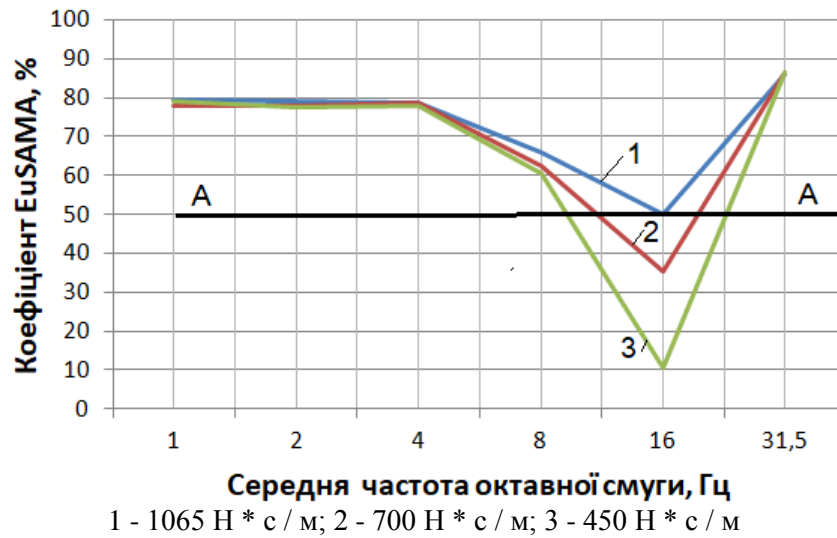


Рисунок 1. Значення коефіцієнта EuSAMA у октавних смугах частот

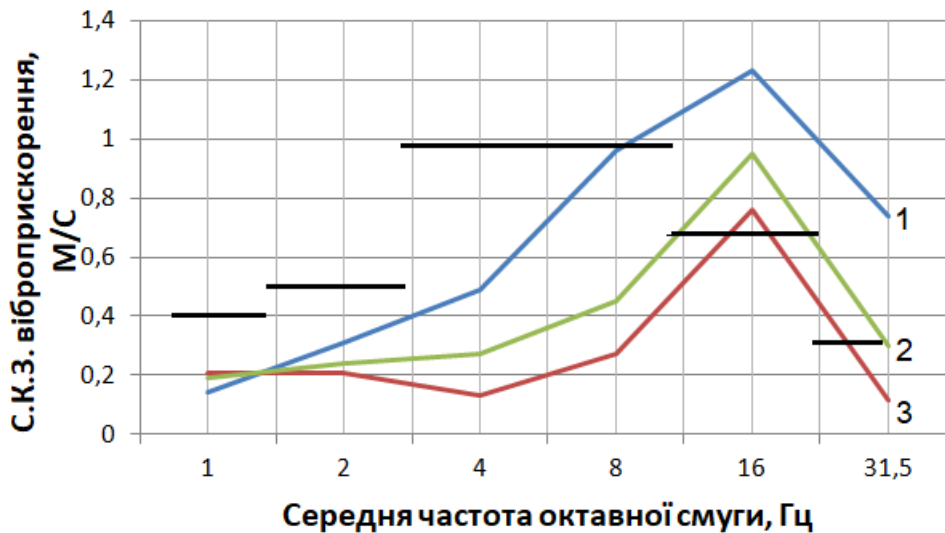
Як видно з рисунка, є одна область екстремальних значень коефіцієнтів EuSAMA (мінімум), при частоті коливань, що вимушують, рівної 14,8 Гц, в смузі частот 11,2 ... 22,4 Гц. Ця частота близька до власної частоти невідпруженої частини і саме в цій галузі частот зростання коефіцієнта демпфування супроводжується зростанням коефіцієнта EuSAMA. При цьому при значенні коефіцієнта EuSAMA менше 50 з'являються передумови та умови для відриву колеса від опорної поверхні з загрозою безпеки руху.

Оцінка відчуттів від коливань людиною проводиться, зокрема, з прискорення вібрації. П.6 ДСТУ [10] свідчить, що основним методом оцінки впливу вібрації є виважене середньоквадратичне значення (С.К.З.) прискорення. У розрахунку використовувалися С.К.З. віброприскорень за тих самих умов, що й у попередньому випадку: у шести октавних смугах для п'яти значень коефіцієнтів демпфірування. Дані розрахунку з вібраційної безпеки (комфорту) представлені у таблиці 5 та на рисунку 2. Тут з осі абсцис, як і попередньому випадку, як категорій, тобто поза масштабом, відкладена частота гармонійного впливу на підвіску, по осі ординат – середньоквадратичне значення прискорення коливань в октавних смугах частот. У цьому С.К.З. прискорення у смузі відзначалося точково у середині смуги.

Як видно з рисунка 2, С.К.З. прискорення вібрації для всіх значень коефіцієнтів демпфірування амортизаторів має глобальний екстремум у районі п'ятої октавної смуги. Локальний мінімум для $C_2=450$ Н*с/м розташований у третій октавній смузі 4 Гц (пікове значення амплітуди відповідає частоті 5,6 Гц). Звертає на себе факт зниження С.К.З. прискорення зі зростанням коефіцієнта демпфірування амортизатора.

Таблиця 5. Результати імітаційного моделювання за критерієм вібраційної безпеки

Середньогеометрична частота октавної смуги, Гц	С.К.З. віброприскорення при коефіцієнті демпфірування				
	3000	1065	700	650	450
1,0	0,14	0,19	0,20	0,20	0,21
2,0	0,31	0,24	0,23	0,23	0,21
4,0	0,49	0,27	0,15	0,14	0,13
8,0	0,96	0,45	0,36	0,34	0,27
16,0	1,23	0,94	0,85	0,81	0,76
31,5	0,74	0,31	0,20	0,18	0,16



1 - 3000 Н * с / м; 2 - 1065 Н * с / м; 3 - 450 Н * с / м

Рисунок 2. Значення С.К.З. прискорення в октавних смугах частот

Гранично допустимі значення С.К.З. - норми вібраційного впливу прискорення, розраховуються з урахуванням різниці сприйняття людиною віброприскорень різних частот та різних експозицій. При цьому ДСТУ зазначається, що допустимі значення залежать від багатьох факторів, які варіюються в залежності від конкретного застосування. Це стосується й різного контингенту: для пасажирів, водіїв характер реакцій на віброприскорення і, відповідно, норми, буде різними. Зокрема, з урахуванням допустимої дії на здоров'я водія, при тривалості дії 8 годин, нормативне С.К.З. віброприскорення дорівнює 0,66...0,94 м/с*2.

Якщо взяти допустиме С.К.З. віброприскорення рівним 0,89, то скориговані за частотою, відповідно до додатка ДСТУ [10], гранично допустимі значення дорівнюватимуть значенням у таблиці 6:

Таблиця 6. Скориговані за частотою С.К.З. віброприскорення

Середньгеометрична частота октавної смуги, Гц	Коефіцієнт корекції, дБ	Скориговані С.К.З. віброприскорення, м/с*2
1,0	- 7	0,4
2,0	- 5	0,5
4,0	0	0,89
8,0	0	0,89
16,0	- 3	0,63
31,5	- 9	0,32

На рисунку 2 скориговані норми С.К.З. віброприскорення в м/с*2 нанесені чорними лініями, паралельними до осі абсцис. Як видно з рисунка, для обраних значень параметрів підвіски та збуджуючого сигналу, у високочастотній частині спектра є перевищення над нормативними показниками, причому перевищення тим більше, чим вищий коефіцієнт демпфування амортизатора або чим кращий його технічний стан. Критичною зоною є смуга частот 11,2...22,4 Гц. Тут слід додати, що розрахункові значення С.К.З. віброприскорення не враховують демпфування у місцях кріплення переднього мосту до кузова, оббивки кузова, сидінь. У свою чергу, норма, що визначається на основі реакцій, може мати значний розкид значень залежно від різних факторів, у тому числі від очікуваних дій людини.

Норма коефіцієнта EuSAMA за технічним станом амортизатора виконується при значеннях коефіцієнта демпфування, що дорівнює 50%, і вище. Для виконання норми віброприскорення необхідно, навпаки, знижувати коефіцієнт демпфування. Це унеможливило використання будь-якого з обох критеріїв як універсального. При цьому критерій віброприскорення більш жорсткий, ніж критерій безпеки руху.

ВИСНОВКИ

Результати дослідження свідчать про можливість використання існуючих стендів для контролю за параметрами комфорту легкових автомобілів.

Перевищення нормативних показників комфорту над розрахунковими для справних амортизаторів свідчить про необхідність підбору амплітуди тестового впливу.

Для обох видів властивостей є критична частотна смуга, усередині якої параметри властивостей максимальні. У цій же смузі розташована власна частота непідресореної частини.

Внаслідок різноспрямованості залежностей від коефіцієнта демпфірування критеріїв - коефіцієнта EuSAMA та С.К.З. віброприскорення, жоден із критеріїв не може бути використаний як універсальний.

Критерій стану амортизатора за комфорту (віброприскоренням) суворіший за критерій безпека руху (коефіцієнт EuSAMA).

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. Daniel Graupe. Identification of System. Colorado State University, Fort Collins. Robert E. Krieger Publishing Company. Huntington. New York, 1976.
4. Дитятьєв 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. <https://DOI.10.36910/automash.v2i21.1213>.
5. EuSAMA TS-02-76, code (1976) 'Recommendation for performance test specification of car vehicle suspension testing system', European Shock Absorber Manufacturers Association.
6. 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
7. MSD 3000 Стенд проверки демпфирующих свойств подвесок автомобилей : вебсайт. URL: <https://equinet.com.ua/ru/amortizatorov-proverki-stendy/2365-stend-proverki-amortizatorov-maha-msd-3000-euro.html> (дата звернення 13.01.2026).
8. СП 4616-88. Санитарные правила по гигиене труда водителей автомобилей: вебсайт. URL: https://dnaop.com/html/57405_2.html (дата звернення 13.01.2026).
9. ДСТУ ГОСТ 12.1.0122008 Вибрационная-безопасность. - Общие требования: вебсайт. URL: https://online.budstandart.com/ru/catalog/doc-page?id_doc=30043 (дата звернення 13.01.2026).
10. ДСТУ ISO 2631-1:2004 Вібрація та удар механічні. Оцінка впливу загальної вібрації на людину. Частина 1. Загальні вимоги (ISO 2631-1:1997, IDT),
11. ISO 2631 Mechanical vibration and shock —Evaluation of human exposure to whole-body vibration —Part 1: General requirements.
12. Marek Guzek, Piotr Zdanowicz* DIAGNOSTICS OF THE ON-VEHICLE SHOCK ABSORBER TESTING. Mechanical Engineering in Transport. - Faculty of Transport, Warsaw University of Technology, Warsaw - ISSN 2585-7878.
13. Zbigniew Lozia. APPLICATION OF MODELLING AND SIMULATION TO EVALUATE THE THETA METHOD USED IN DIAGNOSTICS OF AUTOMOTIVE SHOCK ABSORBERS. Faculty of Transport, Warsaw University of Technology, Koszykowa 75, 00-662 Warsaw, Poland, e-mail: zbigniew.lozia@pw.edu.pl, ORCID: 0000-0002-3188-545X
14. Дитятьєв О.В., Рева В.Б. Про похибку стендового контролю підвіски. У науковому журналі «СУЧАСНІ ТЕХНОЛОГІЇ В МАШИНОБУДУВАННІ ТА ТРАНСПОРТІ» №2 (19) ЛУЦЬК 2022 с.81...88. DOI 10.36910/automash.v2i19.906
15. Gardulski J 2006 Badania diagnostyczne amortyzatorów. - DIAGNOSTYKA'2 (38)/2006, pp 187-198.

REFERENCES

1. Tekhnicheskoe obsluzhivaniye, remont y khraneniye avtotransportnykh sredstv: Uchebnyk: V 3 kn. K.: Vyshcha shk., 1991. – Кн. 1. Teoreticheskiye osnovy. / V.E. Kanarchuk, A.A. Ludchenko, Y.P. Kurnikov, Y.A. Luik. – 359 s. yl.
2. Gardulski J 2006 Badania diagnostyczne amortyzatorów. - DIAGNOSTYKA2 (38)/2006, pp 187-198.

3. Daniel Graupe. Identification of System. Colorado State University, Fort Collins. Robert E. Krieger Publishing Company. Huntington. New York, 1976.
4. Dytiatiev O.V. Shchodo pytannia vyboru typu vibrostendu dlia diahnostuvannia pidvisky avtomobilia. U naukovomu zhurnali «SUCHASNI TEKHNOLOHII V MASHYNOBUDUVANNI TA TRANSPORTI» № 2 (21) LUTsK, 2023 - S 91-100. <https://DOI.10.36910/automash.v2i21.1213>.
5. EuSAMA TS-02-76, code (1976) 'Recommendation for performance test specification of car vehicle suspension testing system, European Shock Absorber Manufacturers Association.
6. 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
7. MSD 3000 Stend proverky dempfyruishchyykh svoystv podvesok avtomobylei: vebсайт. URL: <https://autom.com.ua/ru/stend-proverki-amortizatorov-msd-3000-euro-maha-germaniya> (data zvernennia 13.01.2026).
8. SP 4616-88. Sanytarnyye pravyla po hyhyene truda vodytelei avtomobylei: vebсайт. URL: https://dnaop.com/html/57405_2.html (data zvernennia 13.01.2026).
9. DSTU HOST 12.1.0122008 Vybratsyonnaia-bezopasnost. - Obshchye trebovaniya: vebсайт. URL: https://online.budstandart.com/ru/catalog/doc-page?id_doc=30043 (data zvernennia 13.01.2026)
10. DSTU ISO 2631-1:2004, Vibratsiia ta udar mekhanichni. Otsinka vplyvu zahalnoi vibratsii na liudynu. Chastyna 1. Zahalni vymohy (ISO 2631-1:1997, IDT),
11. ISO 2631 Mechanical vibration and shock —Evaluation of human exposure to whole-body vibration —Part 1: General requirements.
12. Marek Guzek, Piotr Zdanowicz* DIAGNOSTICS OF THE ON-VEHICLE SHOCK ABSORBER TESTING. Mechanical Engineering in Transport. - Faculty of Transport, Warsaw University of Technology, Warsaw - ISSN 2585-7878.

O. Dityatyev. About the safety parameters of a car in the event of a shock absorber's deterioration

Historically, suspension originated and developed on vehicles as a means of ensuring comfort. In horse-drawn carriages of the past, a spring suspension was used in the chassis. With the transition to mechanical traction, speeds of movement and requirements for the chassis increased, and suspensions grew significantly. Thus, the suspension, the initial purpose of which was to ensure comfortable movement, with increasing vehicle speeds acquired a very important function - traffic safety. The second purpose turned out to be so important that it pushed the function of ensuring comfort into the background. The suspension of a passenger car, which largely determines its class, as a component is included in the chassis and contains guide, elastic and damping components. In turn, the elastic component can be a spring, air spring, torsion or coil spring. The damping component is represented by a telescopic shock absorber. The tire, as a suspension element, has an elastic and damping effect. In ensuring comfort, the most important role is played by the elastic and damping parts, which form an oscillatory system with certain parameters. Being sufficiently loaded parts of the suspension, they perceive shock loads and determine its frequency, operational parameters, and resource. The damping part - the shock absorber - plays a key role in the formation of both operational properties, having relatively lower reliability and resource. In this work, an attempt is made to determine the ratio of properties through the values of the corresponding criteria for different technical conditions of the shock absorber. The EuSAMA coefficient and the root-mean-square value of the vibration complication (according to DSTU ISO 2631-1:2004) were chosen as criteria.

Keywords: traffic safety, shock absorber, vibration safety, simulation modeling.

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>

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 <https://orcid.org/0009-0004-1897-8813>

Дата надходження статті до видання: 02.04.2026

Дата прийняття статті до друку після рецензування: 23.04.2026

<https://doi.org/10.36910/njj6gs35>