

Манзьяк<sup>1</sup> М.О., Хома<sup>2</sup> В.В., Грубель<sup>1</sup> М.Г., Крайник<sup>2</sup> Т.Л.<sup>1</sup> Національна академія сухопутних військ ім. гетьмана П. Сагайдачного, Львів, Україна<sup>2</sup> Львівський національний аграрний університет, Дубляни, Жовківський р-н, Львівська обл., Україна

## УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДИКИ ОЦІНКИ ПЛАВНОСТІ ХОДУ ДЛЯ АВТОМОБІЛЯ ПІДВИЩЕНОЇ ПРОХІДНОСТІ

У статті проведено аналіз існуючих методик оцінки впливу віброколивних навантажень, які виникають при русі автомобілів різними опорними поверхнями і мають вплив на їх експлуатаційні характеристики. Зазначені методики дозволяють вже на етапі проектувальних робіт, при створенні нових автомобілів чи удосконаленні існуючих, вносити певні коригування у конструкцію автомобіля для підвищення плавності його ходу. За результатами проведених досліджень встановлено, що більшість існуючих методик дозволяють оцінити плавність ходу автомобілів твердими опорними поверхнями. Складнішою є ситуація при виготовленні повнопривідних автомобілів, які є вкрай необхідними для роботи в умовах бездоріжжя, особливо при застосуванні їх під час ведення бойових дій.

На базі проведених досліджень щодо визначення методик оцінки плавності ходу запропоновано удосконалену Simulink-модель руху повнопривідного автомобіля по дорозі з визначеним мікропрофілем для отримання значень вібропоказників роботи його підвіски.

За результатами проведеного моделювання руху повнопривідного автомобіля встановлено працездатність та адекватність удосконаленої методики оцінки плавності ходу повнопривідного автомобіля для визначених умов руху. Зокрема адекватність Simulink-моделі підтверджується співставимістю результатів моделювання на автодорозі однакової категорії з результатами інших досліджень. Практична значимість при оцінці ефективності вібопоглинаючих характеристик сидінь – віброприскорення підпружиненого сидіння водія у порівнянні з віброприскореннями підлоги кузова менші у 2-2,5 рази, а вертикальні прискорення жорстких сидінь членів екіпажу практично є нижчими 1,5-2 рази у порівнянні з корпусом автомобіля. Це дозволяє здійснювати підбір характеристик та оцінювати ефективність, окрім підвіски, також і сидінь автомобіля.

**Ключові слова:** повнопривідний автомобіль, підвищена прохідність, підвіска, бездоріжжя, плавність ходу, моделювання, система підресорювання.

### ВСТУП

З початком повномасштабного вторгнення російської федерації на територію України проблема модернізації існуючих та розроблення нових зразків військової автомобільної техніки (ВАТ) для потреб Збройних Сил (ЗС) набула нової актуальності. Аналіз концепцій розвитку озброєння та військової техніки сухопутних військ країн-членів НАТО, КНР підтверджує широку перспективу розгортання робіт щодо розроблення нових та удосконалення існуючих зразків ВАТ різноманітного призначення – бойових, командно-штабних, самохідних, транспортних, рухомих засобів технічного обслуговування та ремонту, санітарних тощо. Однією із характерних особливостей сучасних зразків ВАТ, які обумовили гостру необхідність удосконалення конструкції, стало їх бронювання. Таке доопрацювання конструкції автомобіля збільшує його повну масу і суттєво впливає на основні експлуатаційні характеристики. За досвідом ведення збройних конфліктів останніх десятиліть та російсько-Української війни, все більшого розповсюдження набувають спеціальні ударні автомобілі (СУА): у легкому класі – типу баггі; у середньому класі – типу “джип”, та колісна ВАТ у важкому класі. Крім того широко використовуються тактичні автомобілі, які адаптуються під бойові платформи для монтажу різноманітного озброєння. За таких умов все більшої актуальності набувають питання удосконалення методик оцінки основних експлуатаційних характеристик ВАТ.

Розроблення сучасних конструкцій підвісок пов'язано із критеріями конструктивної досконалості підвіски, а саме: необхідна плавність ходу, стійкість руху, керованість та прохідність автомобіля, а також висока довговічність усіх деталей підвіски. Складні коливальні процеси, що виникають при русі автомобіля нерівними опорними поверхнями (ОП), залежать від конструктивних елементів підвіски. Плавність ходу є однією з визначальних експлуатаційних характеристик і більш значимою порівняно з іншими складовими комфортності руху: мікрокліматом у салоні, легкістю керування, ергономікою і розміщенням сидінь, шумністю руху тощо. Тому саме методики оцінки плавності ходу автомобілів підвищеної прохідності і є предметом дослідження даної статті.

### АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

У роботі [1] наведено результати дослідження щодо покращення продуктивності пасивної підвіски автомобіля за рахунок впровадження елементів активної підвіски, що призводить до споживання значної потужності та великих зусиль приводу. Щоб збалансувати динамічну

продуктивність і потребу в потужності й силі, пасивна та активна частини підвіски повинні бути розроблені разом і працювати синергетично. За результатами проведених досліджень встановлено, що у порівнянні з традиційною комбінованою підвіскою запропонована конструкція має кращі віброколивні характеристики і певні компромісні рішення між комфортом їзди та необхідною активною силою.

У роботі [2] подано переваги використання Simulink-моделей для дослідження систем підресорювання (СП) автомобілів. Зазначений ресурс імітаційного моделювання дозволяє моделювати систему, вивчати характер реакції системи на різноманітні вхідні дані й початкові умови, перевіряючи при цьому отримані результати у своїй моделі. Також можна спостерігати, як впливають зміни параметрів системи на її реакцію, і проводити налаштування параметрів своєї графічної моделі, спостерігаючи за результатами в областях моделі.

У роботі [3] розроблено методику оцінки плавності ходу автомобілів за умов руху неоднорідними ділянками доріг. Наведена розрахункова методика базується на ймовірнісному моделюванні умов руху автомобіля шляхом синтезу певного показового їздового циклу для оцінки плавності ходу, аналогічного їздовим циклам, що використовуються для моделювання й випробування на паливну ощадливість. Однак наведену методику складно використовувати для оцінки плавності ходу повнопривідного автомобіля, оскільки для належної точності вона потребує правильного формування випробувального циклу. Також для цього необхідно провести широкі статистичні випробування автомобілів різних класів для встановлення розподілу пробігу, зокрема часу руху різними типами доріг, а також вибір типів доріг для включення їх до випробувального циклу.

У роботі [4] наведена розрахункова методика, де у якості об'єкта моделювання прийнята двомасова коливальна система, що являє собою спрощену модель локальної підвіски автомобіля. Крім того, в даній роботі розглядаються процеси моделювання і оптимізації підвіски за критерієм вертикальних віброприскорень підресореної маси при русі об'єкта дослідження двома типами доріг у заданому швидкісному режимі. Такий підхід є корисним із точки зору самої методики досліджень підвіски, але потребує доопрацювання відповідності підвісок більшості автомобілів, які повинні відповідати середньостатистичним умовам роботи автомобіля і для більшого діапазону швидкостей.

У роботі [5] досліджено плавність ходу автобусів та віброколивних навантажень, що діють на пасажирів. У роботі створено імітаційну модель, завдяки якій можна ще на стадії проектування оцінити показники вібронантажень, що діють на пасажирів – тобто чинити безпосередній вплив на комфортність перевезень. Для дороги II категорії проведені імітаційні моделювання із різними типами задньої підвіски за різних ступенів завантаження з визначенням кількісних значень у характерних місцях автобуса.

### **ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ**

Створення математичної моделі та алгоритму оцінки плавності ходу повнопривідного автомобіля на різних типах ОП шляхом імітаційного моделювання у програмному середовищі Matlab Simulink.

Відповідно сформовано наступні задачі дослідження:

розробка двомірної математичної моделі двовісного автомобіля підвищеної прохідності з урахуванням характеристик передньої та задньої підвісок і шин, мікропрофілю і фізико-механічних характеристик ОП;

формування і реалізація відповідного алгоритму імітаційного моделювання руху і віброколивних навантажень у вертикальній та поздовжній площинах на автомобіль та екіпаж у програмному середовищі Matlab Simulink;

оцінка адекватності розробленої методики комп'ютеризованої оцінки шляхом співставлення з відомими результатами моделювання та досліджень автомобілів на аналогічних твердих поверхнях – автомобільних дорогах;

оцінка пружно-демпфуючих характеристик передньої та задньої підвісок, а також сидінь водія і екіпажу (з урахуванням їхнього розміщення стосовно центру мас автомобіля) для заданих типів ОП та швидкості руху.

### **РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ**

Виходячи з особливостей експлуатації автомобілів у різноманітних умовах руху проблема адекватної кількісної оцінки плавності ходу серійних і проєктованих автомобілів, незважаючи на численні дослідження залишається актуальною. При цьому однією з основних проблем, що виникають при синтезі пасивних СП, є необхідність прийняття компромісного проєктного рішення

вибору параметрів віброзахисних систем. Це пов'язано з тим що параметри СП, які є задовільними для руху дорогами високої якості, дуже часто є незадовільними для доріг нижчої якості й навпаки [3].

Рух зразка колісної ВАТ нерівними дорогами викликає вібрації його підресорених і непідресорених частин. Вібрації під мають шкідливий вплив на водія, пасажирів і вантажі, погіршують умови роботи агрегатів та деталей, руйнують дорожнє покриття тощо. Вібрації підресореної частини машини викликають втомленість водіїв, створюючи для них дискомфортні (а інколи й небезпечні) умови, внаслідок чого водії знижують швидкість руху.

У випадку базового збурення ми фактично стикаємося із двома входами у систему – у передній і задній осях автомобіля. Передавальна функція від кожного входу має поліном 3-го степеня у чисельнику і поліном 4-го степеня у знаменнику. Також необхідно врахувати, що у випадку коливної системи автомобіля таких функцій є 4. Тому знайти реакцію системи шляхом ручного розрахунку – складна задача. В області вібрацій найпростішою моделлю, що описує систему, є лінійна модель дискретної системи із необхідними параметрами, яка вимагає значних аналітичних і обчислювальних зусиль для систем із більш ніж 2 ступенями вільності. У таких випадках використання програмного забезпечення MATLAB має важливе значення для отримання чисельних результатів, щоб зрозуміти і пояснити поведінку системи. Наприклад, власні частоти і форми коливань моделі автомобільної підвіски з чотирма ступенями вільності, як правило являють собою пари комплексних спряжень, для яких ручні обчислення є складною а інколи й неможливою задачею. Поряд із тим такі дослідження можливо провести за допомогою MATLAB, і це кращий підхід до пояснення концепцій та принципів вібрацій, що допомагає інтегрувати чисельні методи, які доступні в більшості програм імітаційного моделювання з теорією.

Подібний підхід до визначення вібраційних навантажень визначено також у [5] де зокрема зазначається, що математичне моделювання віброколивань у салоні автобуса, які описуються громіздкою системою рівнянь, дозволяє кількісно (амплітудні значення пікових вібронавантажень, час згасання коливань) та якісно (візуальне співставлення графіків коливань) оцінити демпфуючі характеристики підвіски та сидінь у різних, найбільш характерних точках салону автобуса. Разом із цим, використання лише математичного апарату є цілком не виправданим із точки зору ресурсозатратності та ефективності для оцінки різноманітних варіантів. Тому для реалізації математичної моделі коливань у різних точках салону автобуса доцільно скористатися можливостями системи імітаційного моделювання Matlab Simulink. Виходячи з цього, реалізацію еквівалентної моделі динаміки руху повнопривідного автомобіля різними ОП також пропонується реалізувати за допомогою системи імітаційного моделювання Matlab Simulink, враховуючи наявність системи рівнянь опису поздовжнього руху вертикальних коливань та взаємодії шин з нерівною ОП. Очевидно, що перевагою цього підходу є також можливість розрахунку динаміки підресорених і непідресорених мас автомобіля як при заданні детермінованого, табульованого опису мікро- і макропрофілю конкретного типу ОП, так і задання узагальнених характеристик макропрофілю ОП.

Ґрунтуючись на описаних математичних залежностях, відомих із теорії автомобіля та застосованих у [5-8], які дозволяють оцінити найбільш вібронавантажені точки для водія та екіпажу, а також прийнявши можливість спростити описану просторову коливну модель до аналогічної моделі в двох координатних осях (горизонтальній та вертикальній) побудовано спрощену розрахункову схему підвіски повнопривідного автомобіля, зображеної на рис. 1.

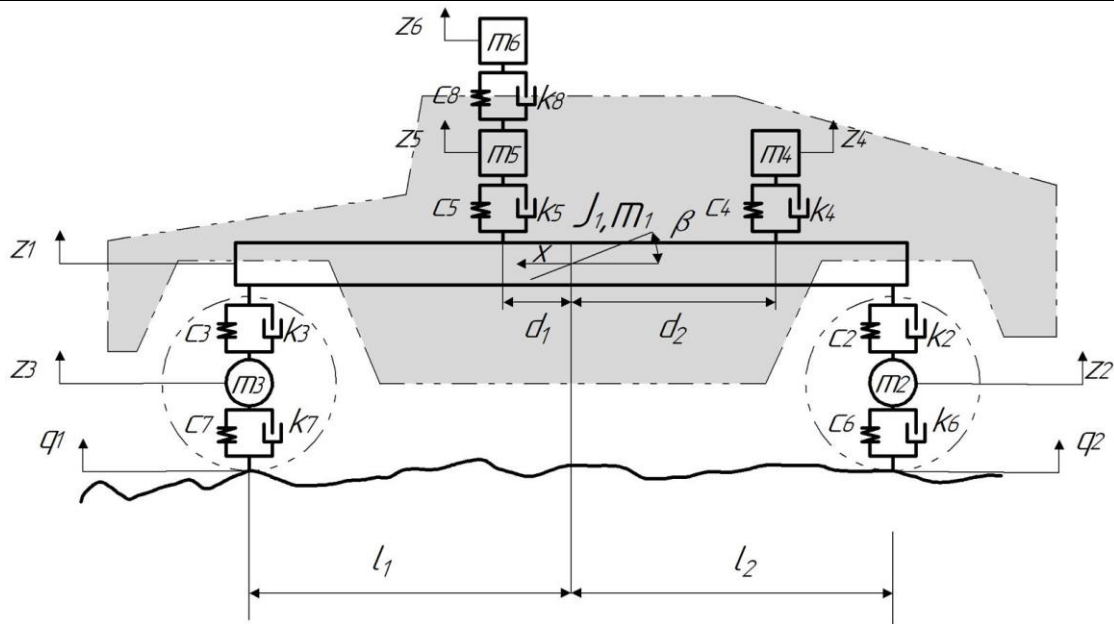


Рисунок 1 – Спрощена розрахункова схема підвіски повнопривідного автомобіля з водієм та екіпажем:  $z_6$  – вертикальні переміщення водія;  $z_5$  – вертикальні переміщення не підресореної частини сидіння водія;  $z_4$  – вертикальні переміщення членів екіпажу, сидіння яких розташовані в базі;  $z_1$  – вертикальні переміщення центру мас кузова автомобіля;  $z_2, z_3$  – відповідно вертикальні переміщення коліс переднього та заднього моста автомобіля;  $q_1, q_2$  – відповідно збурення з боку дороги, що діють на передні та задні колеса автобуса;  $m_6, m_4$  – маса водія та пасажирів відповідно;  $m_1$  – маса підресорених частин автомобіля;  $m_2, m_3$  – відповідно маси не підресорених частин підвіски автомобіля;  $m_5$  – не підресорена маса сидіння водія автобуса;  $l_1, l_2$  – відповідно відстань від центру мас автобуса до передніх та задніх коліс;  $d_1, d_2$  – відстань від центру мас автобуса до відповідних сидінь водія та пасажирів;  $\beta$  – кутові переміщення автомобіля навколо осі, що проходить перпендикулярно до площини рисунка

Основними відмінностями наведеної спрощеної розрахункової схеми підвіски повнопривідного автомобіля є те, що водій та члени екіпажу розміщені по його базі на визначених відстанях від центру мас. Також сидіння водія обладнано вторинним підресорюванням. Розрахункова схема підвіски повнопривідного автомобіля описана рівняннями для визначення віброприскорень.

$$\ddot{\beta} = \frac{1}{J_1} [ -d_1 ((-k_5(\dot{z}_1 - \dot{z}_5 + d_1 \cdot \dot{\beta}) - c_5(z_1 - z_5 + d_1 \cdot \beta)) + d_2 ((-k_4(\dot{z}_1 - \dot{z}_4 - d_2 \cdot \dot{\beta}) + c_5(z_1 - z_4 - d_2 \cdot \beta)) - l_1 ((k_3(\dot{z}_3 - \dot{z}_1 + l_1 \cdot \dot{\beta}) + c_3(z_3 - z_1 + l_1 \cdot \beta)) + l_2 (k_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_1 - l_2 \cdot \dot{\beta}) + c_2(z_2 - z_1 - l_2 \cdot \beta))) ] \quad (1)$$

$$\ddot{z}_1 = \frac{1}{m_1} [ -k_5(\dot{z}_1 - \dot{z}_5 + d_1 \cdot \dot{\beta}) + k_4(\dot{z}_1 - \dot{z}_4 - d_2 \cdot \dot{\beta}) - c_5(z_1 - z_5 + d_1 \cdot \beta) - c_4(z_1 + z_4 - d_2 \cdot \beta) + k_3(\dot{z}_3 - \dot{z}_1 - l_1 \cdot \dot{\beta}) + k_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_1 - l_2 \cdot \dot{\beta}) - c_3(z_3 - z_1 - l_1 \cdot \beta) + c_1(z_2 - z_1 + l_2 \cdot \beta) ] \quad (2)$$

$$\ddot{z}_2 = \frac{1}{m_2} [ -k_2(z_2 - z_1 - l_2 \cdot \beta) - c_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_1 + l_2 \cdot \dot{\beta}) + k_6(q_2 - z_2) + c_6(\dot{q}_2 - \dot{z}_1) ] \quad (3)$$

$$\ddot{z}_3 = \frac{1}{m_2} [ -k_3(z_3 - z_1 - l_1 \cdot \beta) - c_3(\dot{z}_3 - \dot{z}_1 + l_1 \cdot \dot{\beta}) + k_7(q_3 - z_3) + c_7(\dot{q}_3 - \dot{z}_3) ] \quad (4)$$

$$\ddot{z}_4 = \frac{1}{m_4} [k_3(z_1 - z_4 - d_2 \cdot \beta) + c_4(\dot{z}_1 - \dot{z}_4 + d_2 \cdot \dot{\beta})] \quad (5)$$

$$\ddot{z}_5 = \frac{1}{m_5} [k_5(z_1 - z_5 - d_4 \cdot \beta) + c_5(\dot{z}_1 - \dot{z}_5 + d_4 \cdot \dot{\beta}) - k_{10}(z_5 - z_8) - c_{10}(\dot{z}_5 - \dot{z}_8)] \quad (6)$$

$$\ddot{z}_6 = \frac{1}{m_6} [k_8(z_5 - z_6) + c_8(\dot{z}_5 - \dot{z}_6)] \quad (7)$$

Загальна структура імітаційної моделі прямолінійного руху повнопривідного автомобіля у програмному середовищі Matlab-Simulink та структура досліджень його плавності ходу, зокрема впливу віброколивних навантажень на водія та екіпаж, отримання значень вібропоказників роботи підвіски представлена на рис. 2.

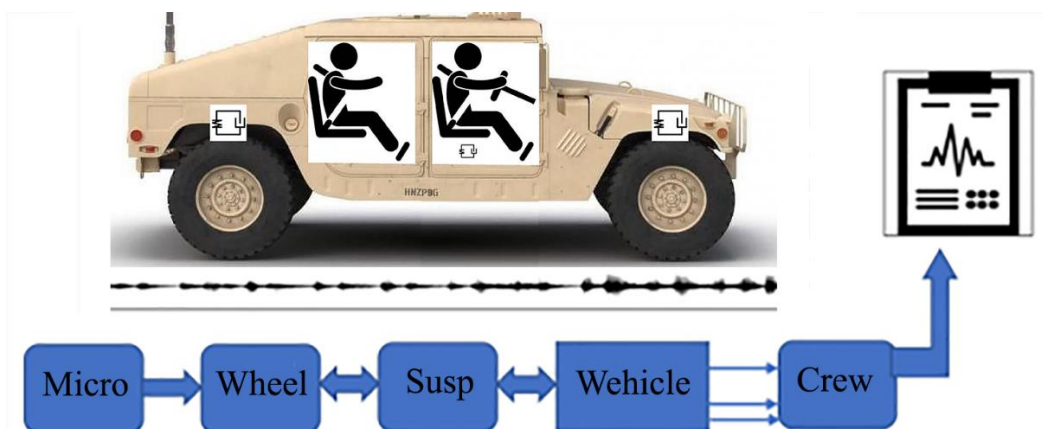


Рисунок 2 – Загальна структурна схема імітаційної моделі руху повнопривідного автомобіля дорозі з визначеним мікропрофілем

Статистичні характеристики мікропрофіля дорожнього покриття (табл. 1) задаються дисперсією висот мікропрофіля і загальним апроксимованим виразом

$$\rho_q(t) = \sum_{i=1}^n A_i k_8 e^{-\alpha[l]} \cos \beta_i l, \quad (8)$$

де  $A_i$ ,  $\alpha_i$ ,  $\beta_i$  – коефіцієнти, що характеризують ступінь нерегулярності та вузькосмуговість випадкової функції мікропрофіля

Таблиця 1 - Коефіцієнти апроксимації кореляційної функції для кожного типу доріг

Тип дороги	Дисперсія висот $D_q \cdot 10^4, \text{ м}^2$	$A_1$	$A_2$	$\text{м}^{-1}$			
				$\alpha_1$	$\beta_1$	$\alpha_2$	$\beta_2$
I	0,36	1,000	0	0,15	0	0	0
II	1,21	1,000	0	0,45	0	0	0
III	8,41	0,850	0,15	0,15	0	0,2	2,00

Для формування вхідного сигналу у вигляді збурень від мікропрофіля дорожнього покриття використовуються залежності, що описують характеристики мікропрофілю і задаються дисперсією висот і загальним апроксимованим виразом нормованої кореляційної функції запишемо у вигляді функції випадкової величини:

$$\frac{d}{dt} Z_R(t) = -\alpha V Z_R(t) + \omega(t), \quad (9)$$



де  $\omega(t)$  – дискретний білий шум із відповідною спектральною щільністю  $\psi\omega$ ;  $\alpha$  – величина, обернена до сталої часу, що залежить від типу дорожнього покриття, рад/м;  $V$  – швидкість руху.

Залежність (9) зручно реалізувати засобами Matlab-Simulink у такому вигляді (рис. 3):

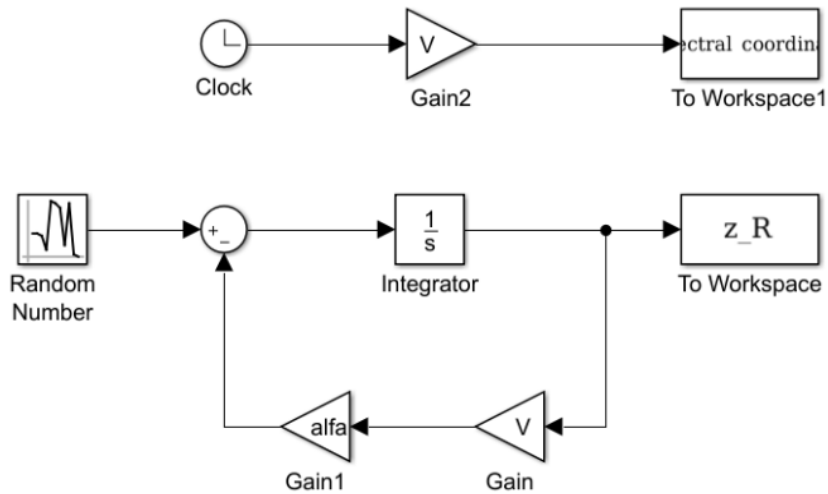


Рисунок 3 – Структурна схема реалізації мікропрофілю дороги в середовищі Matlab-Simulink

Для оцінки адекватності математичної та, відповідно, імітаційної моделі проведемо розрахунки вібронавантаженості водія та екіпажу повнопривідного автомобіля. Відповідно до схеми (рис. 3) задамось вхідними параметрами, що відповідають технічній характеристиці автобуса і представлені в табл. 2.

Таблиця 2 – Короткі технічні характеристики повнопривідного автомобіля

Параметр	Значення	
	Передня вісь	Задня вісь
Споряджена маса, кг	2000	
Підресорена маса, кг	950	800
Непідресорена маса, кг	125	125
Сумарна жорсткість підвіски, Н*м	150 000	150 000
Сумарне демпфування амортизаторів, Н*с/м	30 000	30 000
Хід підвіски, м	0,355	0,355
Сумарна жорсткість шин, Н*м	400 000	400 000
Віддаль від водія до центру мас, м	0,5	
Віддаль від пасажирів до центру мас, м	1,5	
Віддаль до центру мас, м	1,07	2,23
Колісна база, м	3,3	
Момент інерції кузова, кг*м <sup>2</sup>	4332	

Загалом за допомогою зазначеної моделі, поряд із вертикальними переміщеннями для оцінки плавності ходу необхідно визначити фактичні віброприскорення, які відчувають водій та члени екіпажу при русі дорогами із визначеним мікропрофілем [9]. Тому для повнопривідного автомобіля визначають віброприскорення на сидіннях водія, членів екіпажу, а також прискорення корпусу в центрі мас. Крім того, моделювання проводилось при швидкості 17 м/с, що є характерною для повнопривідних автомобілів. Результати проведених досліджень наведено на рис. 4-9.

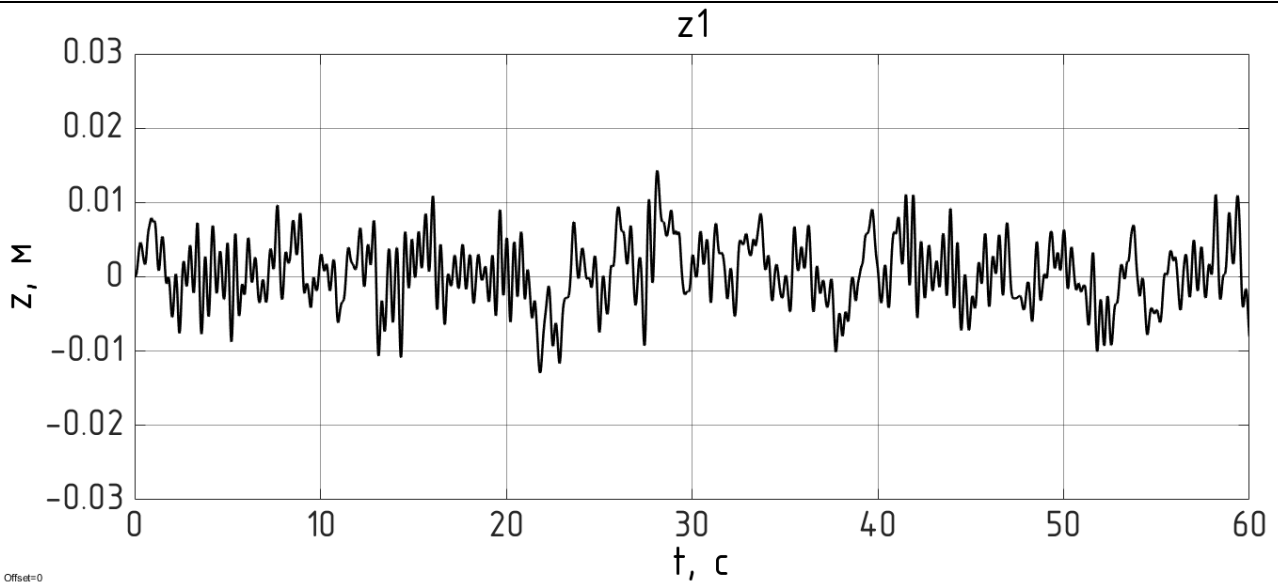


Рисунок 4. Вібропереміщення кузова повнопривідного автомобіля при русі автодорогою типу II

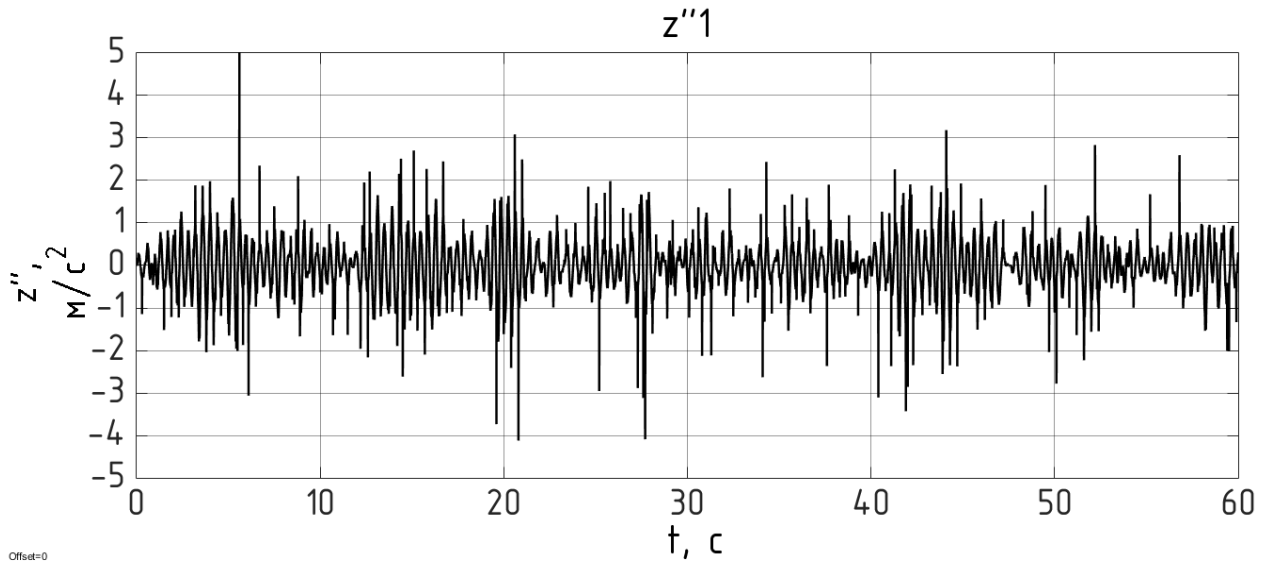


Рисунок 5. Віброприскорення кузова повнопривідного автомобіля при русі автодорогою типу II

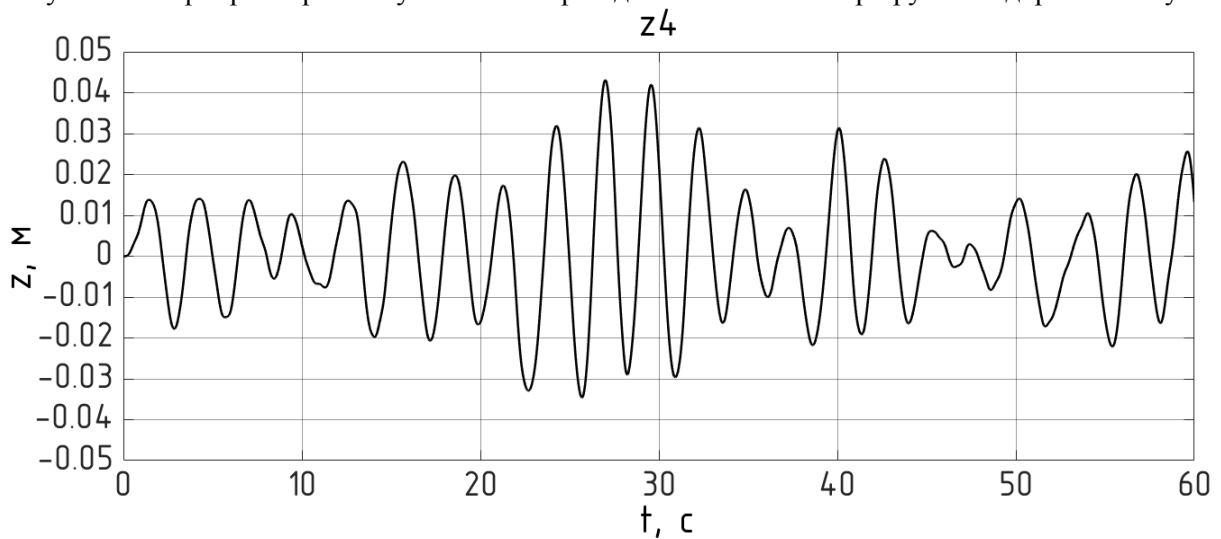


Рисунок 6 – Вібропереміщення пасажирів повнопривідного автомобіля без підресореного сидіння при русі автодорогою типу II

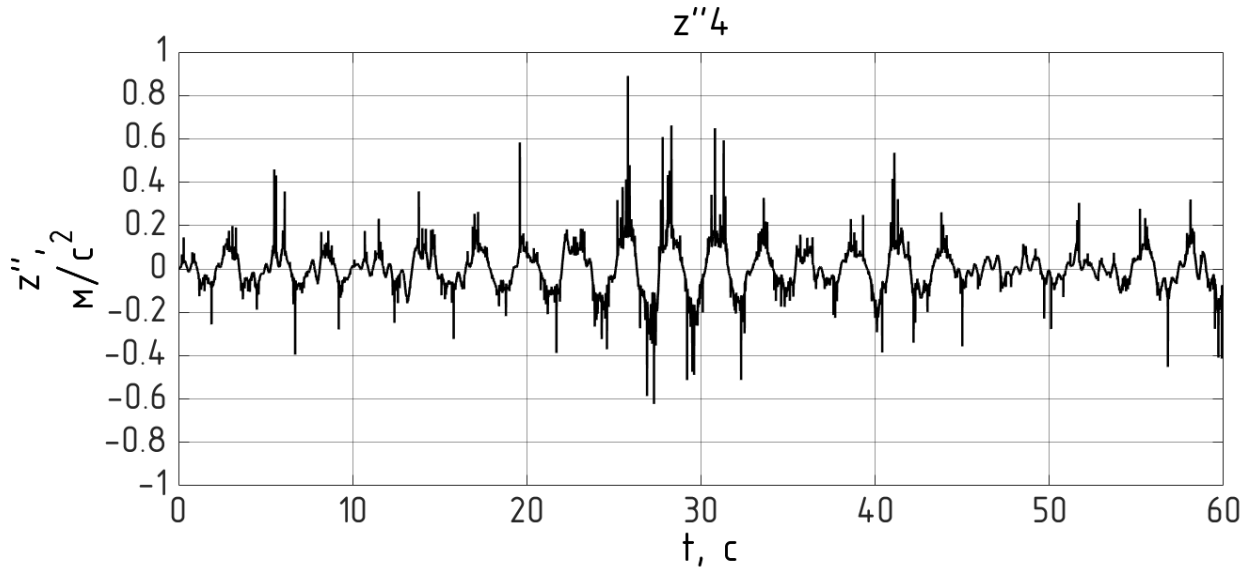


Рисунок 7. Віброприскорення пасажера повнопривідного автомобіля без підресореного сидіння при русі автодорогою типу II

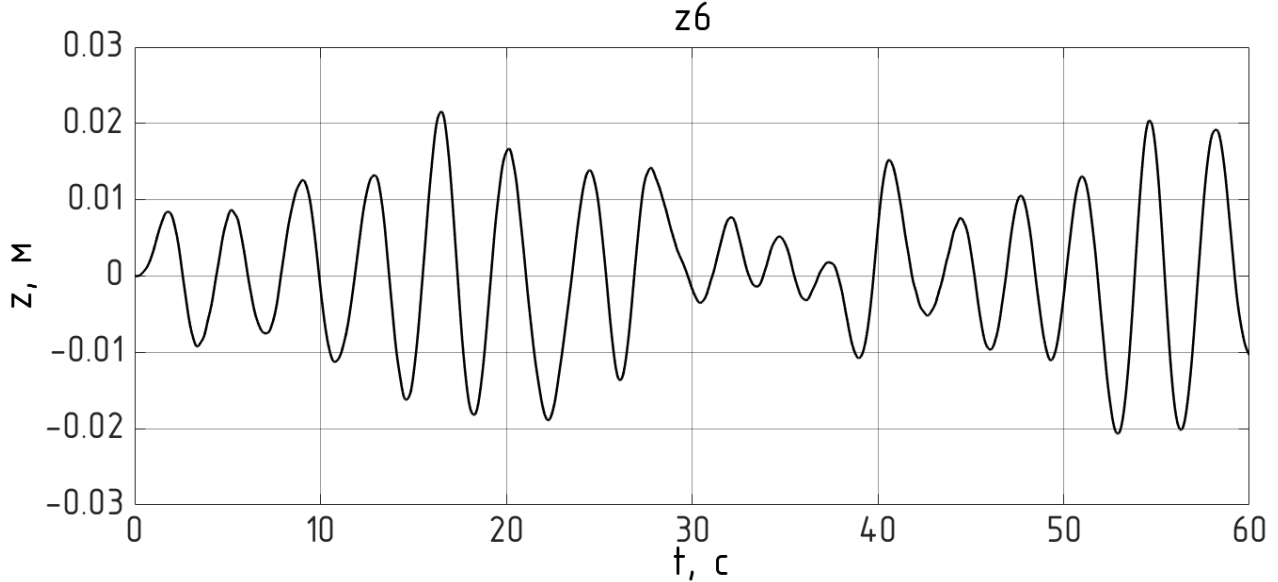


Рисунок 8. Вібропереміщення водія повнопривідного автомобіля з підресореним сидінням при русі автодорогою типу II

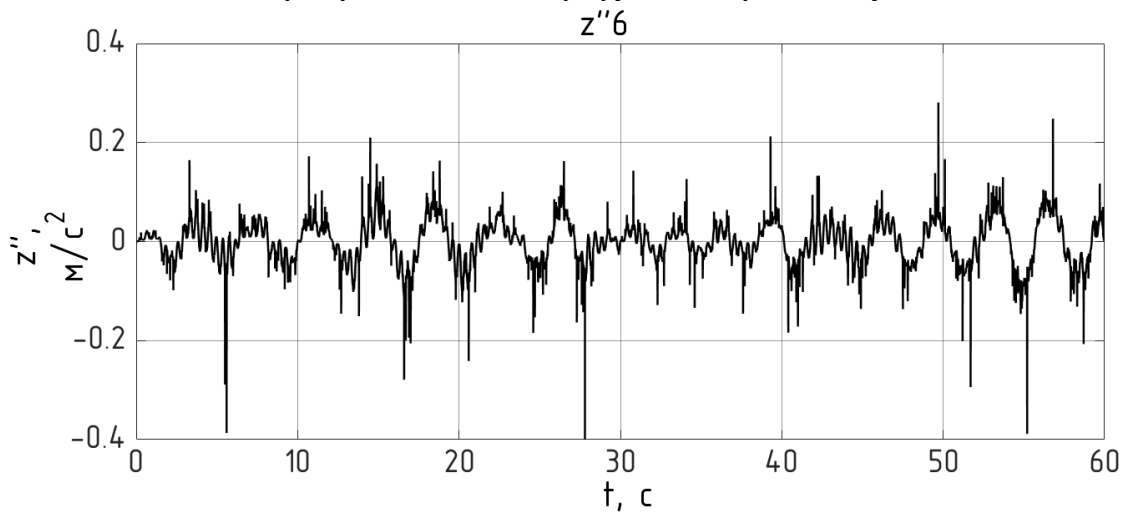


Рисунок 9. Віброприскорення водія повнопривідного автомобіля з підресореним сидінням при русі автодорогою типу II



## ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

Особливістю розробленої у роботі вдосконаленої методики є розвиток визначених у роботах [1-5] підходів до оцінки плавності руху бездоріжжям. Отримані результати дозволяють визначати вібропереміщення та віброприскорення повнопривідних автомобілів при русі бездоріжжям у режимі реального часу, що є вкрай необхідним для розробленні нових типів підвісок та модернізації існуючих.

Слід констатувати працездатність та адекватність удосконаленої імітаційної Simulink-моделі руху повнопривідного автомобіля по дорозі з визначеним мікропрофілем. Зазначена модель удосконалена таким чином, що водій знаходиться в межах колісної бази повнопривідного автомобіля, і його сидіння має вторинне підресорювання, а екіпаж знаходиться в межах колісної бази на сидіннях без вторинного підресорювання. Модель дозволяє отримати конкретні значення вібропереміщень та віброколивних навантажень на водія, екіпаж корпус автомобіля при русі твердими ОП.

Заслуговує на увагу ефективність вторинного підресорювання сидіння водія (рис.8-9), яке за результатами моделювання показує, що інтенсивність вібропереміщень та віброприскорень сидіння водія  $z_6$  у порівнянні з вібропереміщеннями та віброприскореннями підлоги кузова  $z_1$  зменшені у 2-2,5 рази. Крім того, спостерігається зменшена амплітуда вібропереміщень та вертикальних прискорень для членів екіпажу  $z_4$  практично у 1,5-2 рази у порівнянні з кузовом автомобіля. У порівнянні з отриманими результатами у [5] відчутний вплив відстані розміщення підресорених мас водія  $d_1$  та членів екіпажу  $d_2$  до центру мас. Зокрема віброколивні навантаження зменшуються пропорційно зменшенню відстані водія до центру мас.

Також за результатами проведеного дослідження встановлено, що віброколивні навантаження на водія і екіпаж, які знаходяться в межах колісної бази, коливаються в допустимих межах для 8 годинної їзди згідно [10]. Поряд із тим необхідно зазначити, що наведена удосконалена імітаційна Simulink-модель руху повнопривідного автомобіля потребує подальшого розвитку щодо оцінки плавності руху за умов руху по складних ОП, що деформуються, та внесення відповідного доповнення – математичної моделі деформації та відображення мікропрофілю опорної поверхні з урахуванням змін для задньої осі після проїзду передньої.

## ВИСНОВКИ.

В умовах сучасних високоманеврених бойових дій окрім звичної прохідності, особливого значення набуває проблема ефективності функціонування підвіски автомобіля підвищеної прохідності як основи формування відповідних віброколивних навантажень на екіпаж. Останні є основним фактором, що обмежує максимальні технічно можливі швидкості руху автомобіля бездоріжжям – його мобільність. Формування сучасних тактико-технічних вимог до ВАТ зараз є фактично неможливим без урахування відповідних вимог до ефективності підвіски, що підтверджується і чинною нормативною базою провідних країн-членів НАТО. Викладена методика дозволяє дати оцінку мобільності руху автомобілів конкретним бездоріжжям у режимі реального часу (з урахуванням обмежень внаслідок досягнення критичних для організму людини віброколивних навантажень), а також дати оцінку ефективності конструкцій ще на етапі розробки чи модернізації автомобіля підвищеної прохідності.

## ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Haonan He . Yuan Li . Lindsay Clare. Configuration-optimisation method for passive-active-combined suspension design. International Journal of Mechanical Sciences 258 (2023) P.1–14. DOI: 10.1016/j.ijmecsci.2023.108560
2. Ali Mohammadzadeh , Salim Haidar Analysis And Design Of Vehicle Suspension System Using Matlab And Simulink, June 2006,Conference: 2006 Annual Conference & Exposition DOI:10.18260/1-2--544 Режим доступу [https://www.researchgate.net/publication/345933568\\_Analysis\\_And\\_Design\\_Of\\_Vehicle\\_Suspension\\_System\\_Using\\_Matlab\\_And\\_Simulink](https://www.researchgate.net/publication/345933568_Analysis_And_Design_Of_Vehicle_Suspension_System_Using_Matlab_And_Simulink)
3. Ага Н.В. Ажмегов В.Ф. Метод оценки плавности хода АТС при движении по неоднородному дорожному участку. Вестник КГУ. Серия «Естественные и технические науки», 2005. №1. С. 121-122.
4. Гурский Н. Н., Кадер Карамі А. М. Моделирование и оптимизация колебаний подвески автомобиля. Вестник БНТУ. Транспорт, 2010. №1. С. 44-47.
5. Бур'ян М. В. Плавність руху автобусів у взаємозв'язку з характеристиками підвіски та сидіння : дис. канд. техн. наук, : 05.22.02 – автомобілі та трактори / Бур'ян Михайло Володимирович ;

Міністерство освіти і науки України, Національний університет «Львівська політехніка». – Львів, 2020. – 151 с. – Бібліографія: с. 132–151 (207 назв).

6. Грубель М.Г. Теоретичні засади формування параметрів підвіски колісної військової автомобільної техніки за умов руху бездоріжжям. Науковий журнал Луцького національного технічного університету. Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. 2019. Том 2. № 13. С. 52-62. DOI: <https://doi.org/10.36910/automash.v2i13.87>

7. М. Г. Грубель і М. Б. Сокіл. Коливання підресореної частини транспортних засобів із неконсервативною характеристикою амортизаторів. *Військово-технічний збірник*, 2015. №13, С. 30–33. <https://doi.org/10.33577/2312-4458.13.2015.30-33>

8. М. Г. Грубель і М. Б. Сокіл. Динаміка підресореної частини транспортних засобів із неконсервативною силовою характеристикою підвіски. *Вісник машинобудування та транспорту*. Вінниця. 2016. № 1, С. 22–28.

9. Лаптев А.С. Дорожные испытания автомобиля. М: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1962. 315 с

10. ISO 2631: Mechanical vibration and shock-evaluation of human exposure to whole-body vibration, second ed., ISO – International Organization for Standardization, 1997

#### REFERENCES

1. Haonan He . Yuan Li . Lindsay Clare. (2023) [Configuration-optimisation method for passive-active-combined suspension design], *International Journal of Mechanical Sciences* No.258 P.1–14. DOI: 10.1016/j.ijmecsci.2023.108560.

2. Aga N.V. Azhmegov V.F. (2005) “A method for assessing the smoothness of a vehicle when driving on a non-uniform road section”, [Metod otsenki plavnosti khoda avtotransportnogo sredstva pri dvizhenii po neodnorodnomu dorozhnomu uchastku.], *KSU Bulletin. Series “Natural and Technical Sciences”*, No.1. P. 121-122.

4. Gursky N. N., Kader Karami A. M. (2010) “Modeling and optimization of vehicle suspension vibrations”, [Modelirovaniye i optimizatsiya kolebaniy podveski avtomobilya], *Bulletin of BNTU. Transport*. No. 1. pp. 44-47.

5. Burian M.V. (2020) “Plavnist rukhu avtobusiv u vzaiemozviazku z kharakterystykamy pidvisky ta sydin”: [Ride comfort of buses in relation to the characteristics of the suspension and seats], - Dissertation candidate of technical sciences (doctor of philosophy) in specialty 05.22.02 "Cars and tractors". - Ministry of Education and Science of Ukraine, Lviv Polytechnic National University. - Lviv, 2020. - References. P. 132–151.

6. Hrubel M.H. (2019) “Teoretychni zasady formuvannia parametriv pidvisky kolisnoi viiskovoi avtomobilnoi tekhniki za umov rukhu bezdorizhzhiam”: [Theoretical bases of formation of parameters of a suspension bracket of wheeled military automobile equipment in the conditions of movement off-road], *Scientific journal of Lutsk National Technical University Modern technologies in mechanical engineering and transport*. Vol. 2. № 13. P. 52-62.

7. Hrubel, M. H., & Sokil, M. B. (2015). “Kolyvannya pidresorenoyi chastyny transportnykh zasobiv iz nekonservatyvnoyu kharakterystykoyu amortyzatoriv”: [Oscillations of the sprung part of vehicles with non-conservative characteristics of shock abso], *Military and technical collection*, National Ground Forces Academy, Lviv, №12, P. 69-74. DOI: <https://doi.org/10.33577/2312-4458.12.2015.69-74>.

8. Hrubel, M. H., & Sokil, M. B. (2016). “Dynamika pidresorenoyi chastyny transportnykh zasobiv iz nekonservatyvnoyu sylovoyu kharakterystykoyu pidvisky”: [Dynamics of the sprung part of vehicles with a non-conservative force characteristic of the suspension], *Herald of mechanical engineering and transport, Vinnitsa*, №1, P. 22-28.

9. Laptev A.S. (1962). “Dorozhnyye ispytaniya avtomobilya”: [Road tests of the car.], M: State Scientific and Technical Publishing House of Mechanical Engineering Literature P. 315.

10. ISO 2631: Mechanical vibration and shock-evaluation of human exposure to whole-body vibration, second ed., ISO – International Organization for Standardization, 1997

**M. Manzyak, V. Khoma, M. Grubel, T. Krajnyk Improvement of the method of assessing the smoothness of the ride for a vehicle with increased traffic.**

The article analyzes the existing methods of assessing the impact of vibrational loads that occur when cars move on various support surfaces and have an impact on their operational characteristics. The specified methods allow making certain adjustments to the design of the car to increase the smoothness of its

movement already at the stage of design work, when creating new cars or improving existing ones. According to the results of the conducted research, it was established that most of the existing methods allow to evaluate the smoothness of the cars' movement with solid support surfaces. The situation is more complicated in the production of four-wheel drive vehicles, which are absolutely necessary for off-road operation, especially when they are used in combat operations.

On the basis of the conducted research on the determination of smoothness assessment methods, an improved Simulink model of the movement of a four-wheel drive car on the road with a defined micro profile is proposed to obtain the values of the vibration indicators of its suspension.

According to the results of the simulation of the movement of a four-wheel drive car, the efficiency and adequacy of the improved methodology for evaluating the smoothness of the four-wheel drive car for the specified driving conditions have been established. In particular, the adequacy of the Simulink model is confirmed by the comparability of the simulation results on the highway of the same category with the results of other studies. Practical significance when evaluating the effectiveness of the vibration-absorbing characteristics of the seats - the vibration acceleration of the sprung driver's seat compared to the vibration acceleration of the body floor is 2-2.5 times lower, and the vertical acceleration of the hard seats of the crew members is practically 1.5-2 times lower compared to the car body. This allows to select the characteristics and evaluate the efficiency, in addition to the suspension, also the car seats.

**Key words:** four-wheel drive car, increased cross-country ability, suspension, off-road, smoothness of movement, modeling, suspension system

*МАНЗЯК Михайло Олександрович*, ад'юнкт науково-організаційного відділу, Національна академія сухопутних військ ім. гетьмана Петра Сагайдачного, Львів e-mail: [Manziakdoc@gmail.com](mailto:Manziakdoc@gmail.com). <https://orcid.org/0000-0002-5634-9231>

*ХОМА Віталій Васильович*, аспірант, Львівський національний університет природокористування, e-mail: [homa.v@hotmail.com](mailto:homa.v@hotmail.com). <https://orcid.org/0000-0003-4821-4561>

*ГРУБЕЛЬ Михайло Григорович*, доктор технічних наук, професор, начальник кафедри автомобілів та автомобільного господарства, Національна академія сухопутних військ ім. гетьмана Петра Сагайдачного, Львів e-mail: [m.g.grybel@gmail.com](mailto:m.g.grybel@gmail.com). <http://orcid.org/0000-0002-4820-6935>

*КРАЙНИК Тарас Любомирович*, головний конструктор ВАТ „Укравтобуспром”, м.Львів e-mail: [taras.kraynyk@gmail.com](mailto:taras.kraynyk@gmail.com) <http://orcid.org/0009-0003-7530-6194>

*Mykhailo MANZIAK*, Doctoral Student of the scientific and organizational department, Hetman Petro Sahaidachnyi National Army Academy, Lviv, e-mail: [Manziakdoc@gmail.com](mailto:Manziakdoc@gmail.com). <https://orcid.org/0000-0002-5634-9231>

*Vitalii KHOMA*, Doctoral Student, Lviv National Environmental University e-mail: [homa.v@hotmail.com](mailto:homa.v@hotmail.com). <https://orcid.org/0000-0003-4821-4561>

*Mykhailo HRUBEL*, Doctor of Technical Sciences, professor, Head of the department of automobiles and automotive industry, Hetman Petro Sahaidachnyi National Army Academy, Lviv, e-mail: [m.g.grybel@gmail.com](mailto:m.g.grybel@gmail.com). <http://orcid.org/0000-0002-4820-6935>

*Taras KRAJNYK*, chief designer, JSC Ukrautobusprom, Lviv e-mail: [taras.kraynyk@gmail.com](mailto:taras.kraynyk@gmail.com) <http://orcid.org/0009-0003-7530-6194>

DOI 10.36910/automash.v1i22.1365