

ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА ВІДНОВЛЕННЯ ОБТ

УДК: 629.3:534.113

DOI: <https://doi.org/10.33577/2312-4458.32.2025.79-87>М.Г. Грубель¹, О.О. Кузнецов², М.О. Манзяк¹, Я.П. Шуманський¹, Т.Л. Крайник³¹Національна академія сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного, Львів²Національний університет “Львівська політехніка”, Львів³Львівський національний університет природокористування, Дубляни

Article history: Received 24 February 2025; Revised 03 March 2025; Accepted 04 March 2025

АЛГОРИТМ ПОРІВНЯЛЬНОЇ СПЕКТРАЛЬНОЇ ОЦІНКИ ВІБРАЦІЙНО-КОЛИВНИХ НАВАНТАЖЕНЬ ЗРАЗКІВ КОЛІСНОЇ ВІЙСЬКОВОЇ АВТОМОБІЛЬНОЇ ТЕХНІКИ ЗА УМОВ РУХУ БЕЗДОРІЖЖЯМ

Потреба в забезпеченні Сил оборони зразками колісної військової автомобільної техніки (ВАТ) високої мобільності за умов ведення російсько-Української війни (рУВ) є нагальним та життєво необхідним для нашої держави завданням. Вказана потреба передбачає також вдосконалення цілої низки експлуатаційних характеристик, які є визначальними для зразка колісної ВАТ. У даній статті проаналізовано плавність ходу автомобіля та його ергономічні властивості. Зокрема акцентовано увагу на тому, що зразок колісної ВАТ повинен забезпечити комфортний рух у заданому інтервалі швидкостей без надмірного впливу вібронавантажень.

Проведено аналіз літературних джерел щодо наукових досліджень, які обґрунтовують встановлення граничних віброколивних навантажень. Проведений аналіз вказав на необхідність розроблення науково-методичних підходів, які б дозволяли проводити оцінку впливу віброколивних навантажень на організм людини ще на етапі проєктування зразка колісної ВАТ при русі бездоріжжям.

З використанням широковідомого засобу математичного моделювання “Mathlab” розроблено алгоритм спектральної оцінки віброколивних навантажень зразків колісної ВАТ за умов руху бездоріжжям. Він дозволяє проводити оцінку досконалості їх систем підресорювання (СП) як на стадії проєктування, так і під час відновлення або модернізації. На базі розробленого алгоритму проведено порівняльну оцінку якості підвісок двох зразків колісної ВАТ? які дозволили встановити, що СП зразка колісної ВАТ LTV02 “Мамай” дозволяє водію та екіпажу рухатись бездоріжжям, при цьому не відчувати великого дискомфорту протягом 4 годин, а для зразка колісної ВАТ УАЗ-3151 цей показник складає лише 1 годину.

Ключові слова: алгоритм оцінки, віброколивне навантаження, експлуатаційна характеристика, зразок колісної військової автомобільної техніки, опорна поверхня, система підресорювання, спектральний аналіз.

Постановка проблеми

Умови використання колісної ВАТ як у повсякденній діяльності, так і під час ведення бойових дій (за досвідом рУВ), а також її відповідність поставленим завданням, обумовлюють необхідність удосконалення цілої низки питань, пов'язаних з основними експлуатаційними характеристиками. Це стосується передусім прохідності зразків ВАТ бездоріжжям та плавності їхнього ходу за таких умов. Особливої актуальності ці питання набувають внаслідок необхідності оновлення парку колісної ВАТ ЗС України та приведення його у відповідність до сучасних вимог. Це обумовлено, з одного боку, необхідністю досягнення технічної досконалості зразків колісної військової автомобільної техніки до рівня, ана-

логічного країнам-членам НАТО, а з іншого – потребою забезпечити підрозділи Сил оборони достатньою кількістю такої техніки для поповнення втрат, яких зазнано під час бойових дій. Крім того, розвиток зразків колісної ВАТ нерозривно пов'язаний із постійним покращенням їх мобільності, що є насамперед важливим із точки зору руху бездоріжжям, оскільки це продиктовано умовами застосування. За таких умов виникає необхідність конструктивного синтезу елементів підвіски зразка колісної ВАТ, які б забезпечили належний рівень його тактико-технічних характеристик та мобільності. При цьому важливим є забезпечення допустимого рівня вібронавантажених на водія, екіпаж та й зрештою на вантаж, що перевозиться. Враховуючи те, що вібрації, які виникають під час

руху зразків колісної ВАТ, можуть зашкодити комфортним умовам діяльності та здоров'ю людини, необхідно при створенні нових зразків колісної ВАТ, а також при модернізації існуючих, проводити наукові дослідження щодо віброколивних навантажень для того, щоб вже на етапі проєктування можна було вносити певні коригування задля досягнення їх необхідного рівня.

Доволі цікавим прикладом, який демонструє можливості конструктивного синтезу довгоходових підвісок та досягнення визначеного стандартами рівня плавності ходу, є автомобілі "Oshkosh", де впроваджено підвіску "Timoney" (ТАК-4) для покращення його мобільності [1, 2]. Крім того, показовими є факти використання на зразках колісної ВАТ регульованих активних чи напівактивних підвісок [3].

З початком рУВ гостро постала потреба у полегшених зразках ВАТ типу "Баггі", характерними властивостями яких є висока швидкість руху бездоріжжям у поєднанні з високою прохідністю. Такі зразки колісної ВАТ почали виготовлятися підприємствами національної економіки, одним з яких є підприємство ТОРОСО, де розроблено та виготовлено декілька зразків колісної ВАТ LTV02 "Мамай" [4]. Характерною особливістю підвіски даного зразка є те, що він виготовлений з оригінальними довгоходовими незалежними підвісками обох осей. При цьому важливим є удосконалення науково-методичних підходів до визначення технічних характеристик та оцінки експлуатаційних властивостей таких зразків. Зокрема, особливо важливими є питання динамічного впливу на водія, екіпаж та вантажі й зрештою на елементи конструкції зразка ВАТ, який виникає за рахунок руху нерівностями опорної поверхні. При цьому зразок колісної ВАТ повинен забезпечити комфортний рух у заданому інтервалі швидкостей без надмірного впливу вібронавантажень. Норми вібронавантажень визначені таким чином, щоб у діапазоні заданих експлуатаційних швидкостей віброколювання не призводили до швидкої втомлюваності водія та пасажирів, а вібрації не призводили до руйнування шасі та кузова, пошкоджень вантажів тощо [5].

Аналіз останніх досліджень та публікацій

Проведений аналіз публікацій щодо оцінки впливу вібраційних коливань на плавність ходу зразка колісної ВАТ показав, що питанням динаміки їх руху присвячена низка наукових публікацій вітчизняних та зарубіжних вчених. Зокрема, у статті [6] наведено розроблений метод синтезу підсистеми для підвищення обчислювальної ефективності моделі динаміки військового багатовісного автомобіля. За його допомогою запропоновано розв'язати рівняння руху основного тіла та кожної підсистеми окремо. Поряд із тим необхідно констатувати, що для отримання стабільного рішення з явним інтегратором необхідно використовувати лише малий розмір кроку.

У статті [7] визначено вплив величини передньої, задньої вертикальної та поперечної вібрації на суб'єктивні та механічні реакції сидячих суб'єктів. Дослідження проведено експериментально, за допомогою одночасних вимірювань відносного дискомфорту та власної маси. Досліджено дванадцять суб'єктів чоловічої статі, які піддавалися впливу синусоїдальної вібрації на дев'яти частотах (від 1,6 до 10 Гц) при чотирьох величинах (y у діапазоні $0,125 - 1,0 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$) в обох горизонтальних напрямках (поздовжньому і поперечному). Метод оцінки величини використовувався для оцінки дискомфорту відносно дискомфорту, спричиненого еталонною вібрацією 4 Гц на тій самій осі. Результати показали, що дискомфорт, спричинений горизонтальною вібрацією всього тіла, пов'язаний із видимою масою в діапазоні частот, де домінує рух усього тіла.

У роботі [8] проведено вібраційний аналіз системи підвіски автомобіля, де проведено заміри вертикальних прискорень лівої та правої сторін системи підвіски на різних типах дорожніх покриттів: (а) асфальт, (б) бруківка і (в) залізничний переїзд. Дослідження сигналів прискорень проводилось за допомогою перетворення Фур'є, багатомасштабного ентропійного аналізу та безперервного вейвлет-перетворення. У результаті виявлено характеристики вібрацій, спричинених різними профілями дорожнього покриття. Отримані результати можуть бути використані для оцінки ефективності системи підвіски автомобіля в різних дорожніх умовах.

У [9] досліджено вплив кінематичних параметрів руху колісних транспортних засобів уздовж криволінійних ділянок шляху та вертикальних коливань підресореної маси з нелінійними неконсервативними (адаптивними) характеристиками системи підресорування (СП) на стійкість. Базові результати роботи одержані на основі рівнянь кінетостатики, математичної моделі відносних нелінійних вертикальних коливань підресореної маси, аналізу якісного та кількісного впливу визначальних параметрів вертикальних коливань і СП на стійкість руху автомобіля. Також у роботі отримано критичну швидкість стійкого руху транспортного засобу, однак не визначено вплив віброколивних навантажень на екіпаж та вантажі.

Отже, за результатами аналізу проведених досліджень слід констатувати, що віброколивні навантаження здійснюють значний вплив на працездатність водія та екіпажу з одного боку, та збереженість перевезених вантажів – з іншого. Особливо актуальними є такі питання для зразків колісної ВАТ під час застосування їх при веденні бойових дій в умовах війни. Адже характерною особливістю застосування є експлуатація на межі їх технічних можливостей в умовах бездоріжжя. Тому при проєктуванні та модернізації підвісок для зразків колісної ВАТ необхідно вже на етапі проєктування проводити оцінку впливу віброколивних навантажень на водія, екіпаж та й

зрештою на збереженість вантажів, з урахуванням впливу доріг та бездоріжжя.

Формулювання мети статті

Метою статті є розроблення алгоритму опрацювання віброколивних навантажень зразка колісної БАТ, отриманих шляхом імітаційного моделювання та за результатами проведення натурного експерименту, для оцінки віброколивних навантажень зразків колісної БАТ за умов руху бездоріжжям.

Виклад основного матеріалу

Під час руху зразка колісної БАТ відбувається безперервна зміна сил взаємодії коліс із дорожнім покриттям (бездоріжжям). На це здійснюють вплив форма та розміри нерівностей дорожнього покриття з одного боку та пружні, демпфувальні характеристики підвіски – з іншого. Крім того, значний вплив мають вимушені коливання. Тому при створенні сучасних зразків колісної БАТ необхідно дотримуватись вимог стандартів, які враховують вимоги

ергономіки, а саме питань комфортного перебування у ньому водія та екіпажу під час руху. Більшість відомих відкритих досліджень експлуатаційних властивостей автомобіля, зокрема його ергономіки, проводились за умов руху дорогами загального користування, де віброприскорення мають менший вплив на працездатність водія, екіпажу чи вантажів. Поряд із тим сфера використання зразків колісної БАТ та виконання ними завдань пов'язані в основному з бездоріжжям [10].

Як об'єкт дослідження обраний поширений зразок колісної БАТ УАЗ-3151, який обладнаний залежною ресорною підвіскою, а також дослідний зразок колісної БАТ LTV02 “Мамай”. Останній обладнаний незалежною пружинною довгоходовою підвіскою на подвійних А-подібних поперечних важелях з амортизаторами двосторонньої дії та стабілізаторами поперечної стійкості [4].

Технічні характеристики зразків колісної БАТ, що залучались для експерименту, наведені в табл. 1.

Таблиця 1

Технічні характеристики досліджуваних зразків

Параметр	Баггі LTV02 “Мамай”		УАЗ-3151	
	Передня вісь	Задня вісь	Передня вісь	Задня вісь
Повна маса, кг	1436		2150	
Підресорена маса, кг	420	924	920	1230
Непідресорена маса, кг	44	48	125	120
Сумарна жорсткість підвіски, Н*м	50 000	50 000	63 000	63 000
Сумарне демпфування амортизаторів, Н*с/м	35 000	70 000	80 000	80 000
Хід підвіски, м	0,350	0,350	0,200	0,200
Сумарна жорсткість шин, Н*м	120 000	120 000	250 000	250 000
Віддаль до центра мас, м	1,5	1,3	1,1	1,28
Колісна база, м	2,8		2,38	

Джерело: розроблено авторами за даними [4].

Основними показниками, що характеризують динаміку та ергономіку руху зразків колісної БАТ, є вібрації та віброприскорення. Оцінку рівня віброколивних та віброприскорень зразків колісної БАТ під час руху бездоріжжям детально проведено у роботі [11], де на основі розробленої системи диференціальних рівнянь, які описують динаміку руху зразків

БАТ, розроблено та апробовано “Simulink”-модель дослідження їх СП. Метою ж даної статті є розроблення алгоритму опрацювання віброколивних навантажень в октавних та третино-октавних смугах частот коливань. Під час експериментальних досліджень отримано масив даних часової залежності віброприскорень дослідних зразків, які наведено у табл. 2.

Таблиця 2

Отримані експериментальні значення віброприскорень досліджуваних зразків колісної БАТ

Час, с	Прискорення, м/с ²		Час, с	Прискорення, м/с ²		Час, с	Прискорення, м/с ²	
	“Мамай”	УАЗ-3151		“Мамай”	УАЗ-3151		“Мамай”	УАЗ-3151
1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	0,01	0,07	1,45	-0,01	0,17	2,95	0,25	0,17
0,05	0,08	0,09	1,5	-0,01	0,2	3	0,24	0,26
0,1	0,05	0,01	1,55	0,02	0,01	3,05	0,22	0,03
0,15	-0,04	0	1,6	0,06	-0,06	3,1	0,22	0,01
0,2	0,02	0,1	1,65	-0,05	0,33	3,15	0,21	0,03
0,25	0,04	0,16	1,7	-0,01	0,13	3,2	0,19	0,1
0,3	0,04	0,13	1,75	0,04	-0,09	3,25	0,18	0,26
0,35	0,01	0,07	1,8	0,06	0,13	3,3	0,12	0,16

Продовження таблиці 2

0,4	-0,01	0,1	1,85	0,02	0,16	3,35	0,28	0,06
0,45	0,01	0,16	1,9	-0,01	0,23	3,4	0,34	0,09
0,5	0,06	0,09	1,95	0,08	0,03	3,45	0,06	0,09
0,55	0,01	0,12	2	0,06	0,2	3,5	0,06	0,12
0,6	-0,05	0,14	2,05	0,11	-0,06	3,55	-0,02	0,19
0,65	-0,04	0,1	2,1	0,14	0,17	3,6	-0,06	0,07
0,7	0,06	0,14	2,15	0,12	-0,04	3,65	0,08	0,16
0,75	0,01	0,14	2,2	0,21	0,3	3,7	0,06	0,13
0,8	-0,01	0,09	2,25	0,14	0,36	3,75	-0,05	0,14
0,85	-0,01	0,04	2,3	0,04	0,12	3,8	0,15	0,13
0,9	0,04	0,19	2,35	0,02	-0,09	3,85	0,21	0,12
0,95	0,05	0,13	2,4	0,17	0,13	3,9	0,12	0,13
1	-0,01	0,13	2,45	0,18	0,09	3,95	0,12	0,09
1,05	-0,05	0,07	2,5	0,22	0,17	4	0,19	0,16
1,1	0,04	0,09	2,55	0,17	0,01	4,05	0,19	0,14
1,15	0,08	-0,04	2,6	0,11	0,33	4,1	0,17	0,06
1,2	-0,01	0,21	2,65	-0,05	-0,01	4,15	0,15	0,14
1,25	-0,01	0,19	2,7	0,08	0,12	4,2	-0,01	0,12
1,3	0,05	0,19	2,75	0,22	0,06	4,25	0,02	0,09
1,35	0,06	0,07	2,8	0,12	-0,04	4,3	0,01	0,13
1,4	0,05	0,14	2,85	0,17	0,39	4,35	0,18	0,09

З урахуванням відомих теоретичних досліджень та практичного досвіду щодо оцінки рівнів вібрацій домінуючими в питаннях параметричної оптимізації підвіски є спектральний аналіз, а вимірниками навантажень – середні квадратичні значення віброприскорень або їх еквівалентів в октавних чи третинооктивних смугах частот [12]. Допустимі рівні вібронантажень регламентовані стандартом 2631 міжнародної

організації зі стандартизації (ISO) [13]. Згідно з вказаним документом вони оцінюються величиною середньоквадратичних віброприскорень підресорених мас у діапазоні частот 0,7...22,4 Гц, що діють на водія та екіпаж протягом 8 годин. Рівні дискомфорту водія та екіпажу за значеннями середньоквадратичних прискорень відповідно до норм ISO наведені на рис. 1.

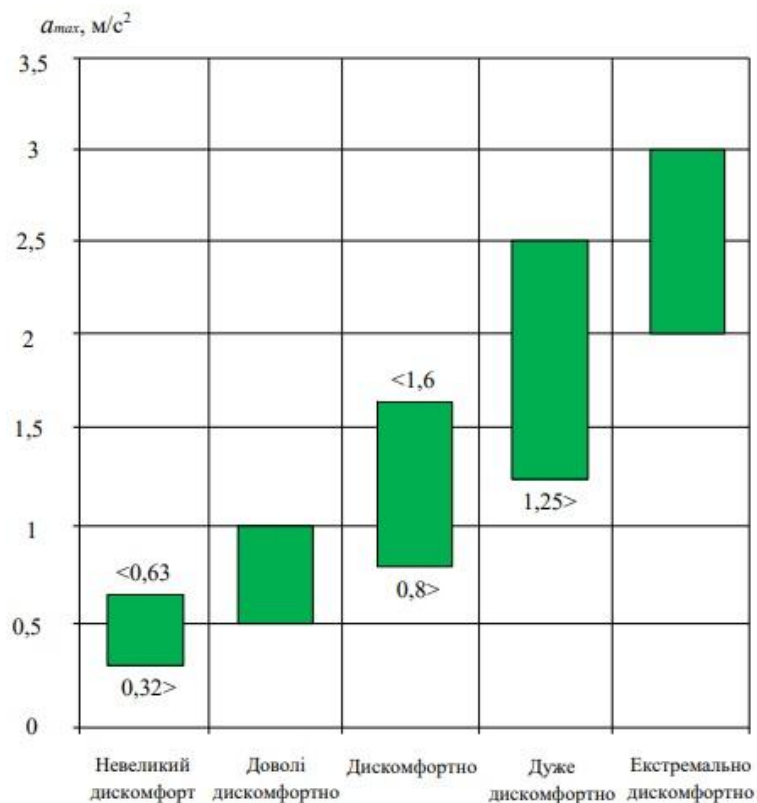


Рис. 1. Рівні дискомфорту водія та екіпажу

Джерело: побудовано авторами за даними [5, 13]

Тому далі постає необхідність подальшого опрацювання потоку вихідного сигналу, який на виході імітаційної моделі подається у вигляді часової функції амплітудних значень віброприскорень для відповідних точок, а саме на місці водія у зразку ВАТ. При отриманні експериментально знятих часових залежностей віброприскорень під час руху зразків ВАТ постало завдання їх аналізу з точки зору співставлення з результатами імітаційного моделювання і відповідності до передбачених стандартами значень. Це дозволить оцінити рівень вібронавантажень на водія та за потреби на екіпаж та визначити час їх роботи з огляду на втомлюваність та неприємні для організму відчуття [14].

Для цього в роботі використано засоби застосунок "Mathlab". Опис реалізованого мовою "Mathlab" алгоритму опрацювання даних наведено нижче.

1. Вибір і попередня обробка вихідних даних

Для початку як експериментальні дані, так і дані імітаційного моделювання з середовища "Simulink" було записано до файлу даних. У середовищі "Simulink" для цього було використано блок To File. Після зчитування даних із файлу у робочій області "Mathlab" отримано змінні часу `time_sim` та `time_exp` і змінні даних `data_sim` та `data_exp`.

Для проведення імітаційного моделювання в середовищі "Simulink" встановлено крок розрахунку 0,01 с, у той час як експериментальні дані збирались із кроком 0,05 с. Оскільки частотний діапазон, який можна отримати із експериментальних даних (за теоремою відліків Шеннона-Котельникова, це половина частоти вихідного сигналу – $1/(2 \times 0,05) = 10$ Гц), недостатній для повноцінної оцінки результатів на відповідність стандартам, у скрипті передбачено сплайн-апроксимацію експериментальних даних за використання команди `spline`:

```
data_exp = spline(time_exp, data_exp,
time_sim).
```

Оскільки аналіз експериментальних даних і даних, отриманих методом імітаційного моделювання, є аналогічним, нижче наведено приклад виконання аналізу для експериментальних даних, які збережено у змінних `time_exp` і `data_exp`; набір команд для даних, які отримано методом імітаційного моделювання, буде аналогічним.

2. Перетворення Фур'є

Для перетворення Фур'є використовується функція `fft`:

```
y_exp = fft(data_exp).
```

Результатом роботи алгоритму дискретного перетворення Фур'є, реалізованого цією функцією, є масив, в якому перший елемент відповідає нульовій

частоті, і спершу наводяться спектри, які відповідають додатним частотам, а потім – від'ємним. Для зміщення масиву даних так, щоб отримати нульову частоту по центру, використано функцію `fftshift`:

```
y_exp = fftshift(y_exp).
```

Нормування вихідного сигналу здійснено приведенням елементів масиву `y_exp` до розмірності масиву вхідних даних, які отримуються функцією `length(data_exp)`:

```
y_exp = y_exp/length(data_exp).
```

Вибірка за частотою визначається як

```
fs_exp = 1/Ts_exp,
```

де `Ts_exp` – період вибірки вихідних експериментальних даних. Тоді масив частот визначатиметься за допомогою команди:

```
f_exp = (-length(data_exp)
/2:length(data_exp)/2-
1)*(fs_exp/length(data_exp)).
```

3. Розподіл за октавними смугами

Для розподілу отриманого спектру за октавними смугами в середовищі "Mathlab" передбачено використання вбудованої функції `roctave`. Однак нижня межа частот, яку можна отримати за допомогою цієї функції, становить 3 Гц, що неприйнятно для нашого випадку. Тому складено функцію, завданням якої є виконання того ж завдання, але без такого обмеження. Приклад виклику такої функції наведено нижче:

```
[cf_exp,octave_exp] =
octave_analysis(f_exp,y_exp,1).
```

Тут для аналізу взято спектр, збережений у змінних `f_exp` і `y_exp`, а аргумент 1 означає аналіз за октавами. Нижче розберемо функцію детальніше. Загальний запис функції:

```
function[cf,octave] =
octave_analysis(frequencies,spectrum,
type).
```

Аргументами функції є: `frequencies` – вектор частот (Гц); `spectrum` – амплітуда спектра і `type` – тип аналізу (1 для октавного аналізу і 1/3 для аналізу за 1/3 октави). Вихідними параметрами `cf` – центральні частоти октавних діапазонів і `octave` – потужність спектру у кожній октавній смузі.

Визначення центральних частот здійснюється наступним чином: спершу задається базова центральна частота f_0 і визначається максимальна частота $f_{\max}$:

```
base_freq = 1;
```

```
max_freq = max(frequencies).
```

Вектор центральних частот визначається як

```
cf = base_freq * 2 .^
(0:(1/bands_per_octave):log2(max_freq
/base_freq)),
```

де bands_per_octave – число значень, які вираховуватимуться на одну октаву ($n = 1$ або $n = 1/3$). У команді реалізовано формулу для визначення i -го значення f_{wi} вектора центральних частот

$$f_{wi} = f_0 \cdot 2^i / n.$$

Ініціалізація масиву вихідних даних (для підвищення швидкодії програми попередньо задаємо нульовий вектор, якщо розмірність може бути попередньо визначена:

```
octave = zeros(1, length(cf)).
```

Розрахунок потужності спектру в кожній смузі визначаються у циклі

```
for i = 1:length(cf)
    f_lower = cf(i) /
(2^(1/(2*bands_per_octave)));
    f_upper = cf(i) *
(2^(1/(2*bands_per_octave)));
```

```
octave_idx = (frequencies >=
f_lower & frequencies < f_upper);
    octave(i)=rms(spectrum(octave_idx));
end.
```

Алгоритм роботи циклу є наступним: спершу визначаються межі частотного діапазону для заданої центральної частоти, зважаючи, що для центральної частоти f_{wi} ці межі $[f_{wi} / \sqrt{2}; f_{wi} \times \sqrt{2}]$; межі діапазону задані у змінних f_lower та f_upper . Потім визначаються індекси елементів вектора frequencies , які потрапляють у визначені межі. Набір індексів зберігається у змінній octave_idx . Знаючи ці індекси, на завершальному кроці знаходиться середнє геометричне значення елементів вектора spectrum , які відповідають індексам, збереженим у змінній octave_idx .

Для виведення результатів аналізу розподілу за октавами або за 1/3 октави використано функцію loglog для використання логарифмічного масштабу як за горизонтальною, так і за вертикальною осями для BAT LTV02 “Мамай” (рис. 1, 2) та BAT YA3-3151 (рис. 3, 4).

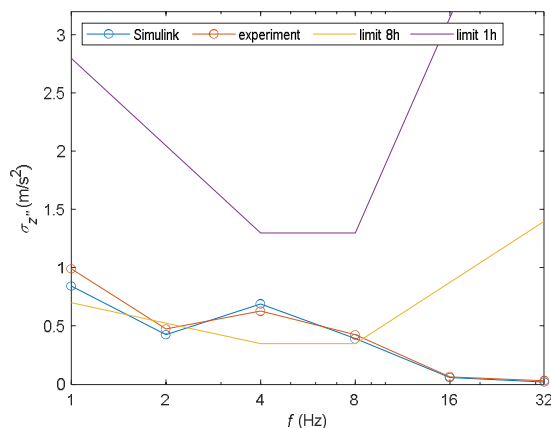


Рис. 1. Спектральна оцінка віброколивних навантажень зразка колісної BAT LTV02 “Мамай” в октавній смузі частот коливань

Джерело: розроблено авторами

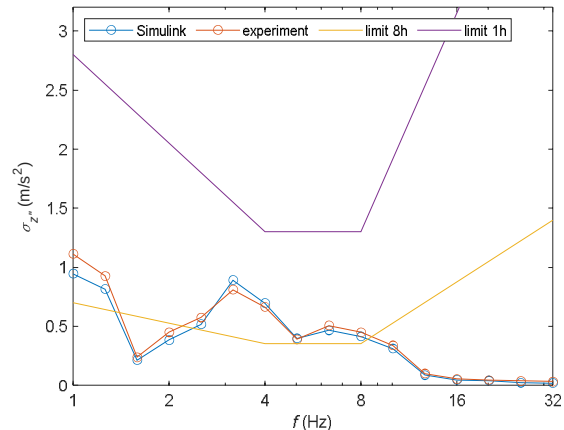


Рис. 2. Спектральна оцінка віброколивних навантажень зразка колісної BAT LTV02 “Мамай” в 1/3 октавної смуги частот коливань

Джерело: розроблено авторами

Аналіз отриманих графіків спектральної оцінки віброколивних навантажень зразка колісної BAT LTV02 “Мамай” в октавній і 1/3 октавної смугах частот коливань дозволяє стверджувати про значний вплив на них мікропрофілю дорожнього покриття чи бездоріжжя, незважаючи навіть на наявність підвіски зі збільшеними ходами. Фактично отримано два збільшені рівні вібраційних навантажень середньоквадратичних прискорень у характерних діапазонах. Перший із них знаходиться у діапазоні

1-1,6 Гц, а другий – у діапазоні 3-8 Гц. Це свідчить про те, що підвіска досліджуваного зразка колісної BAT в цілому задовольняє вимогам наведених стандартів, а збільшені рівні вібраційних навантажень зменшують визначений час роботи водія без втомлюваності протягом 8 годин. Проте це відповідає вимогам до СП, яка повинна забезпечувати мінімальну втомлюваність водія при русі у важких дорожніх умовах (грунтова дорога, булижне покриття) протягом не менше 3-4-х годин.

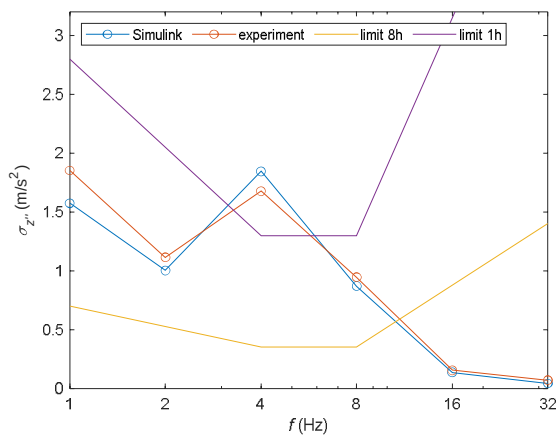


Рис. 3. Спектральна оцінка віброколивних навантажень зразка колісної БАТ УАЗ-3151 в октавній смузі частот коливань

Джерело: розроблено авторами

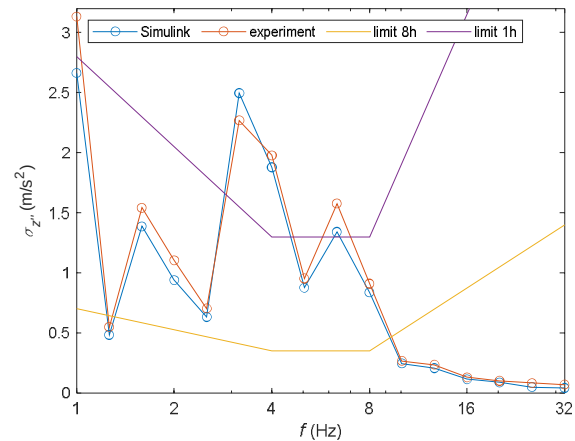


Рис. 4. Спектральна оцінка віброколивних навантажень зразка колісної БАТ УАЗ-3151 в 1/3 октавної смуги частот коливань

Джерело: розроблено авторами

Аналіз поданих графіків (рис. 3-4) свідчить про адекватність моделі внаслідок достатньої збіжності значень результатів для експериментальних досліджень та “Simulink”-моделі, як якісних, так і чисельних значень. Крім того, можна констатувати, що робота підвіски обмежує час роботи водія значно менше 1 години. З одного боку, історично так склалось, що параметри підвіски досліджуваного автомобіля обирались з умов руху деформованими опорними поверхнями, що було характерним для автомобілів такого класу в середині минулого століття. З іншого боку, рух такого автомобіля твердим бездоріжжям (недеформованими опорними поверхнями) супроводжується збільшеними віброколивними навантаженнями, які, у свою чергу, обмежують тривалість роботи водія і звужують сферу застосування таких автомобілів.

Висновки

У статті запропоновано алгоритм спектральної оцінки віброколивних навантажень зразків колісної БАТ за умов руху бездоріжжям, який дозволяє проводити оцінку досконалості їх СП як на стадії проєктування, так і відновлення (модернізації).

Зазначений алгоритм розроблено за допомогою оптимальних широковідомих засобів математичного моделювання “Mathlab” та імітаційного моделювання “Simulink”.

Наведені у статті зв'язки між вказаними засобами моделювання дозволяють практично в режимі реального часу проводити спектральний аналіз віброприскорень та за необхідності вносити коригування.

На базі розробленого алгоритму проведено порівняльну спектральну оцінку двох зразків колісної БАТ як приклад реалізації даного алгоритму. Зокрема проведений спектральний аналіз дозволив встановити, що СП зразка колісної БАТ LTV02 “Мамай” дозволяє його водію та екіпажу рухатись бездоріжжям і

при цьому не відчувати великого дискомфорту протягом 4 годин руху. У той же час зразок колісної БАТ УАЗ-3151 показав, що його водій та екіпаж можуть рухатись бездоріжжям і при цьому не відчувати великого дискомфорту лише протягом 1 години.

Список літератури

1. Манзяк М.О., Крайник Л.В., Грубель М.Г. Тенденції розвитку конструкцій підвісок військових автомобілів. *Науково-технічний журнал “Системи озброєння і військова техніка”*. Харків, 2021. №1(65). С. 27–35. DOI: <https://doi.org/10.30748/soivt.2021.65.04>. (дата звернення: 24.01.2025).
2. Timoney E.P., Timoney S.S. and Timoney S.G., (1988) [Heavy vehicle independent suspension], *Proceeding of the IMechE, “Advanced Suspensions”*, C434/88, P. 125–133.
3. Дущенко В.В. Колебания в транспортных машинах: монографія / Е.Е. Александров, Я.В. Грита, В.В. Дущенко, В.В. Епифанов, Н.В. Кохановский, Н.Г. Медведев, В.П. Панкратов; ред. Е.Е. Александров. Київ: ВІПОЛ, 1996. 256 с.
4. Манзяк М. О., Крайник Т. Л. Оцінка адекватності моделювання роботи підвісок зразків колісної військової автомобільної техніки у порівнянні з даними експериментальних випробувань. *Збірник наукових праць ДНДІ ВС ОБТ*. 2024. № 22 (4). С. 90-98 DOI: <https://doi.org/10.37701/dndivsovt.22.2024.11> (дата звернення: 24.01.2025).
5. Кожушко А.П. Експериментальні дослідження ергономічних властивостей колісних тракторів з агрегатами змінної маси. *Автомобільний транспорт: зб. наук. пр.* Міністерство освіти і науки України; редкол.: А.В. Гнатов (гол. ред.) та ін. Харків. 2019. Вип. 45. С. 38–45. DOI: <https://doi.org/10.30977/AT.2219-8342.2019.45.0.38> (дата звернення: 24.01.2025).
6. Sung Soo Kim, Wan Hee Jeong, Myung Ho Kim, Jong Boo Han, Comparative study on multibody vehicle dynamics models based on subsystem synthesis method using Cartesian and joint coordinates. *Theoretical and Applied Mechanics Letters*, Vol. 2, Issue 6, 2012. DOI: 10.1063/2.1206310.

7. G.H.M.J. Subashi, Naser Nawayseh, Michael J. Griffin, Y. Matsumoto Nonlinear subjective and dynamic responses of seated subjects exposed to horizontal whole-body vibration March 2009 *Journal of Sound and vibration* 321(1):416-434, DOI:10.1016/j.jsv.2008.09.041 (дата звернення: 24.01.2025)

8. M. Borowiec, A.K. Sen, G. Litak, J. Huncicz, G. Koszalka, A. Niewczas, Vibrations of a vehicle excited by real road profiles, *Forsch. Ingenieurwes*, 2010, № 2, pp. 99–109. DOI: <https://doi.org/10.1007/s10010-010-0119-y> (дата звернення: 24.01.2025)

9. Баранов А.В., Романчук Я.П., Сокіл Б.І., Сокіл М.Б. Динаміка та стійкість руху КТЗ із неконсервативною характеристикою системи підресорювання. *Електронний журнал "Наука і техніка сьогодні" (Серія "Техніка")*. Київ, 2023. № 6 (20). С. 76–88. DOI: [https://doi.org/10.52058/2786-6025-2023-6\(20\)](https://doi.org/10.52058/2786-6025-2023-6(20)) (дата звернення: 24.01.2025).

10. Кальченко Б. І. Плавність руху як складова динаміки трактора: монографія. Б. І. Кальченко, О. Ю. Ребров, А. П. Кожушко, А. Г. Мамонтов. Харків: ФОП "Панов А. М.", 2018. 164 с.

11. Грубель М.Г., Манзяк М.О., Хома В.В., Ланець О.В., Андрієнко А.М. Імітаційне моделювання мобільності колісної військової автомобільної техніки за умов руху бездоріжжям. *Військово-технічний збірник*. 2023. № 28. С. 10-17. DOI: <https://doi.org/10.33577/2312-4458.28>. 2023.10-17 (дата звернення: 24.01.2025).

12. Бур'ян М.В. Плавність руху автобусів у взаємозв'язку з характеристиками підвіски та сидінь: дис. ... канд. техн. наук : 05.22.02 / Львів: Національний університет "Львівська політехніка", 2020. 154 с.

13. ISO 2631-1:1997 Mechanical vibration and shock – Evaluation of human exposure to whole-body vibration, Part 1: General requirements, 1997. 36 p. URL: <https://www.iso.org/standard/7612.html> (дата звернення: 10.02.2025).

14. Кайдалов Р.О., Баштовий В.М., Ларін О.О., Водка О.О. Експериментальне оцінювання плавності ходу спеціалізованого транспортного засобу з нелінійним підресорюванням при русі по бездоріжжю. *Збірник наукових праць Національної академії Національної гвардії України*. 2015. Вип. 2(26). С. 27–31.

References

1. Manzyak M.O., Kraynyk L.V. and Hrubel' M.H. (2021), "Tendentsiyi rozvytku konstruktsiy pidvisok viys'kovykh avtomobiliv.": [Trends in the development of military vehicle suspension designs.], *Scientific and technical magazine "Weapon systems and military equipment"* Kharkov. 2021 pp. 27–35. DOI: <https://doi.org/10.30748/soivt.2021.65.04> (Accessed 10 February 2025). [in Ukrainian].

2. Timoney E.P., Timoney S.S. and Timoney S.G., (1988), [Heavy vehicle independent suspension], *Proceeding of the IMechE, "Advanced Suspensions"*, C434/88, pp. 125–133.

3. Dushchenko V.V. (1996), "Kolebanya v transportnykh mashynakh: monohrfiya" [Vibrations in transport vehicles: monograph], E.E. Aleksandrov, Ya.V. Hryta, V.V. Dushchenko, V.V. Epyfanov, N.V. Kokhanovskiy, N.H. Medvedev,

V.P. Pankratov; red. E.E. Aleksandrov Kyiv: VIPOL, 256 p. [in Ukrainian].

4. Manzyak M.O. and Kraynyk T.L. (2024), "Otsinka adekvatnosti modelyuvannya roboty pidvisok zrazkiv kolisnoyi viys'kovoyi avtomobil'noyi tekhniki u porivnyanni z danymy eksperymental'nykh vyprobuvan'" [Assessment of the adequacy of modeling of suspensions of samples of wheeled military automobile equipment in comparison with the data of experimental tests]. *Collection of scientific works of the State Research Institute of Testing and Certification of Weapons and Military Equipment*. № 22 (4). pp.90–98. DOI: <https://doi.org/10.37701/dndivsovt.22.2024.11> (Accessed 24 January 2025) [in Ukrainian].

5. Kozhushko A.P. (2019), "Eksperymental'ni doslidzhennya erhonomichnykh vlastyvostry kolisnykh traktoriv z ahrehatamy zminnoyi masy", [Experimental studies of ergonomic properties of wheeled tractors with units of variable mass.]. *Journal Automobile Transport: Collection of science Ave. Ministry of Education and Science of Ukraine; editor: A.V. Hnatov (chief editor) and others. Kharkiv. Issue 45*. pp.38-45. [in Ukrainian].

6. Sung Soo Kim, Wan Hee Jeong, Myung Ho Kim and Jong Boo Han (2012), Comparative study on multibody vehicle dynamics models based on subsystem synthesis method using Cartesian and joint coordinates *Theoretical and Applied Mechanics Letters*, Volume 2, Issue 6, DOI:10.1063/2.1206310 (Accessed 24 January 2025).

7. G.H.M.J. Subashi, Naser Nawayseh, Michael J. Griffin and Y. Matsumoto (2009), Nonlinear subjective and dynamic responses of seated subjects exposed to horizontal whole-body vibration March 2009 *Journal of Sound and vibration* 321(1):416-434, DOI:10.1016/j.jsv.2008.09.041 (Accessed 24 January 2025).

8. Borowiec M., Sen A.K., Litak G., Huncicz J., Koszalka G. and Niewczas A. (2010), Vibrations of a vehicle excited by real road profiles, *Forsch. Ingenieurwes*, № 2, pp. 99–109. DOI: <https://doi.org/10.1007/s10010-010-0119-y> (Accessed 24 January 2025).

9. Baranov A.V., Romanchuk Y.P., Sokil B.I. and Sokil M.B. (2023), "Dynamika ta stiykist' rukhu KТZ iz nekonservatywnoyu kharakterystykoyu systemy pidresoryuvannya." [Dynamics and stability of the movement of the vehicle with a non-conservative characteristic of the suspension system]. *Electronic journal "Science and Technology Today" (Series "Technology")*. Kyiv. № 6 (20). pp. 76–88. DOI: <https://doi.org/10.52058/2786-6025-2023> (Accessed 24 January 2025). [in Ukrainian].

10. Kal'chenko B.I. (2018), "Plavnist' rukhu yak skladova dynamiky traktora" [Smoothness of movement as a component of tractor dynamics]: Monograph: B.I. Kal'chenko, O.YU. Rebrov, A.P. Kozhushko, A.H. Mamontov. Kharkiv: FOP "Panov A. M.". 164 p. [in Ukrainian].

11. Grubel M.G., Manzyak M.O., Homa V.V., Lanets O.V. and Andrienko A.M. (2023), "Imitatsiynе modelyuvannya mobil'nosti kolisnoyi viys'kovoyi avtomobil'noyi tekhniki za umov rukhu bezdorizhzhiam" [Simulation modeling of the mobility of wheeled military vehicles under off-road conditions.] *Military and technical collection*. № 28. pp. 10-17. DOI: <https://doi.org/10.33577/2312-4458.28.2023.10-17>. (Accessed 24 January 2025). [in Ukrainian].

12. Buryan M.V. (2020), "Plavnist' rukhu avtobusiv u vzayemoz'v'yazku z kharakterystykamy pidvisky ta sydin'" [The smoothness of bus movement in relation to the characteristics of the suspension and seats] dissertation. ... candidate technical Sciences: 05.22.02/Lviv: Lviv Polytechnic National University. 154 p. [in Ukrainian].

13. ISO 2631-1:1997 Mechanical vibration and shock – Evaluation of human exposure to whole-body vibration, Part 1: General requirements, 1997. 36 p. URL: <https://www.iso.org/standard/7612.html> (Accessed 24 January 2025). [in Ukrainian].

14. Kaidalov R.O., Bashtovy V.M., Larin O.O. and Vodka O.O. (2015), "Eksperymental'ne otsynuvannya plavnosti khodu spetsializovanoho transportnoho zasobu z neliniynym pidresoryuvannyam pry rusi po bezdorizhzhyyu" [Experimental assessment of the smoothness of a specialized vehicle with a nonlinear spring suspension when driving off-road.] Collection of scientific works of the National Academy of the National Guard of Ukraine. Issue 2 (26). pp.27-31. DOI:<https://doi.org/10.33405/2409-7470/2015/2/26/139237> (Accessed 24 January 2025). [in Ukrainian].

ALGORITHM FOR COMPARATIVE SPECTRAL ASSESSMENT OF VIBRATION LOADS ON WHEELED MILITARY VEHICLES UNDER OFF-ROAD CONDITIONS

M. Hrubel, O. Kuznyetsov, M. Manziak, Ya. Shumansky, T. Kraynyk

The urgent need to equip defense forces with highly mobile wheeled military vehicles (WMVs) has become a critical national priority amid the ongoing Russo-Ukrainian war. This requirement necessitates the enhancement of key operational characteristics that define the performance of WMVs. This study analyzes the ride smoothness and ergonomic properties of such vehicles, with a particular focus on ensuring that a given WMV provides a comfortable ride within a specified speed range without excessive vibration exposure.

A review of scientific literature on vibration load thresholds has highlighted the necessity of developing methodological tools that enable the assessment of vibration impacts on the human body at the vehicle design stage, particularly for off-road operations.

Using the well-known mathematical modeling tool MATLAB, a spectral assessment algorithm for evaluating the vibration loads of WMVs in off-road conditions has been developed. This algorithm allows for an assessment of suspension system efficiency both at the design stage and during vehicle restoration or modernization.

Based on the developed algorithm, a comparative evaluation of the suspension systems of two WMV models was conducted. The results indicate that the suspension system of the Mamai WMV enables its driver and crew to operate off-road with acceptable comfort levels for up to four hours, whereas the UAZ-3151 provides a comfort threshold of only one hour.

Keywords: evaluation algorithm, vibration load, operational characteristics, sample of wheeled military vehicles, road surface, suspension system, spectral analysis.

УДК: 656

DOI: <https://doi.org/10.33577/2312-4458.32.2025.87-95>

Є.В. Шинкар, О.О. Лаврут, Т.В. Лаврут

Національна академія сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного, Львів

Article history: Received 21 February 2025; Revised 03 March 2025; Accepted 04 March 2025

МЕТОД ЛІНІЙНОГО ПРОГРАМУВАННЯ ВИРІШЕННЯ ЗАДАЧІ ПЕРЕВЕЗЕННЯ МАТЕРІАЛЬНО-ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ У ПІДРОЗДІЛАХ ТАКТИЧНОЇ ЛАНКИ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЛОГІСТИЧНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ

Робота присвячена розробці нових підходів в організації логістичного забезпечення матеріально-технічними засобами підрозділів тактичної ланки за допомогою використання математичного апарату лінійного програмування.

Показано, що для вирішення проблем управління витратами під час організації перевезень матеріально-технічних засобів застосовується один із методів лінійного програмування–транспортна задача.

Запропонована математична постановка задачі організації перевезень як складової логістичного забезпечення. Наведено конкретний приклад розв'язання задачі організації перевезень умовного вантажу зі складів доволі чих органів забезпечення до підрозділів тактичної ланки.