

Є. І. КАЛІНІН

доктор технічних наук, професор,
завідувач кафедри тракторів, автомобілів та біоенергоресурсів
Національний університет біоресурсів і природокористування України
ORCID: 0000-0001-6191-8446

В. М. КОЛОДНЕНКО

старший викладач
Сумський національний аграрний університет
ORCID: 0000-0002-8450-6759

ІДЕНТИФІКАЦІЯ ДИНАМІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ СПЕЦІАЛІЗОВАНОГО АВТОМОБІЛЯ ПРИ НЕРІВНОМІРНОМУ НАВАНТАЖЕННІ ЙОГО КУЗОВА

У даній роботі представлено дослідження коливальних процесів, що відбуваються внаслідок експлуатації вантажних транспортних засобів, завантажених сипкими вантажами. Стрімкий ріст вантажних перевезень, зорієнтований, головним чином, на перевезення зерна з поля до місць зберігання або до портів, складає основну частку в відсотковому співвідношенні в перевезеннях вантажів подібного типу. Дороги загального користування, особливо ті, де відбувається активний рух без можливості та дозволу дорожніх знаків об'їхати той чи інший проміжок, мають великий вплив на стан транспортного засобу. Одночасно із цим, вплив транспортного засобу відбувається взаємним чином і на дорожнє покриття. Якщо говорити про структурні елементи автопоїзда, цілі дослідження яких заклалися, до це такі основні елементи, як мости, рама, ресори, підвіска, колеса тощо. Разом із вище сказаним, дослідження мають свій прямий зміст лише при експлуатації з причепом. Дія такого виду навантаження на автомобіль призводить до зміни коливань як по частоті, так і за амплітудою. Тому, в дослідженні показано результати теоретичного моделювання коливань над колесами як правого, так і лівого бортів транспортного засобу за навантаження його над мостом транспортного засобу, над мостом причепа, а також між мостами автомобіля та причепа. В результаті проведеного ряду досліджень, можна зробити висновок, що виникнення коливань причепа при його завантаженні, наприклад, зерном, призводить до формування коливань над колесами у досліджуваного транспортного засобу. Закономірним є той факт, що найбільші з коливань за частотою та амплітудою спостерігаються за навантаження причепа над його мостом. Аналогічним чином, найбільші частота та амплітуда коливань відбувається і над мостом автомобіля. Мінімальні ж, за значеннями амплітуди і частоти, коливання спостерігаються за навантаження причепа між його мостами.

Ключові слова: сідельні тягачі, експлуатаційні вимоги, колеса, борт, транспортний засіб, частота коливання, навантаження, причеп, моделювання, коливання, сипке середовище.

E. I. KALININ

Doctor of Technical Sciences, Professor,
Head of the Department of Tractors, Cars and Bioenergy Resources
National University of Bioresources and Nature Management of Ukraine
ORCID: 0000-0001-6191-8446

V. M. KOLODNENKO

Senior Lecturer
Sumy National Agrarian University
ORCID: 0000-0002-8450-6759

IDENTIFICATION OF THE DYNAMIC PARAMETERS OF A SPECIALIZED VEHICLE UNDER UNEVEN LOADING OF ITS BODY

This work presents a study of oscillatory processes occurring as a result of the operation of freight vehicles loaded with bulk cargo. The rapid growth of cargo transportation, focused mainly on the transportation of grain from the field to storage places or to ports, is the main share in the percentage ratio in the transportation of similar types of cargo. Public roads, especially those where there is active traffic without the possibility and permission of road signs to go around this or that gap, have a great influence on the condition of the vehicle. At the same time, the influence of the vehicle occurs in a reciprocal manner and on the road surface. If we talk about the structural elements of the road train, the research objectives of which were laid down, it includes such basic elements as bridges, frame, springs, suspension, wheels, etc. Along with the above, the studies have their direct meaning only when operating with a trailer. The action of this type of load on the car leads to a change in oscillations both in frequency and in amplitude. Therefore, the research shows the

results of theoretical simulation of vibrations over the wheels of both the right and left sides of the vehicle for loading it over the axle of the vehicle, over the axle of the trailer, as well as between the axles of the car and the trailer. As a result of a series of studies, it can be concluded that the occurrence of vibrations of the trailer when it is loaded, for example, with grain, leads to the formation of vibrations over the wheels of the vehicle under study. It is natural that the largest oscillations in terms of frequency and amplitude are observed when the trailer is loaded over its bridge. Similarly, the highest frequency and amplitude of oscillations occur above the bridge of the car. Minimal fluctuations in terms of amplitude and frequency are observed when the trailer is loaded between its axles.

Key words: wheels, board, vehicle, bridge, load, trailer, simulation, oscillation, fluid medium.

Постановка проблеми

Продуктивність автомобіля визначається масою вантажу, що перевозиться, чисельністю пасажирів, а також середньою швидкістю руху. У зв'язку з цим вона залежить від потужності двигуна, прохідності, плавності ходу та надійності автомобіля, стану дорожнього покриття, легкості керування та інших факторів, що характеризують умови праці водія.

Використання вантажних транспортних засобів в перевезенні вантажів різного стану характеризується процесами та наслідковими реакціями, що відбуваються з окремими структурними частинами транспортного засобу. З огляду на процеси, які відбуваються з вантажівкою при русі без навантаження та з ним, можна чітко виражати кілька процесів, що мають свою докорінну зміну (різниця таких процесів, точніше, їх показники, можуть сягати кількарядових ступенів зміни).

Важкі транспортні засоби, такі як вантажівки та автобуси, мають велику конструкцію, що дозволяє перевозити вантаж будь-якою місцевістю протягом тисяч миль без руйнування конструкції. Конструкція (шасі або рама) вантажівки повинна витримувати всі види вібрації (тобто поздовжню, поперечну та вібрацію згину) [1].

Серед таких процесів виділяють коливання, що відбуваються внаслідок завантаження, розвантаження, руху тощо. Питання таких змін в стійкості вантажного транспортного засобу мало б своє продовження не лише в визначенні кращого варіанту підвіски для авто, трансмісії та силового агрегату, а і пошуку нових конструкторських рішень з метою покращення ефективності експлуатації таких транспортних засобів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Дороги стали традиційним засобом для сполучення у всьому світі. Недосконалість, руйнування та зрушення дорожнього покриття виникають внаслідок неправильної будови дорожнього матеріалу, перевищення допустимої швидкості руху транспортних засобів. Найчастіше конструкція дорожнього покриття не може забезпечити таких умов. Крім того, інтенсивність дорожнього руху створює проблеми при реконструкції та ремонті доріг, особливо з метою безпеки [2]. Однак, конструкція транспортних засобів, в умовах їх експлуатації, що прирівнюється до важких, також має своє значення. Так, метою дослідження [3] є моделювання зв'язку між динамічними вібраціями трансмісії та фіксованими обмеженнями рами транспортного засобу. Визначено, що кожна структурна одиниця, включаючи різьбові з'єднання, несе вплив на коливальні властивості транспортного засобу. Аналогічним чином, на основі дослідів в роботі [3], є можливість говорити не лише про властивості кожної структурної частини, а і про кількість таких структурних частин в трансмісії вантажного транспортного засобу. Будь-який вид виконуваних робіт слід поєднувати із нормативним забезпеченням. Як підтвердження цьому, в дослідженні [4] визначено, що вплив коливань та вібрацій на водія під час роботи великогазового самоскида є значним і становить високий ступінь небезпеки здоров'ю. Водіння важких вантажних автомобілів створює високі величини найбільш шкідливих частот вібрацій, які перевищували межі впливу, що встановлені ISO, протягом більшої частини робочого часу.

Корпус коробки захищає структурні компоненти коробки (вали, шестерні, підшипники, муфти тощо). Він забезпечує герметичність для мастильних матеріалів. Вихід із ладу картера трансмісії або корпусу коробки є основною проблемою для виробника транспортного засобу. Шум і вібрації є основними причинами поломок. Тому, необхідним є зниження рівня шуму та вібрацій. Щоб запобігти відмові, слід знати власну частоту і форму власних коливань [5]. Такий короткий аналіз причин поломок коробок перемикачів передач плавно підвів до актуальності обраного дослідження. Тому, наслідком до попереднього дослідження є вивчення вібраційних характеристик [6] вантажних автомобілів під час руху та, зокрема, ефекту від включення гнучкої рами. Робота є теоретичним дослідженням і зосереджена на комфорті їзди, захисті вантажу, структурній цілісності та безпеки транспортного засобу. Нерівності дорожнього покриття видаються як стаціонарні гаусові випадкові збудження. Для аналізу динамічних реакцій транспортного засобу було використано метод спектрального аналізу, а реакції водія на прискорення було зважено відповідно до методів комфорту їзди ISO. Для вивчення впливу гнучкості рами рама вантажівки була змодельована поведінка із використанням методу кінцевих елементів та розраховані її модальні властивості. Представлено пояснення теорії модальної суперпозиції, а також обговорено та застосовано можливість поєднання цієї теорії із рівняннями Лагранжа для моделювання вантажного автомобіля, що містить гнучкі підсистеми.

Численні результати, представлені для вантажівки, включаючи спектральні щільності потужності і середньоквадратичні значення змінних динамічного відгуку транспортного засобу показали, що гнучкість рами сильно впливає на прискорення як водія, так і кузова вантажівки. Тому, дуже важливо, щоб ефекти гнучкості рами враховувалися при проектуванні основних систем підвіски, кабіни та двигуна.

Дослідження вібрацій та коливань транспортних засобів для аналізу динамічної поведінки є однією з найцікавіших тем для досліджень у галузі динаміки транспортних засобів. Основну увагу у статті [7] приділено аналізу динамічної поведінки вантажівки в різних дорожніх умовах. Дорожні умови розглядалися як умови руху дорогою і бездоріжжям. Тому, створено інтегровану обчислювальну модель важкого дорожнього транспортного засобу із використанням різних стратегій керування за допомогою методу зв'язків для аналізу його динамічної поведінки.

Рамна конструкція автомобіля складається з рами та нелінійних амортизаторів. Щоб дослідити вплив гнучкості рами та нелінійної гістерезису, у дослідженні [8] запропоновано гібридний підхід до моделювання рами транспортного засобу в поєднанні з нелінійними амортизаторами. Результати свідчать, що гібридна модель може точно відображати нелінійні динамічні характеристики. Гібридна модель також може бути основою для проектування конструкцій на основі існуючої моделі. При цьому, досліді окремих частин вантажних автомобілів все частіше зводяться до динамічної стійкості. У статті [9] на тягачі 4×2 з тривісним напівприцепом віртуально вивчалися три різні положення передньої осі, що розташовані на відстані 200 мм, 400 мм та 600 мм перед задньою віссю. Для оцінки ризику, пов'язаного з рухом, для кожного положення аналізувалися псевдовідносні пошкодження, що ґрунтуються на прискоренні, спектральній щільності потужності та графіках перетину рівнів. Тому, описана в роботі [10] конструкція пристрою для перетворення енергії вібрації та коливань, що впливає на транспортний засіб під час руху в різних дорожніх умовах закріплена з використанням першого принципу моделювання двоколісного транспортного засобу як системи пружина-маса-амортизатор. Нарешті, пристрій тестувався на різних швидкостях та умовах дорожнього покриття. Зроблено висновок, що наведене навантаження залежить від частоти і амплітуди вібрацій та коливань автомобіля.

Формулювання мети дослідження

Визначення факторів, що впливають на продуктивність роботи сідельних високотонажних тягачів при навантаженні їх причепів сипким середовищем та визначення раціональної схеми завантаження причепа, яка дозволить зменшити виникнення коливань над колесами транспортного засобу.

Викладення основного матеріалу дослідження

Ідентифікація динамічних параметрів спеціалізованого автомобіля при нерівномірному навантаженні його кузова.

Насипні вантажі за структурою можуть бути віднесені до категорії сипких середовищ. Деякі з них (легко сипкі) можуть розглядатися як ідеально сипке середовище, представлене, в першому наближенні, ідеальною нестискаємою рідиною, що не має сил зв'язку між частинками. Інші (погано сипкі) повинні розглядатися як зв'язне середовище, яке є проміжним ступенем між ідеально сипким і твердим тілами.

Оскільки практично процес формування сипкого тіла заздалегідь відомий, так само як відомі його механічні властивості (коефіцієнт внутрішнього тертя, початковий опір зсуву для зв'язаних насипних вантажів, коефіцієнт тертя по твердим поверхням, коефіцієнт ущільнення під впливом динамічних навантажень і т.п.) можна говорити, що завдання неграничної рівноваги мають конкретні розв'язки. Тоді можна говорити і про можливість ідентифікації динаміки вантажного автомобіля під час транспортування сипкого середовища.

Розглянемо об'ємну модель динаміки транспортного засобу з залежною системою підвіски та двома задніми мостами, що показана на рисунку 1.

Тоді можна встановити наступне диференціальне рівняння вібрації транспортного засобу при русі по нерівній опорній поверхні (приймемо, що навантаження від причепа передається на сідельний зчпний пристрій у відповідності до перерозподілу сипкого тіла в самому причепі як в повздовжній, так і в поперечній площині):

$$\left\{ \begin{aligned} m_{mi} \ddot{Z}_{mi} &= \sum_{j=n, \lambda} (F_{vij} - F_{mij}); \\ J_{mi} \ddot{\varphi}_{mi} &= (F_{mi \lambda} - F_{mi n}) \frac{b_{i+2}}{2} + (F_{vi n} - F_{vi \lambda}) \frac{b_{i+5}}{2}; \\ m_e \ddot{Z}_e &= \sum_{j=n, \lambda} \sum_{i=1}^3 (F_{cij} - F_{vij}); \\ J_{ex} \ddot{\psi}_e &= \sum_{i=1}^3 (F_{vi n} - F_{vi \lambda}) \frac{b_{i+5}}{2} + \sum_{i=1}^2 (F_{ci \lambda} - F_{ci n}) \frac{b_i}{2}; \\ J_{ey} \ddot{\psi}_e &= -l_1 \sum_{j=n, \lambda} F_{e1j} + \sum_{j=n, \lambda} \sum_{i=1}^3 l_i F_{vij} + \sum_{j=n, \lambda} \sum_{i=2}^3 l_{i+4} F_{cij}; \\ m_c \ddot{Z}_c &= F_s - \sum_{j=n, \lambda} \sum_{i=1}^2 F_{cij}; \\ J_{cx} \ddot{\psi}_c &= \frac{b_2}{2} \left[F_s \sum_{i=1}^2 (F_{ci n} - F_{ci \lambda}) \right]; \\ J_{cy} \ddot{\psi}_c &= l_s \sum_{j=n, \lambda} F_{c2j} + l_4 \left[F_s - \sum_{j=n, \lambda} F_{c1j} \right]; \\ m_s \ddot{Z}_s &= -F_s. \end{aligned} \right. \quad (1)$$

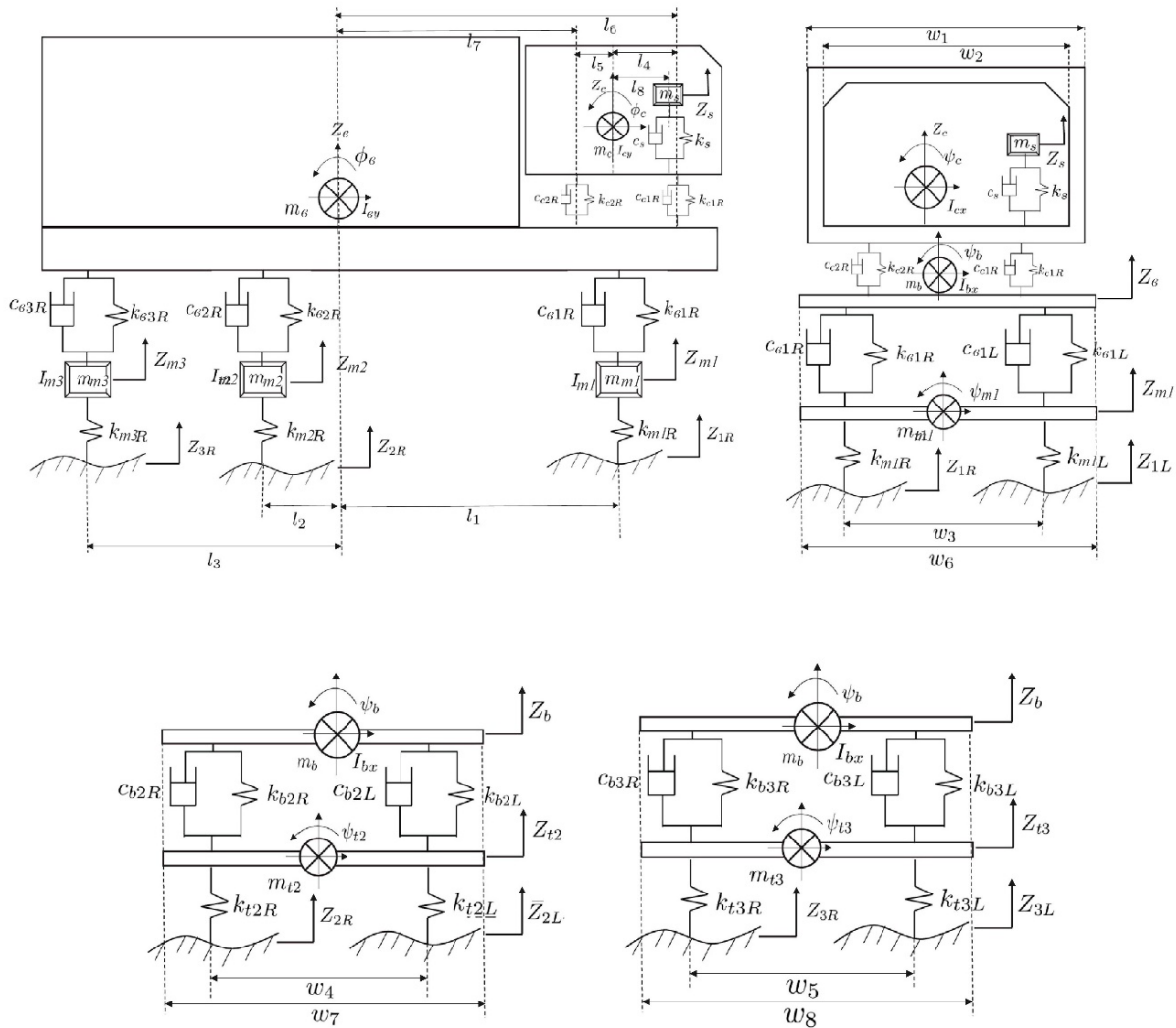


Рис. 1. Динамічна коливальна модель вантажного автомобіля

Тоді, сила F_s представляє вертикальну реакцію системи підвіски сидіння водія:

$$F_s = -k_s \left(Z_s - Z_c - l_4 \phi_c - \frac{b_2}{2} \psi_c \right) - C_s \left(\dot{Z}_s - \dot{Z}_c - l_4 \dot{\phi}_c - \frac{b_2}{2} \dot{\psi}_c \right) \quad (2)$$

Сила F_{cij} є вертикальною силою реакції підвіски кабіни:

$$F_{cij} = k_{cij} \left(Z_c + l_{k+3} \phi_c - (-1)^j \frac{b_2}{2} \psi_c - Z_o - l_{k+5} \phi_o + (-1)^j \frac{b_1}{2} \psi_o \right) + C_{cij} \left(\dot{Z}_c + l_{k+3} \dot{\phi}_c - (-1)^j \frac{b_2}{2} \dot{\psi}_c - \dot{Z}_o - l_{k+5} \dot{\phi}_o + (-1)^j \frac{b_1}{2} \dot{\psi}_o \right). \quad (3)$$

Сила F_{mij} визначається як вертикальна сила реакції системи підвіски автомобіля:

$$F_{ij} = k_{ij} \left(Z_o + l_i \phi_o - (-1)^j \frac{b_{i+5}}{2} \psi_o - Z_{mi} + (-1)^j \frac{b_{i+2}}{2} \psi_{mi} \right) + C_{ij} \left(\dot{Z}_o + l_i \dot{\phi}_o - (-1)^j \frac{b_{i+5}}{2} \dot{\psi}_o - \dot{Z}_{mi} + (-1)^j \frac{b_{i+2}}{2} \dot{\psi}_{mi} \right). \quad (4)$$

Сила F_{mij} визначає вертикальну силу реакції опорної поверхні:

$$F_{mij} = k_{mij} \left(Z_{mi} - (-1)^j \frac{b_{i+2}}{2} \psi_{mi} - Z_{ij} \right) + C_{mij} \left(\dot{Z}_{mi} - (-1)^j \frac{b_{i+2}}{2} \dot{\psi}_{mi} - \dot{Z}_{ij} \right) \quad (5)$$

Усі наведені вище формули задовольняють умовам: $i = 1, 2, 3; k = 1, 2; j = n, л$ і $(-1)^n = -1, (-1)^л = 1$. Величини $m_s, m_c, m_θ$ та m_{mi} відповідно представляють демпфування під сидінням, кабіною, кузовом і підвіскою автомобіля. J_{mi} – момент інерції осі i -го колеса; J_{ex} і J_{ey} , відповідно, моменти інерції навколо осей x і y ; J_{cx} і J_{cy} – відповідно момент інерції кабіни навколо осей x і y . $Ψ_{mi}$ – кут крену осі i -го колеса; $Ψ_θ$ і $φ_θ$ – відповідно крен і тангаж кузова; $Ψ_c$ і $φ_c$ – відповідно крен і тангаж кабіни. $Z_s, Z_c, Z_θ$ і Z_{mi} представляють вертикальне переміщення сидіння, кабіни, кузова та транспортного засобу відповідно; Z_{ij} – вертикальні значення коливань опорної поверхні під кожним колесом. $k_s, k_{cij}, k_{θij}$ і k_{mij} представляють жорсткість підвісок сидіння, кабіни, автомобіля та шин відповідно. $C_s, C_{cij}, C_{θij}$ і C_{mij} представляють демпфування підвісок сидіння, кабіни, автомобіля та шин відповідно. l_1, l_2 і l_3 – відстань від центру осі кузова до центру осі кожного колеса; l_4, l_5 і l_8 – відстань від центру осі кабіни до центру передньої частини кабіни, центру задньої частини та центру сидіння кабіни; l_6 і l_7 – відстань від центру осі кузова до центру передньої частини кабіни і центру задньої частини відповідно. b_{i+2} представляє відстань між центрами трьох груп коліс відповідно; b_{i+5} означає ширину колії транспортного засобу.

При моделюванні коливального руху причепа за рахунок навантаження сипким середовищем, проведено аналіз впливу розташування потоку сипкого середовища на вертикальні коливання останнього. Швидкість вивантаження сипкого середовища (зерна) обрана на рівні 4500 л/хв, що відповідає швидкості розвантаження бункера комбайна John Deere 9500. Розрахунок проводився для трьох характерних точок розташування потоку сипкого середовища: над колесами причепа, над колесами транспортного засобу і посередині між мостами автомобіля та причепа. Результати розрахунків наведені на рисунку 2.

Як видно з рисунка 2, наявність збурюючого впливу та великого плеча при перевантаженні зерна з бункера комбайну в причеп над мостом останнього призводить до формування великих вертикальних коливань. Зменшення даного коливання можна досягти за рахунок вивантаження сипкого матеріалу між мостами причепа та транспортного засобу.

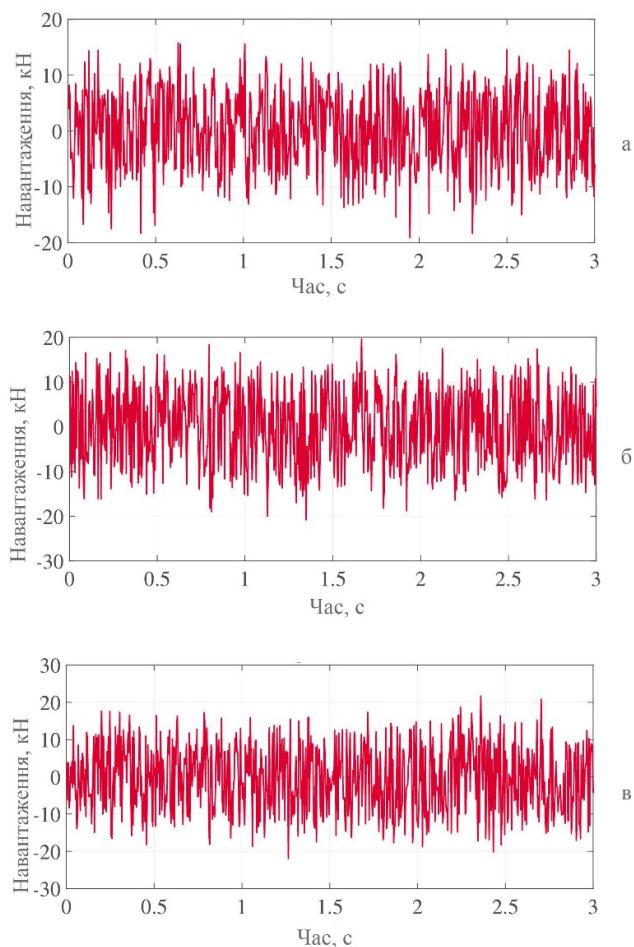
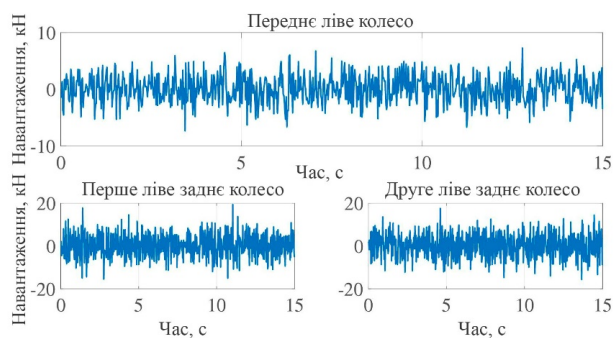
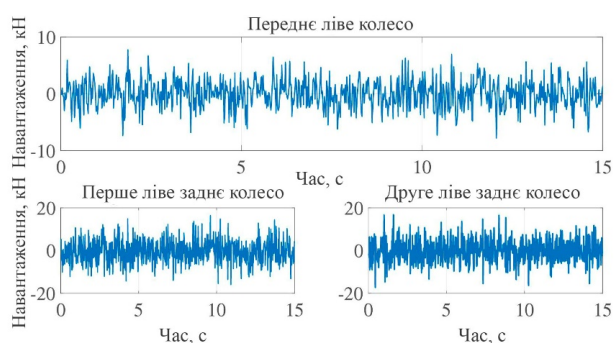


Рис. 2. Результати теоретичного моделювання коливань причепа транспортного засобу при навантаженні його над мостом транспортного засобу (а), над мостом причепа (б) та між мостами автомобіля та причепа (в)

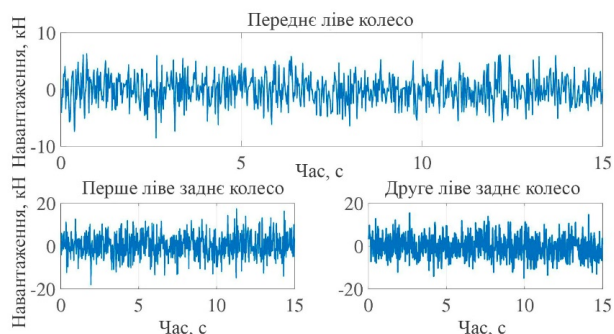
На основі математичної моделі (1) проведено моделювання коливань над колесами транспортного засобу при різних варіантах навантаження причепа. Результати моделювання наведені на рисунках 3 та 4.



а

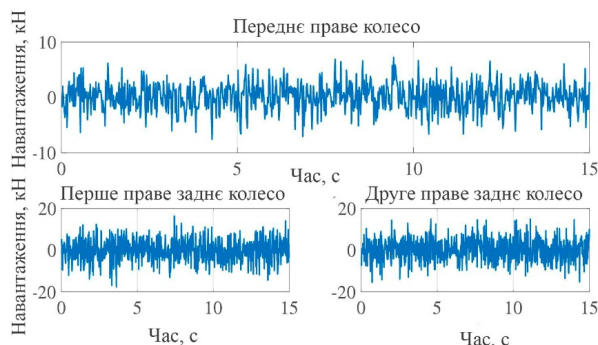


б

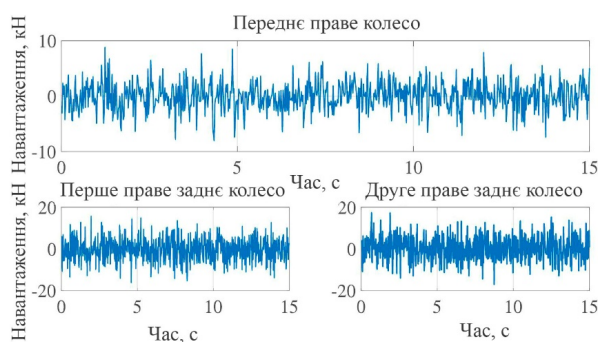


в

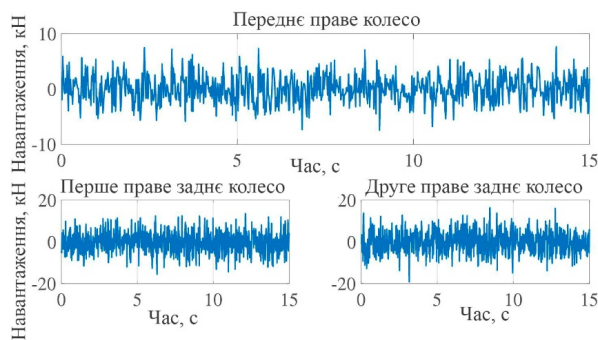
Рис. 3. Результати теоретичного моделювання коливань над колесами лівого борту транспортного засобу при навантаженні його над мостом транспортного засобу (а), над мостом причепа (б) та між мостами автомобіля та причепа (в)



а



б



в

Рис. 4. Результати теоретичного моделювання коливань над колесами правого борту транспортного засобу при навантаженні його над мостом транспортного засобу (а), над мостом причепа (б) та між мостами автомобіля та причепа (в)

Висновки

За результатами теоретичного моделювання можна зробити висновок, що виникнення автоколивань причепа автомобіля при навантаженні його сипким середовищем, призводить до формування коливань над колесами транспортного засобу. Причому, найбільші коливання за частотою та амплітудою спостерігаються при навантаженні причепа як над його мостом, так і над мостом автомобіля. Мінімальні, за значеннями амплітуди та частоти, коливання спостерігаються при навантаженні причепа між мостами.

Список використаної літератури

1. Gupta, A., & Rastogi, V. Effect of Distributed Damping on the Dynamic Behavior of Flexible Chassis of Heavy Road Vehicle Under Standardized Random Road Responses. *Iranian Journal of Science and Technology, Transactions of Mechanical Engineering*, 2020, 45, 1071–1090. <https://doi.org/10.1007/s40997-020-00366-5>
2. Yupapin, P.P., & Pornsuwancharoen, N. Asphalt road surface vibration and force distribution generated by pickup truck braking. *Measurement*, 2019, 148, 106871. <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2019.106871>
3. Kumar, A., Jaiswal, H., Ahmad, F., & Patil, P.P. Dynamic Vibration Characteristics Analysis of Truck Transmission Gearbox Casing with Fixed Constraint of Vehicle Frame Based on FEA. *Procedia Engineering*, 2014, 97, 1107–1115. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2014.12.389>
4. Kumar, S. Vibration in operating heavy haul trucks in overburden mining. *Applied ergonomics*, 2004, 35 6, 509-20. <https://doi.org/10.1016/j.apergo.2004.06.009>
5. Kumar, A., Jaiswal, H., Pandey, A., & Patil, P.P. Free Vibration Analysis of Truck Transmission Housing based on FEA. *Procedia Materials Science*, 2014, 6, 1588–1592. <https://doi.org/10.1016/j.mspro.2014.07.141>
6. Ibrahim, I.M., Crolla, D., & Barton, D.C. Effect of frame flexibility on the ride vibration of trucks. *Computers & Structures*, 1996, 58, 709–713. [https://doi.org/10.1016/0045-7949\(95\)00198-P](https://doi.org/10.1016/0045-7949(95)00198-P)
7. Gupta, A., & Rastogi, V. Effects of Various Road Conditions on Dynamic Behaviour of Heavy Road Vehicle. *Procedia Engineering*, 2016, 144, 1129–1137. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2016.05.078>
8. Ma, Y., Xie, S., Zhang, X., & Luo, Y. Hybrid modeling approach for vehicle frame coupled with nonlinear dampers. *Commun. Nonlinear Sci. Numer. Simul.*, 2013, 18, 1079–1094. <https://doi.org/10.1016/j.cnsns.2012.09.013>
9. Bhat, S., & Sheepri, S. Influence of Fifth Wheel Position on Cab Durability and Dynamics in Tractor-Semitrailer Vehicle. *SAE International Journal of Commercial Vehicles*, 2021. <https://doi.org/10.4271/02-15-02-0009>
10. Bonde, D.H., Panche, N.K., Meshram, H.S., Dhongade, V.W., Dharmik, A.V., Parate, J.D., Pardhi, M.G., & Gupta, V.S. Fabrication and Performance Analysis of a Device to Transform Vibration Energy on an Automobile. *Advances in Mechanical Engineering*, 2020, P. 25–33. https://doi.org/10.1007/978-981-15-3639-7_4

References

1. Gupta, A., & Rastogi, V. (2020). Effect of Distributed Damping on the Dynamic Behavior of Flexible Chassis of Heavy Road Vehicle Under Standardized Random Road Responses. *Iranian Journal of Science and Technology, Transactions of Mechanical Engineering*, 45, 1071–1090. <https://doi.org/10.1007/s40997-020-00366-5>
2. Yupapin, P.P., & Pornsuwancharoen, N. (2019). Asphalt road surface vibration and force distribution generated by pickup truck braking. *Measurement*, 148, 106871. <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2019.106871>
3. Kumar, A., Jaiswal, H., Ahmad, F., & Patil, P.P. (2014). Dynamic Vibration Characteristics Analysis of Truck Transmission Gearbox Casing with Fixed Constraint of Vehicle Frame Based on FEA. *Procedia Engineering*, 97, 1107–1115. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2014.12.389>
4. Kumar, S. (2004). Vibration in operating heavy haul trucks in overburden mining. *Applied ergonomics*, 35 6, 509-20 . <https://doi.org/10.1016/j.apergo.2004.06.009>
5. Kumar, A., Jaiswal, H., Pandey, A., & Patil, P.P. (2014). Free Vibration Analysis of Truck Transmission Housing based on FEA. *Procedia Materials Science*, 6, 1588–1592. <https://doi.org/10.1016/j.mspro.2014.07.141>
6. Ibrahim, I.M., Crolla, D., & Barton, D.C. (1996). Effect of frame flexibility on the ride vibration of trucks. *Computers & Structures*, 58, 709–713. [https://doi.org/10.1016/0045-7949\(95\)00198-P](https://doi.org/10.1016/0045-7949(95)00198-P)
7. Gupta, A., & Rastogi, V. (2016). Effects of Various Road Conditions on Dynamic Behaviour of Heavy Road Vehicle. *Procedia Engineering*, 144, 1129–1137. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2016.05.078>
8. Ma, Y., Xie, S., Zhang, X., & Luo, Y. (2013). Hybrid modeling approach for vehicle frame coupled with nonlinear dampers. *Commun. Nonlinear Sci. Numer. Simul.*, 18, 1079–1094. <https://doi.org/10.1016/j.cnsns.2012.09.013>
9. Bhat, S., & Sheepri, S. (2021). Influence of Fifth Wheel Position on Cab Durability and Dynamics in Tractor-Semitrailer Vehicle. *SAE International Journal of Commercial Vehicles*. <https://doi.org/10.4271/02-15-02-0009>
10. Bonde, D.H., Panche, N.K., Meshram, H.S., Dhongade, V.W., Dharmik, A.V., Parate, J.D., Pardhi, M.G., & Gupta, V.S. (2020). Fabrication and Performance Analysis of a Device to Transform Vibration Energy on an Automobile. *Advances in Mechanical Engineering*, P. 25–33. https://doi.org/10.1007/978-981-15-3639-7_4