

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ РУХУ ДВОЛАНКОВОГО АВТОВОЗА

© Кузьо І.В., Житенко О.В., Зінько Р.В., 2011

Досліджено динаміку руху дволанкового автовоза за допомогою математичної моделі, що враховує особливості компоновання такого транспортного засобу, пружне закріплення транспортованих вантажів, умови експлуатації та руху.

The mathematical model of the motion dynamics of joint arthrous two sections autocart is offered. A model takes into account the features of arrangement of transport vehicle, resilient fixing of the transported loads, condition of exploitation and motion.

Постановка проблеми. Перевезення автомобілів є специфічним видом вантажоперевезень, оскільки автомобілі – технічно складний вантаж, що вимагає особливого транспортування.

Ринок продажу автомобілів доволі великий: так, у жовтні 2009 р. продано 58 тисяч автомобілів, що на 6 тисяч більше, ніж у червні [1]. Більшість автомобілів в Україні перевозять вантажівки-автовози – 85–90 % перевезень всіма видами транспорту, решта – залізничні перевезення. Транспортують імпорتنі автомобілі майже виключно автотранспортом, оскільки він найоптимальніший за критеріями швидкості доставки і безпечності.

Сучасний автовоз – великовантажний автомобіль у складі тягача і дворівневого напівпричепа. Автопарк великих автоперевізників складається в основному з імпортних тягачів Volvo, Scania, MAN. Напівпричепа закордонного виробництва дорогі й не витримують умов експлуатації на дорогах України. Тому необхідно створювати напівпричепа відповідно до європейських стандартів, але з урахуванням експлуатації на теренах України.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Динаміка колісних транспортних засобів досліджується у багатьох роботах [2–5]. У цих роботах зчленовані транспортні засоби розглядаються як системи зі сконцентрованими масами та їх переміщеннями. Проте не повною мірою висвітлено вплив зовнішніх чинників на рух автопоїздів, зокрема бракує комплексних досліджень впливу вантажу серед інших чинників на експлуатаційні показники автопоїзда.

Постановка задачі. Дослідити динаміку руху дволанкового автовоза з урахуванням особливостей компоновання транспортного засобу, пружного закріплення транспортованих вантажів, умов експлуатації та руху.

Виклад основного матеріалу. Основою для подальших досліджень є узагальнена математична модель динаміки руху шарнірно зчленованого дволанкового автовоза [6]. Модель дає змогу враховувати широку низку експлуатаційних чинників, серед яких вплив на плавність руху способів закріплення транспортованих вантажів. Для визначення основних параметрів плавності руху доцільно спростити цю модель, що дасть змогу зменшити затрати часу на розрахунки (рис. 1).

Формули зв'язку між наборами координат (Z_i, b_i) і z_{ij} , для спрощеного випадку набудуть такого вигляду:

$$z_{22} = Z_2 + b_2 \cdot l_{22}, \quad b_2 = \frac{z_{21} - z_{22}}{l_{11} - l_{22}}. \quad (1)$$

Для розрахункової схеми (рис. 1) T кінетичну енергію, U потенціальну енергію і R дисипативну функцію (функцію Релея) системи запишемо у вигляді:

$$T = \frac{1}{2} M_1 \cdot \left(\frac{\xi_{f1} \cdot l_{12} + \xi_{f2} \cdot l_{11}}{l_{11} + l_{12}} \right)^2 + \frac{1}{2} I_1 \cdot \left(\frac{\xi_{f1} - \xi_{f2}}{l_{11} + l_{12}} \right)^2 +$$

$$+ \frac{1}{2} M_2 \cdot \left(\frac{\xi_{f1} \cdot l_{12} + \xi_{f2} \cdot l_{11}}{l_{11} + l_{12}} - \frac{\xi_{f1} - \xi_{f2}}{l_{11} + l_{12}} l_1 + \frac{\xi_{21} - \xi_{22}}{l_{21} - l_{22}} l_2 \right)^2 + \frac{1}{2} I_2 \cdot \left(\frac{\xi_{21} - \xi_{22}}{l_{21} - l_{22}} \right)^2,$$

$$U = \frac{1}{2} c_{11} z_{11}^2 + \frac{1}{2} c_{12} z_{12}^2 + \frac{1}{2} c_{21} z_{21}^2 + \frac{1}{2} c_{22} z_{22}^2, \quad R = \frac{1}{2} k_{11} \xi_{f1}^2 + \frac{1}{2} k_{12} \xi_{f2}^2 + \frac{1}{2} k_{21} \xi_{21}^2 + \frac{1}{2} k_{22} \xi_{22}^2.$$

Звідки отримуємо рівняння руху для дволанкового чотиривісного автовоза для випадку жорсткого закріплення транспортіваних вантажів:

$$\begin{cases} m_{11} \ddot{\xi}_{f1} + m_{12} \ddot{\xi}_{f2} + m_{13} \ddot{\xi}_{21} + m_{14} \ddot{\xi}_{22} + k_{11} \xi_{f1} + c_{11} z_{11} = 0 \\ m_{21} \ddot{\xi}_{f1} + m_{22} \ddot{\xi}_{f2} + m_{23} \ddot{\xi}_{21} + m_{24} \ddot{\xi}_{22} + k_{12} \xi_{f2} + c_{12} z_{12} = 0 \\ m_{31} \ddot{\xi}_{f1} + m_{32} \ddot{\xi}_{f2} + m_{33} \ddot{\xi}_{21} + m_{34} \ddot{\xi}_{22} + k_{21} \xi_{21} + c_{21} z_{21} = 0 \\ m_{41} \ddot{\xi}_{f1} + m_{42} \ddot{\xi}_{f2} + m_{43} \ddot{\xi}_{21} + m_{44} \ddot{\xi}_{22} + k_{22} \xi_{22} + c_{22} z_{22} = 0 \end{cases} \quad (2)$$

де зведені маси m мають такий вигляд:

$$m_{11} = \frac{M_1 \cdot l_{12}^2 + I_1 + M_2 \cdot (l_{12} - l_1)^2}{(l_{11} + l_{12})^2}; \quad m_{12} = m_{21} = \frac{M_1 \cdot l_{12} \cdot l_{11} - I_1 + M_2 \cdot (l_{12} - l_1) \cdot (l_{11} - l_1)}{(l_{11} + l_{12})^2};$$

$$m_{13} = m_{31} = -m_{14} = m_{41} = \frac{M_2 \cdot l_2 \cdot (l_{12} - l_1)}{(l_{11} + l_{12}) \cdot (l_{21} - l_{22})}; \quad m_{22} = \frac{M_1 \cdot l_{11}^2 + I_1 + M_2 \cdot (l_{11} - l_1)^2}{(l_{11} + l_{12})^2}; \quad (3)$$

$$m_{32} = -m_{23} = -m_{24} = m_{42} = \frac{M_2 \cdot l_2 \cdot (l_{11} - l_1)}{(l_{11} + l_{12}) \cdot (l_{21} - l_{22})}; \quad m_{33} = m_{44} = -m_{43} = -m_{34} = \frac{M_2 \cdot l_2^2 + I_2}{(l_{21} - l_{22})^2}.$$

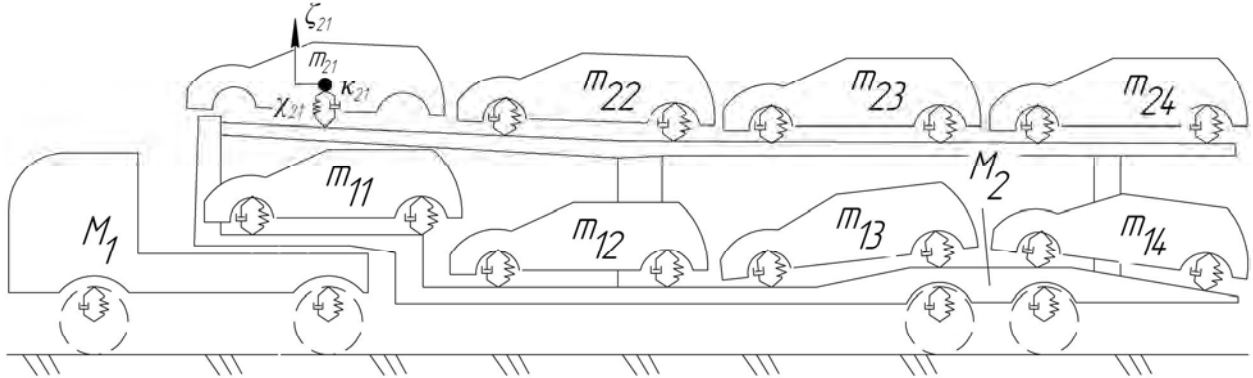


Рис. 1. Розрахункова схема дволанкового автовоза у складі тягача з довівсним напівпричепом

У системі (2) інтегруються одночасно або підсистема 1-го, 2-го та 3-го рівнянь, або підсистема, що складається з 1-го, 2-го та 4-го рівнянь. Такий своєрідний запис використаний для зручності порівняння результатів, отриманих аналітичними методами з результатами натурних експериментів.

Під час розрахунку вільних коливань дволанкового автовоза розглядаємо найхарактерніший випадок – переїзд через одиничну нерівність, дія якої на колеса має ударний характер. Вибір початкового збурення у вигляді одиничного імпульсу зумовлений тим, що ми можемо виміряти імпульсну характеристику дволанкового автовоза, яка визначається як реакція системи на d -функцію. Досліджуючи коливальні процеси, що виникають під час переїзду одиничної нерівності, приймаємо, що при підході до нерівності стан системи є повністю заданим значенням координат і перших похідних.

Математичне моделювання руху дволанкового навантаженого автовоза виконано у середовищі системи MATLAB 7.0.1 за допомогою числових методів [7]. Моделювання виконувалося для навантаженого автовоза (8 автомобілів), який рухається із середньою експлуатаційною швидкістю $V = 60$ км/год під час наїзду на перешкоду з $q_0 = 0.1$ м. Зв'язок між частотою коливань, швидкістю дволанкового автовоза та функцією одиничного імпульсу визначений формулою:

$$(iw)^2 \cdot M \cdot u + (iw) \cdot k \cdot u + c \cdot u = p,$$

де M , k , c – матриці узагальнених мас, демпфування та жорсткості відповідно.

Колівання підресорених мас напівпричепа автовоза (рис. 2) відбуваються за гармонічним законом, і через 1.5 с система здійснює коливні рухи, симетричні відносно положення рівноваги.

Позначення V_{kl} на рис. 2–5 означають переміщення вантажу масою m_{kl} відносно положення рівноваги, де перший індекс $k=1,2$ вказує платформу (1 – нижня, 2 – верхня), на якій розташований вантаж, а другий індекс $l = 1..4$ вказує на порядковий номер вантажу на платформі.

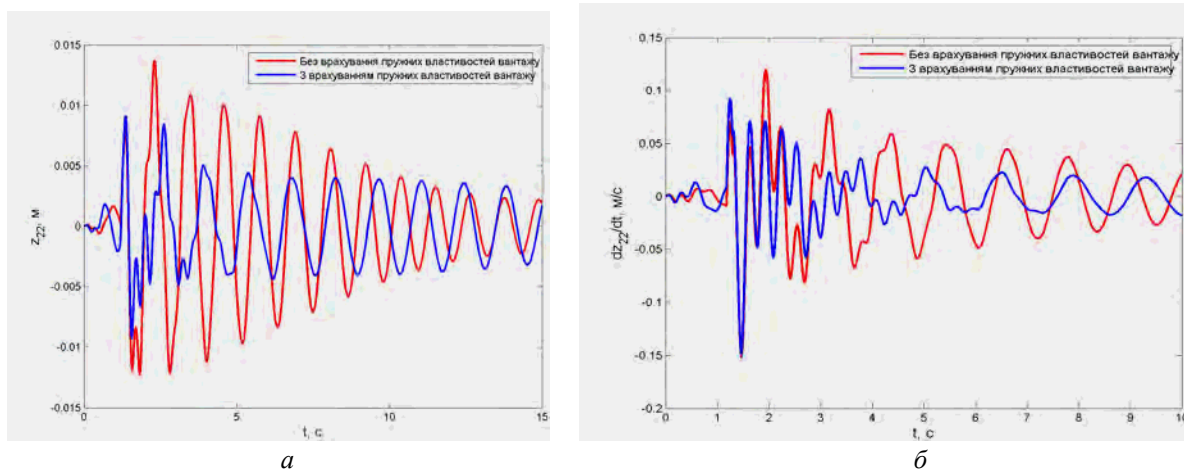


Рис. 2. Імпульсна характеристика підресорених мас напівпричепа (а) та швидкості переміщення підресорених мас заднього моста напівпричепа автовоза в часі (б)

Швидкості переміщення точок підресорених мас заднього моста напівпричепа (рис. 2) є синусоїдами, що експоненціально затухають. У випадку врахування пружного кріплення автомобілів у результаті зменшується частота та амплітуда коливань, причому значення останнього параметра зменшується в три рази.

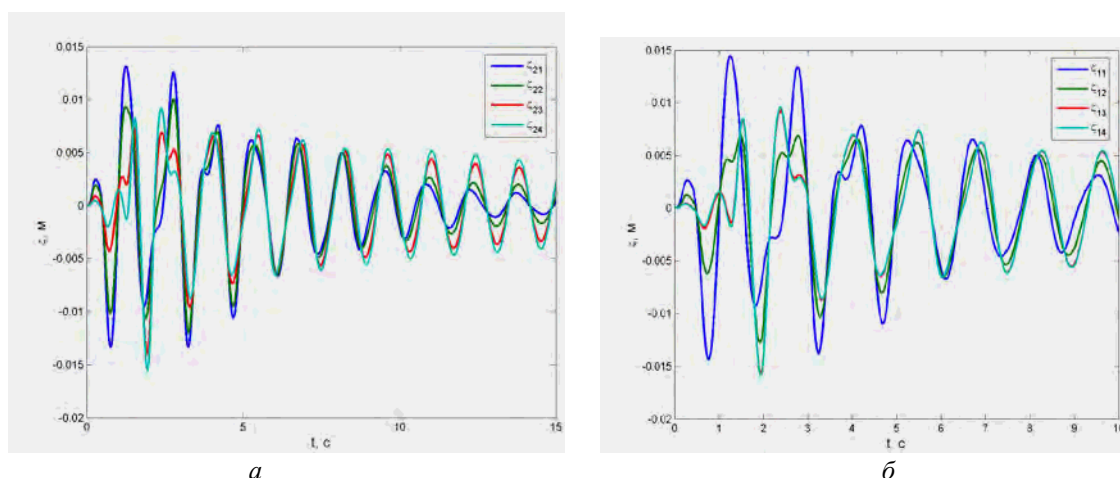


Рис. 3. Колівання автомобілів на верхній (а) та нижній вантажній платформі напівпричепа автовоза під час переїзду поодинокі перешкоди (б)

Переміщення вантажів як на верхній, так і на нижній вантажній платформі (рис. 3) є також синусоїдами, що експоненціально згасають. Максимальна амплітуда коливань становить 0.014 м для автомобіля, який розміщений на нижній вантажній платформі на задньому звісі напівпричепа, і є меншою, ніж хід підвіски середньостатистичного легкового автомобіля. Найменше зміщення від положення рівноваги отримує автомобіль, розміщений на нижній вантажній платформі перед мостом напівпричепа. Воно становить 0.007 м. Це свідчить про зменшення ризиків пошкодження вантажів під час транспортування, а також дає можливість зменшувати зазор до допустимого рівня між дахом автомобіля і верхньою платформою для пониження центра ваги цієї системи.

Висновки. Аналіз (рис. 2–3) показує, що, як і для підресорених вантажів, на плавність руху всієї системи найбільше впливають власні частоти коливань. Чим нижчі власні частоти коливань, тим вищою є плавність руху [8, 9]. Оптимальними умови плавності руху є тоді, коли частоти власних коливань близькі та незначні за величиною. Ці умови високої плавності руху є загальними як для легкових, так і для вантажних автомобілів, що експлуатуються на дорогах з різними типами покриття.

1. Украинский авторынок – 17-й в Европе [Электронный ресурс] 18.03.2011 <http://ura-inform.com/ru/neformat/2011/03/18/rinok>. 2. Рожков П.П. К вопросу о моделировании колебаний N-осной динамической системы автотранспортного средства в поперечной плоскости // Проблемы создания новых машин и технологий. – Сб. науч. тр. Кременчугского гос. политехн. ун-та. – Кременчуг: КГПУ. – 2000. – Вып. 2/2000(9). – С.316 – 318. 3. Фельзейнштейн В.С. Расчет плавности хода прицепного звена автопоезда // Автомобильная промышленность. – 2003. – № 3. – С.15 – 17. 4. Романов А.А. Комплексное моделирование колебательных процессов при движении специализированных транспортных средств // Информационные технологии моделирования и управления. – 2006. – № 5(30). – С.593 – 601. 5. Поляков В.М. Математична модель руху триланкового автопоезда з напівприцепом / В.М. Поляков, Д.Ю. Приходченко // Автошляховик України. – 2006. – № 9. – С.98 – 102. 6. Кузьо І.В. Математична модель динаміки руху шарнірно зчленованого дволанкового автовоза / І.В. Кузьо, О.В. Житенко, Р.В. Зінько // Науковий вісник НЛТУУ: збірник науково-технічних праць. – Львів: НЛТУУ, 2011. – Вип.21.3. – С. 333 – 340. 7. Кетков Ю.Л. MATLAB 7: программирование, численные методы / Ю.Л. Кетков, А.Ю. Кетков, М.М. Шульц. – СПб.: БХВ-Петербург, 2005. – 752 с. 8. Основы теории колебаний автомобиля при торможении и ее приложения: моногр. / А.А. Енаев, Н.Н. Яценко. – М.: Машиностроение, 2002. – 340 с. 9. Соколов А.В. Повышение плавности хода многоосного автомобиля с управляемой подвеской: автореф. дисс. ... канд. техн. наук. – М., 1992. – 26 с.