

УДК 629.113.001

*Аспір. О.В. Житенко; проф. Л.В. Крайник,
д-р техн. наук – НУ "Львівська політехніка"*

ДОСЛІДЖЕННЯ ВЕРТИКАЛЬНИХ КОЛИВАНЬ ДВОЛАНКОВОГО АВТОВОЗА

Розроблено математичну модель руху автовоза як багатомасової системи з метою дослідження випадкових коливань у вертикальній площині при рівномірному русі по дорозі, що характеризується заданою спектральною функцією мікропрофілю, при цьому основну увагу було спрямовано на визначення коливань при випадковому збуренні дороги.

Post-graduate O.V. Zhytenko; prof. L.V. Krainyk – NU "L'vivs'ka Politekhnik"

Research of vertical vibrations of car hauler

The mathematical model of motion an autocart is developed as a multimass system with the purpose of research of casual vibrations in a vertical plane at even motion on a road which is characterized the set spectral function, here basic attention was directed on determination of vibrations at to casual indignation of road.

Значний приріст виробництва і продажу легкових автомобілів зумовлює проблему їх транспортування. На сьогодні широкого застосування набули дволанкові автовози, які є тягачем і причіпом із складним навісним устаткуванням [1]. Застосування цього виду техніки із високою продуктивністю потребують глибоких наукових досліджень з метою покращення їх характеристик. Проектування, вибір і оцінка головних параметрів і показників [2] динаміки, прохідності, плавності руху та стійкості тісно пов'язані з вертикальною динамікою автовоза, що активно впливає на швидкісні, вагові, компоновочні і міцнісні параметри, більше того, для деяких із них характер та інтенсивність вертикальних коливань даної системи є визначальним.

На сьогодні з викладеної проблематики було проведено дуже мало наукових досліджень, здебільшого вони велися для вантажних автомобілів і автопоїздів загального призначення [3-5], математичні моделі склалися за загальними принципами [7], переважно для тривісних автопоїздів [6].

Дволанковий автовоз є складною багатомасовою механічною системою з багатьма ступенями вільності. При цьому задача за визначення деяких параметрів коливань системи є дуже трудомісткою, проте для підвищення якості проектування і конструкторської доводки автовозів потрібно застосовувати високу точність і багатоінформаційність розрахунків при побудові математичної моделі, яка повинна визначати основні групи динамічних параметрів. Тому головною проблемою є оптимізація коливних процесів і їх погашення з врахуванням високих вимог міжнародного стандарту ISO 2631-74 і ГОСТ 12.1.012-78, які визначають обмеження з вібрацій та коливань, а також інших важливих показників, пов'язаних із плавністю руху, стійкістю та керованістю.

Дослідження динаміки автовоза (рис. 1) будемо проводити на основі математичного описування його спрощеної схеми (рис. 2). Схема відображає з загальноприйнятими у динаміці коливаннями АТЗ, що допущені [8], особливості конструкції і взаємозв'язок окремих його частин.

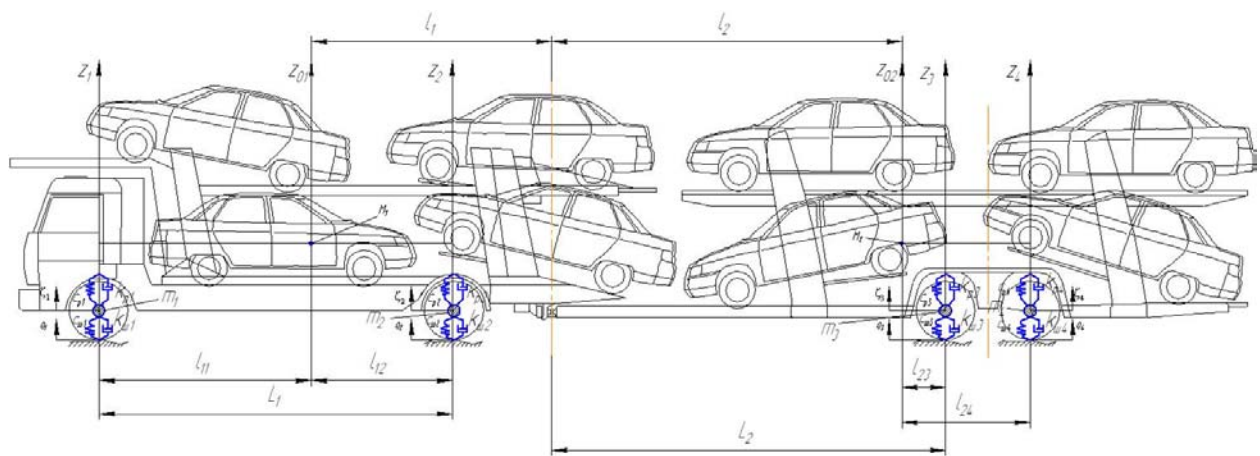


Рис. 1. Розрахункова схема дволанкового автовоза

Математичну модель динаміки будемо описувати диференціальними рівняннями з допомогою рівнянь Лагранжа 2-го роду, які отримуються на основі кінематичного і динамічного аналізу конструкції дволанкового автовоза. При введенні лагранжіана (1):

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_j} = \frac{\partial L}{\partial q_j} - \frac{\partial R}{\partial \dot{q}_j}, \quad (1)$$

де: $L = T - U$ — функція Лагранжа; T, U, R — відповідно кінетична, потенціальна енергія та дисипативна функція; q_j — узагальнена координата ($j = 1 \dots 4$).

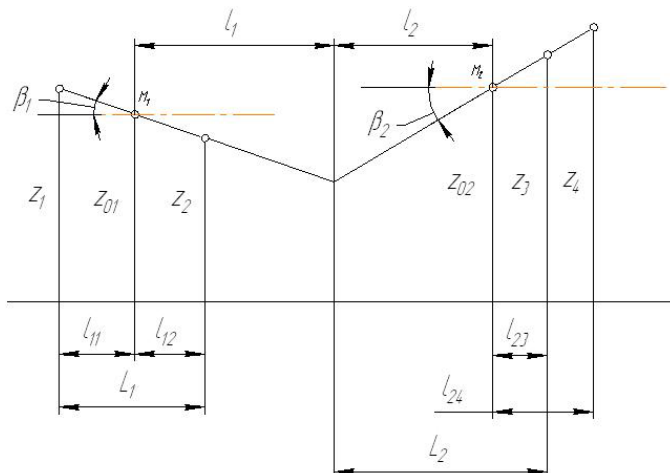


**Рис. 2.
Спрощена розрахункова
схема дволанкового
автовоза**

Зміщення відраховуємо від положення статичної рівноваги, тоді вид рівнянь не зміниться при дії сили ваги і її можна явно не вказувати.

Запишемо функцію (1) для руху автовоза вибираючи за координати вертикальні переміщення підресорених z і непідресорених мас ζ з відповідними індексами згідно з рис. 1, збурювальна функція q має вигляд перешкоди типу "сходінка", що є більш актуальним для дослідження цього питання з-за імпульсного характеру збурення [9]. Позначимо також: m_{1-4} — непідресорені маси відповідних мостів; M_{1-2}, J_{1-2} — підресорені маси тягача і причепа, і їх моменти інерції відносно центральної осі, що проходить перпендикулярно до площини рисунка; $C_{p1-4}, C_{u1-4}, k_{p1-4}, k_{u1-4}$ — відповідно еквівалентні жорсткості підвісок і коефіцієнти в'язкого тертя (еквівалентні значення взяті

з метою зменшення погрешностей при розрахунках і є $C_e = \text{var}(C \leq C_p \leq \infty)$ [10]); $L_1, L_2, l_{11}, l_{12}, l_1, l_{23}, l_{24}, l_2, \beta_1, \beta_2$ – відповідними геометричними і коливними параметрами автовоза.

Кінетична енергія системи матиме вигляд:

$$T = \frac{1}{2} M_1 \dot{z}_{01}^2 + \frac{1}{2} M_2 \dot{z}_{02}^2 + \frac{1}{2} J_1 \dot{\beta}_1^2 + \frac{1}{2} J_2 \dot{\beta}_2^2 + m_j \dot{\zeta}_j^2, \quad (2)$$

де значення змінних згідно з рис. 2. будуть мати вигляд:

$$\left. \begin{aligned} z_{01} &= \frac{z_1 l_{12} + z_2 l_{11}}{L_1} \\ z_{02} &= z_{01} - \beta_1 l_1 + \beta_2 l_2 \\ \beta_1 &= \frac{z_1 - z_2}{L_1} \\ \beta_2 &= \frac{z_3 - z_4}{l_{23} - l_{24}} \end{aligned} \right\}. \quad (3)$$

Потенціальна енергія системи буде мати вигляд:

$$\Pi = \frac{1}{2} C_{pj} (z_j - \zeta_j)^2 + \frac{1}{2} C_{uj} (\zeta_j - q_j)^2. \quad (4)$$

Дисипативна функція (функція Релея) буде мати вигляд:

$$R = \frac{1}{2} k_{pj} \left(\dot{z}_j - \dot{\zeta}_j \right)^2 + \frac{1}{2} k_{uj} \left(\dot{\zeta}_j - \dot{q}_j \right)^2. \quad (5)$$

Використовую стандартний Лагранжів формалізм (1)-(2), (4)-(5), і пропускаючи проміжні математичні викладки, що є досить громіздкими, рівняння руху дволанкового автовоза отримаємо в наступному вигляді:

$$\left. \begin{aligned} \mu_{11} \ddot{z}_1 + \mu_{12} \ddot{z}_2 + \mu_{13} \ddot{z}_3 + \mu_{14} \ddot{z}_4 + C_{p1} (z_1 - \zeta_1) + k_{p1} (\ddot{z}_1 - \ddot{\zeta}_1) &= 0 \\ \mu_{21} \ddot{z}_1 + \mu_{22} \ddot{z}_2 + \mu_{23} \ddot{z}_3 + \mu_{24} \ddot{z}_4 + C_{p2} (z_2 - \zeta_2) + k_{p2} (\ddot{z}_2 - \ddot{\zeta}_2) &= 0 \\ \mu_{31} \ddot{z}_1 + \mu_{32} \ddot{z}_2 + \mu_{33} \ddot{z}_3 + \mu_{34} \ddot{z}_4 + C_{p3} (z_3 - \zeta_3) + k_{p3} (\ddot{z}_3 - \ddot{\zeta}_3) &= 0 \\ \mu_{41} \ddot{z}_1 + \mu_{42} \ddot{z}_2 + \mu_{43} \ddot{z}_3 + \mu_{44} \ddot{z}_4 + C_{p4} (z_4 - \zeta_4) + k_{p4} (\ddot{z}_4 - \ddot{\zeta}_4) &= 0 \\ m_j \ddot{\zeta}_j + C_{pj} (\zeta_j - z_j) + C_{uj} (\zeta_j - q_j) + k_{pj} (\ddot{\zeta}_j - \ddot{z}_j) + k_{uj} (\ddot{\zeta}_j - \ddot{q}_j) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

де узагальнені маси μ_j , які приведені відповідно до підвісок причіпа і тягача, а також пов'язані через зчіпний пристрій, мають наступний вигляд:

$$\left. \begin{aligned}
 \mu_{11} &= M_1 \frac{l_{12}^2 + \rho_1^2}{L_1^2} + M_2 \frac{(l_{12} - l_1)^2}{L_1^2}; \\
 \mu_{12} &= M_1 \frac{l_{12}l_{11} - \rho_1^2}{L_1^2} + M_2 \frac{(l_{12} - l_1)(l_{11} - l_1)}{L_1^2}; \\
 \mu_{13} &= -\mu_{14} = \mu_{23} = -\mu_{24} = \mu_{31} = \mu_{41} = M_2 \frac{l_2(l_{12} - l_1)}{L_1(l_{23} - l_{24})}; \\
 \mu_{21} &= M_1 \frac{l_{12}l_{11} - \rho_1^2}{L_1^2} + M_2 \frac{(l_{12} - l_1)(l_{11} - l_1)}{L_1^2}; \\
 \mu_{22} &= M_1 \frac{l_{11}^2 + \rho_1^2}{L_1^2} + M_2 \frac{(l_{11} - l_1)^2}{L_1^2}; \\
 \mu_{32} &= \mu_{42} = M_2 \frac{l_2(l_{11} - l_1)}{L_1(l_{23} - l_{24})}; \\
 \mu_{33} &= -\mu_{34} = -\mu_{43} = \mu_{44} = M_2 \frac{l_2^2 + \rho_2^2}{(l_{23} - l_{24})^2};
 \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

де ρ – радіус інерції відповідних ланок системи.

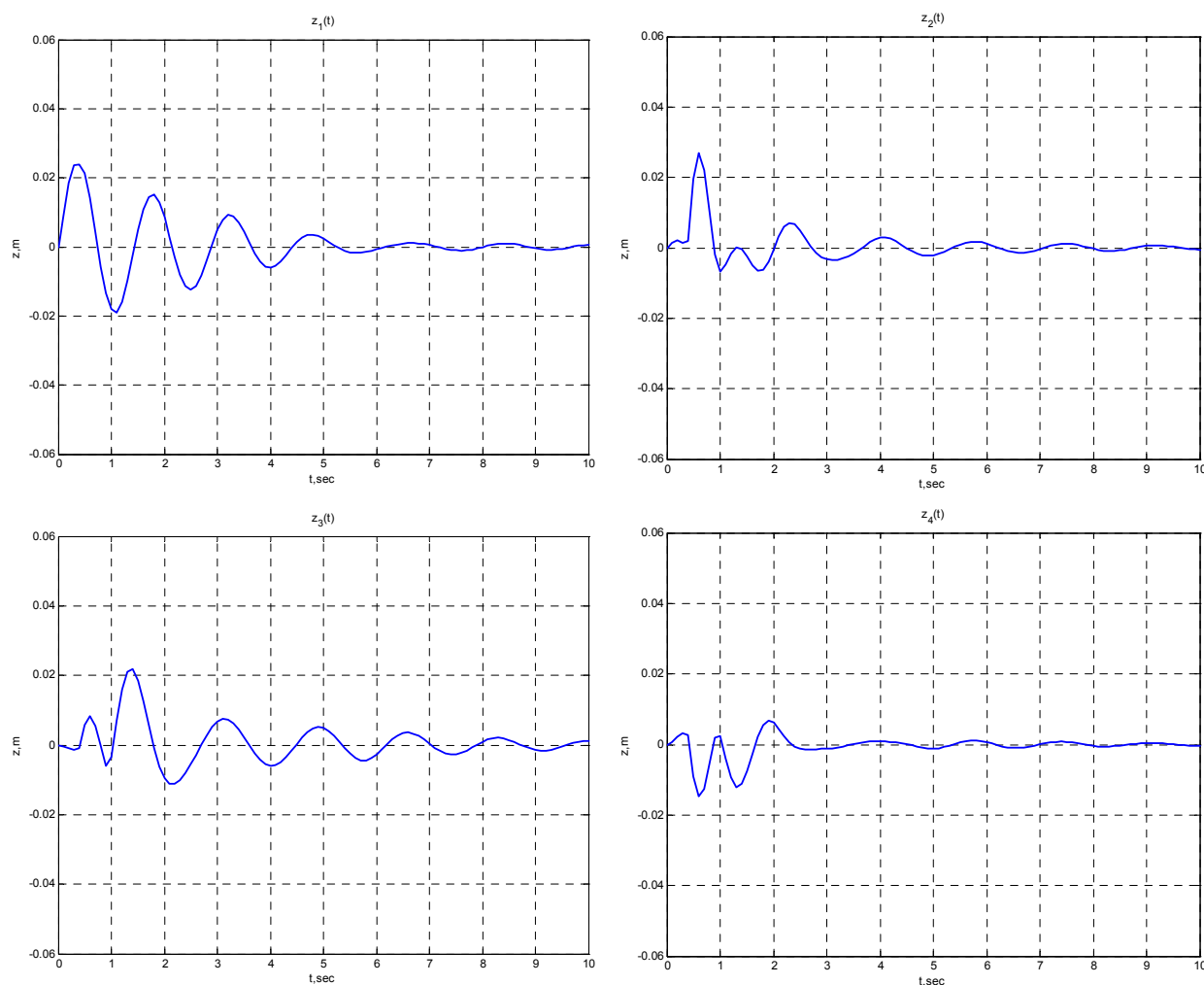


Рис. 3. Графіки коливань відповідних мостів дволанкового автовоза

Рівняння, які входять у систему (6) не є незалежними, що обумовлено наявністю мас зв'язку, які у загальному випадку є відмінними від нуля. За допомогою комп'ютерного моделювання, при середній експлуатаційній швидкості автовоза $V = 15$ м/с, отримаємо графіки коливань цієї системи (рис. 3).

Для аналізу попередніх залежностей (рис. 3) представляє інтерес процес переїзду через перешкоду, який можна описати наступним чином (рис. 4):

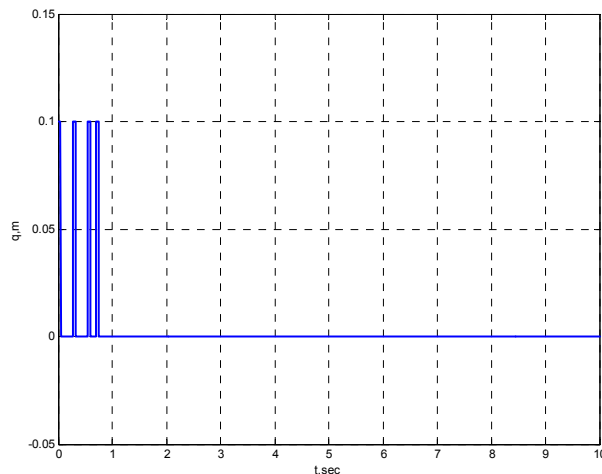


*Рис. 4.
Графік, що імітує
перешкоду в часі*

Отже, у цій роботі на основі лагранжевого формалізму отримано систему рівнянь динаміки вертикальних переміщень дволанкового 4-вісного автовоза. Істотним є те, що за рахунок існування жорсткої в'язі між ланками автовоза, всі ці коливання не є незалежними, так наприклад $z_4(t)$ є суперпозицією $z_1(t), z_2(t), z_3(t)$.

Як вхідне збурення (що відповідає профілю дороги $q(x)$) вибрано прямокутний імпульс – перешкода типу "сходинка". Тут реакція системи є простою і цікавою для аналізу, надалі доцільно проводити дослідження з оптимізації коливних параметрів автовоза, використовуючи прямокутний імпульс як стандартний вхідний вплив.

Форма та амплітуда коливань істотним чином залежать від геометрії системи. Це дає змогу надалі проводити оптимізацію геометричних параметрів автовоза (напр. бази тягача і причіпа) за критерієм мінімуму сумарних коливань при стаціонарному вхідному збуренні та відповідний підбір конструктивних характеристик підвіски.

У цій роботі також приймалося загальноприйняте [3-5] жорстке та статичне кріплення вантажу, однак при перевезенні автомобілів жорстко фіксуються тільки колеса, коливання кузовів автомобілів на підвісці очевидно потребують кваліфікаційної оцінки впливу на загальну динаміку коливань автовоза.

Література

1. Чеботарев А.А., Кийченко И.М. Тенденции развития специализированных автомобилей и автопоездов. – М.: Транспорт, 1974. – 129 с.
2. Ипатов М.И. Техничко-экономическая оценка конструкций автомобилей при проектировании. – М.: Машиностроение, 1972. – 184 с.
3. Яценко Н.Н., Прутчиков О.К. Плавность хода грузовых автомобилей. – М.: Машиностроение, 1968. – 219 с.
4. Высоцкий М.С., Жуков А.В., Мартыненко Г.В., Кадолко Л.И., Сменян А.И. Динамика длиннобазных автопоездов. – М.: Наука и техника, 1987. – 199 с.

5. Фаробин Я.Е., Овчаров В.А., Кравцева В.А. Теория движения специализированного подвижного состава. – Воронеж: Изд-во ВГУ, 1981. – 160 с.
6. Савушкин Е.С., Курылев В.Ф. Собственные колебания в продольной плоскости тягач – полуприцеп// Автомобильная промышленность. – 1963, № 9, – С. 14-15.
7. Кондрашкин С.И., Контанистов С.П., Семенов В.М. Принципы построения математических моделей динамики движения автомобиля// Автомобильная промышленность. – 1979, № 7, – С. 24-27.
8. Хачатуров А.А. Динамика системы "дорога – шина – автомобиль – водитель ". – М.: Машиностроение, 1976. – 535 с.
9. Барбашин Е.А. Введение в теорию устойчивости. – М.: Наука, 1967. – 223 с.
10. Дербаремдикер А.Д. Амортизаторы транспортных машин. – 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1985. – 206 с.

УДК 621

*Проф. Є.В. Харченко, д-р техн. наук; Л.В. Семчук –
НУ "Львівська політехніка"*

МЕТОДИ КОНТРОЛЮ СТАНУ ШАХТНИХ ПІДІЙМАЛЬНИХ КАНАТІВ

Охарактеризовано різні методи контролю стану шахтних підіймальних канатів: візуальний, механічний, електромагнітний. Наведено результати експериментального і теоретичного дослідження динамічних навантажень у пружних ланках моделі шахтної підіймальної установки і розглянуто порівняльний аналіз.

Ключові слова: Методи, контроль, шахтні підіймальні канати, експериментальні, теоретичні, дослідження.

Prof. E.V. Kharchenko; L.V. Semchuk – NU "L'vivs'ka Politekhnik"

Control methods of mining elevating ropes state

The characteristics of different control methods of mining elevating ropes state: visual, mechanical, electromagnetic is given. The results of experimental and theoretical research of dynamic loading resilient sections of mining elevating plant model are provided and comparative analysis is given.

Keywords: Methods, control, mining elevating ropes, experimental, theoretical, research.

Загальна характеристика проблеми. У шахтних підіймальних установках, які споруджуються для транспортування на поверхню корисних копалин, опускання і підймання людей та шахтного обладнання, одним з найбільш відповідальних елементів є канат.

Канати, які використовуються на шахтах, мають складні конструкції. У сучасних умовах використовують велику кількість різноманітних типів канатів, виготовлених зі сталевих дротин. Такі канати набули широкого застосування завдяки великій довжині, гнучкості і порівняно малій погонній масі.

Однак доволі часто канати мають низький коефіцієнт надійності. У процесі експлуатації канат зношуються, внаслідок чого коефіцієнт надійності ще більше знижується. Крім цього, на міцність каната істотно значення мають коливальні явища у механічній системі, які виникають під час встановлення кліток на посадочні кулаки, входження і виходу скіпа з розвантажувальних кривих, пуску та гальмування приводу, електромагнітні явища в асинхронному двигуні тощо.

Точність і доступність методів контролю стану канатів має дуже важливе значення з точки зору безпеки й економічності використання. Несвоєчас-