

Р.В. ЗІНЬКО, канд. техн. наук, НУ „Львівська Політехніка”,
О.М. МАКОВЕЙЧУК, ТОВ “БІТ”,
О.І. СЛЮСАРЕНКО, НУ „Львівська Політехніка”


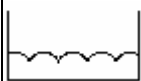
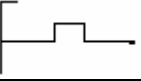

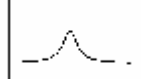


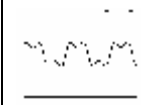
ДИНАМІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ ДВОЛАНКОВОГО АВТОПОТЯГА ПРИБУТІ ПОВЕРХНІ СКЛАДНОГО ПРОФІЛЮ

У статті подані результати дослідження руху дволанкового автопотяга по поверхні складного профілю. Встановлено, що динаміка коливань автопотяга під час руху по поверхні складного профілю є суттєво нелінійною. Нелінійність динамічних процесів спричинюють наявність зазорів, попереднє підтискання та наявність тертя в зчпному пристрої, а також мікропрофіль дороги. В роботі був промодельований випадок руху автопотяга по бруківці або попереку ріллі на зораному полі.

The investigation of dynamics features of two-chains autotrucks in the case, when auto truck moves across obstacles as timber beam, depending on characteristics of striking device has been carried out. It is determined, that the dynamic of vibration of autotruck during braking is essentially nonlinear. The main reasons for that are the presence of clearance (gaps), former ramming and friction in the striking device.

Дана робота є логічним продовженням розгляду функціонування зчпних пристроїв ланок автопотяга, модель яких досліджувалась в [1, 2]. В цій статті ми зосередимо увагу на русі автопотяга по поверхні складного профілю, який можна представити у вигляді модельної функції. Основні типи моделей профілю дороги наведено в таблиці.

Таблиця
 Найпоширеніші приклади моделей профілю дороги [3]

Графік функції	Вигляд функції	Графік функції	Вигляд функції
	$f(x) = A \sin x$		$f(x) = A \sin x $
	$f(x) = AH(x) + B[H(x-a) - H(x-b)]$		$f(x) = AH(x) - B[H(x-a) - H(x-b)]$
	$f(x) = \frac{8a^3}{x^2 + 4a^2}$		$f(x) = xtg\alpha$
	$f(x) = Ax + B \sin x$		$f(x) = A \sin(\sin x)$

Як було знайдено в [1,2], спрощені диференційні рівняння системи тягач-прицеп (рис. 1) ми можемо записати у вигляді:

$$\begin{cases} m_0 \ddot{x}_0 + c(s_0 - s_1) + \beta m_0 (\dot{x}_0 - \dot{x}_1) = F - f_0(t) - \mu m_0 g \\ m_1 \ddot{x}_1 + c(s_1 - s_0) + \beta m_1 (\dot{x}_1 - \dot{x}_0) = -f_1(t) - \mu m_1 g \end{cases}, \quad (1)$$

де індекс $i = 0,1$ нумерує ланки автопотяга – автомобіль (тягач) і причеп відповідно; s_i – переміщення центру мас; m_i – маси; F – сила тяги; $f_i(t)$ – сумарні гальмівні сили, що виникають внаслідок взаємодії колеса із профілем дороги; t – час; μ – коефіцієнт тертя; β – коефіцієнт сил опору, що пропорційні швидкості; $c(t)$ – функція (у загальному випадку – нелінійна), що описує пружні характеристики зчіпного пристрою. Однак більш реалістична модель повинна враховувати додаткові сили опору руху автомобіля і причепа, які добре описуються доданком виду $\gamma \dot{x}^2$ [4], де γ – деякий коефіцієнт. Таким чином, замість системи рівнянь (1) отримуємо:

$$\begin{cases} m_0 \ddot{x}_0 + c(s_0 - s_1) + \beta m_0 (\dot{x}_0 - \dot{x}_1) = F - f_0(t) - \mu m_0 g - \gamma \dot{x}_0^2; \\ m_1 \ddot{x}_1 + c(s_1 - s_0) + \beta m_1 (\dot{x}_1 - \dot{x}_0) = -f_1(t) - \mu m_1 g - \gamma \dot{x}_1^2. \end{cases} \quad (2)$$

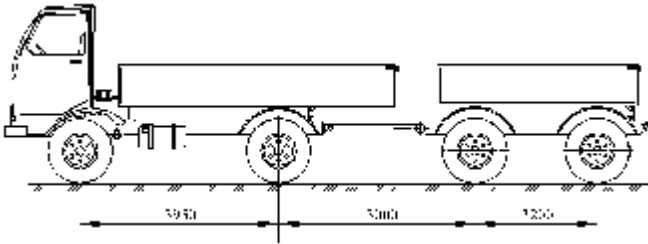


Рис. 1. Схема 2-ланкового автопотяга [2]

Введений доданок призводить до обмеження швидкості певним стаціонарним значенням $\dot{x} = const = v_0$, яке можна оцінити виразом

$$v_0 \propto \sqrt{\frac{F}{\gamma}}. \quad (3)$$

Нехай поверхня задана модельною функцією

$$u(x) = const \cdot \left| \sin 2\pi \frac{x}{\lambda} \right|, \quad (4)$$

де λ – характерний розмір перешкод (рис. 2).

Залежність від часу сил реакції поверхні $f_i(t)$ може бути записана аналітично у вигляді (рис. 3):

$$f_i(t) = K \cdot m_i g \cdot [u(vt - B_0)u(B_0 - v(t - \tau)) + u(v(t - \tau) - B_1)u(B_1 - v(t - 2\tau))], \quad (5)$$

де m_i – маси ланок; $\tau = \frac{\lambda}{v}$ – характерний час переїзду перешкоди; B – формфактор, матриця задає довжини елементів 2-ланкового автопотяга (див. рис.1); g – прискорення вільного падіння; $u(x)$ – функція профілю дороги (наприклад, виду (4)); K – коефіцієнт демпфування.

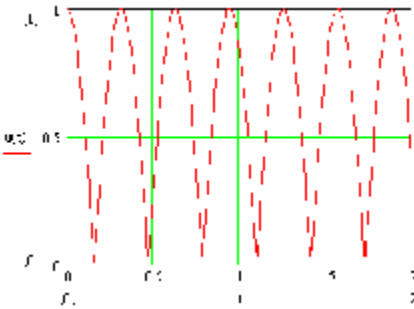


Рис. 2. Графік модельної функції профілю $u(x)$ поверхні виду (4)

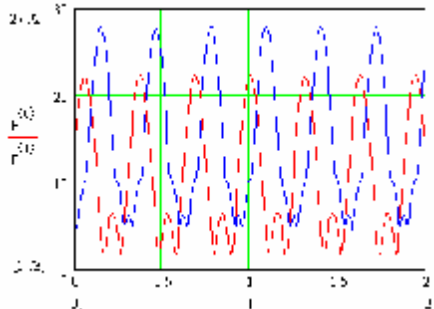


Рис. 3. Графік залежності від часу сил реакції поверхні $f_i(t)$

В попередніх роботах [1, 2] сили ударного гальмування моделювались заданням $u(x) = H(x)$, де $H(x)$ – функція Хевісайда, визначена звичайним чином:

$$H(x) = \begin{cases} 1, & x \geq 0; \\ 0, & x < 0. \end{cases}$$

Нелінійність пружної характеристики $c(s)$ зчіпного пристрою визначається, як вже було вказано в [1, 2, 4], характером монтажу (наявністю попереднього підтискання і його величиною a) та наявністю зазорів b :

$$c(s) = \begin{cases} 0, & |s| < b; \\ C(s + a \frac{s}{|s|}), & |s| \geq b \text{ \& } |s| \leq s_{\max}; \\ \frac{s}{|s|} \cdot \infty, & |s| > s_{\max}; \end{cases} \quad (6)$$

де s – зміщення; C – коефіцієнт пружності; s_{\max} – максимальна величина зміщення (у разі її перевищенні можливі пробіє зчіпки).

Математичне моделювання проводилося для системи МА3-886 + МА3-5335 за допомогою спеціалізованого програмного забезпечення *MathCAD 11.0* [6]. Розв'язок системи диференціальних рівнянь отримано стандартними методами з адаптивним вибором кроку (вбудована функція *Bulstoer*). Параметри моделі взяті відповідно до [2].

Для дослідження динамічних властивостей системи в залежності від пружної характеристики зчіпного пристрою $c(s)$ варіювалось значення параметрів a (величина попереднього підтискання) і b (величина зазору).

У разі лінійної характеристики пружного елемента (рис. 4, 5-8, а, $a=0$, $b=0$) власні коливання відбуваються з постійною частотою, амплітуди коливань не впливають на величину власних частот; власні частоти залежать тільки від коефіцієнту пружності C і приведеної маси автопотяга $\frac{m_0 m_1}{m_0 + m_1}$ [1, 2, 5, 7, 8]. Тертя в зчіпному пристрої може незначно зменшувати частоту поздовжніх коливань ланок автопотяга, однак експоненційно зменшує їх амплітуду.

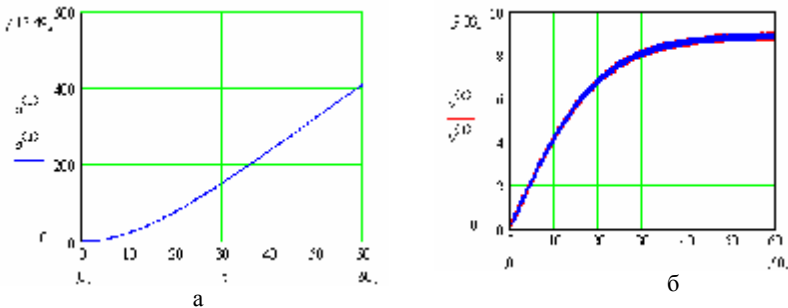


Рис. 4. Графіки залежностей пройденого шляху (а) s (м) та швидкостей (б) v (м/с) обох ланок автопоїзда як функції часу t (с)

Висновки. На основі проведених досліджень встановлено, що динаміка коливань автопотяга під час руху по поверхні складного профілю є суттєво нелінійною. Нелінійність динамічних процесів спричинюють наявність зазорів, попереднє підтискання та наявність тертя в зчіпному пристрої, а також мікропрофіль дороги. В роботі був промодельований випадок руху автопотяга по бруківці або поперек ріллі на зораному полі. Для такого режиму руху в цілому можна вважати найбільш придатним зчіпний пристрій з конструктивними параметрами $a=0$, $b=0.02$. В цьому випадку для середнього значення сили, що розтягує пристрій, амплітуда є найменшою, а частота найвищою, що робить пробивання і руйнування зчіпного пристрою найменш імовірним.

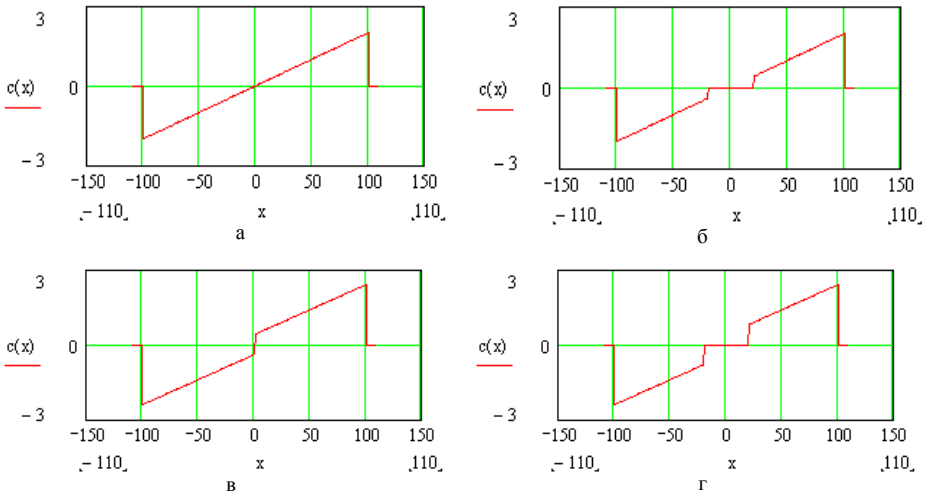


Рис. 5. Залежність пружної характеристики $c(x)$ від зміщення x (мм):
 а – $a=0$, $b=0$; б – $a=0.02$, $b=0$; в – $a=0$, $b=0.02$; г – $a=0.02$, $b=0.02$

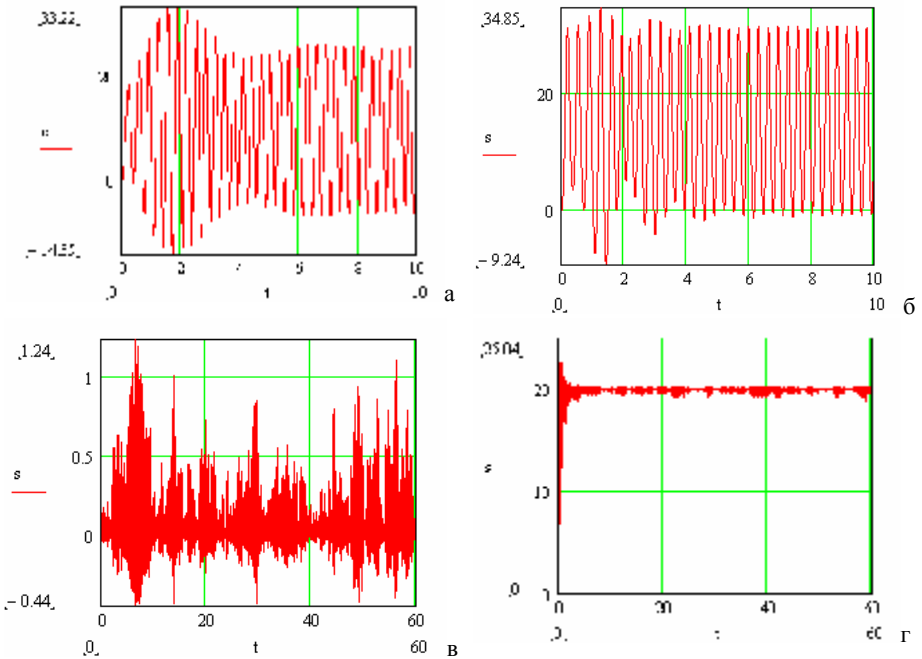


Рис. 6. Залежність відносного переміщення ланок автопотяга s (м) від часу t (с):
 а – $a=0$, $b=0$; б – $a=0.02$, $b=0$; в – $a=0$, $b=0.02$; г – $a=0.02$, $b=0.02$

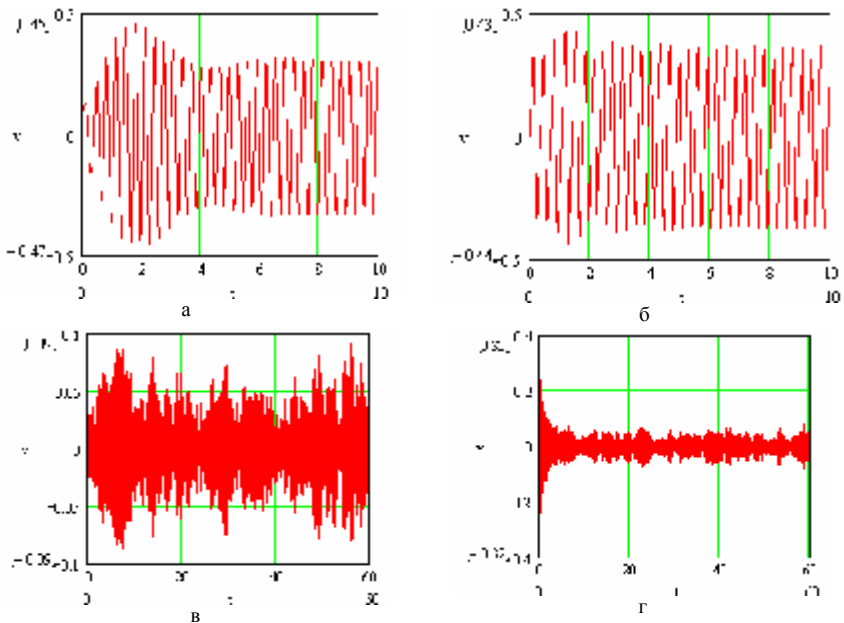


Рис. 7. Залежність відносної швидкості ланок автопотяга v (м/с) від часу t (с):
 а – $a=0$, $b=0$; б – $a=0.02$, $b=0$; в – $a=0$, $b=0.02$; г – $a=0.02$, $b=0.02$

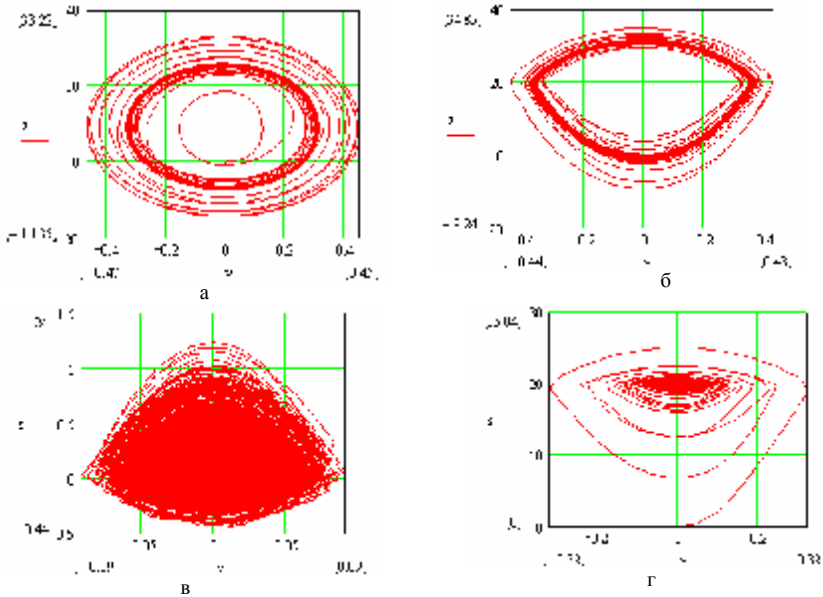


Рис. 8. Залежність відносної швидкості від відносного переміщення (фазова діаграма)
 а – $a=0$, $b=0$; б – $a=0.02$, $b=0$; в – $a=0$, $b=0.02$; г – $a=0.02$, $b=0.02$

Список використаних джерел: 1. Библок Н.І., Зінко Р.В., Дадак Р.М., Маковейчук О.М. Залежність динамічних властивостей дволанкового автопотяга від пружної характеристики зчіпного пристрою // Науковий вісник НЛТУУ. – 2005. – Вип. 15.4. – С.90-95. 2. Библок Н.І., Зінко Р.В., Дадак Р.М., Маковейчук О.М. Дослідження динамічних властивостей дволанкового автопотяга при подоланні одиночної перешкоди типу “сходинка”// Науковий вісник НЛТУУ. – 2006. – Вип. 16.1. – С. 113-119. 3. Зінко Р.В. Обґрунтування конструктивних та експлуатаційних параметрів і характеристик мобільних машин із змінюваним центром мас: Дис... канд. техн. наук: 05.02.02. – Львів, 2002. – 199 с. 4. Закин Я.Х., Щукин М.М., Марголис С.Ч., Ширяев П.П., Андреев А.С. Конструкции и расчет автомобильных поездов. – Л.: Машиностроение, 1969. – 332 с. 5. Павловський М.А. Теоретична механіка: Підручник. – К.: Техніка, 2002. – 512 с. 6. www.mathcad.com. 7. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Теоретическая физика: Учеб. пособие. – В 10-ти т. Т. I. Механика. – М.: Наука, 1988. – 216 с. 8. Яблонський А.А., Норејко С.С. Курс теории колебаний. – М.: Высш. школа, 1975. – 248 с.

Надійшло до редакції 24.10.07

УДК 539.3

А.А. ЗОЛОЧЕВСКИЙ, докт. техн. наук, НТУ „ХПИ”

О ВЫБОРЕ ИНВАРИАНТОВ ТЕНЗОРА НАПРЯЖЕНИЙ ПРИ УТОЧНЕНИИ ОПРЕДЕЛЯЮЩИХ УРАВНЕНИЙ МЕХАНИКИ ДЕФОРМИРУЕМОГО ТВЕРДОГО ТЕЛА ДЛЯ ИЗОТРОПНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Розглянута роль інваріантів тензору напружень в узагальнених визначальних співвідношеннях для нелінійного деформування ізотропних матеріалів. Проаналізовані експериментальні дані для складного напруженого стану. Розглянуті закономірності пошкоджуваності ізотропних матеріалів. Сформульовані практичні рекомендації.

A role of the invariants of the stress tensor in the generalized constitutive equations of the nonlinear deformation for the isotropic materials has been considered. The experimental data at the complex stress state conditions have been analyzed. Principal features of the damage for the isotropic materials have been given. Practical recommendations have been formulated.

Введение. Проблема уточнения определяющих уравнений для деформируемых сред в настоящее время уделяется первостепенное значение. Это во многом обусловлено внутренней логикой развития механики деформируемого твердого тела по пути учета и адекватного описания различных эффектов, сопровождающих процесс деформирования. При этом для современного уровня развития механики характерен такой ее этап, когда осмысление имеющихся экспериментальных данных и выполненных теоретических исследований должно приводить к формулировке определяющих законов деформирования материалов.

На этом пути, проблема построения определяющих уравнений применительно к средам, проявляющим зависимость деформационных характеристик от вида нагружения, должна представлять несомненный теоретический интерес. Подчеркнем также, что эта зависимость не учитывается в традиционной механике деформируемого твердого тела [1].