

2. Адаптовано методику обчислення значень кутів радіальності пиломатеріалів у будь-якій точці впродовж ширини їх торців внаслідок розкрою колод хвойних порід розвальню-сегментно-кутовим способом, основна особливість якої полягає у послідовному розміщенні дощок відносно осі OX і OY .

3. Проведено числовий експеримент, у якому виконувались обчислення площі торців повністю радіальних пиломатеріалів для двох способів розкрою при різних коефіцієнтах еліптичності;

4. Встановлено, що розвальню-сегментно-кутовий спосіб розкрою збільшує обсяг виходу радіальних пиломатеріалів порівняно з розвальню-сегментним на: $k^e=0,85$ – 9,9%; $k^e=1,00$ – 9,6%; $k^e=1,15$ – 3,9%.

Паралельно з отриманими основними результатами цього дослідження ми виявили ще такі побічні результати:

1. Виявляється, що під час використання розвальню-сегментного способу розкрою обсяг повністю радіальних пиломатеріалів є більшим на $(54,5-54,3) = 0,2$ % при $k^e=0,85$, і меншим на $(54,3-53,0) = 2,3$ % при $k^e=1,15$;

2. Окрім того, під час використання розвальню-сегментно-кутового способу розкрою обсяг повністю радіальних пиломатеріалів є більшим на $(64,4-63,9) = 0,4$ % при $k^e=0,85$, і меншим на $(63,9-56,9) = 7,0$ % при $k^e=1,15$;

3. Водночас підтвердились наші припущення, викладені в роботі [3], про те, що вихід радіальних пиломатеріалів зростає при орієнтуванні торця колоди більшим діаметром горизонтально.

Література

1. Грицюк Ю.І., Яцишин С.І. Щодо методики визначення виду випиляних пиломатеріалів// Наук. вісник НЛТУ України: Зб. наук.-техн. праць. – Львів: НЛТУУ. – 2007, вип. 17.5. – 88-101.

2. Коширець С.І., Грицюк Ю.І. Врахування зміщення верхнього торця колоди відносно схеми розкрою підчас визначення виду випиляних пиломатеріалів// Наук. вісник НЛТУ України: Зб. наук.-техн. праць. – Львів: НЛТУУ. – 2007, вип. 17.6. – С. 112-124.

3. Яцишин С.І., Грицюк Ю.І. Методика визначення та аналіз оптимальних схем розкрою колод на радіальні пиломатеріали// Наук. вісник НЛТУ України: Зб. наук.-техн. праць. – Львів: НЛТУУ. – 2007, вип. 17.1. – 136-147.

УДК 629.114.3

Доц. Р.В. Зінько, канд. техн. наук – НУ "Львівська політехніка"; пров. інж.-прогр. О.М. Маковейчук – ТзОВ "БІТ"; інж. Т.І. Круць – Львівський АДТ

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ЗЧІПНОГО ПРИСТРОЮ ДВОЛАНКОВОГО АВТОПОТЯГА ПІД ЧАС РУХУ ПОВЕРХНЕЮ СКЛАДНОГО ПРОФІЛЮ

Подано результати дослідження руху дволанкового автопотяга по поверхні складного профілю. Встановлено, що динаміка коливань автопотяга під час руху по поверхні складного профілю є істотно нелінійною. Нелінійність динамічних процесів спричинюють наявність зазорів, попереднє підтискання та наявність тертя в зчіпному пристрої, а також мікропрофіль дороги. Промодельовано випадок руху автопотяга по бруківці або попереки ріллі на зораному полі.

Ключові слова: дволанкові автопотяги, математичне моделювання, коливання, зчіпні пристрої.

Assoc. prof. R.V. Zinko – NU "L'vivs'ka Politekhnikha"; leading eng.-prog. O.M. Makoveychuk – "BIT" Ltd; eng. T.I. Kruts – L'viv auto-road college

Research of work two-chains auto trucks coupling device depending complex profile road surface

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

Keywords: two-chains auto truck, mathematic modeling, vibration, sticking devices.

Удосконалення зчіпних пристроїв автопотягів дасть змогу покращити стійкість та керованість цих транспортних засобів, підвищити швидкості їх руху, а отже і продуктивність. Функціонування зчіпних пристроїв автопотяга за різних режимів руху досліджено в [1, 2]. У цій статті ми розглянемо рух автопотяга, оснащеного тягово-зчіпним пристроєм, представленим на рис. 1, по поверхні складного профілю, який можна представити у вигляді модельної функції. Основні типи моделей профілю дороги наведено в табл. 1.

Як було знайдено в [1, 2], спрощені диференційні рівняння системи тягач-причеп ми можемо записати у вигляді

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

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.

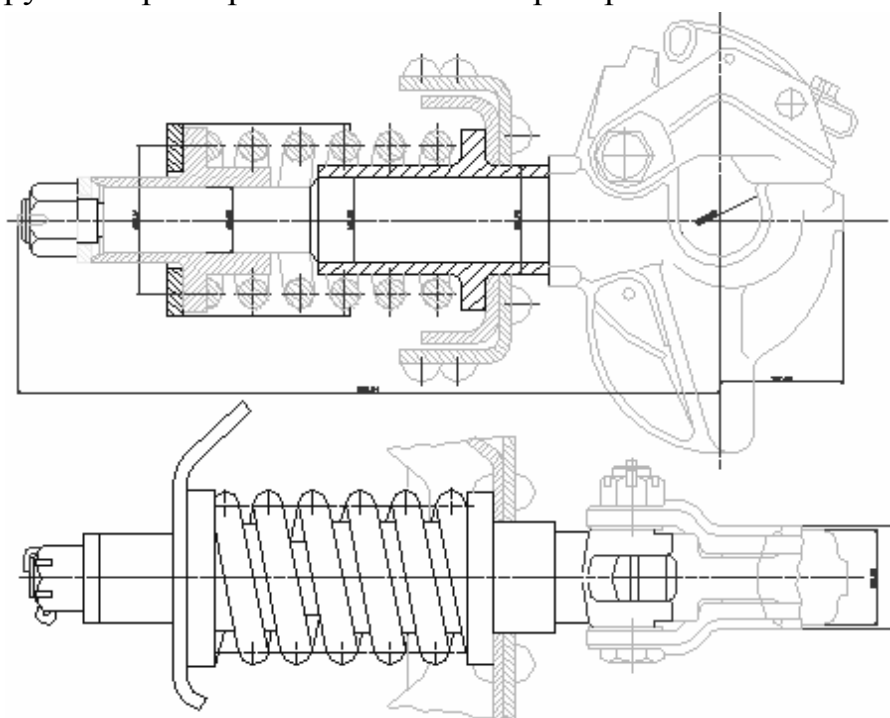


Рис. 1.
Тягово-зчіпний пристрій досліджуваного автопоїзда

Більш реалістична модель повинна враховувати додаткові сили опору руху автомобіля і причепа, які добре описуються доданком виду $\gamma \cdot \dot{s}^2$ [4], де γ – деякий коефіцієнт. Таким чином, замість системи рівнянь (1) отримуємо

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

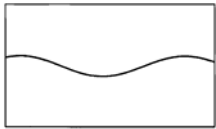
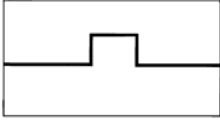
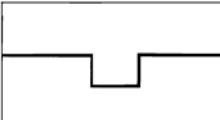
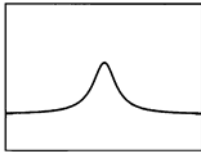
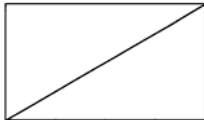
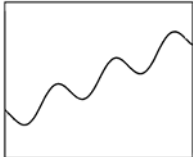
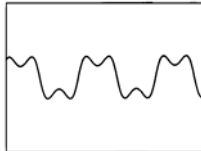
Введений доданок призводить до обмеження швидкості певним стаціонарним значенням $\dot{s} = \text{const} = v_0$, яке можна оцінити виразом $v_0 \propto \sqrt{F / \gamma}$.

Нехай поверхня задана модельною функцією

$$u(x) = \text{const} \cdot \left| \sin 2\pi \frac{x}{\lambda} \right|, \quad (3)$$

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

Табл. 1. Найпоширеніші приклади моделей профілю дороги [3]

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

Залежність від часу сил реакції поверхні $f_i(t)$ може бути записана аналітично у вигляді (рис. 2, б):

$$f_i(t) = K \cdot m_i g \cdot [u(vt - B_0)u(B_0 - v(t - \tau)) + u(v(t - \tau) - B_1)u(B_1 - v(t - 2\tau))], \quad (4)$$

де m_i – маси ланок; $\tau = \lambda / v$ – 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. У 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 :

$$c(s) = \begin{cases} 0, & |s| < b; \\ C \left(s + a \frac{s}{|s|} \right), & |s| \geq b \text{ \& } |s| \leq s_{\max}; \\ \frac{s}{|s|} \cdot \infty, & |s| > s_{\max}. \end{cases} \quad (5)$$

де: s – зміщення; C – коефіцієнт пружності; $s_{\max}$ – максимальна величина зміщення (у разі її перевищення можливі пробіи зчіпки).

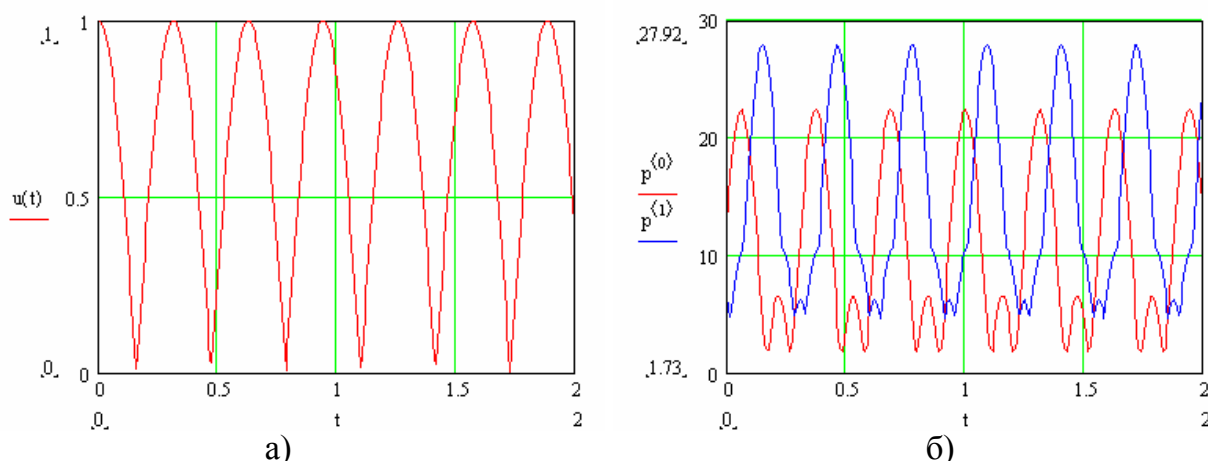


Рис. 2. а) графік модельної функції профілю $u(x)$ поверхні виду (4); б) графік залежності від часу сил реакції поверхні $f_i(t)$

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 взято відповідно до [2].

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

$$a = 0, b = 0$$

$$a = 0.02, b = 0$$

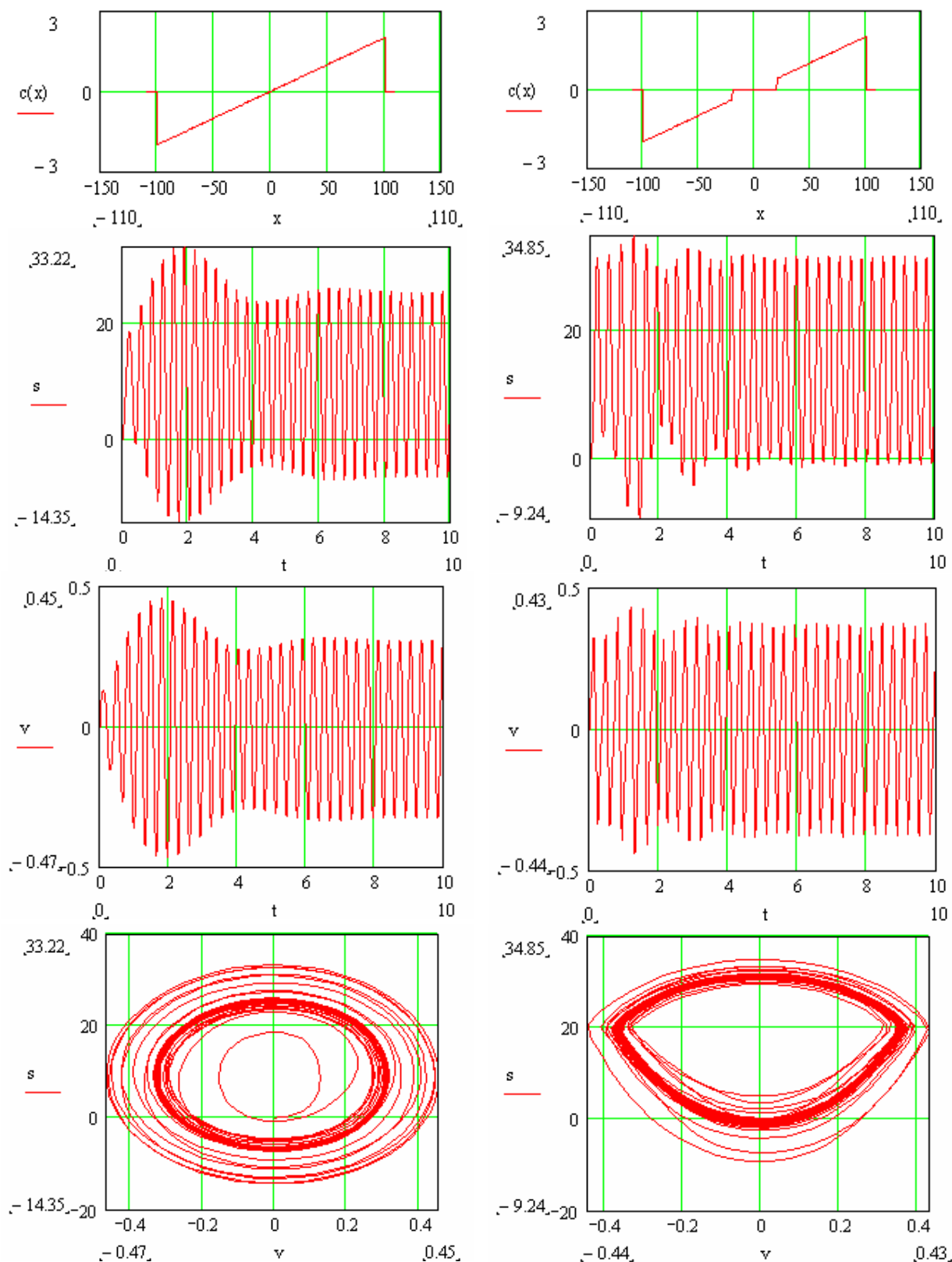


Рис. 3. Згори вниз: залежність пружної характеристики $c(x)$ від зміщення x , мм;
залежність відносного переміщення ланок автопотяга s , м від часу t , с;
залежність відносної швидкості ланок автопотяга v , м/с від часу t , с;
залежність відносної швидкості від відносного переміщення (фазова діаграма)

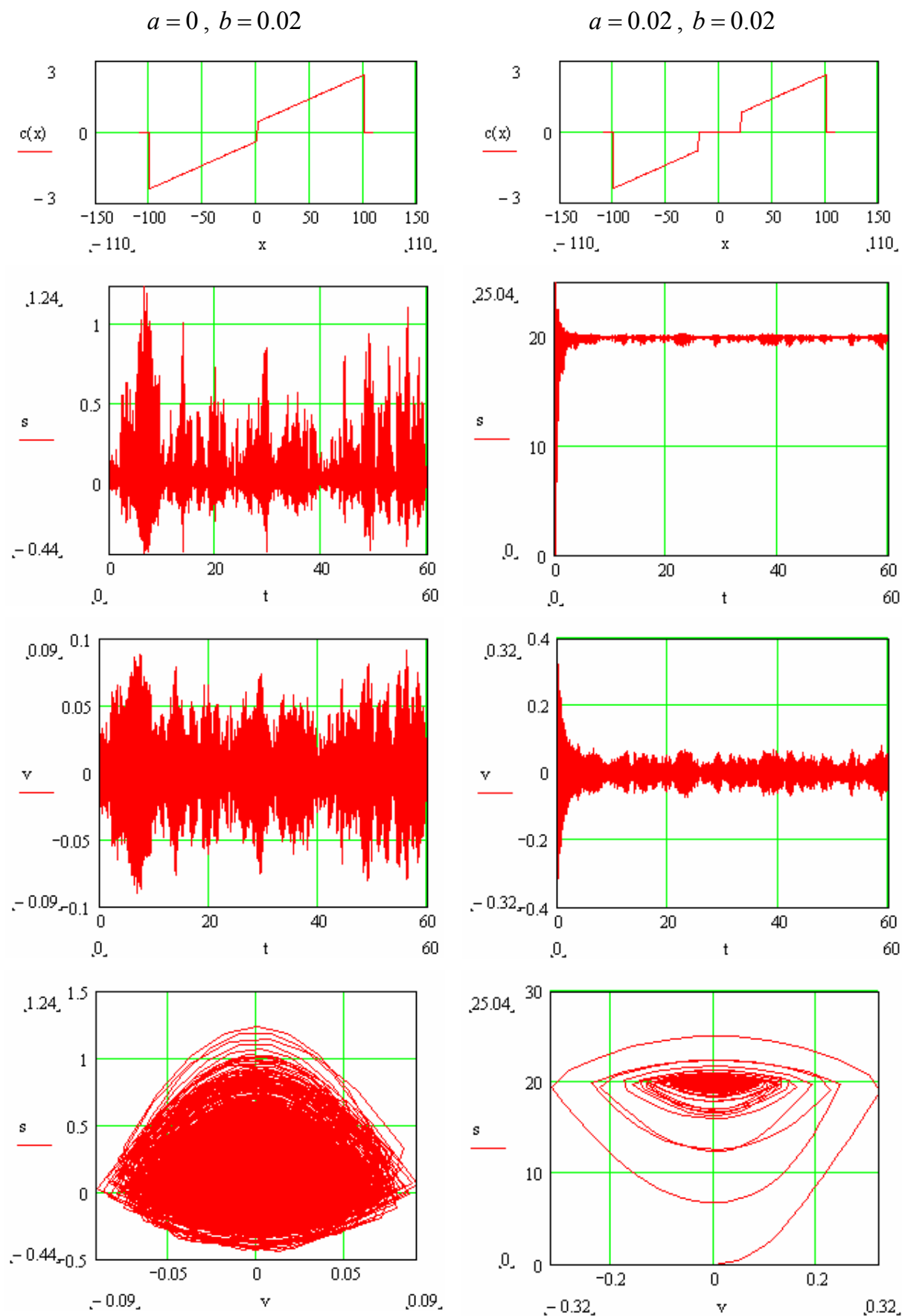


Рис. 3 (продовження). Згори вниз: залежність пружної характеристики $c(x)$ від зміщення x , мм; залежність відносного переміщення ланок автопотяга s , м від часу t , с; залежність відносної швидкості ланок автопотяга v , м/с від часу t , с; залежність відносної швидкості від відносного переміщення (фазова діаграма)

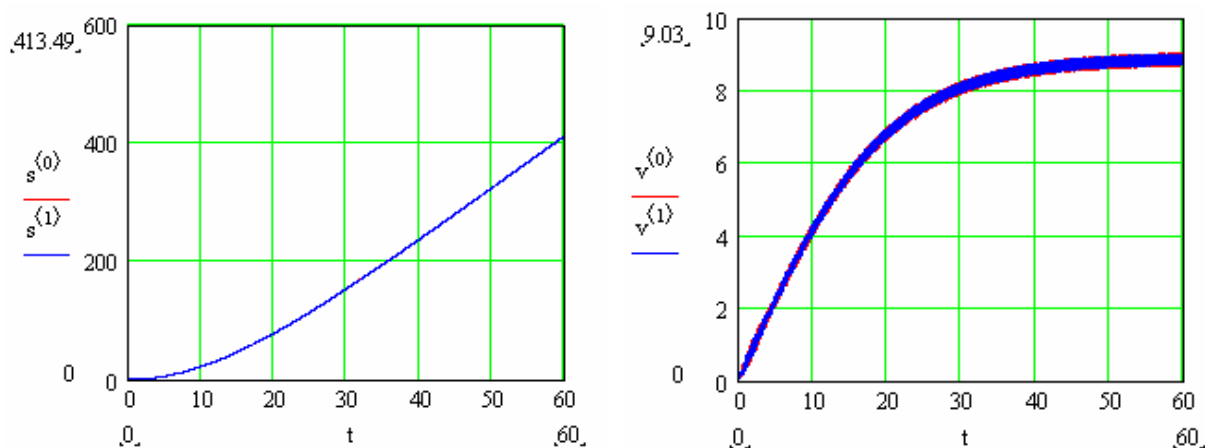


Рис. 4. Графіки залежностей пройденого шляху s , м (зліва) та швидкостей (справа) v , м/с обох ланок автопоїзда як функції часу t

У разі лінійної характеристики пружного елемента (рис. 4, 3 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 автопоїзда $m_0 m_1 / (m_0 + m_1)$ [1, 2, 5]. Тертя в зчпному пристрої може незначно зменшувати частоту поздовжніх коливань ланок автопоїзда, однак експоненційно зменшує їх амплітуду.

Висновки

На основі проведених досліджень встановлено, що динаміка коливань автопоїзда під час руху по поверхні складного профілю є істотно нелінійною. Нелінійність динамічних процесів спричиняють наявність зазорів, попереднє підтискання та наявність тертя в зчпному пристрої, а також мікропрофіль дороги. У роботі промодельовано випадок руху автопоїзда по бруківці або попереку ріллі на зораному полі. Для такого режиму руху загалом можна вважати найбільш придатним зчпний пристрій з конструктивними параметрами $a = 0$, $b = 0.02$. У цьому випадку для середнього значення сили, що розтягує пристрій, амплітуда є найменшою, а частота найвищою, що робить пробивання і руйнування зчпного пристрою найменш імовірним.

Література

1. Библиук. Н.І., Зінько Р.В., Дадак Р.М., Маковейчук О.М. Залежність динамічних властивостей дволанкового автопоїзда від пружної характеристики зчпного пристрою// Наук. вісник НЛТУ України: Зб. наук.-техн. праць. – Львів: НЛТУУ. – 2005, вип. 15.4. – С. 90-95.
2. Библиук. Н.І., Зінько Р.В., Дадак Р.М., Маковейчук О.М. Дослідження динамічних властивостей дволанкового автопоїзда при подоланні одиначної перешкоди типу "сходінка"// Наук. вісник НЛТУ України: Зб. наук.-техн. праць. – Львів: НЛТУУ. – 2006, вип. 16.1. – С. 113-119.
3. Зінько 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., Шукин 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., Норейко С.С. Курс теории колебаний. – М.: Высш. школа, 1975. – 248 с.