



2. ЛІСО- ЕКСПЛУАТАЦІЯ

УДК 629.114.3

*Проф. Н.І. Библюк, д-р техн. наук – НЛТУ України;
доц. Р.В. Зінько, канд. техн. наук – НУ "ЛП"; інж. Р.М. Дадак –
Тех. коледж НЛТУ України; пров. інж. О.М. Маковейчук – ТЗОВ "БІТ"*

ЗАЛЕЖНІСТЬ ДИНАМІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ДВОЛАНКОВОГО АВТОПОТЯГА ВІД ПРУЖНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЗЧІПНОГО ПРИСТРОЮ

Подано дослідження динамічних властивостей дволанкового автопотяга в режимі гальмування залежно від характеристик зчіпного пристрою. Встановлено, що динаміка коливань автопотяга під час гальмування є істотно нелінійною. Головними чинниками, що її спричиняють, є наявність зазорів, попереднє підтискання та наявність тертя в зчіпному пристрої.

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

*Prof. N.I. Bybliuk – NUFWT of Ukraine; doc. R.V. Zinko – NU "LP";
eng. R.M. Dadak – TC NUFWT of Ukraine; A.M. Makovejchuk – "BIT" Ltd.*

The dependence of dynamic features of the two-chains autotrucks on the strain characteristics of striking device

The investigation of dynamics features of two-chains autotrucks in the mode of braking 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.

Keywords: two-chains autotruck, mathematic modelling, vibration, striking devices.

Вимога забезпечення високої продуктивності автотранспортних засобів потребує використання їх з більшою ефективністю порівняно з іншими типами транспортних засобів. Для деяких галузей альтернатива автомобілям не завжди є доцільною та ефективною. Автомобілі особливо важливі в таких галузях господарської діяльності, де мобільність транспортних засобів забезпечує швидке розгортання виробництва і незначний шкідливий вплив на довкілля. Прикладом такої галузі може бути лісове господарство. Додатковим чинником, що підвищує продуктивність автомобілів і є необхідною складо-

вою технологічного процесу заготовки деревини є використання автопотягів. Щодо застосування автопотягів існує низка проблем, які потребують наукових досліджень з метою покращання їх експлуатаційних характеристик. До таких проблем можна віднести ефективність функціонування зчіпних пристроїв ланок автопотяга.

Зв'язок між ланками автопотяга здійснюється за допомогою зчіпних пристроїв, до яких прикладені сили взаємодії, зумовлені відносними поздовжніми і поперечними переміщеннями ланок, головним чином у горизонтальній площині. Поперечні горизонтальні відносні переміщення ланок найчастіше є необмеженими і практично не впливають на зношення і деформацію деталей зчіпних пристроїв.

У такому випадку диференціальні рівняння системи тягач-напівпричіп можна записати у вигляді [1, 2]:

$$\begin{cases} m_0\ddot{s} + c(s_0 - s_1) + \beta m_0(\dot{s}_0 - \dot{s}_1) = -p_0(t) - \mu m_0 g \\ m_1\ddot{s} + c(s_1 - s_0) + \beta m_1(\dot{s}_1 - \dot{s}_0) = -p_1(t) - \mu m_1 g \end{cases}, \quad (1)$$

де: індекс $i = 0, 1$ нумерує ланки автопотяга – автомобіль (тягач) і причеп відповідно; s_i – переміщення центру мас; m_i – маси; $p_i(t)$ – сумарні гальмові сили на колесах ланок автопотяга; t – час; μ – коефіцієнт тертя; β – коефіцієнт сил опору, що пропорційні швидкості; $c(s)$ – функція (у загальному випадку – нелінійна), що описує пружні характеристики зчіпного пристрою.

Найхарактернішими з погляду динамічної взаємодії є режим гальмування. Для режиму зрушення автопотяга справедливі ті самі залежності, що і для гальмування, але з врахуванням прикладання сил, що ввійдуть у розрахункові формули.

Типову залежність $p_i(t)$ сил гальмування від часу t (рис. 1) наведено в [1] і аналітично записано як

$$p_i(t) = K_i \cdot \begin{cases} t, & t < \tau \\ \tau, & t \geq \tau \end{cases}, \quad (2)$$

де: K_i – швидкість заростання сумарної гальмівної сили ланок; τ – час зростання гальмівної сили (вважається однаковим для обох ланок, асинхронність гальмування не враховується).

Нелінійність пружної характеристики $c(s)$ зчіпного пристрою визначається характером монтажу (наявністю попереднього підтискання і його величиною a) та наявністю зазорів b :

$$c(s) = \begin{cases} 0, & |s| < b \\ C(s + a \frac{s}{|s|}), & |s| \geq b \text{ and } |s| \leq s_{\max} \\ \frac{s}{|s|} \cdot \infty, & |s| > s_{\max} \end{cases}, \quad (3)$$

де: s – зміщення; C – коефіцієнт пружності; a – величина попереднього підтискання; b – величина зазору; $s_{\max}$ – максимальна величина зміщення (у разі її перевищення можливі пробої зчіпки).

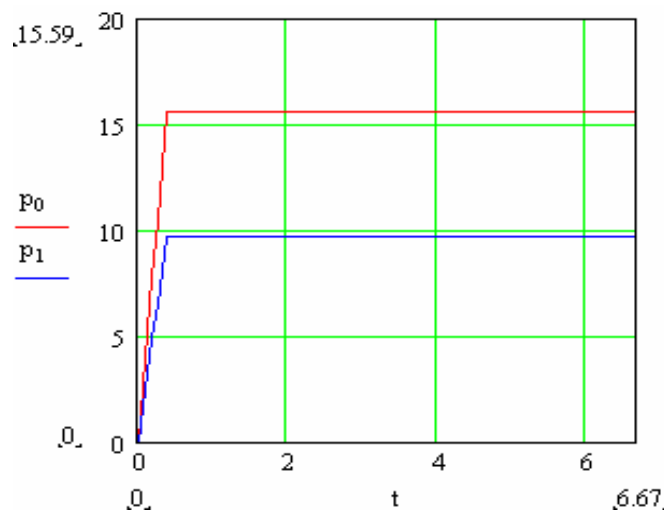


Рис. 1. Графік залежності сил гальмування $p_i(t)$ (кН) від часу t (сек)

Математичне моделювання проводилося для системи КрАЗ-64372 + ТМЗ-803 за допомогою спеціалізованого програмного забезпечення *MathCAD 2001* [3]. Розв'язок системи диференціальних рівнянь отримано методом Рунге-Кутти з адаптивним вибором кроку (вбудована функція *Rkadapt*).

Параметри моделі наведено у табл. 1.

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

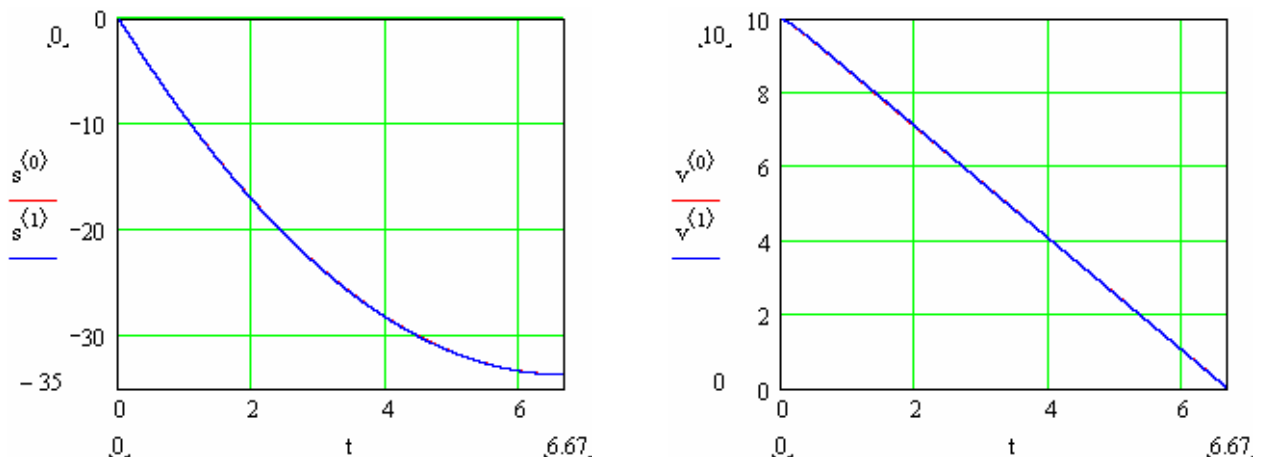


Рис. 2. Графіки залежностей пройденого шляху s , м (зліва) та швидкостей (справа) v , м/с обох ланок автопоїзда у функції часу

Але за даних параметрів моделі (табл. 1) отримано, що автопотяг зупиниться за $t = 6.67$ с, пройшовши шлях $s = 33.7$ м (рис. 2).

У разі лінійної характеристики пружного елемента (рис. 3, $a = 0$, $b = 0$) власні коливання відбуваються з постійною частотою, амплітуди коливань не впливають на величину власних частот; власні частоти залежать тільки від коефіцієнта пружності C і приведеної маси автопотяга $\frac{m_0 m_1}{m_0 + m_1}$ [4].

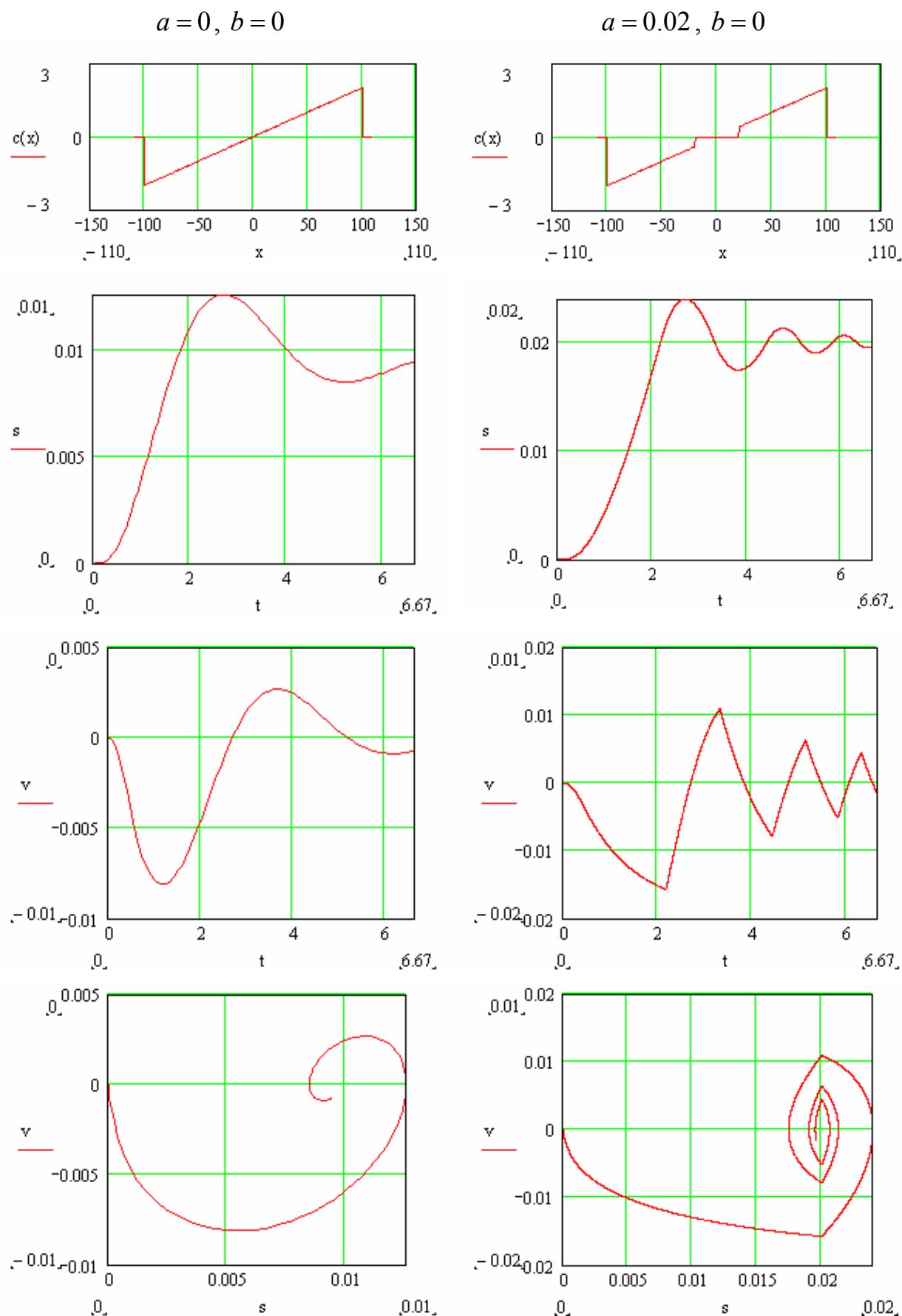


Рис. 3. Згорі вниз: залежність пружної характеристики $c(x)$ від зміщення x , мм; залежність відносного переміщення ланок автопотяга s , м від часу t , с; залежність відносної швидкості ланок автопотяга v , м/с від часу t , с; залежність відносної швидкості від відносного переміщення (фазова діаграма)

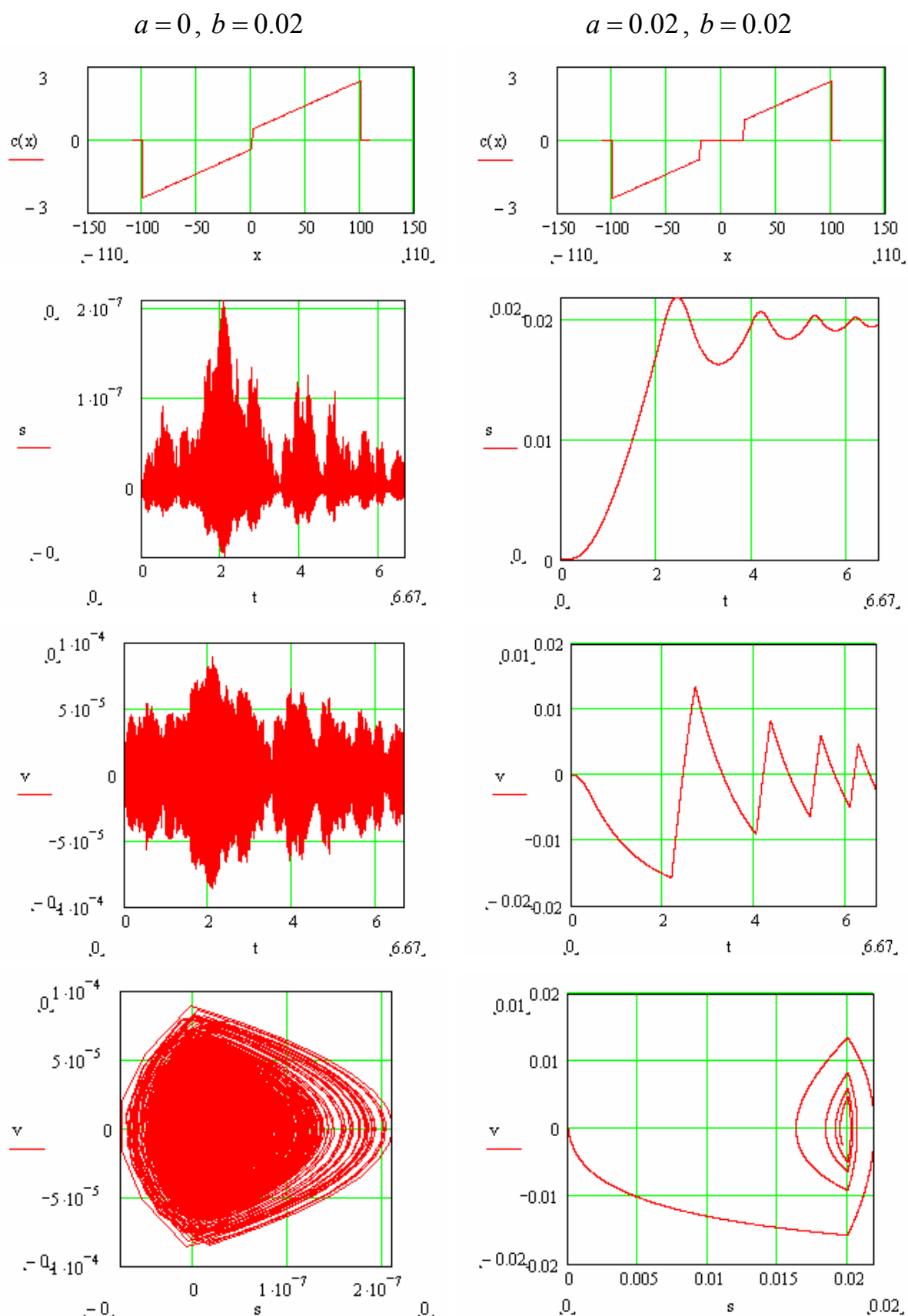


Рис. 3 (продовження). Згори вниз: залежність пружної характеристики $c(x)$ від зміщення x , мм; залежність відносного переміщення ланок автопотяга s , м від часу t , с; залежність відносної швидкості ланок автопотяга v , м/с від часу t , с; залежність відносної швидкості від відносного переміщення (фазова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

Тертя в зчїпному пристрої може незначно зменшувати частоту поздовжніх коливань ланок автопотяга, однак експоненційно зменшує їх амплітуду.

Табл. 1. Вхідні параметри для моделювання

Назва параметра	Значення параметра
маса, кг	$m_0 = 28800, m_1 = 18400$
коефіцієнт тертя	$\mu = 0.1$
коефіцієнт сил опору, що пропорційні швидкості, Н·с/м	$\beta = 10^4$
швидкість заростання сумарної гальмівної сили, Н/с	$K_0 = 3.9 \cdot 10^4, K_1 = 2.4 \cdot 10^4$
час зростання гальмівної сили, с	$\tau = 0.4$
коефіцієнт пружності, Н/м	$C = 2 \cdot 10^4$
максимальна величина зміщення, м	$s_{\max} = 0.1$
величина попереднього підтискання, м	$a = 0 \quad a = 0 \quad a = 0.02 \quad a = 0.02$
величина зазору, м	$b = 0 \quad b = 0.02 \quad b = 0 \quad b = 0.02$
початкова швидкість, м/с	$v = 10$
часовий інтервал моделювання, с	$0 \dots 6.67$
кількість точок	$NP = 10^4$

Для варіанту $a = 0, b = 0.02$, точність методу інтегрування диференціальних рівнянь є недостатньою, тому результати не є адекватними. Аналіз точності і стійкості алгоритму для подібних випадків виходить за рамки цієї роботи.

Висновки

Подано дослідження динамічних властивостей дволанкового автопотяга в режимі гальмування залежно від характеристик зчїпного пристрою. Встановлено, що динаміка коливань автопотяга під час гальмування є істотно нелінійною. Головними чинниками, що її спричинюють є наявність зазорів, попереднє підтискання та наявність тертя в зчїпному пристрої.

Установлено, що у разі зчїпного пристрою з конструктивними параметрами $a = 0.02, b = 0.02$ для середнього значення сили, що розтягує зчїпний пристрій, амплітуда є найменшою, а частота найвищою, що робить пробивання і руйнування зчїпного пристрою найменш імовірним.

У подальшому є доцільним врахувати вертикальну складову зміщення у рівняннях руху, а також ударні сили, які виникають від неоднорідного профілю дороги (наїзд на перешкоду типу "сходинка").

Література

1. 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.
2. Павловський М.А. Теоретична механіка: Підручник. – К.: Техніка, 2002. – 512 с.
3. www.mathcad.com.
4. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Теоретическая физика: Учебн. пособие. – В 10-ти т. Т.І. Механика. – М.: Наука, 1988. – 216 с.
5. Яблонський А.А., Норейко С.С. Курс теории колебаний. – М.: Высш. школа, 1975. – 248 с.