

УДК 629.113

ЄФИМЕНКО А.М., аспірант
ВЕРБИЦЬКИЙ В.Г., д.фіз.-мат.н.

Державний економіко-технологічний університет транспорту

**ДО ПОБУДОВИ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ КОЛІСНОГО
ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ**

Представлено рівняння руху плоскої моделі колісного транспортного засобу, де враховано пружні реакції направляючого колісного модуля як лінійні функції поперечних відхилень центрів мас візків від програмної траєкторії (осьової лінії шляхопроводу) та пружні моменти, що пов'язані з відхиленнями курсових кутів візків – відповідних курсових кутів програмної траєкторії. Модель взаємодії несучого пружного колеса з опорною поверхнею шляхопроводу описана за допомогою модифікованої нелінійної моделі відведення Е. Фіала.

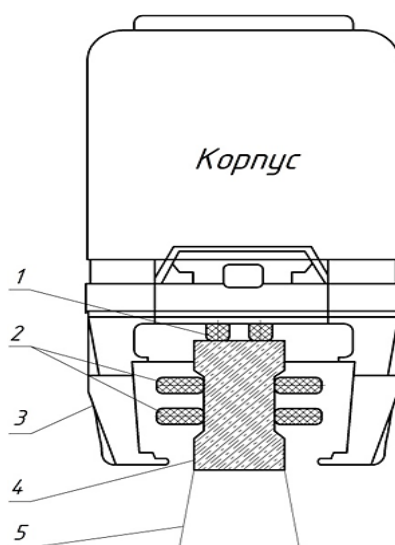
Ключові слова: модель колісного транспортного засобу, направляючий колісний модуль, сили відведення, моменти відведення.

Постановка проблеми

У великих містах спостерігаються транспортні проблеми – затори. Міський транспорт рухається повільно. Рішенням транспортної проблеми є метрополітен, але його мережа, як правило, не досягає нових спальних районів. Альтернативою наземному та підземному транспорту може бути впровадження колісних транспортних засобів, що в світі отримали назву монорейкового транспорту (рух транспортного засобу по шляхопроводу, розміщеному на деякій відстані над землею).

Аналіз останніх досліджень

Дана робота присвячена розробці математичної моделі КТЗ, що є аналогом системи «Alweg» [1, 2]. Конструктивна особливість даної системи (рис. 1) – пневматичні шини, що виконують функцію несучих коліс 1 та направляючих 2, що рухаються по шляхопроводу. Модель взаємодії пружного колеса з опорною поверхнею може бути описана на основі моделі Е. Фіала [3, 4].

**Рис. 1. Компонувальна схема КТЗ:**

1 – несучі колеса; 2 – направляючі колеса; 3 – бічні сторони корпусу КТЗ;
4 – шляхопровід; 5 – підтримуюча колона.

Направляючий колісний модуль виконує роль стабілізуючого елемента в поперечному напрямку (забезпечує малі відхилення КТЗ від програмної траєкторії, яка визначається профілем шляхопроводу) та повздовжньому напрямку (запобігає можливному бічному перекиданню КТЗ щодо повздовжньої осі шляхопроводу).

Мета статті

В роботі побудовано математичну модель колісного транспортного засобу, де враховано вплив сил та моментів відведення, пружних сил і моментів (виникаючих при взаємодії направляючих коліс з бічною поверхнею шляхопроводу) та визначено реакції в шарнірних з'єднаннях «корпус КТЗ – візок КТЗ».

Основний розділ

Колісний транспортний засіб складається з трьох складових «ВІЗОК 1 – КОРПУС – ВІЗОК 2», візки з'єднані з корпусом шарнірно в точках А, В – центрах мас візків (рис. 2).

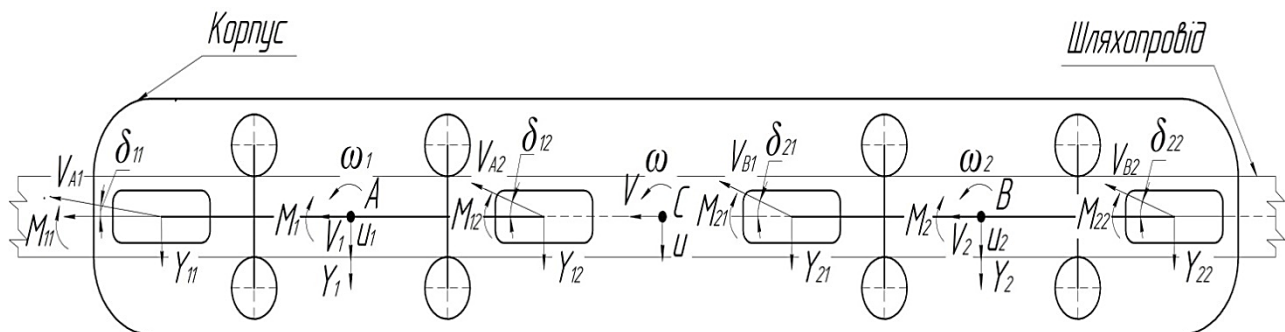


Рис. 2. Розрахункова велосипедна схема КТЗ з двома візками

В роботі прийнято, що положення корпусу КТЗ визначається положенням його центра мас (x_C, u_C) та курсовим кутом ψ , положення візків визначається кутами повороту відносно осі корпусу транспортного засобу ψ_1 та ψ_2 .

Динамічні рівняння плоскопаралельного руху корпусу описуються двома половинними ступенями вільності: поперечною складовою швидкості центра мас u та кутовою швидкістю відносно вертикальної осі ω .

Зовнішні сили та моменти, що діють на КТЗ: приведена сила пружності Y_i та момент пружності M_i , що діють на направляючий колісний модуль; сили Y_{ij} та моменти M_{ij} відведення несучих коліс; X_{ij} – поздовжні сили в плямі контакту несучих коліс. В шарнірних з'єднаннях (циліндричних шарнірах) візка з корпусом транспортного засобу виникають внутрішні сили, які формально вилучаються при виводі рівнянь руху всієї системи.

Рівняння плоскопаралельного руху системи в припущенні, що підтримується стала величина повздовжньої складової швидкості центра мас транспортного засобу (параметр v), мають наступний вигляд:

$$\begin{aligned}
 & -m_1 (V_1 - \omega_1 u_1) - XA \cdot \cos \psi_1 + X_{11} \cdot \cos \theta + X_{12} - YA \cdot \sin \psi_1 - Y_{11} \cdot \sin \theta = 0; \\
 & -m_1 (U_1 + \omega_1 v_1) + XA \cdot \sin \psi_1 - YA \cdot \cos \psi_1 + Y_{11} \cdot \cos \theta + Y_{12} + X_{11} \cdot \sin \theta + Y_1 = 0; \\
 & -m_2 (V_2 - \omega_2 u_2) - XB \cdot \cos \psi_2 + X_{21} + X_{22} - YB \cdot \sin \psi_2 = 0; \\
 & -m_2 (U_2 + \omega_2 v_2) + XB \cdot \sin \psi_2 - YB \cdot \cos \psi_2 + Y_{21} + Y_{22} + Y_2 = 0.
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

Із системи рівнянь (1) плоскопаралельного руху направляючих візків визначаються невідомі реакції в шарнірних з'єднаннях з корпусом транспортного засобу Y_A , X_A , Y_B , X_B .

$$X_A = \frac{1}{\sin^2 \psi_1 + \cos^2 \psi_1} (\sin \psi_1 \cdot m_1 U_1 + \sin \psi_1 \cdot m_1 \omega_1 v_1 - \sin \psi_1 \cdot X_{11} \sin \theta - \sin \psi_1 \cdot Y_1 - \sin \psi_1 Y_{11} \cos \theta - \sin \psi_1 Y_{12} - m_1 V_1 \cos \psi_1 + m_1 \omega_1 u_1 \cos \psi_1 - Y_{11} \sin \theta \cos \psi_1 + X_{11} \cos \theta \cos \psi_1 + X_{12} \cos \psi_1);$$

$$X_B = -\frac{1}{\cos^2 \psi_2 + \sin^2 \psi_2} (-\sin \psi_2 \cdot m_2 U_2 - \sin \psi_2 \cdot m_2 \omega_2 v_2 + \sin \psi_2 \cdot Y_2 + \sin \psi_2 \cdot Y_{21} + \sin \psi_2 Y_{22} + m_2 V_2 \cos \psi_2 - m_2 \omega_2 u_2 \cos \psi_2 - X_{21} \cos \psi_2 - X_{22} \cos \psi_2);$$

$$Y_A = \frac{1}{\sin^2 \psi_1 + \cos^2 \psi_1} (-m_1 U_1 \cos \psi_1 - m_1 \omega_1 v_1 \cos \psi_1 - \sin \psi_1 \cdot m_1 V_1 + \sin \psi_1 m_1 \omega_1 u_1 - \sin \psi_1 Y_{11} \sin \theta + \sin \psi_1 X_{11} \cos \theta + \sin \psi_1 X_{12} + X_{11} \sin \theta \cos \psi_1 + Y_1 \cos \psi_1 + Y_{11} \cos \theta \cos \psi_1 + Y_{12} \cos \psi_1);$$

$$Y_B = -\frac{1}{\cos^2 \psi_2 + \sin^2 \psi_2} (m_2 u_2 \cos \psi_2 + m_2 \omega_2 v_2 \cos \psi_2 + \sin \psi_2 m_2 v_2 - \sin \psi_2 m_2 \omega_2 u_2 - \sin \psi_2 X_{21} - \sin \psi_2 X_{22} - Y_2 \cos \psi_2 - Y_{21} \cos \psi_2 - Y_{22} \cos \psi_2).$$

Нижче наведено основні кінематичні співвідношення, використані в дослідженні:

– кутова швидкість направляючого колісного модуля

$$\omega_1 = \omega + \dot{\psi}_1; \quad \omega_2 = \omega + \dot{\psi}_2; \quad (2)$$

– кутове прискорення направляючого колісного модуля

$$\Omega_1 = \Omega + \dot{\psi}_1; \quad \Omega_2 = \Omega + \dot{\psi}_2. \quad (3)$$

Визначення поперечної і повздовжньої проекцій швидкості центру мас направляючого колісного модуля «А» проводилося по наступним виразам:

$$\begin{aligned} u_1 &= -v \cdot \sin \psi_1 + (u + LA \cdot \omega) \cos \psi_1; \\ v_1 &= v \cdot \cos \psi_1 + (u + LA \cdot \omega) \sin \psi_1. \end{aligned} \quad (4)$$

Визначення поперечної і повздовжньої проекцій швидкості центру мас направляючого колісного модуля «В» виконано відповідно (5):

$$\begin{aligned} u_2 &= -v \cdot \sin \psi_2 + (u - LB \cdot \omega) \cos \psi_2; \\ v_2 &= v \cdot \cos \psi_2 + (u - LB \cdot \omega) \sin \psi_2. \end{aligned} \quad (5)$$

Визначення поперечної й повздовжньої проекцій прискорення центра мас колісних модулів:

$$\begin{aligned}U_1 &= -V \cdot \sin \psi_1 - v \cdot \cos \psi_1 \cdot \psi_1 + (U + LA \cdot \Omega) \cdot \cos \psi_1 - (u + LA \cdot \omega) \sin \psi_1 \cdot \psi_1; \\V_1 &= V \cdot \cos \psi_1 - v \sin \psi_1 \cdot \psi_1 + (U + LA \cdot \Omega) \sin \psi_1 + (u + LA \omega) \cos \psi_1 \cdot \psi_1;\end{aligned}\quad (6)$$

$$\begin{aligned}U_2 &= -V \cdot \sin \psi_2 - v \cdot \cos \psi_2 \cdot \psi_2 + (U - LB \cdot \Omega) \cdot \cos \psi_2 - (u - LB \cdot \omega) \sin \psi_2 \cdot \psi_2; \\V_2 &= V \cdot \cos \psi_2 - v \cdot \sin \psi_2 \cdot \psi_2 + (U - LB \cdot \Omega) \cdot \sin \psi_2 + (u - LB \cdot \omega) \cos \psi_2 \cdot \psi_2.\end{aligned}\quad (7)$$

Після підстановки знайдених реакцій (шарнірних з'єднань) у рівняння плоскопаралельного руху КТЗ маємо замкнену систему рівнянь руху (8 - 9):

$$\begin{aligned}m(V - \omega u) &= XA + XB = -\sin \psi_1 X_{11} \sin \theta - \sin \psi_1 Y_{11} \cdot \cos \theta - \sin \psi_1 Y_1 - \sin \psi_1 Y_{12} - \\&- Y_{11} \sin \theta \cos \psi_1 + X_{11} \cos \theta \cos \psi_1 + X_{12} \cos \psi_1 + X_{21} \cos \psi_2 + X_{22} \cos \psi_2 - \\&- \sin \psi_2 Y_2 - \sin \psi_2 Y_{21} - \sin \psi_2 Y_{22} + m_1 \omega u + m_1 LA \omega^2 - m_1 V - m_2 V + m_2 \omega u - m_2 LB \omega^2;\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}m(U + \omega v) &= YA + YB = Y_1 \cos \psi_1 + Y_{12} \cos \psi_1 + Y_2 \cos \psi_2 + Y_{21} \cos \psi_2 + Y_{22} \cos \psi_2 + \\&+ \sin \psi_2 X_{21} + \sin \psi_2 X_{22} + X_{11} \sin \theta \cos \psi_1 + Y_{11} \cos \theta \cos \psi_1 - \sin \psi_1 Y_{11} \sin \theta + \\&+ \sin \psi_1 X_{11} \cos \theta + \sin \psi_1 X_{12} + m_2 LB \Omega - m_2 \omega v - m_1 LA \Omega - m_1 \omega v - m_1 U - m_2 U;\end{aligned}\quad (8)$$

$$\begin{aligned}J\Omega &= LA \cdot YA - LB \cdot YB = -LA m_1 \omega v + LA X_{11} \sin \theta \cos \psi_1 - m_1 LA^2 \Omega + LB m_2 \omega v + \\&+ LA Y_1 \cos \psi_1 + LA Y_{12} \cos \psi_1 + LA \sin \psi_1 X_{12} - LB Y_2 \cos \psi_2 - LB Y_{21} \cos \psi_2 + LB m_2 U - \\&- LB Y_{22} \cos \psi_2 - LB \sin \psi_2 X_{21} - LB \sin \psi_2 X_{22} + LA Y_{11} \cos \theta \cos \psi_1 - LA \sin \psi_1 \times \\&\times Y_{11} \sin \theta + LA \sin \psi_1 X_{11} \cos \theta - LA m_1 U - m_2 LB^2 \Omega.\end{aligned}$$

Рівняння обертового руху направляючих колісних модулів (візків):

$$\begin{aligned}J_1 \Omega_1 &= l(Y_{11} \cos \theta + X_{11} \sin \theta - Y_{12}) - M_1; \\J_2 \Omega_2 &= l(Y_{21} - Y_{22}) - M_2;\end{aligned}\quad (9)$$

Сили в точці з'єднання «А» (проекції на поздовжній та поперечній осі КТЗ):

$$\begin{aligned}XA &= -\sin \psi_1 X_{11} \sin \theta - \sin \psi_1 Y_{11} \cos \theta - \sin \psi_1 Y_1 - \sin \psi_1 Y_{12} - Y_{11} \sin \theta \cos \psi_1 + \\&+ X_{11} \cos \theta \cos \psi_1 + X_{12} \cos \psi_1 - m_1 V + m_1 \omega u + m_1 LA \omega^2;\end{aligned}\quad (10)$$

$$\begin{aligned}YA &= Y_1 \cos \psi_1 + Y_{12} \cos \psi_1 + X_{11} \sin \theta \cos \psi_1 + Y_{11} \cos \theta \cos \psi_1 - \sin \psi_1 Y_{11} \sin \theta + \\&+ \sin \psi_1 X_{11} \cos \theta + \sin \psi_1 X_{12} - m_1 LA \Omega - m_1 \omega v - m_1 U.\end{aligned}$$

Рівняння динаміки плоскопаралельного руху колісного транспортного засобу (11) у припущенні, що в системі підтримується постійна величина поздовжньої складової швидкості центру мас корпусу транспортного засобу (параметр v) і відсутні поздовжні сили X_{ij} (LA , LB – відстань від центру мас корпусу до шарнірів «А» і «В»), мають вигляд:

$$\begin{aligned}
 m(\ddot{u} + \omega v) &= Y_1 \cos \psi_1 + Y_{12} \cos \psi_1 + Y_2 \cos \psi_2 + Y_{21} \cos \psi_2 + \\
 &+ Y_{22} \cos \psi_2 + \sin \psi_2 X_{21} + \sin \psi_2 X_{22} + Y_{11} \cos \psi_1 + \sin \psi_1 X_{11} + \\
 &+ \sin \psi_1 X_{12} + m_2 LB \dot{\omega} - m_2 \omega v - m_1 LA \dot{\omega} - m_1 \omega v - m_1 \dot{u} - m_2 \dot{u}; \\
 J \dot{\omega} &= -LA m_1 \omega v + LA Y_{11} \cos \psi_1 + LB m_2 \omega v + LA \sin \psi_1 X_{11} - \\
 &- LA m_1 \dot{u} - m_1 LA^2 \dot{\omega} - m_2 LB^2 \dot{\omega} + LA Y_1 \cos \psi_1 + LA Y_{12} \cos \psi_1 + \\
 &+ LA \sin \psi_1 X_{12} - LB Y_2 \cos \psi_2 - LB Y_{21} \cos \psi_2 - LB Y_{22} \cos \psi_2 + \\
 &+ LB m_2 \dot{u} - LB \sin \psi_2 X_{21} - LB \sin \psi_2 X_{22}; \\
 J_1 \dot{\omega}_1 &= l \cdot Y_{11} - l \cdot Y_{12} - M_1, \quad (\omega_1 = \omega + \dot{\psi}_1); \\
 J_2 \dot{\omega}_2 &= l \cdot Y_{21} - l \cdot Y_{22} - M_2, \quad (\omega_2 = \omega + \dot{\psi}_2).
 \end{aligned} \tag{11}$$

Сили та моменти відведення визначались на основі емпіричних залежностей як функції кутів відведення. Враховано нелінійні залежності, які відображають реальні пружні характеристики пневматичних коліс та дають можливість дослідити механізми втрати стійкості системи при достатньо великих збуреннях фазових змінних. В дослідженні використовуються залежності сили відведення (12) та моменту відведення (13):

$$Y_{ij} = \frac{k_i \times \delta_{ij}}{\sqrt{1 + (k_i \delta_{ij} / (\kappa_i N_i))^2}}; \tag{12}$$

$$M_{ij} = \frac{A_i \cdot \delta_{ij}}{B_i \delta_{ij}^4 + C_i \delta_{ij}^2 + 1}; \tag{13}$$

де k_i – коефіцієнт опору відведенню;
 δ_{ij} – кут відведення j -того несучого колеса i -го візка;
 κ_i – коефіцієнт тертя колеса в поперечному напрямі;
 N_i – навантаження на приведенне колесо i -го візка;
 A_i, B_i, C_i – коефіцієнти, що визначаються емпірично.

Кути відведення на передніх та задніх несучих колесах i -го візка визначались через поперечні, поздовжні складові швидкості центрів мас візків та місцеві кутові швидкості відносно відповідних вертикальних осей

$$\delta_{i1} = -\arctg \frac{u_i + l\omega_i}{v_i}; \quad \delta_{i2} = \arctg \frac{-u_i + l\omega_i}{v_i}, \tag{14}$$

де l – половина бази візка.

Пружні сили Y_i (15) та пружний момент M_i (16) лінійно залежать від радіального зсуву центра мас візка щодо програмної кругової траєкторії, різниці курсових кутів візка та програмної кривої відповідно.

$$Y_1 = -C_y \cdot y_A; \quad Y_2 = -C_y \cdot y_B; \tag{15}$$

$$x_A = x_C + LA \cdot \cos \psi; \quad y_A = y_C + LA \cdot \sin \psi;$$

$$x_B = x_C - LB \cdot \cos \psi; \quad y_B = y_C - LB \cdot \sin \psi;$$

$$M_1 = C\psi(\psi + \psi_1); \quad M_2 = C\psi(\psi + \psi_2); \quad (16)$$

де x_A, y_A, x_B, y_B – координати центра мас візків КТЗ;
 ψ_1, ψ_2 – курсові кути програмної траєкторії в точках, які відповідають точкам А та В відповідно.

Використано наступні числові значення конструктивних параметрів КТЗ при аналізі власних значень системи лінійного наближення: $m_1 = m_2 = 1320$ кг; $m = 16000$ кг; $J_1 = J_2 = 4224$ кг м²; $J = 274400$ кг·м²; $LA = 7$ м; $LB = 7$ м; $\kappa_1 = \kappa_2 = 0,8$; $k_1 = k_2 = 360000$ Н; $Cy = 250000$ Н/м; $g = 9.8$ м/с²; $v = 30$ м/с; $l = 1$ м; $ll = 1,5$ м; $Z_1 = Z_2 = 45714,6$.

Матриця коефіцієнтів системи лінійного наближення в околі невимушеного прямолінійного руху має наступні власні значення:

$$eigv := -2.466477384 + 11.32251986 \cdot i, \quad -1.288968600 + 5.016085418 \cdot i,$$

$$-3.258826530 + 11.02910632 \cdot i, \quad -2.886556479 + 7.232170269 \cdot i,$$

$$-2.886556479 - 7.232170269 \cdot i, \quad -3.258826530 - 11.02910632 \cdot i,$$

$$-1.288968600 - 5.016085418 \cdot i, \quad -2.466477384 - 11.32251986 \cdot i$$

Нижче представлено розташування власних значень системи лінійного наближення в околиці прямолінійного руху (рис. 3, а) у комплексній площині та графік поперечних відхилень центру мас першого візка (рис. 3, б) як функція часу (початкове збурювання відповідає курсовому куту $\psi_1 = +0,1$ рад та $\psi_2 = -0,1$ рад) зі швидкістю $V=30$ м/с (108 км/год).

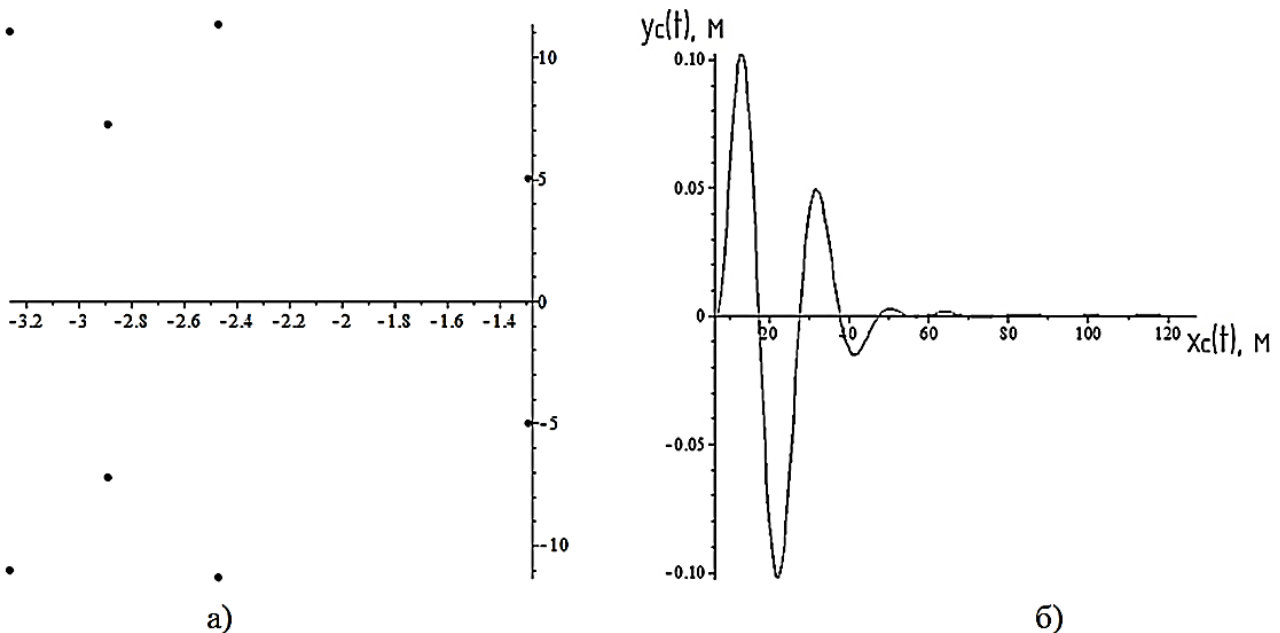


Рис. 3. Графік розташування власних значень системи лінійного наближення в околиці прямолінійного руху (а) та відхилення центру мас першого візка як функція часу в прямолінійному русі (б)

Нижче приведено залежності фазових змінних як функцій часу, котрі було отримано при чисельному моделюванні з метою аналізу кінематичних та силових характеристик (визначення бокових прискорень, сил відведення, пружних сил та моментів):

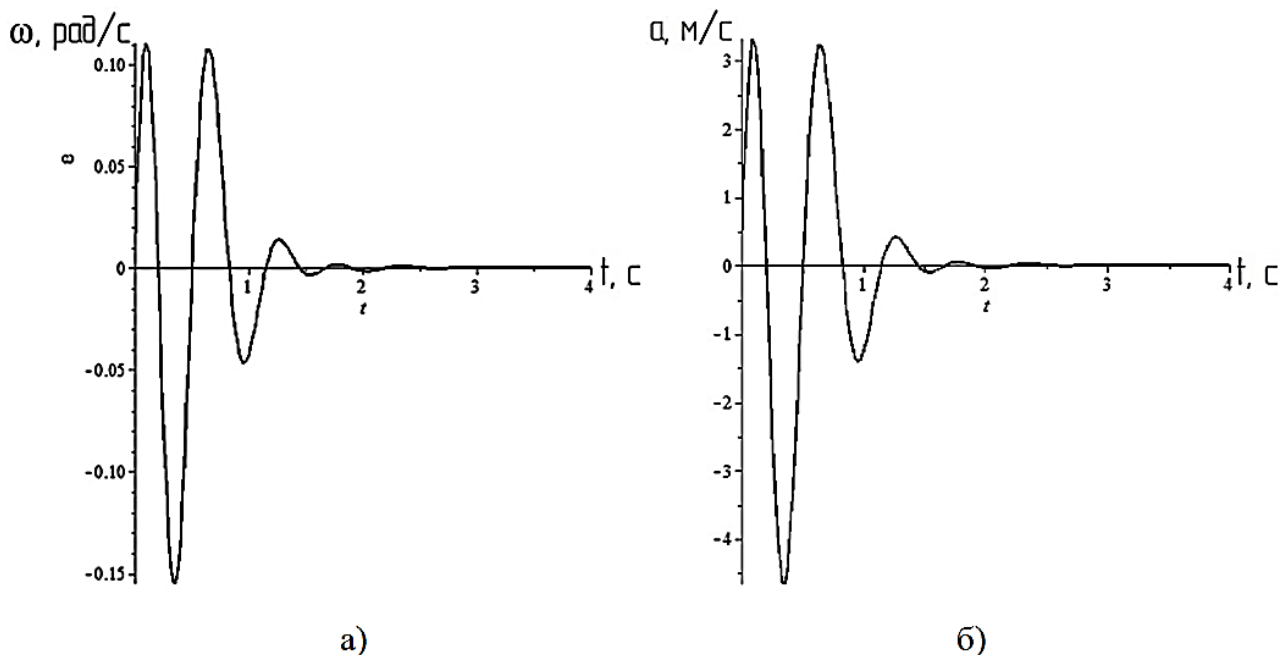


Рис. 4. Кутова швидкість КТЗ (а) та бічне прискорення центру мас (б)

Пружні сили як функції часу зменшуються, максимальне значення не перевищує 25 кН на початку шляху (рис. 5 а, б).

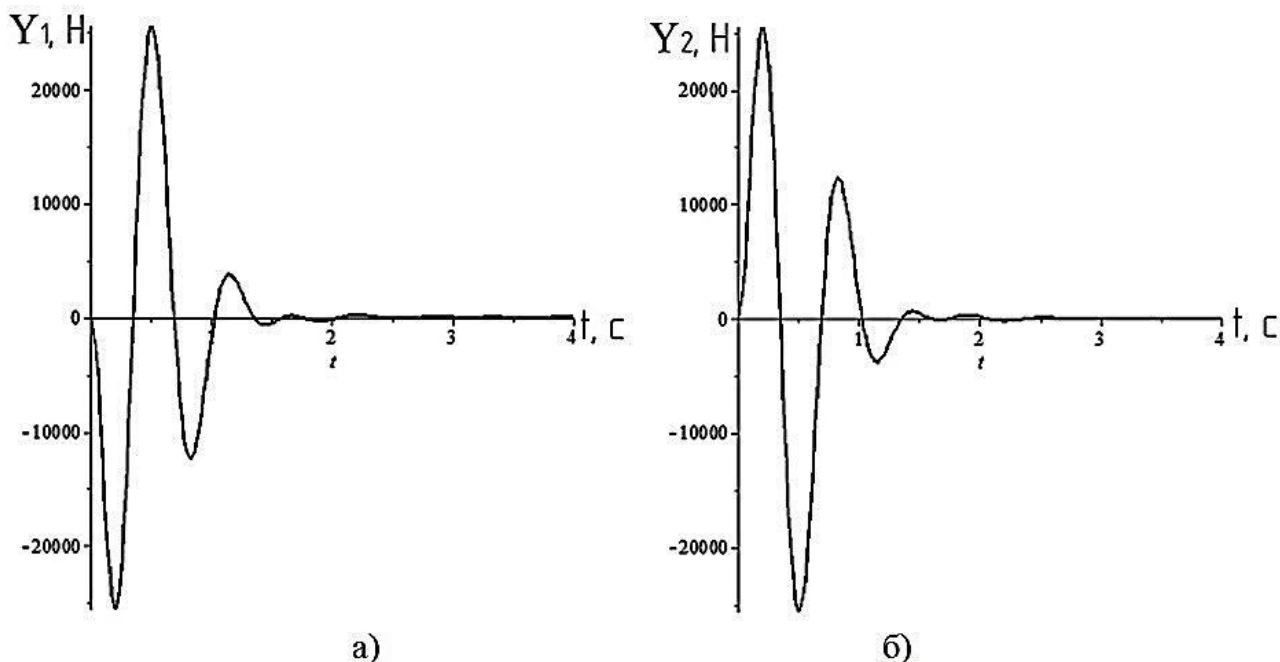


Рис. 5. Залежність пружних сил на першому Y_1 (а) та другому Y_2 (б) візках як функції часу

Залежність пружних моментів візків як функції часу мають протилежні знаки, що відповідає різній орієнтації візків відносно повздовжньої осі корпуса. Максимальне значення пружних моментів першого та другого візка не перевищує 56000 Н·м на початку шляху (рис. 6, а, б), потім відбувається затухання до нульових значень.

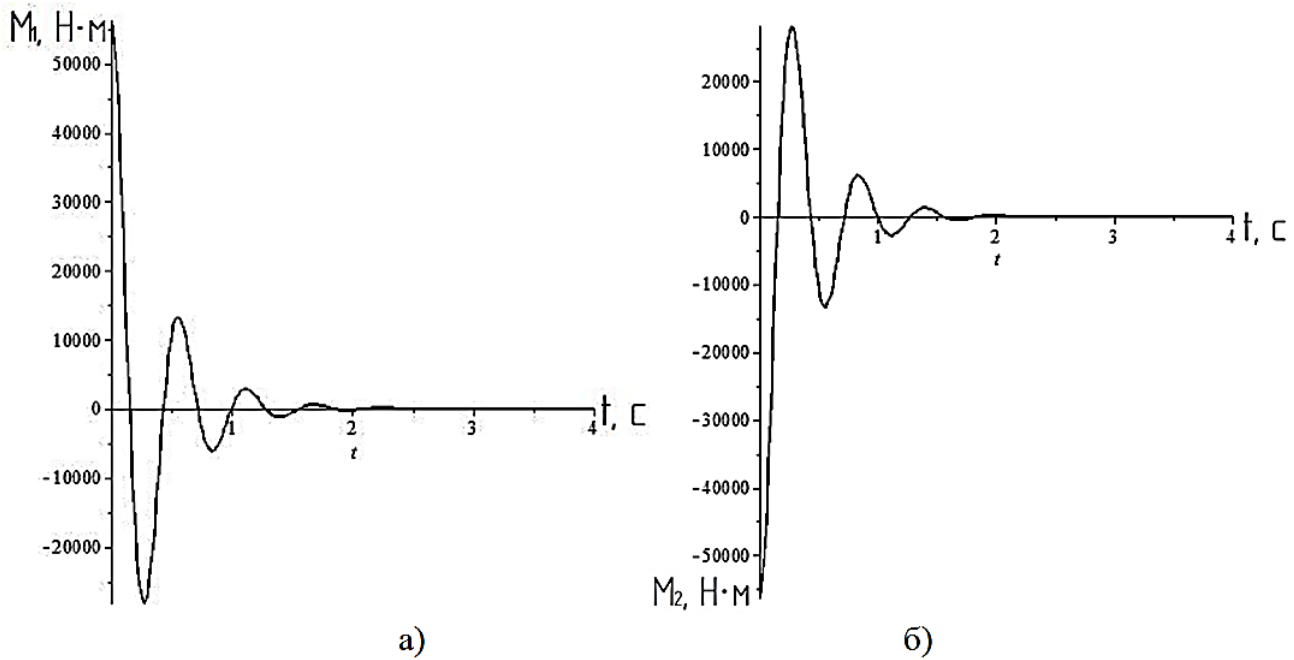


Рис. 6. Залежність пружних моментів на першому M1 (а) та другому M2 (б) візках як функції часу

Максимальні значення кінематичних та силових характеристик прямолінійного руху КТЗ, отриманих при чисельному моделюванні, зведено в підсумкову таблицю 1.

Таблиця 1

Максимальні значення кінематичних та силових характеристик прямолінійного руху КТЗ при фіксованих збуреннях ($\psi_1=+0,1$ рад, $\psi_2=-0,1$ рад)

V, м/с	$\max \operatorname{Re}(\lambda_i)$	ν , Гц	ω , рад/с	a_y , м/с ²	$\max \delta_{ij} $, рад	$\max y_{A,B} $, м	$\max \Delta i $, м	$\max Y_i $, Н	$\max M_i $, Н·м
20	-1,9	0,8..1,6	0,1	2	0,03	0,09	0,13	24000	56300
25	-1,5	0,8..1,8	0,13	3,4	0,033	0,115	0,145	25000	56000
30	-1,3	0,8..1,79	0,15	4,6	0,035	0,118	0,15	26000	56000
35	-1,1	0,81..1,85	0,17	6	0,037	0,12	0,16	30000	56000

Висновки

Побудовано математичну модель колісного транспортного засобу; обрано раціональні значення конструктивних параметрів, які забезпечують достатній запас стійкості прямолінійного руху КТЗ (безпека від скочування зі шляхопроводу); наведено аналіз та оцінку швидкості загасання збурювань фазових змінних системи.

Список літератури

1. www.STC-IN.com & www.skytraincorp.com. Monorail History and Technology of Successful Technology. Available at: http://www.skytraincorp.com/pp/stc_mht.pdf
2. Ryan R. Kennedy. Considering Monorail Rapid Transit for North American Cities. Available at: <http://www.monorails.org/webpix%202/ryanrkennedy.pdf>
3. Fiala E. Seitenkrafte am rollenden Luftreifen / E. Fiala . VDI - Zeitschrift. – 1954. – №96. – S. 973-979.
4. Вербицький В.Г. До визначення нової математичної форми моделі Фіала пружного колеса / В.Г. Вербицький, А.М. Єфименко, Р.А. Кулієв, Ю.М. Стрільник // Вісник СевНТУ: зб. наук. пр.. Вип. 134/2012. Серія: Машиноприладобудування та транспорт. – Севастополь, 2012. – С. 127 – 130.

Ефименко А.Н., Вербицкий В.Г. К построению математической модели колесного транспортного средства

***Аннотация.** Представлены уравнения движения плоской модели колесного транспортного средства, где учтены упругие реакции направляющего колесного модуля как линейные функции поперечных отклонений центров масс тележек от программной траектории (осевой линии путепровода) и упругие моменты, которые связаны с отклонениями курсовых углов тележек – соответствующих курсовых углов программной траектории. Модель взаимодействия упругого колеса с опорной поверхностью путепровода описана с помощью модифицированной нелинейной модели увода Е. Фиала.*

***Ключевые слова:** модель колесного транспортного средства, направляющий колесный модуль, силы увода, моменты увода.*

Yefymenko A.N., Verbytskyy V.G. To the construction of mathematical model of the wheeled vehicles.

***Abstract.** The equations of motion of the flat model of a wheel of the vehicle, which takes into account the elastic reaction of the guide wheel module as a linear function of the lateral deviations from program trajectory and elastic moments that are associated with deviations angle from programmed trajectory. The model interaction wheel with support surface is described using a modified model of slipping E. Fiala.*

***Keywords:** model of a wheeled vehicle, a guide wheeled modul, slip forces, moments slip.*

Стаття надійшла до редакції 03.11.2015 р.