

УДК 629.113

*А. М. Єфименко*

*(аспірант кафедри «Теоретична та прикладна механіка» Державного економіко-технологічного університету транспорту)*

## ДО МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІКИ ВІЗКА МОНОРЕЙКОВОГО ВАГОНА

*Побудовано модель візка монорейкового вагона з напрямним колісним модулем на основі спрощеної одномасової системи. Отримано попередні раціональні значення коефіцієнта пружності напрямного модуля та оцінено можливі пружні деформації. Подано візуалізацію процесу переходу від прямолінійного руху до руху по колу.*

*Ключові слова:* модель візка монорейкового вагона, напрямний колісний модуль, гіпотеза відведення, коефіцієнт пружності.

*Построена модель тележки монорельсового вагона с направляющим колесным модулем на базе упрощенной одномассовой системы. Получены предварительные рациональные значения коэффициента упругости направляющего модуля и дана оценка возможных упругих деформаций. Представлена визуализация процесса перехода от прямолинейного движения к движению по кругу.*

*Ключевые слова:* модель тележки монорельсового вагона, направляющий колесный модуль, гипотеза ввода, коэффициент упругости.

**Постановка проблеми.** Монорейковий транспорт є одним із різновиду рейкового транспорту. Відмінність його полягає в тому, що він рухається по одній рейці (монорейці), яка установлена на опорах або естакаді на деякій відстані над землею. Цей вид транспорту є найперспективнішим на даний час, тому що здійснює перевезення пасажирів без затримок в часи пік в порівнянні з міським транспортом.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Існує декілька різновидів монорейкового транспорту, які поділяють по способу підвісу вагонів. Практичний інтерес викликає монорейковий потяг з колісним обпиранням [1, 2]. Його технологія використовується в системі «Alweg» (рис. 1), яка має гумові несучі колеса 1 та стабілізуючі колеса 3, котрі переміщуються по монорейці, що відповідає моделі взаємодії колеса з опорною поверхнею і це можна віднести до традиційної моделі відведення І. Рокара [3]. Направний колісний модуль виконує роль стабілізуючого елемента, як в поперечному напрямі (забезпечує малі відхилення траєкторії вагона від програмної траєкторії, що визначається профілем рейкового шляху), так і повздовжньому напрямі (запобігає можливому боковому перекиданню вагона).

**Мета статті** – побудувати модель візка монорейкового вагона з напрямним колісним модулем на основі спрощеної одномасової моделі. Отримати попередні

© Єфименко А. М., 2014

---

раціональні значення коефіцієнта пружності напрямного модуля та проаналізувати можливі пружні деформації при переході від прямолінійного руху до руху по колу.

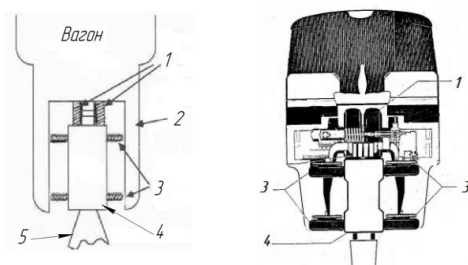


Рис. 1. Принципова схема Alweg:

- 1 – несучі колеса,
- 2 – бічні сторони вагона,
- 3 – стабілізуючі колеса,
- 4 – монорейка,
- 5 – підтримуюча колона

**Виклад основного матеріалу дослідження.** Під час руху в кривих ділянках шляху, за рахунок пружної деформації напрямного модуля в поперечному напрямі, може відбуватися схід несучих коліс (вертикальних колісних опор) 1 (рис.1), цьому необхідно запобігти, по-друге, доцентрове прискорення необхідно обмежити на рівні  $a_{y\max} = 4 \text{ м/с}^2$ .

Оцінимо максимально допустиму кривизну шляхопроводу при швидкості руху 80 км/год – радіус кривизни не менше 120 м (із умови обмеження прискорення  $a_{y\max} > V^2/R$ ). Далі розглянемо рух на перехідній кривій, що об'єднує прямолінійну ділянку та кругову ділянку з радіусом кривизни 120 м.

Для дослідження використовується одномасова модель візка вагона з напрямним колісним модулем [4, 5]. Розрахункову схему представлено на (рис. 2).

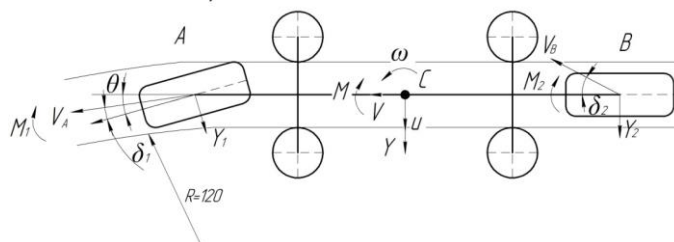


Рис. 2. Розрахункова велосипедна схема візка вагона з напрямним колісним модулем

Математичні рівняння руху одномасової моделі візка з напрямним колісним модулем, що надає курсову стабілізацію вздовж естакади, мають вигляд (1), де в порівнянні з відомими рівняннями «вільного» екіпажа [6, 7] наявні пружна сила  $Y$  та пружний момент  $M$ , які лінійно залежать від радіального зсуву центру мас візка щодо програмної траєкторії, різниці курсових кутів візка та програмної кривої відповідно.

$$\begin{cases} m(\dot{u} + v\omega) = Y_1 \cos \theta + Y_2 + Y; \\ J\dot{\omega} = aY_1 - bY_2 - M - M_1 - M_2, \end{cases} \quad (1)$$

де  $m, J$  – маса та момент інерції візка;

$a, b$  – відстані, відповідно, від передньої і задньої вісей до центра мас візка;

$v, u$  – подовжня і поперечна проекції вектора швидкості центра мас візка;

$\dot{u}$  – бічне прискорення візка;

$Y_1, Y_2$  – сили відведення;

$M_1, M_2$  – моменти відведення, які визначаються на основі гіпотези відведення;

$\omega, \dot{\omega}$  – кутова швидкість та кутове прискорення візка відносно його центральної вертикальної осі.

Відповідно до гіпотези відведення І. Рокара сила відведення, що діє при коченні колеса з відведенням [3], пропорційна куту відведення. Розподілені сили відведення й пружні сили в плямі контакту утворюють урівноважену систему сил, на підставі закону Гука.

Сила відведення завжди спрямована убік, протилежний поперечному прокозванню; сила відведення зміщена відносно осі колеса в поздовжньому напрямку, це спонукає до появи стабілізуючого моменту (відведення), котрий прагне повернути колесо так, щоб поздовжня площина колеса співпадала з вектором швидкості його центру.

Сили відведення та моменти відведення визначаються на основі емпіричних залежностей, як функції кутів відведення [8, 9]. В роботі враховані нелінійні залежності сил та моментів відведення, які відображають реальні пружні характеристики пневматичних коліс та дають можливість дослідити механізми втрати стійкості системи при достатньо великих збуреннях фазових змінних.

При дослідженні використовуються залежності сили відведення (2) та моменту відведення (3):

$$Y_i = k_i \cdot \delta_i / \sqrt{1 + (k_i \delta_i / (\psi_i N_i))^2}; \quad (2)$$

$$M_i = A_i \cdot \delta_i / B_i \delta_i^4 + C_i \delta_i^2 + 1; \quad (3)$$

де  $k_i$  – коефіцієнт опору відведенню;  
 $\delta_i$  – кут відведення  $i$ -го несучого колеса;  
 $\psi_i$  – коефіцієнт тертя колеса в поперечному напрямі;  
 $N_i$  – навантаження на приведенне колесо;  
 $A_i, B_i, C_i$  – коефіцієнти, що визначаються емпірично.

Кути відведення на передніх та задніх несучих колесах:

$$\delta_1 = -\arctg \frac{u + a\omega}{v}; \quad \delta_2 = \arctg \frac{-u + b\omega}{v} \quad (4)$$

Для випадку кругової програмної траєкторії пружні сила  $Y$  та момент  $M$ , що породжуються напрямним колісним модулем, мають вигляд:

$$Y = C_y \left( \Pi^2 K_r / 2 - \left( 1 / K_r - \sqrt{(y_c - 1 / K_r)^2 + x_c^2} \right) \right); \quad (5)$$

$$M = C_\psi (\psi - \varphi). \quad (6)$$

де  $K_r$  – кривизна кругової траєкторії;  
 $l$  – половина бази поперечного напрямного модуля;  
 $x_c, y_c$  – координати центру мас візка вагона.

Далі наводяться результати чисельного моделювання руху по перехідній кривій в середовищі пакета чисельно-аналітичних розрахунків Maple. Мета якого була в теоретично обґрунтованому виборі певних конструктивних параметрів, наприклад, коефіцієнта пружності напрямного колісного модуля (останній варіювався, щоб досягти необхідних обмежень максимального нормального прискорення та пружних деформацій в поперечному напрямі).

Використано такі числові значення параметрів візка для чисельного моделювання:  $m = 1317$  кг;  $J = 3050$  кг м<sup>2</sup>;  $a = 1.6$  м;  $b = 1.6$  м;  $k_1 = 23000$  Н;  $k_2 = 23000$  Н;  $C_y = 20000$  Н/м;  $g = 9,8$  м/с<sup>2</sup>;  $v = 22$  м/с;  $R = 120$  м;  $l = 1,0$  м.

Для наведеного набору числових значень параметрів побудовано траєкторію центра мас візка вагона (рис. 3)

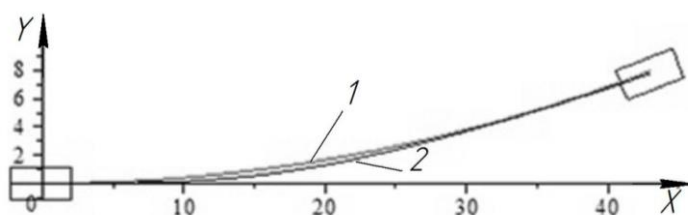


Рис. 3. Програмна крива (1) та траєкторія центра мас візка вагона (2)

Далі подано графіки залежності зміни в часі радіального відхилення центра мас від програмної траєкторії (рис. 4, а) та нормального прискорення центра мас  $a_y$  (рис. 4, б).

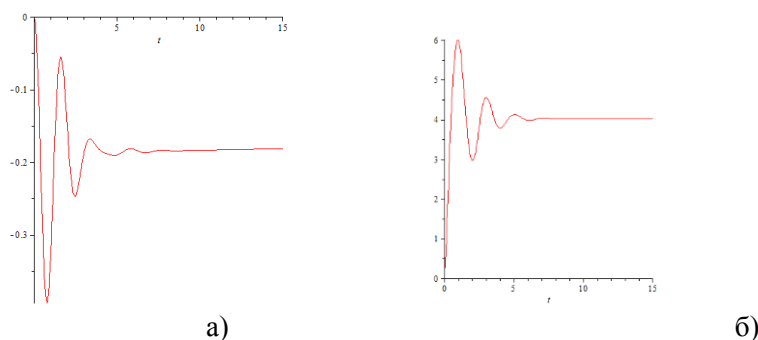


Рис. 4. Графіки радіального відхилення центра мас від програмної траєкторії (а) та нормального прискорення при переході з прямолінійної ділянки до кругової (б)

**Висновки та пропозиції.** При моделюванні динаміки візка монорейкового вагона було отримано попередні раціональні значення коефіцієнту пружності направляючого модулю та оцінено можливі пружні деформації. За допомогою пакета чисельно-аналітичних розрахунків Maple було виконано візуалізацію траєкторії центра мас візка вагона. Далі буде проведено розрахунок для повної моделі вагона.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Ryan R. Kennedy [Electronic resource]: Considering Monorail Rapid Transit for North American Cities. Available at: <http://www.monorails.org/webpix%202/ryanrkennedy.pdf>
2. www.STC-IN.com & www.skytraincorp.com [Electronic resource]: Monorail History and Technology of Successful Technology. Available at: [http://www.skytraincorp.com/pp/stc\\_mht.pdf](http://www.skytraincorp.com/pp/stc_mht.pdf)
3. Рокар И. Неустойчивость в механике / Ива Рокар. – М. : Издательство иностр. лит., 1959. – 288 с.
4. Лобас, Л. Г. Качественные и аналитические методы в динамике колесных машин / Л. Г. Лобас, В. Г. Вербицкий. – К.: Наук. думка, 1990. – 232 с.
5. Gillespie Thomas D. Fundamentals of Vehicle Dynamics / Thomas D. Gillespie. – Society of Automotive Engineers, Inc, 1992. – 470 p.
6. Сахно В. П. Вплив стабілізуючого моменту шин на курсову стійкість руху автомобіля / В. П. Сахно, В. Г. Вербицкий, А. В. Костенко, Н. Л. Белевцова, А. М. Єфименко // Вісник Національного транспортного університету. – 2010. – Вип. 21. – Ч. 1. – С. 180 – 183.
7. Вербицкий В. Г. Вплив поздовжньої сили на передній осі легкового автомобіля на множині стаціонарних рухів / В. Г. Вербицкий, А. В. Костенко, А. М. Єфименко, Р. А. Кулієв, О. Г. Воловченко, М. М. Макійов // Вісник східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – 2011. – №5 (159). – С. 275 – 280.

8. Fiala E. Seitenkrafte am rollenden Luftreifen / E. Fiala . VDI – Zeitschrift. – 1954. – №96. – P. 973–979.
9. Вербицкий В. Г. К определению характеристик силового взаимодействия упругого пневматика с опорной поверхностью при постоянном угле увода (Обобщение на случай продольных сил, действующих в пятне контакта) / В. Г. Вербицкий, В.А. Банников, А.Н. Ефименко, А.Э. Даниленко // Вісник СевНТУ: зб. наук. пр. Вип. 152/2014. Серія: Машиноприладобудування та транспорт. – Севастополь, 2014. – С. 56 – 59.

**Alla M. Yefimenko**

*(Graduate Student of Theoretical and Applied Mechanics Chair, State University for Transport Economy and Technologies)*

### TO MODELLING OF DYNAMICS OF THE CART OF THE MONORAIL CAR

*Dynamic qualities of the cart of the monorail car are analyzed. As a basis it was taken the one-mass bicycle scheme, nonlinear forces and the moments of withdrawal according to Yves Rocard's hypothesis are considered and elastic force and the moment which are generated by the directing wheel module. Rational value of coefficient of elasticity of the directing wheel module is defined, which in turn influences the size of the maximum normal acceleration and elastic deformations in the cross direction. The trajectory of the center of mass of the cart of the car is constructed and Dependence of size of a radial deviation of the center of mass of the car on a program trajectory is constructed.*

*Keywords: model of the cart of the monorail car, the directing wheel module, withdrawal hypothesis, elastic coefficient.*

### REFERENCES

1. Ryan R. Kennedy [Electronic resource]: Considering Monorail Rapid Transit for North American Cities. Available at: <http://www.monorails.org/webpixmap/202/ryanrkennedy.pdf>
  2. www.STC-IN.com & www. skytraincorp.com [Electronic resource]: Monorail History and Technology of Successful Technology. Available at: [http://www.skytraincorp.com/pp/stc\\_mht.pdf](http://www.skytraincorp.com/pp/stc_mht.pdf)
  3. Rokar I. Neustoiichivost' v mekhanike [Instability in mechanics]. –M.: Izdatel'stvo inostr. lit., 1959. – 288 p.
  4. Lobas L. G. Kachestvennyye i analiticheskie metody v dinamike kolesnykh mashin [Qualitative and analytical methods in dynamics of wheel cars] / L. G. Lobas, V. G. Verbitskii. – K. : Nauk. Dumka, 1990. – 232 s.
  5. Gillespie Thomas D. Fundamentals of Vehicle Dynamics / Thomas D. Gillespie. – Society of Automotive Engineers, Inc, 1992. – 470 p.
  6. Saxno V. P. Vplyv stabilizuyuchogo momentu shy`n na kursovu stijkist` ruxu avtomobilya [Influence of the stabilizing moment of tires on course stability of the movement of the car] / V. P. Saxno, V. G. Verby`cz`ky`j, A. V. Kostenko, N. L. Belevczova, A. M. Yefy`menko // Visny`k Nacional`nogo transportnogo universy`tetu. – 2010. – Vy`p. 21. – Ch. 1. – P. 180 – 183.
  7. Verby`cz`ky`j V. G. Vplyv pozdovzhn`oyi sy`ly` na perednij osi legkovogo avtomobilya na mnozhy`nu stacionarny`x ruxiv [Influence of longitudinal force on a forward axis of the car on a set of stationary movements] / V. G. Verby`cz`ky`j, A. V. Kostenko, A. M. Yefy`menko, R. A. Kuliyeu, O. G. Volovnenko, M. M. Makijov // Visny`k sxidnoukrayins`kogo nacional`nogo universy`tetu imeni Volody`my`ra Dalya. – 2011. – #5 (159). – P. 275 – 280.
  8. Fiala E. Seitenkrafte am rollenden Luftreifen / E. Fiala . VDI – Zeitschrift. – 1954. – №96. – P. 973 – 979.
  9. Verbitskii V. G. K opredeleniyu kharakteristik silovogo vzaimodeistviya uprugogo pnevmatika s opornoj poverkhnost'yu pri postoyannom ugle uvoda (Obobshchenie na sluchai prodol'nykh sil, deistvuyushchikh v pyatne kontakta) [To definition of characteristics of power interaction elastic pneumatics with a basic surface at constant coal of withdrawal (Generalization on a case of the longitudinal forces operating in a contact spot)] / V. G. Verbitskii, V.A. Bannikov, A.N. Efimenko, A.E. Danilenko // Visnik SevNTU: zb. nauk. pr. Vip. 152/2014. Seriya: Mashinopriladobuduvannya ta transport. – Sevastopol', 2014. – P. 56 – 59.
-