УДК 629.113
UDC 629.113

ДО ВИБОРУ РАЦІОНАЛЬНИХ ЗНАЧЕНЬ ПАРАМЕТРІВ ПОПЕРЕЧНОЇ ЖОРСТКОСТІ НАПРАВЛЯЮЧОГО КОЛІСНОГО МОДУЛЯ МОДЕЛІ ВІЗКА НА ПНЕВМАТИЧНИХ ШИНАХ КОЛІСНОГО ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ (АНАЛОГ СИСТЕМИ ALWEG)

Сахно В. П., доктор технічних наук, Національний транспортний університет, Київ, Україна
Єфименко А. М., Національний транспортний університет, Київ, Україна

TO THE CHOICE OF RATIONAL PARAMETER VALUES OF THE TRANSVERSE RIGIDITY OF THE GUIDE WHEEL MODULE MODEL TRUCK PNEUMATIC TYRES WHEELED VEHICLE (ANALOGUE OF THE ALWEG SYSTEM)

Sakhno V. P., Ph.D., National Transport University, Kyiv, Ukraine
Yefimenko A. N., National Transport University, Kyiv, Ukraine

К ВЫБОРУ РАЦИОНАЛЬНЫХ ЗНАЧЕНИЙ ПАРАМЕТРОВ ПОПЕРЕЧНОЙ ЖЕСТКОСТИ НАПРАВЛЯЮЩЕГО КОЛЕСНОГО МОДУЛЯ МОДЕЛИ ТЕЛЕЖКИ НА ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ШИНАХ КОЛЕСНОГО ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА (АНАЛОГ СИСТЕМЫ ALWEG)

Сахно В. П., доктор технических наук, Национальный транспортный университет, Киев, Украина
Ефименко А. Н., Национальный транспортный университет, Киев, Украина

Вступ. На даний час існує проблема заторів та повільного переміщення міського транспорту на вулицях великих міст, яка спричиняє невдоволення пасажирів відносно роботи муніципальних організацій. У зв’язку з цим проводяться науково-дослідницькі роботи з метою вирішення проблем та покращення ситуації в пасажирських перевезеннях. Одним з рішень даної проблеми може бути надземний колісний транспортній засіб (КТЗ), який структурно складається з корпусу та двох візків, що пов’язані між собою шарнірно. Візок обладнано направляючим колісним модулем, який забезпечує курсову стійкість КТЗ (при відхиленнях КТЗ від програмної траєкторії виникають поновлюючи пружні поперечні реакції, які запобігають й можливому боковому перекиданню відносно повздовжньої осі шляхопроводу) [1].

Аналіз останніх досліджень, щодо стійкості та динаміки надземних КТЗ вказує на вкрай обмежений інформаційний ресурс з цього питання. Більшість робіт присвячені питанням вертикальної динаміки, питання ж поперечної стійкості та поперечної силової взаємодії направляючого модуля зі шляхопроводом висвітлено недостатньо. У роботі [2] було виявлено суттєвий вплив на стійкість руху КТЗ коефіцієнта опору відведення k_y, величина якого визначається конструкцією пневматичної шини її тиском та вертикальним навантаженням. В роботі [3] досліджено вплив нелінійного закону бічного відведення на динамічні якості КТЗ та встановлено, що при $V \geq 30$ км/год лінійна теорія відведення дає занижені значення бокових сил відведення, що діють на пневматичні шини, але добре себе зарекомендувала в інженерних розрахунках при дослідженні руху КТЗ по прямих ділянках шляхопроводу. В роботі [3] було проведено вибір параметрів ресорного підвішування КТЗ.

Мета роботи полягає у проведенні вибору раціональних значень параметрів поперечної жорсткості направляючого колісного модуля моделі візка на пневматичних шинах КТЗ.

Основна частина. Розглянемо схему візка на пневматичних шинах (аналог системи Alweg) (рис. 1), котра має несучі (опорні) колеса 1 та стабілізуючі (направляючі) колеса 2.

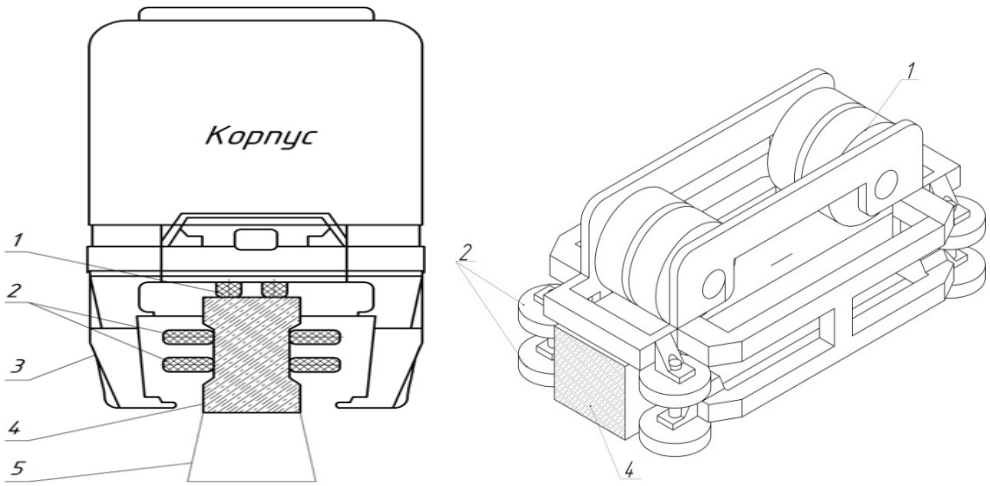
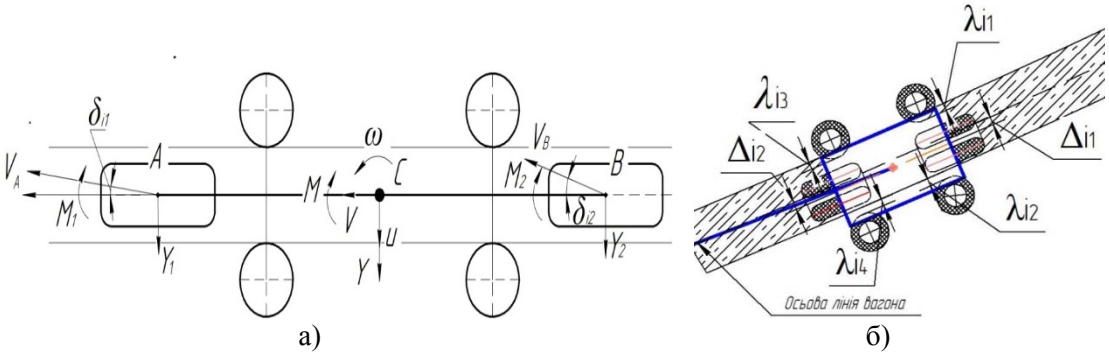


Рисунок 1 – Принципова схема візка на пневматичних шинах (аналог системи Alweg):
1 – несучі (опорні) колеса, 2 – стабілізуючі (направляючі) колеса,
3 – бічні сторони корпусу, 4 – шляхопровід, 5 – підтримуюча колона.

Модель візка КТЗ з направляючим колісним модулем враховує пружну силу *Y* та пружний момент *M*, які лінійно залежать від радіального зсуву центра мас візка щодо програмної траєкторії (рис.2, а).



а) б)

Рисунок 2 – Розрахункова велосипедна схема візка КТЗ (а) та його візуалізація (б)

Параметри λ та Δ характеризують деформацію направляючих коліс та поперечне зміщення несучих коліс відповідно (рис. 2, б). Оцінимо максимально допустиму кривизну шляхопроводу при швидкості руху 80 км/год, виходячи з умови обмеження прискорення $a_{ymax} < 4$ м/с^2.

Рівняння руху одномасової моделі візка з направляючим колісним модулем, що надає курсову стабілізацію вздовж шляхопроводу, мають вигляд (1), де в порівнянні з відомими рівняннями «вільного» екіпажу [4] наявні пружна сила *Y* та пружний момент *M*, які лінійно залежать від радіального зсуву центра мас візка щодо програмної траєкторії, різниці курсових кутів візка та програмної кривої відповідно.

$$\begin{cases} m\left(\dot{u} + v\omega\right) = Y_1 \cos\theta + Y_2 + Y \\ J\dot{\omega} = aY_1 - bY_2 - M - M_1 - M_2 \\ \dot{\Psi} = \omega \ , \ \dot{x}_C = v \cdot \cos\psi - u \cdot \sin\psi \ , \ \dot{y}_C = v \cdot \sin\psi + u \cdot \cos\psi \end{cases} , \qquad (1)$$

де *m, J* – маса та момент інерції візка;
a, b – відстані, відповідно, від передньої і задньої осей до центра мас візка;
v, u – подовжня і поперечна проекції вектора швидкості центра мас візка;
$\dot{a}$ - бічне прискорення візка;
Y_1, Y_2 – сили відведення;
M_1, M_2 – моменти відведення, які визначаються на основі гіпотези відведення;

ω, $\dot{\omega}$ - кутова швидкість та кутове прискорення візка відносно його центральної вертикальної вісі;

x_C, y_C – координати центру мас візка КТЗ;

ψ_i – курсовий кут візка.

В усталеному русі сили відведення, пружні реакції направляючого модуля та поперечні сили інерції утворюють врівноважену систему сил, а значення усталених фазових змінних можуть бути знайдені при розв’язанні відповідної системи кінцевих нелінійних рівнянь, але для більш повного аналізу, що враховував би перехідні процеси, необхідно провести чисельне моделювання рівнянь руху системи.

Відповідно до гіпотези відведення І. Рокара сила відведення, що діє при коченні колеса з відведенням [5], пропорційна куту відведення. Сила відведення завжди спрямована протилежно напряму поперечного псевдопроковзуванню; сила відведення зміщена відносно осі колеса в поздовжньому напрямку, що призводить до появи стабілізуючого моменту (відведення), котрий прагне повернути колесо так, щоб повздовжня площина колеса співпадала з вектором швидкості його центру.

Враховуємо сили та моменти відведення, які визначаються на основі емпіричних залежностей, як функції кутів відведення [6, 7], що відображають реальні пружні характеристики пневматичних коліс та дають можливість дослідити механізми втрати стійкості системи при достатньо великих збуреннях фазових змінних. Використовуємо залежності сили відведення (2) та моменту відведення (3):

$$Y_i = k_i \cdot \delta_i / \sqrt{1 + \left(k_i \delta_i / \left(\kappa_i N_i\right)\right)^2}\,, \tag{2}$$

$$M_i = A_i \cdot \delta_1 / \left(B_i \delta_1^{\,4} + C_i \delta^2 + 1\right), \tag{3}$$

де k_i – коефіцієнт опору відведенню;

δ_i – кут відведення i-того несучого колеса;

κ_i – коефіцієнт тертя колеса в поперечному напрямі;

N_i – навантаження на приведене колесо;

A_i, B_i, C_i – коефіцієнти, що визначаються емпірично.

Кути відведення на передніх та задніх несучих колесах мають наступний вигляд:

$$\delta_1 = -\operatorname{arctg}\frac{u + a\omega}{v};\ \delta_2 = \operatorname{arctg}\frac{-u + b\omega}{v} \tag{4}$$

Визначаємо пружну силу та момент, які породжуються направляючим колісним модулем у прямій ділянці шляху (5) та в круговій (6)

$$\begin{aligned} Y &= -C_y \cdot y_C, \\ M &= -C_\psi \cdot \psi, \end{aligned} \tag{5}$$

$$\begin{aligned} Y &= C_y\left(ll^2 K_r / 2 - \left(1/K_r - \sqrt{\left(y_c - 1/K_r\right)^2 + x_c^{\,2}}\right)\right), \\ M &= C_\psi\left(\psi - \varphi\right), \end{aligned} \tag{6}$$

де K_r – кривизна кругової траєкторії;

ll – база направляючого модуля;

x_c, y_c – координати центру мас візка КТЗ.

Далі приводяться графіки залежностей сили та моменту відведення як функцій кута відведення, що використовуються в розрахунках при чисельному аналізі $\bar{Y} = f(\delta)$ та $M = f(\delta)$ (рис. 3) [14].

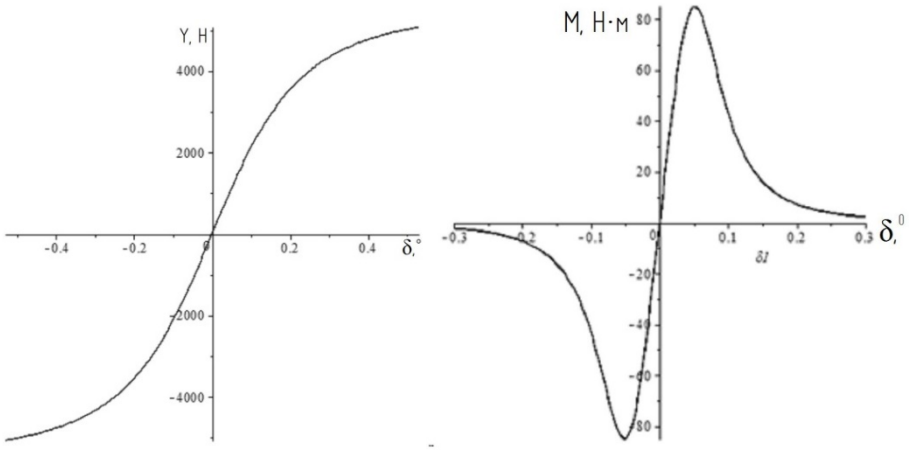


Рисунок 3 - Графік залежностей сили та моменту відведення як функцій кута відведення

В роботі проведено моделювання руху по кривій сталої кривизни в середовищі пакета чисельно-аналітичних розрахунків Maple, мета якого - теоретичне обґрунтування вибору значень конструктивних параметрів системи, а саме коефіцієнта пружності направляючого колісного модуля (варіювався, для досягнення необхідних обмежень максимального нормального прискорення та пружних деформацій в поперечному напрямі).

Для чисельного моделювання використано наступні числові значення параметрів візка: m = 1320 кг; J = 4224 кг·м^2; a=b= 1 м; k1=k2=23000 Н; Cy =250 000 Н/м; g = 9,8 м/с^2; v =22 м/с; R = 150 м; *ll* = 1,5 м. Побудовано траєкторію центра мас візка КТЗ (рис. 4).

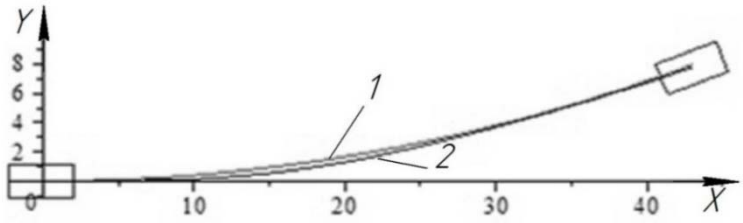
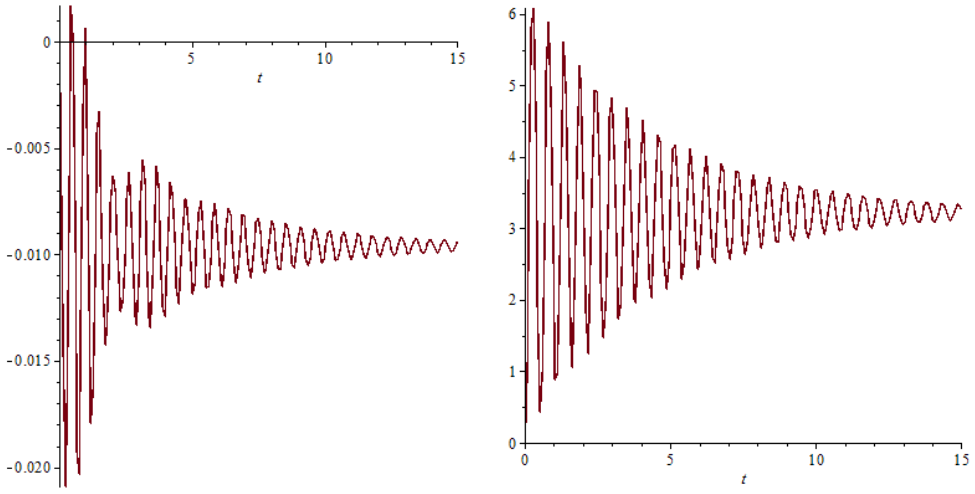


Рисунок 4 - Програмна крива (1) та траєкторія центра мас візка КТЗ (2)

Було отримано графіки інтегральних кривих: відхилення центра мас візка КТЗ від програмної траєкторії (рис. 5, а) та нормального прискорення центра мас a_y (рис. 5, б).



а) б)

Рисунок 5 - Графіки радіального відхилення центра мас візка КТЗ від програмної траєкторії (а) та нормального прискорення при переході з прямолінійної ділянки до кругової (б)

Таким чином, при узагальненій поперечній жорсткості направляючого колісного модуля Су =250000 Н/м реалізується максимальне значення радіального відхилення центра мас від програмної траєкторії, що не перевищує 20 мм, а максимальне значення нормального прискорення центра мас становить a_{ymax} = 6 м/с^2, що дещо перевищує норми поперечних прискорень, але усталене значення бокового прискорення задовольняє вибраному обмеженню a_{ymax}< 4 м/с^2.

Аналіз стійкості прямолінійного руху на основі критерію Рауса-Гурвица показав, що при симетричній схемі розташування несучих та направляючих коліс відносно центру мас, модель візка КТЗ (прототип системи Alweg) є структурно стійкою системою. Стаціонарні кругові режими руху (при вибраних чисельних значеннях конструктивних параметрів системи) в діапазоні експлуатаційних швидкостей також є асимптотично стійкими.

Висновки. На основі чисельного моделювання руху візка колісного транспортного засобу в кругових ділянках обґрунтовано вибір конструктивного параметру - коефіцієнта пружності направляючого колісного модуля (досягнуто необхідних обмежень, щодо пружних деформацій у поперечному напрямі, які гарантують безпеку експлуатації КТЗ).

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ:

1. Technical Pages [Electronic resource]: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.

2. Коротенко М.Л. Устойчивость движения вагона монорельсовой эстакадной дороги [Текст] / М.Л. Коротенко, Н.В. Донцова // Межвуз. сб. науч. тр. / ДИИТ. – Днепропетровск, 1984. – Вып. 232: Проблемы динамики и прочности железнодорожного подвижного состава. – С. 53–58.

3. Донцова Н.В. Выбор параметров рессорного подвешивания вагона эстакадной монорельсовой дороги [Текст] / Н. В. Донцова // Межвуз. сб. науч. тр. / ДИИТ. – Днепропетровск, 1985. – Вып. 240: Динамика, нагруженность и надежность подвижного состава. – С. 94–102.

4. Костенко А.В. К вопросу об исследовании курсовой устойчивости движения легкового автомобиля с учетом пяточного момента шин / А.В. Костенко, А.М. Єфименко // Вісник східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – 2010. - №6 (148). – С. 67-71.

5. Рокар И. Неустойчивость в механике / Ива Рокар. – М. : Издательство иностр. лит., 1959. – 288 с.

6. Fiala E. Seitenkrafte am rollenden Luftreifen / E. Fiala . VDI - Zeitschrift. - 1954.-№96. – S. 973-979.

7. 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.

REFERENCES

1. Technical Pages [Electronic resource]: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.

2. Korotenko M.L. Ustoychivost' dvizheniya vagona monorel'sovoy estakadnoy dorogi [The stability of the monorail carriage elevated road] M.L. Korotenko, N.V. Dontsova. Mezhvuz. sb. nauch. tr. DIIT. – Dnepropetrovsk, 1984. – Vol. 232: Problemy dinamiki i prochnosti zheleznodorozhnogo podvizhnogo sostava. – pp. 53–58.

3. Dontsova N.V. Vybor parametrov ressornogo podveshivaniya vagona estakadnoy monorel'sovoy dorogi [The choice of parameters for suspension of the wagon trestle monorail] / N.V. Dontsova. Mezhvuz. sb. nauch. tr. / DIIT. – Dnepropetrovsk, 1985. – Vol. 240: Dinamika, nagruzhennost' i nadezhnost' podvizhnogo sostava. – pp. 94–102.

4. Kostenko A.V. K voprosu ob issledovanii kursovoy ustoychivosti dvizheniya legkovogo avtomobilya s uchetom pyatochnogo momenta shin [To the question about the study of the stability of motion of the car taking into account the heel point of the tire] A.V. Kostenko, A.M. Yefymenko Visnyk skhidnoukrayins'koho natsional'noho universytetu imeni Volodymyra Dalya. – 2010. – Vol 6 (148). – pp. 67-71.

5. Rokar I. Neustoychivost' v mekhanike [To the instability in mechanics] Iva Rokar. – Moscow.: Izdatel'stvo inostr. lit., 1959. – 288 p.

6. Fiala E. Seitenkrafte am rollenden Luftreifen. E. Fiala . VDI - Zeitschrift. - 1954.-Vol 96. – pp. 973-979.

7. Verbyts'kyy V.G. Do vyznachennya novoyi matematychnoyi formy modeli Fiala pruzhn'oho kolesa [To define a new mathematical form of the model Fiala elastic wheel] V.G. Verbyts'kyy, A.M. Yefymenko, R.A. Kuliyev, Yu.M. Stril'nyk. Visnyk SevNTU: zb. nauk. pr.. Vol. 134/2012. Seriya: Mashynopryladobuduvannya ta transport. – Sevastopol', 2012. - pp. 127 – 130.

РЕФЕРАТ

Сахно В.П. До вибору раціональних значень параметрів поперечної жорсткості направляючого колісного модуля моделі візка на пневматичних шинах КТЗ (аналог системи Alweg) / Володимир Прохорович Сахно, Алла Миколаївна Єфименко // Вісник Національного транспортного університету. Серія “Технічні науки”. Науково-технічний збірник. – К.: НТУ, 2016. — Вип. 2 (35).

У статті на основі чисельного моделювання руху моделі візка по кривій сталої кривизни обґрунтовано вибір конструктивних параметрів, а саме коефіцієнта пружності направляючого колісного модуля, який суттєво впливає на максимальне значення нормального прискорення та пружні деформації в поперечному напрямі.

Об’єкт дослідження – стійкість руху візка на пневматичних шинах КТЗ.

Мета дослідження – вибір раціональних значень параметрів поперечної жорсткості направляючого колісного модуля моделі візка на пневматичних шинах КТЗ.

Метод дослідження – чисельне моделювання.

На основі чисельного моделювання встановлено, що при узагальненій поперечній жорсткості направляючого колісного модуля Cy =250000 Н/м реалізується максимальне значення радіального відхилення центра мас від програмної траєкторії, що не перевищує 20 мм, а максимальне значення нормального прискорення центра мас становить a_{ymax} = 6 м/с^2, що дещо перевищує норми поперечних прискорень, але усталене значення бокового прискорення задовольняє вибраному обмеженню a_{ymax}<4м/с^2.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: КОЛІСНИЙ ТРАНСПОРТНИЙ ЗАСІБ, ВІЗОК, НАПРАВЛЯЮЧИЙ КОЛІСНИЙ МОДУЛЬ, ПНЕВМАТИЧНА ШИНА, ПОПЕРЕЧНА ЖОРСТКІСТЬ.

ABSTRACT

Sakhno V. P., Yefimenko A.N. To the choice of rational parameter values of the transverse rigidity of the guide wheeled module of model wheeled vehicle (analogue of the Alweg system). Visnyk National Transport University. Series “Technical sciences”. Scientific and Technical Collection. – Kyiv. National Transport University, 2016. – Issue 2 (35).

In article on the basis of numerical simulation of the motion of the model of the guide wheeled module on a curve of constant curvature justifies the choice of design parameters, namely the coefficient of the transverse rigidity, which significantly affects the maximum value of the normal acceleration and the elastic deformation in the transverse direction.

Research object – the stability of the cart on pneumatic tyres of the wheeled vehicle.

Purpose of the study – hold the choice of rational parameter values of the transverse rigidity of the guide wheel module of the wheeled vehicle.

Research method – numerical simulation.

On the basis of numerical simulation found that when the generalized transverse rigidity of the guide wheel module Cy =250000 N/m is maximum value of radial deflection of the center of mass from the programmed trajectory that does not exceed 20 mm, and the maximum value of the normal acceleration of the center of mass is a_{ymax} = 6 m/s^2, which exceeds the norm of the transverse acceleration, but the steady-state value of lateral acceleration satisfies the selected constraint a_{ymax}<4m/s^2.

KEYWORDS: WHEELED VEHICLE, CART, GUIDE WHEEL MODULE, A PNEUMATIC TYRE, A LATERAL STIFFNESS.

РЕФЕРАТ

Сахно В.П. К выбору рациональных значений параметров поперечной жесткости направляющего колесного модуля модели тележки на пневматических шинах КТС (аналог системы Alweg) / Сахно Владимир Прохорович, Алла Николаевна Ефименко // Вестник Национального транспортного университета. Серия "Технические науки". Научно-технический сборник. – К.: НТУ, 2016. — Вып. 2 (35).

В статье на основе численного моделирования движения модели тележки по кривой постоянной кривизны обоснован выбор конструктивных параметров, а именно коэффициент упругости направляющего колесного модуля, который существенно влияет на максимальное значение нормального ускорения и упругие деформации в поперечном направлении.

Объект исследования – устойчивость движения тележки на пневматических шинах КТС.

Цель исследования – выбор рациональных значений параметров поперечной жесткости направляющего колесного модуля модели тележки на пневматических шинах КТС.

Метод исследования – численное моделирование.

Установлено, что при обобщенной поперечной жесткости направляющего колесного модуля Cy =250000 Н/м реализуется максимальное значение радиального отклонения центра масс от программной траектории, которое не превышает 20 мм, а максимальное значение нормального ускорения центра масс составляет a_{ymax} = 6 м/с^2, что несколько превышает нормы поперечных ускорений, но установившееся значение бокового ускорения удовлетворяет выбранному ограничению a_{ymax}<4м/с^2.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: КОЛЕСНОЕ ТРАНСПОРТНОЕ СРЕДСТВО, ТЕЛЕЖКА, НАПРАВЛЯЮЩИЙ КОЛЕСНЫЙ МОДУЛЬ, ПНЕВМАТИЧЕСКАЯ ШИНА, ПОПЕРЕЧНАЯ ЖЕСТКОСТЬ.

АВТОРИ:

Сахно Володимир Прохорович, доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, професор, завідувач кафедри «Автомобілі», e-mail: sakhno@i.ua, тел.(044)280-42-52, Україна, 01010, м. Київ, вул. Суворова 1, к. 301.

Єфименко Алла Миколаївна, Національний транспортний університет, аспірант кафедри «Автомобілі», e-mail: alla.yefimenko@yandex.ru, тел. (044)280-42-52, Україна, 01010, м. Київ, вул. Суворова 1, к. 306.

AUTHOR:

Sakhno Volodymyr P., Ph.D., Engineering (Dr), professor, National Transport University, professor, head of department of automobile, e-mail: sakhno@i.ua, tel. (044)280-42-52, Ukraine, 01010, Kyiv, Suvorova str. 1, of. 301.

Yefimenko Alla N., National Transport University, postgraduate, department of automobile, e-mail: alla.yefimenko@yandex.ru, tel. (044)280-42-52, Ukraine, 01010, Kyiv, Suvorova str. 1, of. 306.

АВТОРЫ:

Сахно Владимир Прохорович, доктор технических наук, профессор, Национальный транспортный университет, профессор, заведующий кафедрой «Автомобили», e-mail: sakhno@i.ua, тел. (044)280-42-52, Украина, 01010, г. Киев, ул. Суворова 1, к. 301.

Ефименко Алла Николаевна, Национальный транспортный университет, аспирант кафедры «Автомобили», e-mail: alla.yefimenko@yandex.ru, тел. (044)280-42-52, Украина, 01010, г. Киев, ул. Суворова 1, к. 306.

РЕЦЕНЗЕНТИ:

Гутаревич Ю. Ф., доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Двигуни і теплотехніка», Національний транспортний університет, м. Київ, Україна

Кравченко О.П., доктор технічних наук, професор, Житомирський державний технологічний університет, професор кафедри автомобілі та автомобільне господарство, Житомир, Україна.

REVIEWERS:

Gutarevych Ju. F. Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of the Department of Motors and Heating Engineering, National Transport University, Kyiv, Ukraine.

Kravchenko A.P., Doctor of Technical Sciences, Professor, Zhytomyr stste tehnological universitety, Professor of Department of Automobiles and Automobile Industry, Zhytomyr, Ukraine.