АВТОМОБІЛЬНИЙ ТРАНСПОРТ

дженого природного газу як моторного палива на залізничному транспорті (для роботи маневрових та магістральних тепловозів за газодизельним циклом), а також для позашляхових великовантажних транспортних засобів (таких, як кар'єрні автомобілі-самоскиди).

1. Правила ЕЭК ООН № 110-01 «Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения: І. Элементов специального оборудования автотранспортных средств, двигатели которых работают на компримированном природном газе (КПГ) и/или сжиженном природном газе (СПГ); II. Транспортных средств в отношении установки элементов специального оборудования официально утвержденного типа для использования в их двигателях компримированного природного газа (КПГ) и/или сжиженном природном газе (СПГ)».

2. NGVA Europe. Worldwide NGV statistics. [Електронний ресурс] // NGVA Europe. Електронний журнал. — Режим доступу к журн.: http://www. ngvaeurope. eu/ worldwide-ngv-statistics. — Назва з екрану.

3. Всесвітній досвід використання стисненого природного та зрідженого нафтового газів як моторних палив на автомобільному транспорті / Редзюк А. М., Ковальов С. О.// Автошляховик України, 2009, № 2, с. 5 — 9. 2. Дослідити джерела одержання зрідженого природного газу як моторного палива для транспортних засобів в Україні — насамперед за рахунок власного виробництва, а також за рахунок його імпорту у зрідженому стані з європейських LNG-терміналів.

ЛІТЕРАТУРА

4. Використання природного та зрідженого нафтового газів як моторних палив в Україні / Редзюк А. М., Ковальов С. О.// Діловий інформаційно-аналітичний журнал «ІН-ФОРМАЦІЯ та БЕЗПЕКА», 2010, № 3 (4), с. 36 — 39.

5. Комп'ютерна презентація «Position Paper: LNG, a Sustainable Fuel for all Transport Modes». A Position Paper of NGVA Europe prepared by: Dr. Antonio Nicotra, General Manager Gasfin Investment S. A., Managing Director Air-LNG GmbH.

6. ОАО НПО «Гелиймаш». Топливные баки для СПГ. Емкостное оборудование [Електронний ресурс] // ОАО НПО «Гелиймаш». — Режим доступу к журн.: http://www. geliymash.ru/products/111/524/. — Назва з екрану.

7. Chart Industries. VehicleTanks [Електронний реcypc] // Chart Industries. — Режим доступу к журн.: http:// files.chartindustries.com/10834738_VehicleTanks. — Назва з екрану.

УДК 629.113

© Сахно В. П., доктор техн. наук, професор, академік ТАУ; © Єфименко А. М., аспірант (ДЕТУТ)

ДО ПИТАННЯ ОЦІНКИ КРЕНУ МОНОРЕЙКОВОГО ВАГОНА ТА ПЕРЕРОЗПОДІЛУ РЕАКЦІЙ ОПОР У КРИВОЛІНІЙНИХ ДІЛЯНКАХ РУХУ

Анотація. Описано перерозподіл вертикальних та поперечних реакцій колісних опор монорейкового вагона. Досліджено характеристики силової взаємодії колісних опор монорейкового вагона з поверхнею естакади під час проходження криволінійних ділянок шляхопроводу. Визначено безпечні інтервали вертикальної жорсткості несучих коліс та поперечної жорсткості напрямних коліс, у межах яких гарантовано безпеку руху монорейкового вагона.

Ключові слова: монорейковий вагон, напрямний колісний модуль, несучі колеса, напрямні колеса, деформація, кут крену.

Аннотация. Описано перераспределение вертикальных и боковых реакций колесных опор монорельсового вагона. Исследованы характеристики силового взаимодействия колесных опор монорельсового вагона с поверхностью эстакады при прохождении криволинейных участков путепровода. Определены безопасные интервалы вертикальной жесткости несущих колес и боковой жесткости направляющих колес, в пределах которых обеспечена безопасность движения монорельсового вагона. Ключевые слова: монорельсовый вагон, направляющий колесный модуль, несущие колеса, направляющие колеса, деформация, угол крена.

Abstract. To the question of assessing kren monorail wagon and redistribution reactions of supports in curved sections of movement. Determined the redistribution of the vertical and lateral reactions of monorail wagon. Investigated the characteristics of force interaction of supports wheel of the monorail wagon with the surface of the trestle when passing curved sections of the overpass. Defined safe intervals vertical stiffness of carrier wheels and lateral stiffness guides wheels within which is provided a safety movement monorail wagon. **Keywords:** monorail wagon, guide wheel module, carrier wheels, guides wheels, deformation, angle of kren.

Вступ

Для поліпшення ситуації в галузі перевезення пасажирів, що останнім часом дуже напружена у зв'язку зі збільшенням транспортних засобів на дорогах мегаполісів, постає питання про її покращення, а саме — розвантаження міських вулиць. Поява монорейкової системи у великих містах зможе налагодити систему переміщень пасажирів у передмісті, що насамперед зменшить час переміщення пасажирів зі спальних районів до центру міста. Цей вид транспорту є найперспективнішим на сьогодні, оскільки



30

АВТОМОБІЛЬНИЙ ТРАНСПОРТ

здійснює перевезення пасажирів без затримок у години пік порівняно з міським транспортом, завдяки розміщенню монорейкових шляхопроводів на певній відстані над землею. Для гарантування безпечного руху монорейки необхідно більш детально дослідити питання динамічних властивостей та стійкості її руху, як у прямолінійних, так і в кругових ділянках шляху.

Основна частина

Питання моделювання динаміки просторової моделі монорейкового вагона системи Alweg розглянуто М. Л. Коротенком та Н. В. Донцовою [1,2]. У роботах [3,4] детально проаналізовано вплив повздовжніх сил на процес відведення несучих коліс. Піднята тема примусового попереднього притискання напрямних коліс до бокової поверхні естакади (розглядається лише візок) [3]. Конструктивна особливість монорейкової системи (*puc. 1*) пневматичні несучі колеса 1 та напрямні колеса 2, які рухаються по монорейці. Напрямний колісний модуль виконує роль стабілізуючого елемента в поперечному напрямку (забезпечує малі відхилення траєкторії вагона від програмної траєкторії, яка визначається профілем рейкового шляху) та повздовжньому напрямку (запобігає можливому бічному перекиданню вагона відносно повздовжньої осі естакади).

Важливо здійснити оцінку крену монорейкового вагона та перерозподіл реакцій опор у криволінійних ділянках руху. А також визначити можливі інтервали параметра вертикальної жорсткості несучих коліс та параметра поперечної жорсткості напрямних коліс, що відповідають нормативним показникам бічного прискорення a_y та радіального зміщення Δy .

Під час проходження ділянки з визначеним радіусом кривизни до всіх активних сил і реакцій в'язей додається сила Д'Аламбера (сила інерції), величина якої визначається добутком маси та величини нормального прискорення центру мас вагона.

Величина нормального прискорення визначається радіусом кривизни траєкторії, яку проходить у даний момент центр мас.

$$a^n = V^2/R; \tag{1}$$

де V — повздовжня швидкість центра мас, м/с;

R — радіус кривизни траєкторії центра мас, *м*.

Деформація напрямних коліс буде визначатися двома чинниками: поперечним зсувом усього вагона Δ_y та кутом крену φ (*puc. 2*).

$$N_{11} = K_{Z2} \cdot (\Delta_y - z_1 \cdot \varphi); N_{12} = K_{Z2} \cdot (\Delta_y - z_2 \cdot \varphi);$$

$$N_{21} = K_{Z2} \cdot (z_1 \cdot \varphi - \Delta_y); N_{22} = K_{Z2} \cdot (z_2 \cdot \varphi - \Delta_y).$$
(2)

Причому реакції дорівнюватимуть нулю, якщо відповідні деформації менші за нуль або дорівнюють нулю. Перерозподіл між вертикальними реакціями несучих коліс позначимо ΔN_{z_1} :

$$\Delta N_{z_1} = K_{z_1} \cdot H \cdot \varphi/2. \tag{3}$$

Тоді з двох умов рівноваги можемо знайти невідомі значення параметрів Δ =, φ

$$\Delta N_{z_1} \cdot H + N_{z_1} \cdot z_1 + N_{z_2} \cdot z_2 = m \cdot a \cdot H_c + m \cdot g \cdot H_c \cdot \varphi + N_{z_1} \cdot z_1 + N_{z_2} \cdot z_2;$$

$$N_{z_1} + N_{z_2} + m \cdot a = N_{z_1} + N_{z_2}.$$
(4)

За умови послідовного збільшення нормального прискорення, наприклад, за рахунок збільшення величини повздовжньої швидкості, зростатиме перерозподіл навантажень ΔN_{z1} , коли $\Delta N_{z1} = P/2$ може відбутися стрибкоподібна зміна кута крену, за рахунок зазору між боковою



Рис. 1. Принципова схема візка на пневматичних шинах монорейкового вагона системи Alweg



Рис. 2. Схема монорейкового вагона у вертикальній площині

зовнішньою поверхнею естакади та зовнішніми напрямними колесами, що, звичайно, вкрай небажано. Розглянемо умови виникнення такого ефекту. Це можливо, якщо в момент повного розвантаження зовнішніх несучих коліс параметри Δ_{z} , φ пов'язані співвідношенням

$$\Delta y > \varphi \cdot z_{2}. \tag{5}$$

Тому бажано, щоб пружні параметри колісних опор вибиралися з урахуванням цих обставин (тобто в момент повного розвантаження внутрішніх опорних коліс має виконуватись умова):

$$\Delta N_{z_1} = P/2; \Delta_y \le \varphi \cdot z_2. \tag{6}$$

Альтернативою такому конструкторському рішенню може бути попереднє примусове притискання напрямних коліс до боковин естакади Δ_0 , яке можна оцінювати, виходячи з екстремальних значень сил інерції, котрі можуть реалізовуватися в експлуатації. Сили горизонтальних реакцій тоді визначатимуться співвідношеннями:

$$N_{11} = K_{Z2} \cdot (\Delta_0 + \Delta_y - z1 \cdot \varphi); N_{12} = K_{Z2} \cdot (\Delta_0 + \Delta_y - z_2 \cdot \varphi); (7)$$

$$N_{21} = K_{Z2} \cdot (\Delta_0 + z_1 \cdot \varphi - \Delta y); N_{22} = K_{Z2} \cdot (\Delta_0 + z_2 \cdot \varphi - \Delta_y).$$

У момент ($\Delta N_{z_1} = P/2$) повного розвантаження внутрішніх опорних коліс має виконуватись така умова:

$$\Delta_0 + z_2 \cdot \varphi \ge \Delta_y. \tag{8}$$

Для дослідження використано такі числові значення конструктивних параметрів монорейкового вагона:

 $m_{_1}=m_{_2}=1320\ \kappa z$ та $m=16000\ \kappa z$ — маса візка та вагона відповідно;

 $K_{\rm Z1}, K_{\rm Z2}$ — радіальна жорсткість несучих та напрямних коліс відповідно;







Рис. 3. Візуалізація монорейкового вагона у вертикальній площині

 H_c = 1,2 м — відстань між центром мас вагона та опорною поверхнею естакади;

H= 0,43 *м* — відстань між повздовжніми площинами симетрії несучих коліс;

 $z_1 = 0,204 \ m$ — відстань між повздовжньою площиною симетрії напрямних коліс верхнього ряду та опорною поверхнею естакади;

 z_2 =1,296 м — відстань між повздовжньою площиною симетрії напрямних коліс нижнього ряду та опорною поверхнею естакади;

R =150 *м* — радіус кривої.

На **рис.** 3 представлено положення динамічної рівноваги моделі монорейкового вагона в кривій з радіусом кривизни 150 *м* при швидкості 10 *м/с*, вертикальна жорсткість несучих коліс відповідає значенню K_{z1} =477700 *H/м*, поперечна жорсткість напрямних коліс становить K_{z2} =320000 *H/м*. Йому відповідає кут крену φ =1,58° та поперечне відхилення Δ_y =25 *мм*; реакції несучих та напрямних коліс відповідно ΔN_{z1} = 2843 *H* (15%), 0,5· N_{11} = 6169 *H*, 0,5· N_{22} = 3502 *H*. Зазначимо, що відсутність контакту напрямних коліс (N_{12} =0, N_{21} =0) з бічною

- 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.
- 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.
- 3. Халиков Т. М. Оценка влияния направляющих колес на динамику ходовой тележки монорельсового

поверхнею шляхопроводу перевірено за допомогою пакету КОМПАС-3D.

Розглянуто інтервал вертикальної жорсткості параметра K₂₁ несучих коліс від 377700 *Н/м* до 477700 *Н/м* (відповідає жорсткості одного несучого колеса). Тоді за умови максимальної жорсткості несучих коліс (у круговій кривій з R = 150 м, жорсткість напрямних коліс 250000 *H*/м) перерозподіл вертикального навантаження несучих коліс візка становить: $\Delta N_{z_1} = 914 H (5\%), \varphi = 0.5^\circ; \Delta N_{z_1} = 3655 H (19\%),$ φ = 2°; ΔN_{Z1} = 8223 H (42%), φ = 5°, ΔN_{Z1} = 14619 H (75%), $\varphi = 8^{\circ}$ відповідно при швидкостях 5 м/с; 10 м/с; 15 м/с та 20 м/с. Такий вибір жорсткості призводить до виникнення бічних реакцій на верхніх внутрішніх напрямних колесах і на нижніх зовнішніх (інша пара напрямних коліс не контактує з бічною поверхнею естакади). Далі наведено результати для бокових реакції напрямних коліс за умови максимальної вертикальної жорсткості $0.5^*N_{11} = 1548 H$, $0,5^*N_{22} = 881 H, 0,5^*N_{11} = 6191 H, 0,5^*N_{22} = 3524 H,$ $0.5^*N_{11} = 13929 \ H, \ 0.5^*N_{22} = 7929 \ H, \ 0.5^*N_{11} = 24762 \ H,$ 0,5*N₂₂ = 14096 Н при швидкостях 5 м/с; 10 м/с; 15 м/с та 20 м/с. Інтервал для параметра поперечної жорсткості напрямних коліс (відноситься до одного напрямного колеса) складає від 250000 Н/м до 320000 Н/м. Для максимального значення коефіцієнта пружності напрямних коліс при швидкості 20 м/с виникають такі значення реакцій несучих та напрямних коліс відповідно ΔN_{z_1} =11371 *H* (58%), $\varphi = 6,3^{\circ}; 0,5^{*}N_{11} = 24677 H, 0,5^{*}N_{22} = 14011 H.$

Висновки

Окреслені можливі інтервали для вибору значень параметрів радіальної жорсткості несучих та напрямних коліс, що гарантують безпеку руху монорейкового вагона (плавну зміну кута крену). Досліджено перерозподіл вертикальних та поперечних реакцій колісних опор монорейкового вагона під час проходження криволінійних ділянок шляхопроводу.

ЛІТЕРАТУРА

транспорта: диссертация кандидата технических наук: 01.02.06 / Т. М. Халиков; [Место защиты: Орлов. гос. техн. ун-т] Самара, 2010 129 с.: 61 11-5/189.

 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.

