Наука та прогрес транспорту, 2024, № 4 (108)

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

УДК 629.423.016.5:519.87

А. Я. КУЗИШИН^{1*,2}, В. В. КОВАЛЬЧУК³, Ю. Г. СОБОЛЕВСЬКА⁴

^{1*}Каф. «Залізничний транспорт», Національний університет «Львівська політехніка», вул. С. Бандери, 12, Львів, Україна, 79000, тел. +38 (032) 267 99 74, ел. пошта andrii.y.kuzyshyn@lpnu.ua, ORCID 0000-0002-3012-5395

²Львівський НДІ судових експертиз, вул. Липинського, 54, Львів, Україна, 79024, тел. +38 (032) 231 76 13,

ел. пошта andrii.y.kuzyshyn@lpnu.ua, ORCID 0000-0002-3012-5395

³Каф. «Залізничний транспорт», Національний університет «Львівська політехніка», вул. С. Бандери, 12, Львів, Україна, 79000, тел. +38 (032) 267 99 74, ел. пошта vitalii.v.kovalchuk@lpnu.ua, ORCID 0000-0003-4350-1756

⁴Каф. «Залізничний транспорт», Національний університет «Львівська політехніка», вул. С. Бандери, 12, Львів, Україна, 79000, тел. +38 (032) 267 99 74, ел. пошта yuliia.h.sobolevska@lpnu.ua, ORCID 0000-0002-8087-2014

Просторова математична модель динамічної поведінки сучасного рухомого складу в умовах швидкісного руху

Мета. У роботі передбачено розробити просторову математичну модель швидкісного електропоїзда ЕКр-1 «Тарпан» із врахуванням конструкційних особливостей його першого та другого ступенів ресорного підвішування. Методика. Узято розрахункову схему електропоїзда як сукупність 7 твердих тіл, з'єднаних в'язями різної реології. Кожне з тіл здійснює просторові коливання. При цьому колісну пару розглянуто як систему з двома ступенями вільності (боковий винос та виляння). Як узагальнені координати розглянуто кутові та лінійні переміщення тіл. Отримана механічна система має 26 ступенів вільності. Диференціальні рівняння руху записано за допомогою принципу д'Аламбера. Розглянуто кінематичне збурення коливань унаслідок руху по нерівностях колії як у вертикальному, так і в горизонтальному напрямках. У першому та другому ступенях ресорного підвішування враховано наявність пружних і дисипативних в'язей. Прийнято гіпотезу геометричної лінійності деформацій. У місці контакту колеса та рейки враховано реакції, що діють у поздовжньому (у площині колеса) та в поперечному напрямках. Кількісно поздовжні та поперечні реакції описують нелінійною гіпотезою крипу. Під час моделювання гідравлічних гасників коливань враховано їх похиле розташування, що дає можливість демпфувати коливання у вертикальному та горизонтальному напрямках. Результати. Обрано просторову розрахункову схему досліджуваного об'єкта. Отримано геометричні залежності між деформаціями в'язей та узагальненими координатами розрахункової схеми. Описано фізичні залежності між реакціями в'язей та їх деформаціями, із врахуванням пневматичної системи ресорного підвішування. Складено диференціальні рівняння коливань для кожного елемента розрахункової схеми. Наукова новизна. Уперше побудовано просторову математичну модель динамічної поведінки швидкісного рухомого складу залізниці з урахуванням особливостей роботи пневматичної системи ресорного підвішування, розташування в'язей та взаємодії колісної пари з рейковою колією у вертикальному та горизонтальному напрямках як у прямих, так і в кривих ділянках залізничної колії. Практична значимість. Розробка такої моделі дозволить на етапі проєктування швидкісного рухомого складу залізниці чисельно досліджувати його динамічні показники та показники безпеки руху в умовах швидкісного руху та встановлювати оптимальні параметри в'язей першого та другого ступенів ресорного підвішування, задаючи при цьому різного роду кінематичні збурення з боку рейкової колії.

Ключові слова: швидкісний рухомий склад; математична модель; рейкова колія; конструктивні в'язі; коливання; дисипація

Вступ

Із 2012 року на залізницях України у внутрішньому сполученні почали експлуатувати швидкісні електропоїзди HRCS–2 виробництва компанії «Hyundai Rotem» (рис. 1) та електропоїзди ЕКр–1 «Тарпан» (рис. 2) вітчизняного виробника – ПАТ «Крюківський вагонобудівний завод». Ці електропоїзди експлуатують зі швидкістю до 160 км/год, хоча конструктивно електропоїзд ЕКр–1 «Тарпан» може рухатися зі швидкістю до 200 км/год.

Основною умовою безпечної експлуатації цих електропоїздів в умовах швидкісного руху, а саме за швидкості від 160 до 250 км/год, є забезпечення допустимого рівня динамічних показників та показників безпеки руху [1, 8].



Рис. 1. Швидкісний електропоїзд HRCS–2 Fig. 1. High-speed electric train HRCS–2



Рис. 2. Швидкісний електропоїзд ЕКр-1 «Тарпан»

Fig. 2. High-speed electric train EKr-1 «Tarpan»

Ці величини головним чином залежать від конструкційних особливостей першого та другого ступеня ресорного підвішування – застосування пневматичної системи ресорного підвішування, комплектів витих циліндричних пружин та гідравлічних гасників коливань (рис. 3), а також умов взаємодії колісної пари з рейковою колією [2– 5, 12].

Creative Commons Attribution 4.0 International doi: https://doi.org/10.15802/stp2024/318409



Рис. 3. Привідний візок швидкісного електропоїзда ЕКр-1 «Тарпан»

Fig. 3. Drive bogie of the high-speed electric train EKr-1 «Tarpan»

Нерівності та конструкційні особливості рейкової колії (стики, стрілочні переводи тощо) є основним збурювальним фактором виникнення коливань елементів рухомого складу в процесі його експлуатації [6, 7, 13, 14]. Залежно від природи утворення нерівності можуть бути як локальними, так і регулярними.

Отже, дослідження динамічної поведінки сучасного рухомого складу в діапазоні швидкостей 160÷250 км/год з урахуванням конструкційних особливостей його механічної частини та умов взаємодії з рейковою колією є актуальною науковою задачею. Використання адекватної та адаптованої математичної моделі дозволить ще на стадії проєктування швидкісного рухомого складу визначати динамічні показники та показники безпеки руху, а також обирати оптимальні параметри основних вузлів та деталей екіпажної частини.

Мета

Основною метою роботи є розробка просторової математичної моделі швидкісного електропоїзда ЕКр–1 «Тарпан» із врахуванням конструкційних особливостей першого та другого ступенів ресорного підвішування та умов взаємодії з рейковою колією.

Для досягнення зазначеної мети необхідно виконати такі завдання:

1. Вибрати розрахункову схему електропоїзда ЕКр–1 «Тарпан».

 Описати фізичні залежності між реакціями в'язей і узагальненими координатами розрахункової схеми.

[©] А. Я. Кузишин, В. В. Ковальчук, Ю. Г. Соболевська, 2024

3. Скласти систему диференціальних рівнянь руху.

 Перевірити працездатність розробленої математичної моделі.

Методика

Динамічні сили, що виникають під час руху вагона у складі електропоїзда, відхилення від положення рівноваги, інерційні навантаження, що діють на пасажирів, є наслідком коливальних процесів та інших видів нерівномірного руху інерційних мас, що складають механічну систему. Величини та частоти коливань у першу чергу визначають динамічні якості вагона: плавність руху, стійкість та безпеку рухомого складу, а також рівень сил, які виникають у процесі руху, та від яких залежить міцність елементів вагона й залізничної колії.

Узагальнені координати механічної системи, що описує рух електропоїзда ЕКр-1 «Тарпан», обирають як лінійні переміщення центрів мас кожного з тіл, а також кутові переміщення відносно головних центральних осей. Основними видами коливань є: для поступального руху: підстрибування (за напрямком осі z), посмикування (за напрямком осі x) та боковий винос (за напрямком осі y);

– для обертового руху: галопування (навколо осі у), виляння (навколо осі z) та бокове хитання (навколо осі х).

Для обраної розрахункової схеми (рис. 4) та узагальнених координат диференціальні рівняння коливань записують за методом д'Аламбера. Для цього рекомендовано виконати таку послідовність дій:

 із геометричних співвідношень скласти залежності переміщень (деформацій) в'язей від заданих можливих (або віртуальних) переміщень системи;

 відповідно до фізичних законів виразити реакції в'язей, сили інерції що діють на аналізовані тіла системи, та моменти сил інерції через деформації, їх швидкості та прискорення;

 замінити фізичну модель (розрахункову схему) силовою схемою та скласти для неї рівняння рівноваги під дією прикладених активних сил та сил інерції.



Рис. 4. Розрахункова схема вагона швидкісного електропоїзда ЕКр-1 «Тарпан»

Fig. 4. Design scheme of the car of the high-speed electric train EKr-1 «Tarpan»

Отже, як бачимо з наведеної на рис. 4 розрахункової схеми вагона, його стан у будь-який момент часу визначають 26 координатами, де: $x_{\kappa}, y_{\kappa}, z_{\kappa}, \theta_{\kappa}, \phi_{\kappa}, \psi_{\kappa}$ – координати кузова; x_{p1}, y_{p1} , $z_{p1}, \theta_{p1}, \phi_{p1}, \psi_{p1}$ – координати рами візка № 1; $x_{p2}, y_{p2}, z_{p2}, \theta_{p2}, \phi_{p2}, \psi_{p2}$ – координати рами візка № 2; $y_{\kappa n1}, \psi_{\kappa n1}, y_{\kappa n2}, \psi_{\kappa n2}$ – координати колісних

пар візка № 1; $y_{\kappa n 3}, \psi_{\kappa n 4}, y_{\kappa n 4}, \psi_{\kappa n 4}$ – координати колісних пар візка № 2.

Слід звернути увагу на прийняте припущення про нерозривність контакту між колесом та рейкою. У такому випадку рух колісної пари у вертикальному напрямку по осі z та її бокове хитання (навколо осі x) буде повторювати прийняті геометричні нерівності лівої і правої рейки. Крім цього, унаслідок в'язей, накладених на рух колісних пар, їх переміщення у поздовжньому напрямку будуть збігатися з переміщеннями відповідного візка. Також будуть відсутні коливання галопування. Це дозволяє розглянути кожну колісну пару як систему з двома ступенями вільності (боковий винос і коливання виляння) та зменшити загальну кількість ступенів вільності системи.

Застосовуючи принцип д'Аламбера, відкидаємо в'язі, замінюючи їх реакціями (рис. 5–7). Прикладаємо сили інерції та моменти сил інерції. Для кожного моменту часу прописуємо рівняння рівноваги тіл системи.

Отже, для кузова диференціальні рівняння матимуть вигляд:

- підстрибування:

$$m_{\rm k} \ddot{z}_{\rm k} + \sum_{j=1}^4 P_j + \sum_{j=1}^4 P_{{\rm B},{\rm Buh}j} + \sum_{j=1}^4 P_{{\rm B}j} - m_{\rm k} g = 0 \ ; \ (1)$$

– посмикування:

$$m_{\rm k}\ddot{x}_{\rm k} + \sum_{j=1}^4 F_j + \sum_{j=1}^4 P_{\rm II,Bj} = 0;$$
 (2)

– боковий винос:

$$m_{\kappa} \ddot{y}_{\kappa} + \sum_{j=1}^{4} Q_{j} + \sum_{j=1}^{4} P_{y,Bj} + \sum_{j=1}^{4} P_{\Gamma,BUHj} = 0; \quad (3)$$



Рис. 5. Схема дії сил на кузов вагона швидкісного електропоїзда ЕКр-1 «Тарпан»

Fig. 5. Scheme of the action of forces on the car body of the high-speed electric train EKr-1 «Tarpan» – бокове хитання:

$$\begin{split} J_{_{XK}}\ddot{\Theta}_{_{K}} + P_{1}f - P_{2}f + P_{3}f - P_{4}f + P_{_{B1}}f - P_{_{B2}}f + P_{_{B3}}f - P_{_{B4}}f + \\ + P_{_{B.BUH1}}a - P_{_{B.BUH2}}a + P_{_{B.BUH3}}a - P_{_{B.BUH4}}a - \sum_{j=1}^{4}Q_{j}c - \sum_{j=1}^{4}P_{_{Y.Bj}}c - \sum_{j=1}^{4}P_{_{T.BUHj}}c = 0; \end{split}$$

Creative Commons Attribution 4.0 International doi: https://doi.org/10.15802/stp2024/318409

(4)

- галопування:

$$J_{yk}\ddot{\varphi}_{k} + P_{1}b + P_{2}b - P_{3}b - P_{4}b + P_{\text{B,BHH}}b + P_{\text{B,BHH}}b - P_{\text{B,BHH}}b - P_{\text{B,BHH}}b + P_{\text{B}}(b-l) + P_{\text{B}}(b-l) - P_{\text{B}}(b-l) - P_{\text{B}}(b-l) - \sum_{j=1}^{4}F_{j}c - \sum_{j=1}^{4}P_{\text{B}}c = 0;$$
(5)

– виляння:

Ĵ

$$V_{zk}\ddot{\psi}_{k} + Q_{1}b + Q_{2}b - Q_{3}b - Q_{4}b + P_{y,B1}b + P_{y,B2}b - P_{y,B3}b - P_{y,B4}b + P_{r,BuH1}b + P_{r,BuH2}b - P_{r,BuH3}b - P_{r,BuH4}b - F_{1}f + F_{2}f - F_{3}f + F_{4}f - P_{n,B1}f + P_{n,B2}f - P_{n,B3}f + P_{n,B4}f = 0,$$
(6)

де m_{κ} – маса кузова; $J_{x\kappa}, J_{y\kappa}, J_{z\kappa}$ – моменти інерції кузова відносно центральних осей х, *y*, *z*; P_j – вертикальні реакції пневматичних ресор; $P_{\text{в.вин}j}$ – вертикальна складова реакції гідравлічних гасників коливань виносу; $P_{\text{в}j}$ – вертикальні реакції вертикальних гідравлічних гасників коливання другого ступеня ресорного підвішування; F_j – поздовжні реакції пневматичних ресор; Q_j – поперечні реакції пневматичних ресор; $P_{\text{п.в}j}$ – поздовжня складова реакції гідравлічних гасників у разі коливання виляння; $P_{y,\text{в}j}$ – поперечна складова реакції гідравлічних гасників у випадку коливання виляння; $P_{\text{г.вин}j}$ – горизонтальна складова реакції гідравлічних гасників у разі коливання виносу; g – прискорення вільного падіння; f – відстань у поперечному напрямі від геометричного центра кузова до точки прикладання вертикальної реакції пневматичної ресори; а – відстань у поперечному напрямі від геометричного центра кузова до точки прикладання вертикальної реакції гідравлічного гасника коливань виносу; b – відстань у поздовжньому напрямі від геометричного центра кузова до точки прикладання вертикальної реакції пневматичної ресори; с – відстань у вертикальному напрямі від геометричного центра кузова до пневматичної ресори; l – відстань у поздовжньому напрямі між пневматичною ресорою та вертикальним гідравлічним гасником коливань.



Рис. 6. Схема дії сил на раму візка вагона швидкісного електропоїзда EKp-1 «Тарпан» Fig. 6. Schematic of the action of forces on the bogie frame of the EKr-1 «Tarpan» high-speed electric train

Creative Commons Attribution 4.0 International doi: https://doi.org/10.15802/stp2024/318409

[©] А. Я. Кузишин, В. В. Ковальчук, Ю. Г. Соболевська, 2024

Для рами візка № 1 диференціальні рівняння рівноваги матимуть вигляд: – підстрибування:

$$m_{\rm p1}\ddot{z}_{\rm p1} - P_1 - P_2 - P_{\rm B1} - P_{\rm B2} - P_{\rm B.BHH1} - P_{\rm B.BHH2} + \sum_{j=1}^4 P_{\rm Ij} + \sum_{j=1}^4 P_{\rm Ij} = 0; \tag{7}$$

- посмикування:

$$m_{\rm p1} \ddot{x}_{\rm p1} - F_1 - F_2 - P_{\rm II,B1} - P_{\rm II,B2} + \sum_{j=1}^4 P_{\rm II,kj} = 0; \tag{8}$$

- боковий винос:

$$m_{\rm pl} \ddot{y}_{\rm pl} - Q_1 - Q_2 - P_{\rm y,Bl} - P_{\rm y,B2} - P_{\rm \Gamma,BHHl} - P_{\rm \Gamma,BHH2} + \sum_{j=1}^4 P_{\rm IIIj} = 0;$$
(9)

– галопування:

$$J_{yp1}\ddot{\varphi}_{p1} + P_{B1}l + P_{B2}l + P_{I1}\varepsilon + P_{I2}\varepsilon - P_{I3}\varepsilon - P_{I4}\varepsilon + P_{I1}e + P_{I2}e - P_{I3}e - P_{I4}e - -F_{I}h - F_{2}h + P_{I1x1}w + P_{I1x2}w + P_{I1x3}w + P_{I1x4}w = 0; (10)$$

– виляння:

$$J_{zp1}\ddot{\psi}_{p1} + P_{mr1}\varepsilon + P_{mr2}\varepsilon - P_{mr3}\varepsilon - P_{mr4}\varepsilon + F_1f - F_2f + P_{mn1}f - P_{mn2}f - P_{mn1}f + P_{mn2}f - P_{mn3}f + P_{mn4}f = 0; \quad (11)$$

- бокове хитання:

$$J_{xpl}\ddot{\theta}_{pl} - P_{B,BHHl}a + P_{B,BHH2}a - P_{l}f + P_{2}f - P_{Bl}f + P_{B2}f + P_{nl}f - P_{n2}f + P_{n3}f - P_{n4}f + P_{r1}f - P_{r2}f + P_{r3}f - P_{r4}f + P_{r,BHH}h + P_{r,BHH2}h - Q_{l}h - Q_{2}h + P_{nr1}w + P_{nr2}w + P_{nr3}w + P_{nr4}w = 0,$$
(12)

де m_p – маса рами візка; J_{xp}, J_{yp}, J_{zp} – моменти інерції рами візка відносно центральних осей x, y, z; P_{nj} – вертикальні реакції пружин буксового ступеня ресорного підвішування; P_{nxj} – поздовжні реакції пружин буксового ступеня ресорного підвішування; P_{nrj} – поперечні реакції пружин буксового ступеня ресорного підвішування; P_{rj} – вертикальні реакції гідравлічних гасників коливань буксового ступеня ресорного підвішування; h – відстань по вертикалі від центра ваги рами візка до пневматичної ресори; w – відстань по вертикалі від центра ваги рами візка до площини спирання на пружини буксового підвішування; ε — відстань по осі *x* від центра ваги рами візка до центрів пружин буксового ресорного підвішування; *е* — відстань по осі *x* від центра ваги рами візка до точки прикладання вертикальної реакції вертикальних гідравлічних гасників коливань буксового ресорного підвішування.

Для другої рами візка швидкісного електропоїзда ЕКр–1 «Тарпан» диференціальні рівняння рівноваги матимуть ідентичний вигляд, однак з іншими індексами.

Creative Commons Attribution 4.0 International doi: https://doi.org/10.15802/stp2024/318409





Для колісних пар № 1–2 візка № 1 диференціальні рівняння рівноваги матимуть вигляд: - боковий винос:

$$m_{\rm kn1}\ddot{y}_{\rm kn1} + F_{\rm y1} + F_{\rm y2} + Q(R_1) - Q(R_2) - P_{\rm nr1} - P_{\rm nr2} = 0;$$
(13)

$$m_{\rm kn2}\ddot{y}_{\rm kn2} + F_{y3} + F_{y4} + Q(R_3) - Q(R_4) - P_{\rm nr3} - P_{\rm nr4} = 0;$$
(14)

– виляння:

$$J_{z\kappa n1}\ddot{\psi}_{\kappa n1} + F_{x1}S - F_{x2}S + P_{nx1}S - P_{nx2}S = 0;$$
(15)

$$J_{z \kappa n 2} \ddot{\psi}_{\kappa n 2} + F_{x 3} S - F_{x 4} S + P_{n x 3} S - P_{n x 4} S = 0,$$
(16)

де m_{кп} – маса колісної пари; J_{гкп} – осьовий момент інерції колісної пари відносно осі z; S – відстань від точки контакту колеса і рейки до центра ваги колісної пари; F_x – поздовжні реакції в контакті колеса і рейки; F_y – поперечні реакції в контакті колеса і рейки; Q(R) – проєкції на горизонтальну вісь у сил взаємодії колеса і рейки.

У взятій розрахунковій схемі швидкісного електропоїзда ЕКр-1 «Тарпан», крім комплектів кручених циліндричних пружин (перший ступінь ресорного підвішування), застосовують гідравлічні гасники коливань (перший та другий ступінь) та пневматичні ресори (другий ступінь).

$$P_{\mathrm{n}j} = -k\Delta z_{\mathrm{n}j}, \qquad (17)$$

де k – коефіцієнт жорсткості; Δz_{ni} – деформація пружини.

Для знаходження сили опору гідравлічного гасника коливань беремо, що вона пропорційна швидкості переміщення штоку:

$$P_{\rm rj} = \beta \Delta z_{\rm m}, \qquad (18)$$

де β – коефіцієнт демпфування гідравлічного гасника коливань; $\Delta z_{\rm m}$ – швидкість переміщення штока гідравлічного гасника коливань.

Для опису реакцій крученої циліндричної пружини застосовуємо закон Гука:

Creative Commons Attribution 4.0 International doi: https://doi.org/10.15802/stp2024/318409

[©] А. Я. Кузишин, В. В. Ковальчук, Ю. Г. Соболевська, 2024

Для знаходження вертикальних реакцій пневматичних ресор використовуємо залежність:

$$P_j = A_j \cdot P_j, \tag{19}$$

де A_j – ефективна площа j-ої пневматичної ресори; P_j – внутрішній тиск j-ої пневматичної ресори.

Для знаходження зміни внутрішнього тиску в пневматичній системі ресорного підвішування було використано термодинамічну модель з урахуванням геометричних параметрів з'єднувального трубопроводу, втрати напору внаслідок перетікання повітря між пневматичною ресорою та додатковим резервуаром [11]:

$$\dot{P}(t) = -\dot{h}(t)\frac{P(t)}{h(t)} + \dot{m}(t)\frac{RT(t)}{h(t)A_1} + \dot{T}(t)\frac{m(t)R}{h(t)A_1},$$
(20)

де m – маса повітря, кг; R – універсальна газова стала, Дж/(кг·К); h – поточна висота пневматичної ресори, м; A_1 – ефективна площа пневматичної ресори, м²; P, V, T – тиск, об'єм та температура робочого тіла пневматичної ресори, Па, м³, К відповідно.

Враховано, що в процесі експлуатації зі зміною внутрішнього тиску ефективна площа пневматичної ресори змінюється [9].

Умови взаємодії колеса і рейки описують за допомогою теорії крипу. Точки контакту можуть знаходитись або на ободі, або на гребені колеса, що залежить від положення колісної пари в рейковій колії. Залежності реакцій від швидкості відносного проковзування можна записати таким чином:

$$F_x = K \frac{v_x}{V}; \tag{21}$$

$$F_y = K \frac{v_y}{V}; \qquad (22)$$

де K – коефіцієнт крипу; v_x – швидкість поздовжнього проковзування колеса по рейці; v_y – швидкість поперечного проковзування колеса по рейці; V – швидкість руху рухомого складу.

Особливістю запропонованої розрахункової схеми та розробленої математичної моделі є врахування похилого розташування гідравлічних гасників коливань у другому ступені ресорного

Creative Commons Attribution 4.0 International doi: https://doi.org/10.15802/stp2024/318409

підвішування, а також детальний опис процесів, що відбуваються під час роботи пневматичної системи ресорного підвішування.

Результати

Для перевірки працездатності розробленої математичної моделі побудуємо залежності «сила – деформація» пневматичної ресори за різних швидкостей руху рухомого складу (рис. 8– 11).

Дослідження проведено для таких вихідних даних: початковий тиск у пневматичних ресорах складав 5 атм.; ефективна площа пневматичної ресори – 0,241915 м²; маса кузова – 49 320 кг; діаметр з'єднувального трубопроводу – 25 мм; довжина з'єднувального трубопроводу – 4 м; об'єм додаткового резервуара – 0,038 м³; амплітуда та довжина синусоїдальної нерівності рейкової колії – 15 мм та 10 м відповідно.

Для дослідження швидкісний діапазон електропоїзда ЕКр–1 «Тарпан» було розділено на чотири інтервали: 120–140 км/год; 141–160 км/год (прискорений рух); 161–200 км/год (швидкісний рух); 201–250 км/год (високошвидкісний рух).



Рис. 8. Залежність «сила – деформація» пневматичної ресори другого ступеня ресорного підвішування вагона швидкісного електропоїзда ЕКр–1 «Тарпан» в інтервалі швидкостей 120–140 км/год

Fig. 8. The force – strain dependence of the pneumatic spring of the second stage of the spring suspension of the car of the EKr–1 «Tarpan» jointed electric train in the speed range of 120–140 km/h

© А. Я. Кузишин, В. В. Ковальчук, Ю. Г. Соболевська, 2024



Рис. 9. Залежність «сила – деформація» пневматичної ресори другого ступеня ресорного підвішування вагона швидкісного електропоїзда ЕКр–1 «Тарпан» в інтервалі швидкостей 141–160 км/год

Fig. 9. The force – strain dependence of the pneumatic spring of the second stage of the spring suspension of the car of the EKr-1 «Tarpan» jointed electric train in the speed range of 141–160 km/h



Рис. 10. Залежність «сила – деформація» пневматичної ресори другого ступеня ресорного підвішування вагона швидкісного електропоїзда ЕКр–1 «Тарпан» в інтервалі швидкостей 161–200 км/год

Fig. 10. The force – strain dependence of the pneumatic spring of the second stage of the spring suspension of the car of the EKr–1 «Tarpan» jointed electric train in the speed range of 161–200 km/h



Рис. 11. Залежність «сила – деформація» пневматичної ресори другого ступеня ресорного підвішування вагона швидкісного електропоїзда ЕКр–1 «Тарпан» в інтервалі швидкостей 201–250 км/го



Отже, у результаті аналізу залежності «сила - деформація» пневматичної ресори встановлено:

 – за звичайного руху (120–140 км/год) максимальне значення реакції пневматичної ресори перебуває в межах 5,25÷5,88 кН;

 за прискореного руху (141–160 км/год) максимальне значення вказаної реакції перебуває в межах 5,88÷6,59 кН;

 за швидкісного руху (161–200 км/год) максимальне значення реакції складає 6,59÷8,20 кН;

 за високошвидкісного руху (201–250 км/год) максимальне значення складає 8,20÷9,73 кН.

Характер отриманих залежностей «сила – деформація» пневматичної ресори відповідає результатам проведених досліджень у роботі [10], що вказує на придатність розробленої математичної моделі для сучасного рухомого складу в умовах швидкісного руху.

Отримані результати дозволяють зробити висновок, що збільшення швидкості руху рухомого складу призводить до зростання сил у другому ступені ресорного підвішування. Це негативно впливатиме на динамічні показники рухомого складу, а саме коефіцієнти вертикальної

Creative Commons Attribution 4.0 International doi: https://doi.org/10.15802/stp2024/318409

[©] А. Я. Кузишин, В. В. Ковальчук, Ю. Г. Соболевська, 2024

динаміки та максимальні прискорення кузова у вертикальній площині.

З практичної точки зору розроблена просторова математична модель дозволить ще на етапі проєктування швидкісного рухомого складу проводити комплекс теоретичних досліджень щодо встановлення оптимальних умов експлуатації пневматичної системи ресорного підвішування та рухомого складу в цілому для дотримання в допустимих межах динамічних показників та показників безпеки руху.

Наукова новизна та практична значимість

Уперше побудовано просторову математичну модель динамічної поведінки швидкісного рухомого складу залізниці з урахуванням особливостей роботи пневматичної системи ресорного підвішування, детального врахування розташування в'язей та взаємодії колісної пари з рейковою колією у вертикальному та горизонтальному напрямках як у прямих, так і в кривих ділянках залізничної колії. Розробка такої моделі дозволить досліджувати динамічні показники рухомого складу залізниці та показники безпеки руху в умовах швидкісного руху та встановлювати оптимальні параметри в'язей першого та другого ступенів ресорного підвішування за різних кінематичних збурень з боку рейкової колії.

Висновки

1. На основі аналізу конструкційних особливостей першого та другого ступенів ресорного підвішування швидкісного електропоїзда ЕКр–1 «Тарпан» розроблено його розрахункову схему.

2. Описано фізичні залежності між реакціями кручених циліндричних пружин, гідравлічних гасників коливань, пневматичних ресор та сил взаємодії між колесом і рейкою та координатами розрахункової схеми.

3. Із використанням принципу д'Аламбера та термодинамічної моделі роботи пневматичної системи ресорного підвішування складено систему із 54 диференціальних рівнянь, яка дозволяє проводити теоретичні дослідження динамічної поведінки рухомого складу за швидкостей його руху до 250 км/год.

4. Перевірку працездатності розробленої просторової математичної моделі проведено шляхом побудови залежностей «сила – деформація» пневматичної ресори другого ступеня ресорного підвішування. На основі досліджень установлено, що максимальне значення сили, яка діє на пневматичну ресору, у разі збільшення швидкості руху від 120 до 250 км/год збільшується на 85 %, що, відповідно, збільшуватиме динамічні показники швидкісного рухомого складу.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

- 1. Дьомін Р. Ю., Дьомін Ю. В., Черняк Г. Ю., Сергієнко О. В. *Стійкість рухомого складу від сходження з рейок*: монографія. Сєвєродонецьк : вид-во СНУ ім. В. Даля, 2022. 232 с.
- 2. Рейдемейстер А. Г., Кивишева А. В. Зависимость свойств пневматической рессоры от пневматического сопротивления дросселя. *Наука та прогрес транспорту*. 2016. № 2 (62). С. 157–164. DOI: https://doi.org/10.15802/stp2016/67339
- 3. Рейдемейстер А. Г., Лагуза А. В. Определение характеристик дросселирующего устройства для пневматической рессоры. *Наука та прогрес транспорту.* 2018. № 1 (73). С. 66–76. DOI: https://doi.org/10.15802/stp2018/123394
- Bruni S., Vinolas J., Berg M., Polach O., Stichel S. Modelling of suspension components in a rail vehicle dynamics context. *Vehicle System Dynamics*. 2011. Vol. 49. Iss. 7. P. 1021–1072. DOI: https://doi.org/10.1080/00423114.2011.586430
- Lu C., Chen D., Shi J., Li Z. Research on wheel-rail dynamic interaction of high-speed railway under low adhesion condition. *Engineering Failure Analysis*. 2024. Vol. 157. P. 107935. DOI: https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2023.107935
- Kurhan M., Fischer S., Tiutkin O., Kurhan D., Hmelevska N. Development of High-Speed Railway Network in Europe: A Case Study of Ukraine. *Periodica Polytechnica Transportation Engineering*. 2024. Vol. 52. Iss. 2. P. 151–158. DOI: https://doi.org/10.3311/PPtr.23464
- Kurhan M., Kurhan D., Hmelevska N. Innovative Approaches to Railway Track Alignment Optimization, in Curved Sections. *Acta Polytechnica Hungarica*. 2024. Vol. 21. Iss. 1. P. 207–220. DOI: https://doi.org/10.12700/aph.21.1.2024.1.13

Creative Commons Attribution 4.0 International doi: https://doi.org/10.15802/stp2024/318409

- Kuzyshyn A., Batig A., Kostritsa S., Sobolevska J., Kovalchuk V., Dovhanyuk S., Voznyak O. Research of safety indicators of diesel train movement with two-stage spring suspension. *MATEC Web of Conferences*. 2018. Vol. 234. P. 1–6. DOI: https://doi.org/10.1051/matecconf/201823405003
- Kuzyshyn A., Kovalchuk V., Kravets I., Korendiy V., Royko Y. Method of experimental determination of the effective area of a pneumatic spring of high-speed rolling stock. *Vibroengineering Procedia*. 2024. Vol. 55. P. 254–260. DOI: https://doi.org/10.21595/vp.2024.24284
- Kuzyshyn A., Kovalchuk V., Sobolevska Y., Royko Y., Kravets I. Determining the effect of additional tank volume and air pressure in the spring on the dynamic indicators of a pneumatic system of spring suspension in high-speed railroad rolling stock. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2024. Vol. 3. No. 7 (129). P. 47–62. DOI: https://doi.org/10.15587/1729-4061.2024.304051
- 11. Kuzyshyn A., Kovalchuk V., Sysyn M., Sobolevska Y. Influence of the geometric parameters of the connecting pipeline on the stiffness and damping of the pneumatic spring suspension at high-speed rolling stock. *Vehicle System Dynamics*. 2024. P. 1–22. DOI: https://doi.org/10.1080/00423114.2024.2425022
- Mendia-Garcia I., Gil-Negrete Laborda N., Pradera-Mallabiabarrena A., Berg M. A survey on the modelling of air springs – secondary suspension in railway vehicles. *Vehicle System Dynamics*. 2020. Vol. 60. Iss. 3. P. 835–864. DOI: https://doi.org/10.1080/00423114.2020.1838566
- Nabochenko O., Sysyn M., Fischer S. Ballast Settlement Accumulation in Zones with Unsupported Sleepers. *Transportation Infrastructure Geotechnology*. 2024. Vol. 11. Iss. 4. P. 2598–2637. DOI: https://doi.org/10.1007/s40515-024-00388-5
- Nabochenko O., Sysyn M., Krumnow N., Fischer S. Mechanism of cross-level settlements and void accumulation of wide and conventional sleepers in railway ballast. *Railway Engineering Science*. 2024. Vol. 32. P. 361–383. DOI: https://doi.org/10.1007/s40534-024-00329-5

A. YA. KUZYSHYN^{1*,2}, V. V. KOVALCHUK³, YU. H. SOBOLEVSKA⁴

^{1*}Dep. «Railway Transport», Lviv Polytechnic National University, S. Bandery St., 12, Lviv, Ukraine, 79000, tel. +38 (032) 267 99 74, e-mail andrii.y.kuzyshyn@lpnu.ua, ORCID 0000-0002-3012-5395
²Lviv Research Institute of Forensic Science, Lypynskyi St., 54, Lviv, Ukraine, 79024, tel. +38 (032) 231 76 13, e-mail andrii.y.kuzyshyn@lpnu.ua, ORCID0000-0002-3012-5395
²Dep. «Railway Transport», Lviv Polytechnic National University, S. Bandery St., 12, Lviv, Ukraine, 79000, tel. +38 (032) 267 99 74, e-mail vitalii.v.kovalchuk@lpnu.ua, ORCID 0000-0003-4350-1756
³Dep. «Railway Transport», Lviv Polytechnic National University, S. Bandery St., 12, Lviv, Ukraine, 79000,

³Dep. «Railway Transport», LViv Polytechnic National University, S. Bandery St., 12, LViv, Ukraine, 79000 tel. +38 (032) 267 99 74, e-mail yuliia.h.sobolevska@lpnu.ua, ORCID 0000-0002-8087-2014

A Spatial Mathematical Model of the Dynamic Behavior of Modern Rolling Stock in High-Speed Traffic

Purpose. The paper aims to develop a spatial mathematical model of the high-speed electric train EKr-1 "Tarpan" taking into account the design features of its first and second stages of spring suspension. Methodology. The design scheme of the electric train is taken as a set of 7 solids connected by ligaments of different rheology. Each of the bodies performs spatial oscillations. In this case, the wheel set is considered as a system with two degrees of freedom (lateral displacement and wagging). The angular and linear displacements of the bodies are considered as generalized coordinates. The resulting mechanical system has 26 degrees of freedom. The differential equations of motion are written using the d'Alembert principle. The kinematic perturbation of oscillations due to movement along unevennesses of the track in both vertical and horizontal directions is considered. The presence of elastic and dissipative viscosities is taken into account in the first and second stages of the spring suspension. The hypothesis of geometric linearity of deformations is accepted. The reactions acting in the longitudinal (in the wheel plane) and transverse directions are taken into account at the point of contact between the wheel and the rail. The longitudinal and transverse reactions are quantitatively described by the nonlinear creep hypothesis. The modeling of hydraulic vibration dampers takes into account their inclined location, which makes it possible to dampen vibrations in the vertical and horizontal directions. Findings. The spatial design scheme of the studied object was chosen. The geometric dependences between the deformations of the ligaments and the generalized coordinates of the design scheme are obtained. The physical dependencies between the reactions of the ties and their deformations are described, taking into account the pneumatic spring suspension system. The differential equations of oscillations for each element of the design scheme are derived. **Originality.** For the first time, a spatial mathematical model of the dynamic behavior of high-speed railroad rolling

stock was constructed, taking into account the peculiarities of the pneumatic spring suspension system, the location of the bindings, and the interaction of the wheelset with the rail track in the vertical and horizontal directions, both in straight and curved sections of the railroad track. **Practical value.** The development of such a model will make it possible to numerically study its dynamic and safety performance in high-speed traffic conditions at the design stage of high-speed railroad rolling stock and to establish the optimal parameters of the first and second stages of spring suspension, while setting various kinds of kinematic disturbances from the rail track.

Key words: high-speed rolling stock; mathematical model; rail track; structural ties; oscillations; dissipation

REFERENCES

- 1. Djomin, R. Ju., Djomin, Ju. V., Chernjak, Gh. Ju., & Serghijenko, O. V. (2022). *Stiikist rukhomoho skladu vid skhodzhennia z reiok*: monohrafiia. Sievierodonetsk: vyd-vo Volodymyr Dahl East Ukrainian National University. (in Ukrainian)
- Reidemeister, O. H., & Kivisheva, A. V. (2016). Dependence of air spring parameters on throttle resistance. Science and Transport Progress, 2(62), 157-164. DOI: https://doi.org/10.15802/stp2016/67339 (in Russian)
- Reidemeister, O. H., & Laguza, A. V. (2021). Determination of characteristics of throttling device for pneumatic spring. *Science and Transport Progress*, 1(73), 66-76. DOI: https://doi.org/10.15802/stp2018/123394 (in Russian)
- Bruni, S., Vinolas, J., Berg, M., Polach, O., & Stichel, S. (2011). Modelling of suspension components in a rail vehicle dynamics context. *Vehicle System Dynamics*, 49(7), 1021-1072. DOI: https://doi.org/10.1080/00423114.2011.586430 (in English)
- Lu, C., Chen, D., Shi, J., & Li, Z. (2024). Research on wheel-rail dynamic interaction of high-speed railway under low adhesion condition. *Engineering Failure Analysis*, 157, 107935. DOI: https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2023.107935 (in English)
- Kurhan, M., Fischer, S., Tiutkin, O., Kurhan, D., & Hmelevska, N. (2024). Development of High-Speed Railway Network in Europe: A Case Study of Ukraine. *Periodica Polytechnica Transportation Engineering*, 52(2), 151-158. DOI: https://doi.org/10.3311/pptr.23464 (in English)
- Kurhan, M., Kurhan, D., & Hmelevska, N. (2024). Innovative Approaches to Railway Track Alignment Optimization, in Curved Sections. *Acta Polytechnica Hungarica*, 21(1), 207-220. DOI: https://doi.org/10.12700/aph.21.1.2024.1.13 (in English)
- Kuzyshyn, A., Batig, A., Kostritsa, S., Sobolevska, J., Kovalchuk, V., Dovhanyuk, S., & Voznyak, O. (2018). Research of safety indicators of diesel train movement with two-stage spring suspension. *MATEC Web of Conferences, 234*, 1-6. DOI: https://doi.org/10.1051/matecconf/201823405003 (in English)
- Kuzyshyn, A., Kovalchuk, V., Kravets, I., Korendiy, V., & Royko, Y. (2024). Method of experimental determination of the effective area of a pneumatic spring of high-speed rolling stock. *Vibroengineering Procedia*, 55, 254-260. DOI: https://doi.org/10.21595/vp.2024.24284 (in English)
- 10. Kuzyshyn, A., Kovalchuk, V., Sobolevska, Y., Royko, Y., & Kravets, I. (2024). Determining the effect of additional tank volume and air pressure in the spring on the dynamic indicators of a pneumatic system of spring suspension in high-speed railroad rolling stock. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 3(7(129)), 47-62. DOI: https://doi.org/10.15587/1729-4061.2024.304051 (in English)
- 11. Kuzyshyn, A., Kovalchuk, V., Sysyn, M., & Sobolevska, Y. (2024). Influence of the geometric parameters of the connecting pipeline on the stiffness and damping of the pneumatic spring suspension at high-speed rolling stock. *Vehicle System Dynamics*, 1-22. DOI: https://doi.org/10.1080/00423114.2024.2425022 (in English)
- Mendia-Garcia, I., Gil-Negrete Laborda, N., Pradera-Mallabiabarrena, A., & Berg, M. (2020). A survey on the modelling of air springs – secondary suspension in railway vehicles. *Vehicle System Dynamics*, 60(3), 835-864. DOI: https://doi.org/10.1080/00423114.2020.1838566 (in English)
- Nabochenko, O., Sysyn, M., & Fischer, S. (2024). Ballast Settlement Accumulation in Zones with Unsupported Sleepers. *Transportation Infrastructure Geotechnology*, 11(4), 2598-2637. DOI: https://doi.org/10.1007/s40515-024-00388-5 (in English)
- 14. Nabochenko, O., Sysyn, M., Krumnow, N., & Fischer, S. (2024). Mechanism of cross-level settlements and void accumulation of wide and conventional sleepers in railway ballast. *Railway Engineering Science*, 32(3), 361-383. https://doi.org/10.1007/s40534-024-00329-5 (in English)

Надійшла до редколегії: 22.08.2024 Прийнята до друку: 20.12.2024

Creative Commons Attribution 4.0 International doi: https://doi.org/10.15802/stp2024/318409