

УДК 629.4.072:629.1.072

*С. Ю. Сапронова, д.т.н., професор
(професор кафедри «Вагони та вагонне господарство», Державний економіко-технологічний університет транспорту, м. Київ)*

*В. П. Ткаченко, д.т.н., професор
(професор кафедри «Тяговий рухомий склад залізниць», Державний економіко-технологічний університет транспорту, м. Київ)*

*А. М. Фоміна
(інженер філії «ПВРЗ», ПАТ «Українська залізниця»)*

*Є. П. Зуб
(аспірант кафедри «Вагони та вагонне господарство», Державний економіко-технологічний університет транспорту, м. Київ)*

МОДЕЛЮВАННЯ РЕЙКОВИХ ЕКІПАЖІВ І ВПЛИВ ЇХ КОНСТРУКТИВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ НА КІНЕМАТИЧНИЙ ОПІР РУХУ

При моделюванні рейкових екіпажів враховані їх особливості в порівнянні з моделюванням інших систем. До особливостей системи «екіпаж – колія» віднесено наявність кількох положень статичної рівноваги системи із фрикційними зв'язками елементів: коліс і рейок; осей колісних пар і буксових вузлів при наявності зазорів в осевих упорах; кузова і візків, що мають зв'язок у плані через ковзуні. Зроблено спробу охопити якнайбільшу кількість типів рухомого складу, включаючи і сучасні, і забуті конструктивні схеми, які, з точки зору кінематики опору руху, раніше не розглядалися. Використовуючи систему координат XYZФФФ, визначені узагальнені координати і кількість диференціальних рівнянь руху для розрахункових схем досліджуваних екіпажів. Отримані залежності кінематичного опору руху від конструктивних особливостей екіпажів і колії. Зроблені висновки про вплив кінематичного опору руху в кривих ділянках колії на керованість екіпажів, про подальші дослідження методів покращення характеристик кінематики фрикційної взаємодії рейкових екіпажів з колією, спрямованих на зниження опору руху.

Ключові слова: рухомий склад залізниць, керування спрямуванням екіпажів, опір руху, математична модель, ходові частини, конструктивні схеми, розрахункові схеми, візки, жорсткість поздовжніх зв'язків.

При моделировании рельсовых экипажей учтены их особенности по сравнению с моделированием других систем. К особенностям системы «экипаж – путь» отнесено наличие нескольких положений статического равновесия системы с фрикционными связями элементов: колес и рельсов; осей колесных пар и буксовых узлов при наличии зазоров в осевых упорах; кузова и тележек, имеющих связь в плане через скользуны.

В связи с этим была предпринята попытка охватить как можно большее количество типов подвижного состава, включая и современные, и забытые конструктивные схемы, которые с точки зрения кинематики сопротивления движе-

© Сапронова С. Ю., Ткаченко В. П., Фоміна А. М., Зуб Є. П., 2016

нию ранее не рассматривались. Используя систему координат $XYZ\Phi\Theta\Psi$, определены обобщенные координаты и количество дифференциальных уравнений движения для расчетных схем исследуемых экипажей без промежуточной балки, с промежуточной опорой, с продольной и поперечной балками. Полученные зависимости углов набегания от базы тележки и радиуса кривой, зависимости кинематического сопротивления движению от базы тележки, радиуса кривой и зазора в рельсовом пути, зависимости кинематического сопротивления движению экипажа ТЭ116 от продольной жесткости буксовых поводков и радиуса кривой. Сделанные выводы о влиянии кинематического сопротивления движению в кривых участках пути на управляемость экипажей, о дальнейшем создании методов улучшения характеристик кинематики фрикционного взаимодействия рельсовых экипажей и пути, направленных на снижение сопротивления движению.

Ключевые слова: подвижной состав железных дорог, управление направлением экипажей, сопротивление движению, математическая модель, ходовые части, конструктивные схемы, расчетные схемы, тележки, жесткость продольных связей.

Актуальність дослідження. За час, що минув від зародження залізничного транспорту, механічна частина рухомого складу, залишаючись незмінною у своїй основі, зазнала складну еволюцію. Особливо різноманітністю відрізняються ходові частини тягових одиниць – локомотивів, удосконалення яких пов'язане з труднощами поєднання суперечливих функцій колісних пар: спірання, спрямування і рушія.

З переходом від рамної схеми ходової частини до візкової, проблем, що вимагають вирішення, значно додалося, тому що одна велика вирішена проблема – вписування в криві – замінилася декількома дрібнішими. Серед численних досліджень динаміки візкових локомотивів та вагонів [1-3], які ведуться в багатьох країнах світу, особливої актуальності сьогодні набувають роботи, спрямовані на зменшення опору руху і зниження зносу коліс і рейок.

Постановка проблеми. Відомі декілька напрямів вирішення проблеми зменшення опору руху: змащення контакту гребеня колеса і рейки; радіальна установка колісних пар в кривих; застосування колісних пар з колесами, що незалежно обертаються; управління нахилом кузова в кривих і т.ін.

Традиційно існуюча конструкція ходової частини рухомого складу і, головним чином, колісних пар, з практично жорстким зв'язком коліс через вісь, є причиною специфічних, часто характерних тільки для рейкового транспорту, динамічних процесів.

При виборі екіпажів, як об'єктів теоретичних досліджень, автори зробили спробу визначити найраціональніші схеми керування спрямуванням екіпажів рейковою колією. У зв'язку з цим була зроблена спроба охопити якнайбільшу кількість типів рухомого складу, включаючи і сучасні, і забуті конструктивні схеми, які з точки зору кинематики опору руху раніше не розглядалися.

Теоретичний аналіз дослідження. Значний внесок у вивчення опору руху зробив Н.П. Петров. Ним були систематизовані і узагальнені накопичені до цього часу в Росії і за кордоном випробувальні дані з опору руху паровозів і вагонів, виконаний аналіз явищ, що визначають і характеризують опір руху рухомого складу, зроблені розрахунки різних видів і елементів загального опору руху. Н.П. Петров вивів формулу для визначення основного питомого опору руху двовісних вантажних вагонів, цікаві своєю структурою, а саме: наявністю в ній двох головних факторів, що впливають на опір руху: швидкості і ступеня завантаження вагонів.

Великий внесок в експериментальні дослідження опору руху різних типів екіпажів зробили також учені П.Н. Астахов, А.М. Баранов [7], П.П. Стромский [8].

При огляді експериментальних досліджень опору руху П.Н. Астахов зробив, зокрема, висновок, що основний опір істотно залежить від конструкції ходової частини екіпажів, їх головних розмірів і характеристик вузлів і деталей [3-6]. Це, і численні спостереження інших дослідників, свідчить про необхідність ретельного аналізу структури опору руху і можливостей впливу на нього за рахунок раціонального вибору конструктивних параметрів ходової частини [9, 10].

Аналіз структури опору руху екіпажів доводить, що він залежить від чинників, значну частину яких зараз важко змінити [14, 16, 11, 17]. Перш за все, це стан рейкової колії, що вимагає великих капітальних витрат на підтримку і ремонт [15]. Також не є можливим суттєве зменшення опору руху за рахунок параметрів контактування колеса з рейкою. Навпаки, при існуючій тенденції збільшення діаметра коліс з одночасним підвищенням осьових навантажень, треба очікувати збільшення опору [11]. Для швидкісного рухомого складу визначальним є аеродинамічний опір, щодо якого є великі можливості його зменшення. Це підтверджується, зокрема, тим, що до 90% публікацій з опору руху протягом останніх 40 років були присвячені дослідженням аеродинаміки рухомого складу. На жаль, для українських залізниць, тим більше для міського рейкового транспорту, цей напрямок поки не актуальний.

Великий резерв зниження опору шляхом заміни на рухомому складі буксових підшипників ковзання на підшипники кочення вже використаний і подальше їх дослідження з точки зору опору руху не перспективне.

Треба відзначити, що протягом багатьох десятиліть при створенні нових типів рухомого складу характеристики опору руху на стадії проектування не аналізувалися. Дослідження компонентів опору руху рейкових екіпажів дозволили зробити висновок, що найперспективнішим напрямом його зниження може вважатися зменшення кінематичного опору, обумовленого груповою взаємодією динамічної системи колісних пар з рейковою колією [11, 16].

Мета статті. Пошук найефективніших методів покращення характеристик кінематики і динаміки фрикційної взаємодії коліс рухомого складу залізниць із рейками, які спрямовані на зниження опору руху, враховуючи кінематичний опір руху.

Задачі дослідження:

- створення розрахункових схем для моделювання керування спрямуванням рейкових екіпажів більшості відомих типів рухомого складу;
- отримання залежностей впливу конструктивних особливостей рухомого складу на кінематичний опір руху.

Особливості моделювання рейкових екіпажів. Моделювання механічної системи «рейковий екіпаж – колія» має свої особливості в порівнянні з моделюванням інших систем. Головною з них є наявність регламентованої рейкової колії, зі своїми характеристиками і обмеженнями. Моделювання рейкової основи при деяких видах теоретичних досліджень і в певному діапазоні режимів руху є основним завданням, що визначає достовірність моделі всієї системи «екіпаж – колія». Для більшості завдань динаміки екіпаж може розглядатися, як система абсолютно твердих тіл, з'єднаних пружно-дисипативними зв'язками. Виняток становлять замкнуті підсистеми з високою жорсткістю, коли необхідно враховувати і власну пружність елементів. Прикладом такої підсистеми можна вважати систему передачі крутного моменту від двигуна до колес – систему приводу.

Взаємодія рухомого складу та колії пов'язана з трьома функціями колісних пар: спірання, спрямування та рушія. Використовуючи систему координат $XYZ\Phi\Psi$ (рис. 1) для кожної з функцій можна виділити кінематичні зв'язки, які вона накладає на відносне переміщення екіпажа і колії по відповідних координатах.

До особливостей системи «екіпаж – колія» належить також наявність кількох положень статичної рівноваги системи, наприклад фрикційними зв'язками елементів: коліс і рейок; осей колісних пар і буксових вузлів при наявності зазорів в осьових упорах; кузова і візків, що мають зв'язок в плані через ковзуни і т.ін. Тому часто, в рівняння руху вводяться часні похідні потенційної енергії сил тяжіння за відповідними узагальненими координатами.

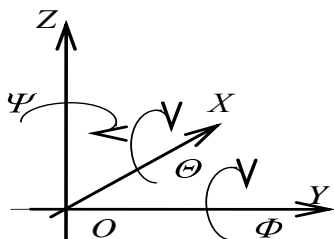


Рис. 1. Система координат для відносного переміщення екіпажа і колії

При дослідженні руху з постійною швидкістю V , що найчастіше має місце, є можливість виключити з розгляду подовжню координату як циклічну, розглядаючи рух в п'ятимірній системі координат. У цьому разі приймається допущення, що зі швидкістю V рухається центр мас екіпажа.

При теоретичних дослідженнях керованості рейкових екіпажів були використані два основні методи математичного моделювання: квазістатичний метод, який використовує при розрахунках показників керованості у сталому режимі стаціонарні моделі і метод досліджень в тимчасовій області, або детермінований метод, із застосуванням нелінійних систем рівнянь.

Розрахункові схеми досліджуваних екіпажів. Вибір розрахункової схеми при математичному моделюванні пов'язаний з вибором критеріїв достовірності моделі і з проблемою раціонального ступеня деталізації. Як і більшість досліджень горизонтальної динаміки екіпажів, для математичних моделей була використана плоска горизонтальна система координат $XU\Psi$ з узагальненими координатами: x_i, y_i – поздовжні і поперечні переміщення центрів мас тіл, які входять в систему; ψ_i – кутові в плані переміщення тіл; ϕ_i – додаткова координата – кути повороту колісних пар навколо поперечної осі симетрії. При моделюванні руху одиночної колісної пари, як одномасового варіанта екіпажа, поздовжня координата – x – може бути виключена, як циклічна. Координата ϕ введена в число узагальнених координат, тому що її неможна вважати циклічною навіть при постійній швидкості руху (табл. 1 – 3).

При складанні диференціальних рівнянь руху екіпажів були використані такі загальні індекси для позначення різних величин: i - номери коліс ($i=1, 2$); j -номери колісних пар (для двовісних візків $j=1, 2$; для тривісних візків $j=1, 2, 3$); k - номери візків ($k=1, 2, 3, \dots$). Окрім того прийняті такі позначення геометричних параметрів.

$2B$ – відстань між колами катання коліс колісної пари;

$2A$ – відстань між точками передачі поздовжніх сил від букси до рами візка;

$C_{(jk)}$ – відстань від шворня k -го візка до осі j -ї колісної пари; $D_{(k)}$ – відстань від поперечної осі кузова до шворня k -го візка; E – відстань між шворнями проміжних балок.

Величини $C_{(jk)}, D_{(k)}, E$ – позитивні, якщо момент позитивної сили, плечем якої вони є, позитивний.

Система рівнянь для кожного з окремих екіпажів складається з декількох однотипних підсистем.

Рівняння руху колісних пар. Узагальнені координати: $x_{jk}, y_{jk}, \psi_{jk}, \phi_{jk}$.

Узагальнені сили: $F_{\kappa ijcx}, F_{\kappa ijcy}$ – поздовжні і поперечні реакції в контактах коліс із рейками; $F_{\sigma ijcx}, F_{\sigma ijcy}$ – поздовжні і поперечні реакції в буксових вузлах.

Рівняння руху

$$\begin{aligned} \ddot{x}_{(jk)} &= \frac{1}{m} \sum_{i=1}^2 F_{c_b(ijk)x} - F_{\dot{z}(ijk)x} ; \\ \ddot{y}_{(jk)} &= \frac{1}{m} \left[\sum_{i=1}^2 (F_{c_b(ijk)y} + F_{c_b(ijk)}) - F_{\dot{z}(jk)y} \right]; \\ \ddot{\psi}_{(jk)} &= \frac{1}{J_z} \left[F_{c_b(1jk)x}^* - F_{c_b(2jk)x}^* A - F_{\dot{z}(1jk)x} - F_{\dot{z}(2jk)x} B \right]; \quad (1) \\ \ddot{\phi}_{(jk)} &= -\frac{1}{J_y} \sum_{i=1}^2 F_{-b(ijk)x} R_{(ijk)} ; \\ F_{\delta_{ijkx}} &= F_{\delta_x}(\Delta_{\delta_{ijkx}}), F_{\delta_{ijk y}} = F_{\delta_y}(\Delta_{\delta_{ijk y}}), \end{aligned}$$

де $-F_{zч_{ijkx}}, F_{zч_{ijk y}}$ – поздовжні і поперечні складові сил зчеплення в контактах коліс з рейками в нерухомій системі координат рейкового шляху; $F_{zч_{ijkx}}^*, F_{zч_{ijk y}}^*$ – поздовжні і поперечні складові сил зчеплення в контактах коліс з рейками в рухомій системі координат колісної пари;

$F_{ковз_{ijk}}$ – сили ковзання в рухомій системі координат колісної пари;

$F_{\delta_x}(\Delta_{\delta_{ijkx}}), F_{\delta_y}(\Delta_{\delta_{ijk y}})$ – характеристики буксового спряження в поздовжньому і поперечному напрямках;

$\Delta_{\delta_{ijkx}}, \Delta_{\delta_{ijk y}}$ – поздовжні і поперечні переміщення в буксових вузлах.

Залежності величин $\Delta_{\delta_{ijkx}}$ і $\Delta_{\delta_{ijk y}}$ від узагальнених координат обумовлені конструктивними особливостями кожного конкретного екіпажу.

При моделюванні екіпажів з колісними парами які роздільно обертаються, замість координати ϕ_{jk} з'являються координати: ϕ_{ijk} ($i=1,2$).

Рівняння руху візків. Узагальнені координати: y_{mk}, ψ_{mk} .

Узагальнені сили: $F_{\delta_{ijkx}}, F_{\delta_{ijk y}}$ – буксові реакції; F_{mk}, M_{mk} – реактивні сила і момент в спряженні візків з кузовом (шкворневий вузол і опорно-зворотний пристрій).

Рівняння руху для N -вісних візків

$$\begin{aligned} \ddot{y}_{(k)} &= \frac{1}{m} \left(\sum_{j=1}^N F_{\sigma(jk)y} - F_{(k)} \right); \\ \ddot{\psi}_{(k)} &= \frac{1}{J} \left[B \sum_{j=1}^N (F_{\sigma(1jk)x} - F_{\sigma(2jk)x}) + \sum_{j=1}^N F_{\sigma(jk)y} C_{(jk)} - M_{(k)} \right]; \quad (2) \\ F_{mk} &= F_m(\Delta_{mk y}); \quad M_{mk} = M_m(\Delta_{mk \psi}), \end{aligned}$$

де $-F_m(\Delta_{mk y}), M_m(\Delta_{mk \psi})$ – характеристики зворотного пристрою в спряженні кузова з візком; $\Delta_{mk y}, \Delta_{mk \psi}$ – відносні поперечні і кутові переміщення кузова і візків, які залежать від узагальнених координат. Ці залежності у вигляді рівнянь зв'язку доповнюють систему диференціальних рівнянь.

Рівняння руху кузова. Узагальнені координати: y_k, ψ_k .

Узагальнені сили: F_{mk}, M_{mk} .

Рівняння руху для кузова L -візкового екіпажу

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ

$$\ddot{y}_k = \frac{1}{m_k} \sum_{k=1}^L F_{\square k} ;$$

$$\ddot{\psi}_{\dot{h}} = \frac{1}{J_{\dot{h}}} \sum_{k=1}^L (F_{\blacklozenge(k)} D_{(k)} + M_{\blacklozenge(k)}) . \quad (3)$$

Таблиця 1. Узагальнені координати і кількість диференціальних рівнянь руху для розрахункових схем досліджуваних екіпажів без проміжної балки

№ р/с	Тип екіпажу	Кузов		Рама візка			Колісні пари				Кільк. рівн.	
		y_k	ψ_k	N_{\square}	y_m	ψ_m	N_{\square}	x	y	ψ		φ
1	Паровоз ФД 1-5 ₀₋₁	y_k	ψ_k	1	y_{m1}	ψ_{m1}	1	x_1	y_1	ψ_1	φ_1	34
							2	x_2	y_2	ψ_2	φ_2	
							3	x_3	y_3	ψ_3	φ_3	
							4	x_4	y_4	ψ_4	φ_4	
							5	x_5	y_5	ψ_5	φ_5	
							6	x_6	y_6	ψ_6	φ_6	
2	Паровоз Э ^М 5 ₀	y_k	ψ_k				1	x_1	y_1	ψ_1	φ_1	22
							2	x_2	y_2	ψ_2	φ_2	
							3	x_3	y_3	ψ_3	φ_3	
							4	x_4	y_4	ψ_4	φ_4	
							5	x_5	y_5	ψ_5	φ_5	
3	Тепловоз Э ^{ЭЛ} 2-5 ₀₋₁	y_k	ψ_k	1			1	x_1	y_1	ψ_1	φ_1	36
							2	x_2	y_2	ψ_2	φ_2	
							3	x_3	y_3	ψ_3	φ_3	
							4	x_4	y_4	ψ_4	φ_4	
							5	x_5	y_5	ψ_5	φ_5	
							6	x_6	y_6	ψ_6	φ_6	
							7	x_7	y_7	ψ_7	φ_7	
							8	x_8	y_8	ψ_8	φ_8	
4	Електро- вози ВЛ19, ВЛ22, ВЛ22 ^М , ВЛ23	y_k	ψ_k	1		ψ_{m1}	11				φ_{11}	13
							21		y_{21}	ψ_{21}	φ_{21}	
					y		31				φ_{31}	
				2		ψ_{m2}	12				φ_{12}	
							22		y_{22}	ψ_{22}	φ_{22}	
5	Електро- воз ВЛ8			1		ψ_{m1}	11			ψ_{11}	φ_{11}	21
							21			ψ_{21}	φ_{21}	
				2			12			ψ_{12}	φ_{12}	
							22			ψ_{22}	φ_{22}	
				3			13			ψ_{13}	φ_{13}	
							23			ψ_{23}	φ_{23}	
6	Електро- воз ЧС2	y_k	ψ_k	1	y_{m1}	ψ_{m1}	11		y_{11}	ψ_{11}	φ_{11}	24
							21		y_{21}	ψ_{21}	φ_{21}	
							31		y_{31}	ψ_{31}	φ_{31}	
				2	y_{m2}	ψ_{m2}	12		y_{12}	ψ_{12}	φ_{12}	
							22		y_{22}	ψ_{22}	φ_{22}	
7	Електро- воз			1	y_{m1}	ψ_{m1}	11				φ_{11}	
							21				φ_{21}	

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ

№ р/с	Тип екіпажу	Кузов		Рама візка			Колісні пари				Кільк. рівн.	
		y_k	ψ_k	N_0	y_m	ψ_m	N_0	x	y	ψ		φ
	Re2/2			2	y_{m2}	ψ_{m2}	12				φ_{12}	12
							22				φ_{22}	
				3	y_{m3}	ψ_{m3}	13				φ_{13}	
							23				φ_{23}	
8	Тепло- вози			1		ψ_{m1}	11			ψ_{11}	φ_{11}	18
							21		y_{12}	ψ_{21}	φ_{21}	
	ТЭЗ, ТЭ10, ТЭ10Л, М62						31			ψ_{31}	φ_{31}	
				2		ψ_{m2}	12			ψ_{12}	φ_{12}	
							22		y_{22}	ψ_{22}	φ_{22}	
							32			ψ_{32}	φ_{32}	
9	Тепло- вози 2ТЭ116, 2ТЭ10В, 2ТЭ10М ТЭ109,	y_k	ψ_k	1	y_{m1}	ψ_{m1}	11	x_{11}	y_{11}	ψ_{11}	φ_{11}	30
							21	x_{21}	y_{21}	ψ_{21}	φ_{21}	
							31	x_{31}	y_{31}	ψ_{31}	φ_{31}	
				2	y_{m2}	ψ_{m2}	12	x_{22}	y_{12}	ψ_{12}	φ_{12}	
							22	x_{22}	y_{22}	ψ_{22}	φ_{22}	
							32	x_{32}	y_{32}	ψ_{32}	φ_{32}	
10	Тепло- воз 2ТЭ121	y_k	ψ_k	1	y_{m1}	ψ_{m1}	11	x_{11}	y_{11}	ψ_{11}	φ_{11}	30
							21	x_{21}	y_{21}	ψ_{21}	φ_{21}	
							31	x_{31}	y_{31}	ψ_{31}	φ_{31}	
				2	y_{m2}	ψ_{m2}	12	x_{12}	y_{12}	ψ_{12}	φ_{12}	
							22	x_{22}	y_{22}	ψ_{22}	φ_{22}	
							32	x_{32}	y_{32}	ψ_{32}	φ_{32}	

Таблиця 2. Узагальнені координати і кількість диференціальних рівнянь руху для розрахункових схем досліджуваних екіпажів з проміжною балкою

№ р/с	Тип екіпажу	Кузов		Проміж. балка		Рама візка			Колісні пари				Кільк. рівн.	
		y_k	ψ_k	y_B	ψ_B	N_0	y_m	ψ_m	N_0	x	y	ψ		φ
11	Електро- воз ВЛ60, тепло- воз ТЭП60	y_k	ψ_k			1	y_{m1}	ψ_{m1}	11	x_{11}	y_{11}	ψ_{11}	φ_{11}	30
									21	x_{21}	y_{21}	ψ_{21}	φ_{21}	
									31	x_{31}	y_{31}	ψ_{31}	φ_{31}	
						2	y_{m2}	ψ_{m2}	12	x_{12}	y_{12}	ψ_{12}	φ_{12}	
									22	x_{22}	y_{22}	ψ_{22}	φ_{22}	
									32	x_{32}	y_{32}	ψ_{32}	φ_{32}	
12	Електро- вози ВЛ80, ВЛ10	y_k	ψ_k			1	y_{m1}	ψ_{m1}	11		y_{11}	ψ_{11}	φ_{11}	18
									21		y_{21}	ψ_{21}	φ_{21}	
						2	y_{m2}	ψ_{m2}	12		y_{12}	ψ_{12}	φ_{12}	
									22		y_{22}	ψ_{22}	φ_{22}	
13	Електро- воз	y_k	ψ_k			1	y_{m1}	ψ_{m1}	11		y_{11}	ψ_{11}	φ_{11}	
									12		y_{21}	ψ_{21}	φ_{21}	

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ

№ р/с	Тип екіпажу	Кузов		Проміж. балка		Рама візка			Колісні пари				Кільк. рівн.	
		y_k	ψ_k	y_B	ψ_B	N_0	y_m	ψ_m	N_0	x	y	ψ		φ
	ВЛ15, ВЛ85					2	y_{m2}	ψ_{m2}	21		y_{12}	ψ_{12}	φ_{12}	26
									22		y_{22}	ψ_{22}	φ_{22}	
						3	y_{m3}	ψ_{m3}	31		y_{13}	ψ_{13}	φ_{13}	
									32		y_{23}	ψ_{23}	φ_{23}	
14	Тепло- воз ТЭ136					1			11		y_{11}	ψ_{11}	φ_{11}	24
									21		y_{21}	ψ_{21}	φ_{21}	
						2			12		y_{12}	ψ_{12}	φ_{12}	
									22		y_{22}	ψ_{22}	φ_{22}	
						3			13		y_{13}	ψ_{13}	φ_{13}	
									23		y_{23}	ψ_{23}	φ_{23}	
15	Тепло- воз ТЭМ7			y_{B1}	ψ_{B1}	1	y_{m1}	ψ_{m1}	11		y_{11}	ψ_{11}	φ_{11}	36
									21		y_{21}	ψ_{21}	φ_{21}	
						2	y_{m2}	ψ_{m2}	12		y_{12}	ψ_{12}	φ_{12}	
									22		y_{22}	ψ_{22}	φ_{22}	
				y_{B2}	ψ_{B2}	3	y_{m3}	ψ_{m3}	13		y_{13}	ψ_{13}	φ_{13}	
									23		y_{23}	ψ_{23}	φ_{23}	
16	ЕР200, пасажир- ські вагони	y_k	ψ_k			1	y_{m1}	ψ_{m1}	11		y_{11}	ψ_{11}	φ_{11}	18
									21		y_{21}	ψ_{21}	φ_{21}	
						2	y_{m2}	ψ_{m2}	12		y_{12}	ψ_{12}	φ_{12}	
									22		y_{22}	ψ_{22}	φ_{22}	

Таблиця 3. Узагальнені координати і кількість диференціальних рівнянь руху для розрахункових схем досліджуваних екіпажів з подовжньою і поперечною балками

№	Тип вант. вагона	Кузов		Подовжні шворневі балки		Поперечні шворневі балки		Боковини			Колісні пари			Кільк. рівн.
		y_k	ψ_k	$y_{П}$	$\psi_{П}$	$y_{Ш}$	$\psi_{Ш}$	x_B	y_B	ψ_B	y	ψ	φ	
17	4-вісн. вагони на візках 18-100	y_k	ψ_k			$y_{Ш1}$	$\psi_{Ш1}$	x_{B11}	y_{B11}	ψ_{B11}	y_{11}	ψ_{11}	φ_{11}	30
								x_{B21}	y_{B21}	ψ_{B21}	y_{21}	ψ_{21}	φ_{21}	
						$y_{Ш2}$	$\psi_{Ш2}$	x_{B12}	y_{B12}	ψ_{B12}	y_{12}	ψ_{12}	φ_{12}	
								x_{B22}	y_{B22}	ψ_{B22}	y_{22}	ψ_{22}	φ_{22}	
18	8-вісн. вагони на візках 18-101	y_k	ψ_k	$y_{П1}$	$\psi_{П1}$	$y_{Ш1}$	$\psi_{Ш1}$	x_{B11}	y_{B11}	ψ_{B11}	y_{11}	ψ_{11}	φ_{11}	62
								x_{B21}	y_{B12}	ψ_{B21}	y_{21}	ψ_{21}	φ_{21}	
						$y_{Ш2}$	$\psi_{Ш2}$	x_{B12}	y_{B12}	ψ_{B12}	y_{12}	ψ_{12}	φ_{12}	
								x_{B22}	y_{B22}	ψ_{B22}	y_{22}	ψ_{22}	φ_{22}	
				$y_{П2}$	$\psi_{П2}$	$y_{Ш3}$	$\psi_{Ш3}$	x_{B13}	y_{B13}	ψ_{B13}	y_{13}	ψ_{13}	φ_{13}	
								x_{B23}	y_{B23}	ψ_{B23}	y_{23}	ψ_{23}	φ_{23}	
				$y_{Ш4}$	$\psi_{Ш4}$	x_{B14}	y_{B14}	ψ_{B14}	y_{14}	ψ_{14}	φ_{14}			

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ

№	Тип вант. вагона	Кузов		Подовжні шворневі балки		Поперечні шворневі балки		Боковини			Колісні пари			Кільк. рівн.
		$У_k$	ψ_k	$У_{II}$	ψ_{II}	$У_{III}$	ψ_{III}	x_B	$У_B$	ψ_B	$У$	ψ	φ	
								x_{B24}	$У_{B24}$	ψ_{B24}	$У_{24}$	ψ_{24}	φ_{24}	
19	6-вісні вагони на візках	$У_k$	ψ_k			$У_{III}$	ψ_{III}	x_{B11}	$У_{B11}$	ψ_{B11}	$У_{11}$	ψ_{11}	φ_{11}	36
								x_{B21}	$У_{B21}$	ψ_{B21}	$У_{21}$	ψ_{21}	φ_{21}	
										$У_{31}$	ψ_{31}	φ_{31}		
					$У_{III2}$	ψ_{III2}	x_{B12}	$У_{B12}$	ψ_{B12}	$У_{12}$	ψ_{12}	φ_{12}		
	18-102							x_{22}	$У_{22}$	ψ_{B22}	$У_{22}$	ψ_{22}	φ_{22}	
										$У_{32}$	ψ_{32}	φ_{32}		

Визначення кінематичного опору руху засноване на приведенні горизонтальних контактних реакцій, або їх моментів, до центру тяжіння екіпажу. У методі приведення використовується положення про рівність суми робіт, яка здійснюється кожною з розглянутих контактних сил на можливих переміщеннях, і роботи сумарної сили опору

$$\sum_{i=1}^N A_{F_i} = A_{W_k}, \quad (4)$$

де A_{F_i} – робота i -ї сили на можливому переміщенні; A_{W_k} – робота зведеної сили кінематичного опору руху; N – кількість зведених сил.

Поточне значення зведеного відносного опору руху може бути визначене з вираження

$$w_k = \frac{\sum_{i=1}^N F_i V_i \cos(\vec{F}_i, \vec{V}_i)}{V_{um} Q}, \quad (5)$$

де F_i – контактні сили; V_i – абсолютна швидкість точки прикладення відповідної сили F_i ; V_{um} – абсолютна швидкість руху центра тяжіння екіпажу; Q – вага екіпажу.

Враховуючи структуру контактних сил отримаємо суму потужностей контактних сил

$$F_i V_i \cos(\vec{F}_i, \vec{V}_i) = \sum_{i=1}^2 [F_{3чijkl} V_{ковijkl}^* + F_{3чijkII} V_{ковijkII}^* + (F_{3чijkyl} + F_{3чijkylII} + F_{ковijk})(V_{ковijkyl}^* - \dot{y}_{pijk}) + F_{3чijkzII} V_{ковijkII}^*] \quad (6)$$

Дослідження серійних локомотивів і вагонів дозволили виявити основні фактори, що впливають на кінематичний опір руху: база візків, профілі поверхонь кочення коліс, жорсткість в пружних зв'язках колісних пар з рамою візка і зазори в щелепних буксових вузлах.

При дослідженні на прикладі чотиривісного двовізкового екіпажу досліджено вплив названих факторів на опір руху в кривих ділянках колії.

На рис.2,а, б подані залежності кутів набігання напрямної колісної пари на рейку від бази візка і радіуса кривої для зазору в рейковій колії 30 і 40 мм. Як свідчать отримані результати, при зазорі в рейковій колії більше 30 мм і базі візка менше 3 м кути набігання досягають значних величин (до 0,025 рад), причому мало залежать від радіуса кривої.

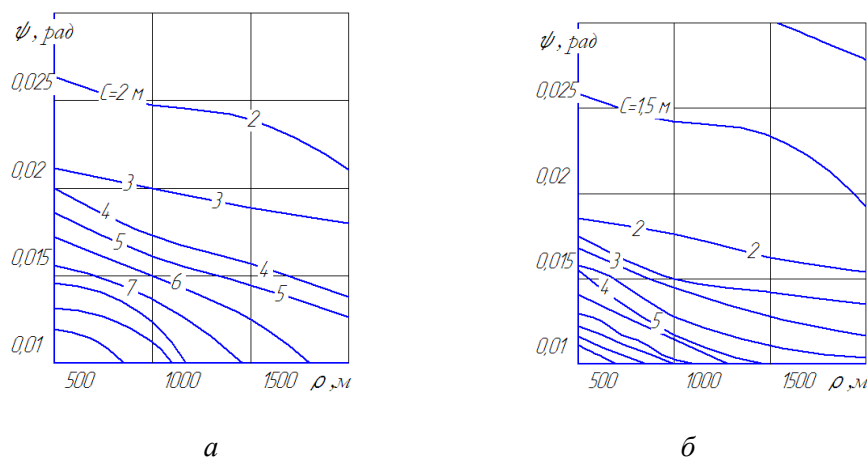


Рис. 2. Залежності кутів набігання на рейку напрямної колісної пари від бази візка і радіуса кривої: а) $\delta=30\text{мм}$; б) $\delta=40\text{мм}$

На рис.3,а,б зображені контурні діаграми рівнів рівнів кінематичного опору руху від тих самих величин: бази візка, радіуса кривої і зазору в рейковій колії. Штриховими лініями показані мінімальні рівні кінематичного опору. Найменші значення відповідають базі візка 2,5 ... 8,0 м. Збільшення зазору в колії від 20 до 80 мм призводить до підвищення опору в кривій на 25%.

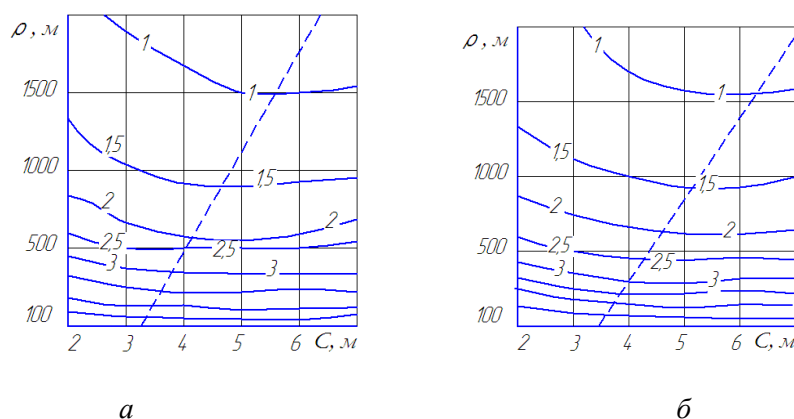


Рис. 3. Залежність кінематичного опору руху від бази візка (C), радіуса кривої (ρ) і зазору в рейковій колії (δ): а) $\delta=30\text{мм}$; б) $\delta=40\text{мм}$

Вплив жорсткості поздовжнього зв'язку колісних пар з рамою візка на показники опору руху досліджувався в діапазоні поздовжньої жорсткості буксових повідців $J_{\text{бк}} = 1,00 \dots 20,0$ кН/мм. На рис.4 у вигляді контурних ізодіаграм показані залежності кінематичного опору від радіуса кривої (200 ... 1000 м) і швидкості руху при жорсткості

$J_{\text{бх}}$ - 1, 5, 10 і 20 кН/мм. Результати розрахунків також доводять, що для швидкостей понад 15м/с підвищення жорсткості понад 5 кН/мм практично не впливає на показники опору, особливо в кривих малого радіуса. У межах від 5 до 1 кН/мм спостерігається підвищення опору в 1,5 ... 1,7 рази. Мінімальні значення опору мають місце при поєднаннях швидкостей і радіусів кривої, близьких до рівноважного режиму руху

$$\rho = \frac{163}{h} \cdot V^2, \text{ або при } h = 120 \text{ мм } \rho = 1,36 \cdot V^2. \quad (7)$$

Різке падіння опору руху в районі рівноважної кривої пов'язане з близькими до мінімальних абсолютним значенням кутів набігання напрямної колісної пари на рейку. Криві ($\rho = 0,675 \cdot V^2$) на рис.4,а,б відповідають сполученням швидкості і радіуса кривої для гранично допустимого по нормах комфорту непогашеного доцентрового прискорення $\Delta a = 0,75 \text{ м/с}^2$.

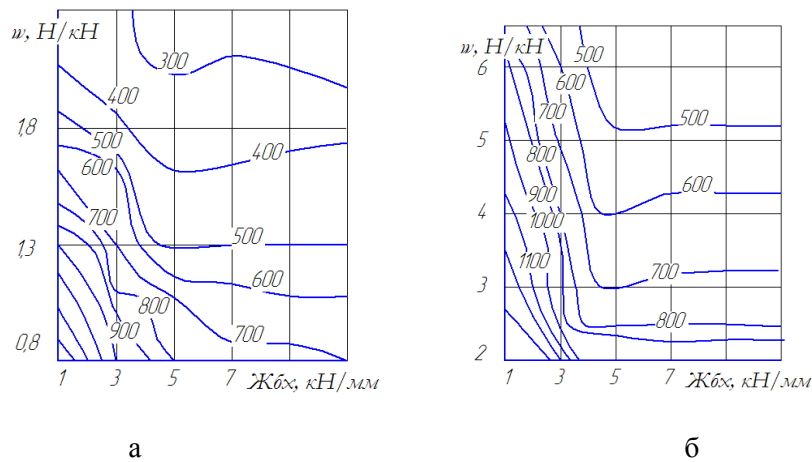


Рис. 4. Залежності кінематичного опору руху екіпажу ТЭ116 від поздовжньої жорсткості буксових повідців ($J_{\text{бх}}$) і радіуса кривої (ρ): а) $V=5\text{м/с}$, б) $V=50\text{м/с}$

Однак оптимальне значення жорсткості поздовжнього зв'язку в буксових вузлах назвати важко, тому що на положення мінімуму кінематичного опору в координатах ρ (V) впливає режим руху. Для рівноважного режиму руху як оптимального можна було б назвати значення $J_{\text{бх}}=4,2...7,5$ кН/мм. Для зони комфорту це значення – $J_{\text{бх}}=3,6...6,8$ кН/мм. Для руху із швидкостями вище швидкості комфорту – $J_{\text{бх}}=8,0...12,0$ кН/мм.

Висновки. Екіпаж з меншим значенням кінематичного опору руху має менший горизонтальний динамічний вплив на колію. Найкращу керованість буде мати екіпаж з меншим рівнем кінематичного опору руху в кривих ділянках колії. Вдосконалення конструкцій колісних пар з точки зору розділення обертання коліс знімає питання про стійкість руху, але додає питань з підвищення опору руху і значного підрізу гребенів.

Зменшення ділянок рейкових колій з малими радіусами може привести до зменшення кінематичного опору руху і зносу коліс рухомого складу, але не багато країн можуть собі дозволити реконструкцію таких ділянок.

Питання пошуку методів покращення характеристик кінематики фрикційної взаємодії рейкових екіпажів з колією, спрямованих на зниження опору руху, залишаються актуальними і потребують подальших досліджень.

ЛІТЕРАТУРА

1. *Фомін О.В.* Концепція ідеальних кузовів напіввагонів / О.В. Фомін // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля: Науковий журнал. – Луганськ: СЧУ ім. В. Даля, 2013. – № 4(193). – С. 267–271.
2. *Фомін, О.В.* Підвищення ступеня ідеальності вантажних вагонів та прогнозування стадій їх еволюції / О.В. Фомін // Науковий вісник Національного гірничого університету. – Дніпропетровськ: НГУ, 2015. – №3. – С.68-76
3. *Fomin, O.* Modern requirements to carrying systems of railway general-purpose gondola cars/ O.V. Fomin / Scientific and technical journal «Metallurgical and Mining Industry». 2014, No. 5 – P.31-43
4. *Астахов П.Н., Стромский П.П.* Определение основного сопротивления подвижного состава на экспериментальном кольце / П.Н. Астахов, П.П. Стромский // Вестник ВНИИЖТ. – 1962. – №2.
5. Астахов П. Н. Сопротивление движению железнодорожного подвижного состава // Труды ЦНИИ МПС. – Москва: Транспорт, 1966. – Вып. 311. – 178 с.
6. Астахов П.Н. Формулы для определения основного сопротивления пассажирских вагонов / П.Н. Астахов // Вестник ВНИИЖТ. – 1958. – №5.
7. *Баранов А.М.* Основное сопротивление движению пассажирских вагонов на роликовых подшипниках/ Вестник ВНИИЖТ. – 1963. – №4.
8. *Стромский П.П.* Определение коэффициента воздушного сопротивления вагонов / П.П. Стромский // Вестник ВНИИЖТ. – 1963. – №2.
9. *Правила тяговых расчётов для поездной работы.* – М.: Транспорт, 1985. – 287 с.
10. *Фомін О.В.* Теоретичні основи програмного комплексу визначення та використання математичних моделей складових вантажних вагонів / О.В. Фомін // Науковий журнал «Вісник Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського». – Кременчук: КДПУ, 2013. – Вип. 6(83). – С. 87-91.
11. *Ткаченко В.П.* Кинематическое сопротивление движению рельсовых экипажей: монография / В.П. Ткаченко. – Луганск:Изд-во ВУГУ, 1996. – 200 с.
12. Математическое моделирование колебаний рельсовых транспортных средств/ Под ред. В.Ф.Ушкалова. – К.: Наук.думка, 1989. – 240 с.
13. *Ткаченко В.П.* Управляемость рельсовых экипажей: монография / В.П. Ткаченко. – Луганск: Изд-во СУДУ, 1997. – 92 с.
14. *Ткаченко В.П., Крамарь Н.М.* Влияние жесткости пути на тяговые качества локомотивов/ Конструирование и пр-во трансп. машин. – Харьков: Вища школа, 1980. – Вып.12. – С. 32-35.
15. *Sato H Eisaku, Miyamoto Masayuki* // Nihon kikai gakkai ronbunshu/ Trans. Jap. Soc. Mech. Eng.C.-1993.– 59, №562.– С.1686 – 1693.
16. *Ткаченко В.П.* Кинематическое сопротивление движению и его место в общей классификации сопротивлений движению рельсовых экипажей // Восточноукр.гос.ун-т. – Луганск, 1996. – 6 с. Деп.в ГНТБ Украины 21.10.96 г., №1947-Ук96.

*Svitlana Yu. Sapronova, Doctor of Science (Technical Sciences), Professor
(Associate Professor, Cars and Carriage Facilities Chair of the State University for Transport Economy and Technologies)*

*Viktor P. Tkachenko, Doctor of Science (Technical Sciences), Professor
(Professor Traction Rolling Stock of Railways Chair of State University for Transport Economy and Technologies)*

Anna M. Fomina

(Engineer, Public Joint Stock Company «Ukrainian Railways»)

Yevhen P. Zub

(Graduate Student of Cars and Carriage Facilities Chair of the State University for Transport Economy and Technologies)

**MODELING OF RAIL CARRIAGES AND INFLUENCE OF THEIR DESIGN
FEATURES ON THE CINEMATIC RESISTANCE MOVEMENT**

In modeling of rail carriages three were taken into account the features compared to other systems modeling. To the special features of the system «carriage-track» are attributed: wheels and rails; wheelset axles and axle unit in the presence of gaps in the axial stop; carriage body and trucks with communication plan through bearers. In this regard,

an attempt was made to reach the largest possible number of types of rolling stock, including contemporary design schemes and forgotten ones, which in terms of kinematics resistance movement had not been previously considered. Using a system of coordinates $XYZ\Phi\Theta\Psi$, generalized coordinates and a number of differential equations of motion for settlement schemes investigated carriages without intermediate bolsters, with an intermediate bolster, with a longitudinal and transverse bolster. The obtained dependences of angles of incidence and trolley base radius curve, dependences on the kinematic motion of support base trolley radius curve and the gap in the rail track, dependences on the movement resistance of kinematics carriage TE116 on longitudinal rigidity and axle leash radius curve. There have been made the conclusions on the impact of the kinematic motion resistance in curved track sections; further study methods to improve performance of frictional interaction kinematics with the track rail carriages aimed at reducing the movement resistance.

Keywords: railway rolling stock, control crew direction, the resistance movement, mathematical model, chassis, structural schemes, payment schemes, trolleys, longitudinal stiffness ties.

REFERENCES

1. Fomin, O.V. Konceptija ideal'nih kuzoviv napivvagoniv [The concept of ideal bodies gondola] [Text] / O.V. Fomin // Journal of East Ukrainian National University named after Vladimir Dal, a scientific journal. – Lugansk: EUNU. Dal, 2013. – № 4 (193). – S. 267 – 271.
2. Fomin, O.V. Pidvishhennja stupenja ideal'nosti vantazhnikh vagoniv ta prognozuvannja stadij ih evoljucii [Increased ideal freight cars and forecasting stages of their evolution] [Text] / O.V. Fomin // Scientific Bulletin of National Mining University. – Dnepropetrovsk: NSU, 2015. – №3. – P. 68-76 – Access: <http://nvngu.in.ua/index.php/uk/golovna/1049-ukrcat/arkhiv-zhurnalu/2015/zmist-3-2015/geotekhnichna-i-girnichna-mekhanika-mashinobuduvannya/2975-pidvishchennja-stupenja-ideal'nosti-vantazhnikh-vagoniv-ta-prognozuvannya-stadij-jikh-evolyutsiji>.
3. Fomin, O.V. Modern requirements to carrying systems of railway general-purpose gondola cars/ O.V. Fomin / Scientific and technical journal «Metallurgical and Mining Industry». 2014, No. 5 – P.31-43. [<http://www.metaljournal.com.ua/assets/Journal/9-Fomin.pdf>].
4. Astakhov P.N., Stromskyy P.P. Opredelenye osnovnogo soprotivleniya podvyzhnogo sostava na eksperymentalnom koltse / P.N. Astakhov, P.P. Stromskyy // Vestnyk VNYYZHT. – 1962. – №2.
5. Astakhov P. N. Soprotivlenye dvizheniyu zheleznodorozhnogo podvyzhnogo sostava // Trudy TSNYY MPS. – Moskva: Transport, 1966. – Vyp. 311. – 178 s.
6. Astakhov P.N. Formuly dlya opredeleniya osnovnogo soprotivleniya passazhyrskikh vahnov / P.N. Astakhov // Vestnyk VNYYZHT. – 1958. – №5.
7. Baranov A.M. Osnovnoe soprotivlenye dvizheniyu passazhyrskikh vahnov na rolykovykh podshypanykakh/ Vestnyk VNYYZHT. – 1963. – №4.
8. Stromskyy P.P. Opredelenye koefytsyenta vozdušnogo soprotivleniya vahnov / P.P. Stromskyy // Vestnyk VNYYZHT. – 1963. – №2.
9. Pravyla tyahovykh raschetov dlya poezdnoy raboty. – M.: Transport, 1985. – 287 s.
10. Fomin O.V. Teoretychni osnovy prohramnogo kompleksu vyznachennya ta vykorystannya matematychnykh modeley skladovykh vantazhnykh vahniv / O.V. Fomin // Naukovyy zhurnal «Visnyk Kremenchuts'koho natsional'nogo universytetu imeni Mykhayla Ostrohradskoho». – Kremenchuk: KDPU, 2013. – Vyp. 6(83). – S. 87-91.
11. Tkachenko V.P. Kynematycheskoe soprotivlenye dvizheniyu relsovykh ekypazhey: monohrafiya / V.P. Tkachenko.- Luhansk: Yzd-vo VUHU, 1996.- 200s.
12. Matematycheskoe modelyrovanye kolebanyy relsovykh transportnykh sredstv/ Pod red. V.F.Ushkalova.- Kyev: Nauk.dumka, 1989. -240s.
13. Tkachenko V.P. Upravlyaemost relsovykh ekypazhey: monohrafiya / V.P. Tkachenko. – Luhansk: Yzd-vo SUDU, 1997. – 92s.
14. Tkachenko V.P., Kramar N.M. Vlyyanye zhestkosti puty na tyahovye kachestva lokomotyvov/ Konstruyrovanye y pr-vo transp. mashyn. – Khar'kov: Vyshcha shkola, 1980. – Vyp12. - S.32-35.
15. Satoh Eisaku, Miyamoto Masayuki // Nihon kikai gakkai ronbunshu/ Trans. Jap. Soc. Mech. Eng.C.- 1993.- 59, №562.- S.1686-1693.
16. Tkachenko V.P. Kynematycheskoe soprotivlenye dvizheniyu y eho mesto v obshchey klassyfykatsyy soprotivleniyu dvizheniyu relsovykh ekypazhey // Vostochnoukr.hos.un-t.-Luhansk, 1996. – 6 s. Dep.v HNTB Ukrainy 21.10.96 h., №1947-Uk96.