

УДК 625.032.52:531.311:629.423.1

Я. В. БОЛЖЕЛАРСЬКИЙ – к.т.н, Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, Львівський НДІ судових експертиз (за сумісництвом), jarik762145@gmail.com

А. Я. КУЗИШИН – викладач Виробничий підрозділ «Центр професійного розвитку персоналу», Львівський НДІ судових експертиз (за сумісництвом), kuzyshyn1993@gmail.com

## ПОРІВНЯННЯ МЕТОДІВ РОЗРАХУНКУ БОКОВОЇ СИЛИ ВІД ДІЇ КОЛЕСА ЕЛЕКТРОВОЗА НА ГОЛОВКУ РЕЙКИ

### Мета

Метою даної роботи є порівняння прийнятих на даний час методів розрахунку бокових сил, що діють від локомотивів на рейки, виявлення особливостей даних методів та пошук шляхів удосконалення.

### Методика

На основі аналізу руху локомотивного візка в кривих малого радіуса та у перехідних кривих розглядаються методи визначення сил взаємодії між рейкою та колесом, які при цьому виникають. У розрахунках приймаються номінальні геометричні та масові параметри вузлів і деталей електровазів. Швидкість, радіус кривої, довжина перехідної кривої, довжина кругової кривої, підвищення зовнішньої рейки, поздовжній ухил рейкової колії та інші параметри приймаються сталими величинами.

### Результати

Проаналізовані розрахункові формули визначення сил, які діють із сторони кузова секції локомотива, активних сил і сил інерції локомотивного візка, сил діючих на локомотивний візок із сторони рейкової колії та сил, які виникають у точці дотику гребня колісної пари з головою рейки (бокових сил).

### Наукова новизна

Розглянуто три різні методи визначення бокової сили, яка виникає при набіганні ко-

лісної пари на рейку у круговій кривій. Показано, що дана сила залежить від багатьох факторів. Порівняння запропонованих методів дозволить встановити всі особливості розрахунку бокових сил та дозволить за їх результатами перейти до пошуку шляхів удосконалення методів розрахунку, що дасть змогу підвищити їх точність.

### Практична значимість

Порівняння запропонованих методів дозволить встановити всі особливості розрахунку бокових сил та дозволить за їх результатами перейти до пошуку шляхів удосконалення методів розрахунку, що дасть змогу підвищити їх точність.

### Вступ

Вписування локомотива в криві є одним з найбільш складних питань теорії локомотивів. Важливість і актуальність питань, що пов'язані з рухом локомотива в кривих, полягає в тому, що вони суттєвим чином визначають безпеку руху поїздів.

Рух локомотива в кривих характеризується тим, що в кривій екіпаж (візки) встановлюються між зовнішньою рейками з перекосом, з-за чого при великій жорсткій базі екіпажа та недостатніх сумарних поперечних зазорах (розбігах) колісних пар може виникнути їх защемлення у колії. Можливі наслідки защемлення – це, якнайменше, різко підвищений знос гребенів коліс і рейок, якнайбільше – це так зване «розпирання» колії, тобто відрив основ рейкових

ланок від шпал, або схід колісних пар з рейок з-за виникнення великих поперечних сил при двохточковому контакті коліс з рейками під дією на екіпаж відцентрової сили.

Тому для забезпечення нормального (безпечного) руху локомотива у кривій, треба перш за все враховувати його особливості як при улаштуванні колії, так і при конструюванні екіпажа [1].

Об'єктом даного дослідження є типовий двовісний візок електровозів. Двовісні візки серійних електровозів, що експлуатуються на залізницях України, мають жорстку раму [2]. Кузов секції електровоза опирається на рами візків через коліскове підвішування, а поздовжній зв'язок кузова з рамою візка здійснюється через кульову опору. Цим забезпечується можливість реалізації малих зміщень рами візка відносно кузова в площині, яка паралельна площині рейкової колії, а саме можливість поперечного зміщення центру рами і повороту рами відносно цього центру. Колісні пари візка сполучені з рамою пружними шарнірно-повідковими зв'язками, які дозволяють поздовжнім осям колісних пар здійснювати незалежні один від одного малі поступальні переміщення і малі повороти відносно рами візка в площині, яка паралельна площині рейкової колії.

Відомо, що при вписуванні локомотива в кругову криву малого радіусу з постійною швидкістю кожен його візок на перших метрах колії встановлюється у фіксоване положення відносно рейкової колії [3]. При цьому гребінь передньої колісної пари візка притиснутий до зовнішньої рейки, поздовжня вісь візка відхилена від хордового положення на цілком визначений кут  $\lambda$ , кути відхилення поздовжніх осей колісних пар від їх номінального положення в рамі візка мають цілком конкретні значення  $\delta_1$  і  $\delta_2$ . Суттєво, що розворот візка і повороти осей колісних пар є протилежними до напрямку вписування локомотива в криву. При русі візка по круговій кривій зміни ве-

личин вказаних кутів не відбувається, зберігається і притискання гребня до зовнішньої рейки.

Від величини названих кутів  $\lambda$ ,  $\delta_1$  і  $\delta_2$  залежать кути набігання колісних пар на рейку. Із збільшенням кутів набігання ростуть сили бокового тиску гребнів коліс на рейки. Збільшення цих сил призводить до зростання опору руху локомотива.

Відсутність узагальненої універсальної методики динамічного вписування рухомого складу у криві, яка могла б бути використана при проектуванні та випробуванні нового (у тому числі швидкісного) рухомого складу та неузгодженість у визначенні понять «бокова сила» та «рамна сила», яка спостерігається у науковій літературі, дає привід розглянути різні методики, їх особливості та обумовлює пошук шляхів їх удосконалення.

У якості першого метода будемо розглядати методику розроблену у Далекосхідному державному університеті шляхів сполучення (Росія) д.т.н., проф. С.В. Дороніним, який розглядав рух багатосекційних локомотивів у кривих малого радіусу [4].

У якості другого метода будемо розглядати методику, яка також була розроблена науковцями Далекосхідного державного університету шляхів сполучення (Росія) д.т.н., проф. С. В. Дороніним, к.т.н. А. Е. Стецюком, які розглядали питання визначення параметрів вписування електровозів серії ВЛ80 в криволінійні ділянки колії [5].

У якості третього метода будемо розглядати загальноприйняті традиційні способи визначення сил, які виникають при русі локомотива у кривих ділянках колії [6, 7].

## Методика

*Постановка задачі.* Об'єктом дослідження є типовий двовісний візок електровозів, який рухається зі встановленою швидкістю у кривій ділянці колії з відповідним підвищенням зовнішньої рейкової нитки. Необхідно визначити за трьома вибраними

методами та проаналізувати величину бокової сили, яка виникає при відповідному русі локомотивного візка.

Розв'язок задачі.

Як уже зазначалося раніше, при вписуванні локомотива в кругову криву малого радіусу з постійною швидкістю кожен його візок на перших метрах колії встановлюється у фіксоване положення відносно рейкової колії. При цьому гребінь передньої колісної пари візка притиснутий до зовнішньої рейки, поздовжня вісь візка відхилена від хордового положення на кут  $\lambda$ , поздовжні осі колісних пар також відхилені від своїх номінальних положень на кути відповідно  $\delta_1$  і  $\delta_2$ . Від величини названих кутів залежать так звані кути набігання колісних пар на рейку, а від них залежить величина бокової сили  $G$ . Отже при розрахунку та порівнянні математичних моделей по різних методиках цим параметрам буде приділена особлива увага.

Згідно математичної моделі, яка покладена у основу першого методу, в основу розрахунку  $\lambda$ ,  $\delta_1$ ,  $\delta_2$ ,  $G$  входить визначення: сил, діючих на візок зі сторони кузова секції локомотива, активних сил і сил інерції локомотивного візка, сил, діючих на локомотивний візок зі сторони рейкової колії та розв'язок диференціального рівняння руху локомотивного візка в кривій малого радіусу.

При розрахунку сил, діючих на візок зі сторони кузова секції локомотива основна увага приділялась визначенню: активних сил, відцентрових сили інерції, моменту сил інерції від кутового прискорення, поперечних та вертикальних сил, які передаються на кузов від відповідних візків, моментів пар сил відносно осей  $x$ ,  $z_1$ ,  $z_2$ .

Активними силами, діючими на кузов секції, являються сила ваги кузова  $P_k$  і сила тяги секції  $Q$ . Сила  $Q$  визначає величини поздовжніх сил на передні і задні автотзчепи секції по відношенням:

$$Q_1 = Q \cdot (j-1); Q_2 = Q \cdot j, \quad (1)$$

де  $j$  – кількість секцій локомотива.

Відцентрова сила, яка діє в круговій кривій радіусом  $\rho_0$  є величиною постійною і дорівнює:

$$F_k^{цб} = P_k \cdot v^2 / (g \cdot \rho_0). \quad (2)$$

В перехідній кривій модуль відцентрової сили інерції змінний і визначається за формулою:

$$F_k^{цб} = K_1 \cdot P_k \cdot v^2 / (g \cdot \rho_0), \quad (3)$$

де  $g$  – прискорення вільного падіння;  $K_1$  – коефіцієнт, який враховує збільшення кривизни перехідної кривої;  $v$  – швидкість руху.

При русі локомотива в перехідній кривій з постійною швидкістю на кузов секції діє також момент сил інерції від кутового прискорення.

Величина цього моменту визначається за формулою:

$$M_{zK}^{ин} = K_2 \cdot J_{zK} \cdot v^2 / q, \quad (4)$$

де  $K_2$  – коефіцієнт, який враховує вид кривої;  $J_{zK}$  – момент інерції маси кузова секції відносно осі  $z$ ;  $q$  – параметр перехідної кривої.

Активні сили і сили інерції, які діють на кузов секції, показані на розрахункових схемах (рис. 1–3), що запозичені з [4].

При розрахунку активних сил і сил інерції локомотивного візка основна увага приділялась визначенню: відцентрової сили інерції візка, а також головного вектора і головного моменту сил інерції у відносних переміщеннях.

Сили інерції візка показані на рис. 4, що запозичений з [4].

Сили інерції відносного руху визначались з урахуванням того, що локомотивний візок не являється жорстким об'єктом, а складається, по крайній мірі, із трьох тіл, які мають малі поступальні і поворотні пе-

реміщення відносно один одного. Цими тілами є рама візка і два колісно-моторні блоки (КМБ).

З урахуванням раніше прийнятих припущень головний вектор сил інерції у відносному русі візка «в цілому» рівний векторній сумі головних векторів сил інерції рами, переднього і заднього колісно-моторних блоків:

$$F_{тн}^{ін} = \frac{P_T}{g} \cdot l \cdot \ddot{\lambda}_n + \frac{P_6}{g} \cdot d \cdot (\ddot{\delta}_1 - \ddot{\delta}_2) \quad (5)$$

де  $P_T$  – сила ваги візка;  $l$  – половина бази візка;  $\ddot{\lambda}_n$  – кутове прискорення візка;  $P_6$  – сила ваги колісно-моторного блоку;  $d$  – відстань від центру мас колісно-моторного блоку до поздовжньої осі колісної пари;  $\ddot{\delta}_1$  і  $\ddot{\delta}_2$  – кутове прискорення колісно-моторних блоків відповідно;  $n$  – номер візка в секції.

Головний момент сил інерції в тому ж русі візка «в цілому» рівний алгебраїчній сумі головних моментів сил інерції рами, переднього і заднього колісно-моторного блоків. Після приведення всіх моментів сил інерції до центру  $O$  отримуємо:

$$M_{zтн}^{ін} = -J_{zт} \cdot \left( \ddot{\lambda}_n - K_2 \cdot \frac{v^2}{q} \right) + \left( J_{zB} - \frac{P_6}{g} \cdot l \cdot d \right) \cdot (\ddot{\delta}_1 + \ddot{\delta}_2). \quad (6)$$

При розрахунку сил, які діють на локомотивний візок зі сторони рейкової колії основна увага приділялась визначенню: нормальних реакцій рейок на візок, сил в точці контакту гребня набігаючого колеса з рейкою та дотичних сил крипа в точках контакту з рейками поверхонь катання колеса.

Визначення сил крипа в контактних точках «колесо-рейка» найбільш часто проводять по методиках С. М. Куценко [4] і Ж. Калкера [5].

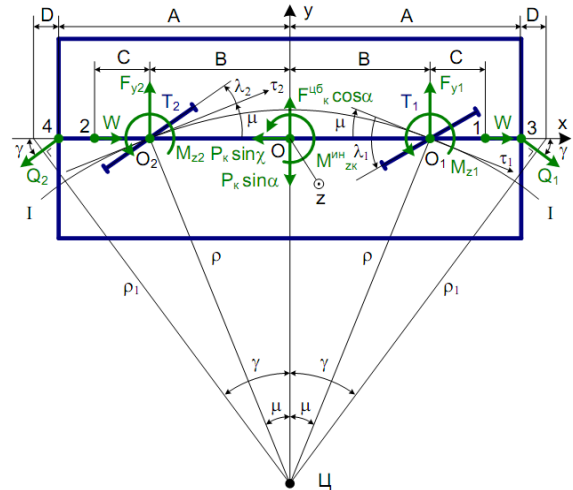


Рис. 1. Проекції сил на площину xy

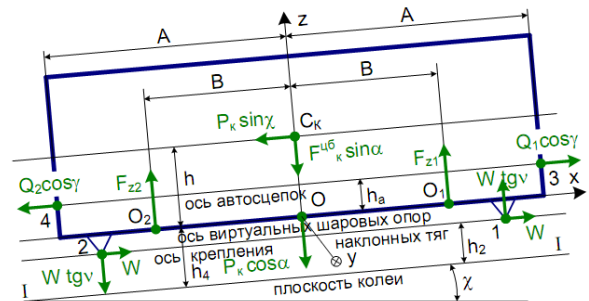


Рис. 2. Проекції сил на площину xz

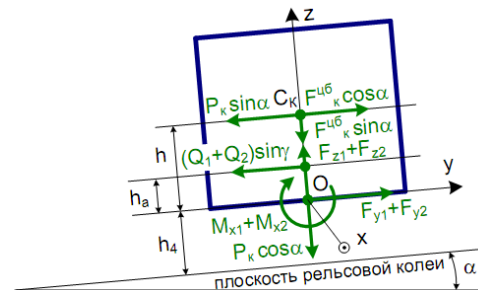


Рис. 3. Проекції сил на площину yz

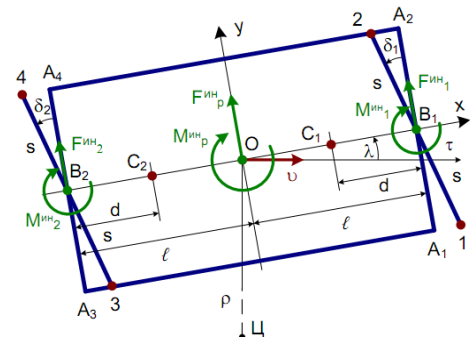


Рис. 4. Сили інерції візка

В цих методиках сили крипа вважаються пропорційними величинам відповідних крипів. Величина крипа для кожної контактної точки визначається, як відношення швидкості пружного проковзування контактної точки колеса до швидкості руху візка. В залежності від цього, для подальших розрахунків потрібні формули, які визначають проєкції швидкостей контактних точок коліс локомотивного візка при вписуванні в криву малого радіусу. Складові цих швидкостей наведені на рис. 5, що запозичений з [4].

Модулі нормальних реакцій у даній методиці пропонується визначати за формулами:

$$N_{1,2} = N - \Delta N' \pm \Delta N'', \quad (7)$$

$$N_{3,4} = N + \Delta N' \pm \Delta N'', \quad (8)$$

де  $N$  – рівне для всіх коліс візка вертикальне навантаження;  $\Delta N'$  і  $\Delta N''$  – поправки, які враховують вплив на вертикальне навантаження моментів  $M_{хтн}$ ,  $M_{утн}$ .

Індекси 1, 2, 3, 4 відповідають номерам точок контакту «колесо-рейка» на розрахунковій схемі візка рис. 4.

При визначенні бокової сили в точці контакту гребня з рейкою будемо розглядати диференціальні рівняння руху локомотивного візка в кривій малого радіусу. Розрахункова схема візка представлена на рис. 6, що запозичений з [4].

Рівняння кінетостатики для візка мають вигляд:

$$\begin{aligned} \sum F_x &= 0; F_{хт} + F_{хт}^k + G \cdot f = 0, \\ \sum F_y &= 0; F_{ут} + F_{ут}^k - G = 0, \\ \sum M_o &= 0; \\ M_{зт} + M_{зт}^k - G \cdot [l - s \cdot (\delta_1 - f)] &= 0, \end{aligned} \quad (9)$$

де  $F_{хт}$ ,  $F_{ут}$  – проєкції на осі  $x$  і  $y$  головного вектора активних сил і сил інерції візка;  $F_{хт}^k$ ,  $F_{ут}^k$  – проєкції на ті ж осі головного вектора сил крипа візка;  $M_{зт}$ ,  $M_{зт}^k$  – голов-

ний момент активних сил та сил інерції візка і головний момент сил крипа візка;  $G$  – проєкція на площину  $xu$  нормальної реакції рейки на гребінь колеса;  $f$  – приведений до площини  $xu$  коефіцієнт тертя гребня з рейкою.

Із другого рівняння системи (9) визначається бокова сила притиснення гребня на рейку, яка рівна по модулю реакції рейки  $G$ .

$$\begin{aligned} G = D_1 \cdot \dot{\lambda} + D_2 \cdot \dot{\delta}_1 + D_3 \cdot \dot{\delta}_2 + D_4 \cdot \dot{\lambda} + D_5 \cdot \dot{\delta}_1 + \\ + D_6 \cdot \dot{\delta}_2 + D_7 \cdot \lambda + D_8 \cdot \delta_1 + \\ + D_9 \cdot \delta_2 + D_{10} \end{aligned} \quad (10)$$

де  $D_1 \dots D_{10}$  – коефіцієнти полінома;  $\lambda$ ,  $\delta_1$ ,  $\delta_2$  – узагальнені координати руху візка відносно системи відліку  $O_k x_k y_k$ .

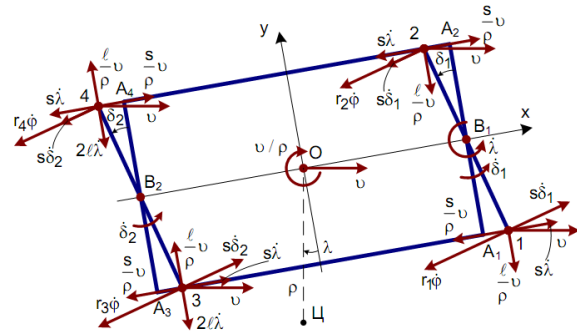


Рис. 5. Швидкості контактних точок коліс візка

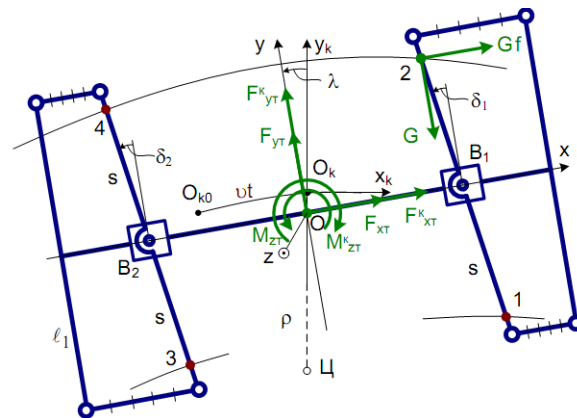


Рис. 6. Розрахункова схема локомотивного візка

Для знаходження законів зміни узагальнених координат  $\lambda$ ,  $\delta_1$  і  $\delta_2$  розраховується система трьох диференціальних рівнянь:

$$A_1 \cdot \ddot{\lambda} + A_2 \cdot \ddot{\delta}_1 + A_3 \cdot \ddot{\delta}_2 + A_4 \cdot \dot{\lambda} + A_5 \cdot \dot{\delta}_1 + A_6 \cdot \dot{\delta}_2 + A_7 \cdot \lambda + A_8 \cdot \delta_1 + A_9 \cdot \delta_2 = A_{10} + A_{11} \cdot t, \quad (11)$$

$$B_1 \cdot \ddot{\lambda} + B_2 \cdot \ddot{\delta}_1 + B_3 \cdot \ddot{\delta}_2 + B_4 \cdot \dot{\lambda} + B_5 \cdot \dot{\delta}_1 + B_6 \cdot \dot{\delta}_2 + B_7 \cdot \lambda + B_8 \cdot \delta_1 + B_9 \cdot \delta_2 = B_{10} + B_{11} \cdot t, \quad (12)$$

$$C_1 \cdot \ddot{\lambda} + C_2 \cdot \ddot{\delta}_1 + C_3 \cdot \ddot{\delta}_2 + C_4 \cdot \dot{\lambda} + C_5 \cdot \dot{\delta}_1 + C_6 \cdot \dot{\delta}_2 + C_7 \cdot \lambda + C_8 \cdot \delta_1 + C_9 \cdot \delta_2 = C_{10} + C_{11} \cdot t, \quad (13)$$

де  $A_1 \dots A_{11}$ ,  $B_1 \dots B_{11}$ ,  $C_1 \dots C_{11}$  – коефіцієнти, які приведені відповідно в табл. 2.2, 2.3, 2.4 [4].

Згідно математичної моделі, яка покладена у основу другого методу, в основу розрахунку  $\lambda$ ,  $G$  входить визначення: сил, які передаються від кузова електровоза на візок через систему коліскового підвішування; сил, які діють на кузов секції електровоза; сил, які діють на візки секції електровоза; сил в зоні контакту «колесо-рейка»; сил нормального притиснення гребня колеса до рейки.

Дана методика у порівнянні з першою дає можливість визначити бокову силу тільки у кругових кривих так як перша методика дає можливість цю силу визначити як у вхідних перехідних кривих, кругових кривих та вихідних перехідних кривих.

У даній методиці не враховуються поздовжні сили в шарнірно-повідкових зв'язках букс колісних пар з рамою візка, головні вектори і головні моменти сил інерції КМБ, а також те, що поздовжні осі колісних пар також відхилені від своїх номінальних положень на кути  $\delta_1$  і  $\delta_2$ .

При визначенні сил, які передаються від кузова на візок через систему коліскового підвішування основна увага приділялась знаходженню проекцій головного вектора і головного моменту цих сил для доволно допустимого взаєморозташування візка і кузова.

При знаходженні сил, діючих на кузов секції електровоза, основна увага приділялась визначенню: кутів між поздовжніми осями кузова і візка, відцентрової сили, розрахункової сили тяги, яка реалізується однією секцією локомотива, радіальних сил в поперечних зв'язках кузова з першим та другим візком.

Розрахункові схеми хордової установки електровоза в кривій представлені на рис. 7 що запозичений з [5].

Для визначення раніше вказаних параметрів складається шість рівнянь кінестатики для кузова:

$$-(F_{x1} + F_{x2}) + (H_1 - H_2) \sin \mu + (W_1 + W_2) \times \cos \mu + (Q_1 - Q_2) \cos \gamma - P \sin i = 0, \quad (14)$$

$$-(F_{y1} + F_{y2}) + (H_1 + H_2) \cos \mu - (W_1 - W_2) \times \sin \mu - (Q_1 + Q_2) \sin \gamma - P \sin \varepsilon + F_{\text{цб}} \cos \varepsilon = 0, \quad (15)$$

$$-(F_{z1} + F_{z2}) - P \cos \varepsilon - F_{\text{цб}} \sin \varepsilon = 0, \quad (16)$$

$$-(M_{x1} + M_{x2}) + h_a (Q_1 + Q_2) \sin \gamma + (P \sin \varepsilon - F_{\text{цб}} \cos \varepsilon) h = 0, \quad (17)$$

$$-(M_{y1} + M_{y2}) + (F_{z1} - F_{z2}) B - h P \sin i + h_a (Q_1 - Q_2) \cos \gamma = 0, \quad (18)$$

$$-(M_{z1} + M_{z2}) - (F_{y1} - F_{y2}) B + \rho (F_{x1} + F_{x2}) \cos \mu + \rho P \sin i \cdot \cos \mu - \rho (W_1 + W_2) - \rho_1 (Q_1 - Q_2) + m_1 + m_2 = 0, \quad (19)$$

де  $Q_1$  і  $Q_2$  – поздовжні сили на першому і другому автотчепі;  $F_x$ ,  $F_y$ ,  $F_z$ ,  $M_x$ ,  $M_y$ ,  $M_z$  – проекції головного вектора і головного моменту сил реакції системи коліскового підвішування (на першому візку в позначеннях реакцій доданий індекс 1, а на другому – 2;  $P$  – сила ваги кузова секції;  $F_{\text{цб}}$  – відцентрова сила кузова;  $\rho$  – радіус кривої;  $H_1$  і  $H_2$  – радіальні сили в поперечних зв'язках кузова з першим і другим візком;  $W_1$  і  $W_2$  – дотичні сили в кульових зв'язках кузова з першим і другим візком;

$\mu$  – центральний кут половини бази кузова в кривій;  $\varepsilon$  – кут між площиною рейкової колії і горизонтальною площиною.

При визначенні сил нормального тиску гребня колеса на рейку будемо користуватись розрахунковою схемою візка, яка представлена на рис. 8, що запозичений з [5].

Слід зазначити, що вектор сили нормального тиску гребня колеса на рейку утворює з нормаллю до площини рейкової колії кут, який мало відрізняється від кута нахилу прямої вставки профілю гребня до поздовжньої осі колісної пари. Величина цього кута для коліс електровоза ВЛ80 з різним ступенем зносу знаходиться в інтервалі:  $70^\circ \leq \alpha_3 < 80^\circ$ . Тому фактичний нормальний тиск гребня на рейку повинен визначатись за формулою:

$$N_r = N_r^* / \sin \alpha_3, \quad (20)$$

де  $N_r^*$  – проекція на площину рейкової колії сили нормального тиску гребня набігаючого колеса 2 на рейку.

Сила нормального тиску гребня набігаючого колеса 2 на рейку визначається:

$$N_r^* = -F_\tau \lambda + (P_m / g) L \ddot{\lambda} - F_n - \alpha \times \left[ F_z (\dot{S} \lambda + \dot{\lambda} L) + 2 \Delta N' (\dot{S} \sigma - \dot{\lambda} L) \right], \quad (21)$$

де  $F_\tau$ ,  $F_n$ ,  $F_z$  – проекції головного вектора на осі  $\tau$ ,  $n$ ,  $Z$ ;  $\lambda$  – кут між поздовжньою осю візка та дотичною  $\tau$ ;  $\dot{S}$  – швидкість локомотива;  $L$  – половина бази візка;  $\sigma$  – коефіцієнт.

Згідно загальноприйнятих методів (третій метод) основою розрахунку являється визначення: направляючої, бокової та рамної сили при русі локомотива у круговій кривій.

Направляючу силу знаходимо за формулою:

$$Y_1 = 8150 + 2500 \cdot a_{\text{нп}}, \quad (22)$$

де  $a_{\text{нп}}$  – непогашене поперечне прискорення.

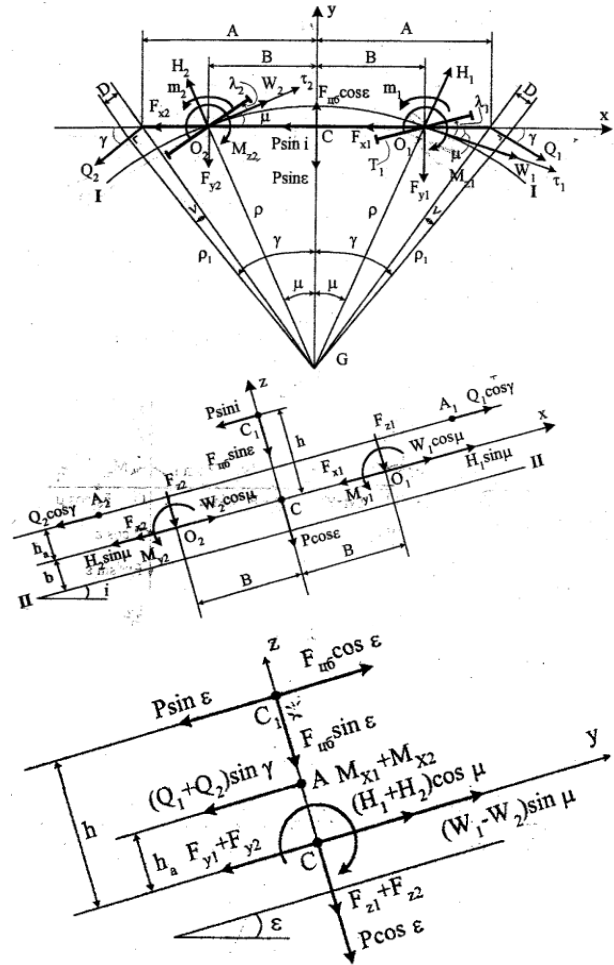


Рис. 7. Розрахункові схеми хордової установки електровоза в кривій

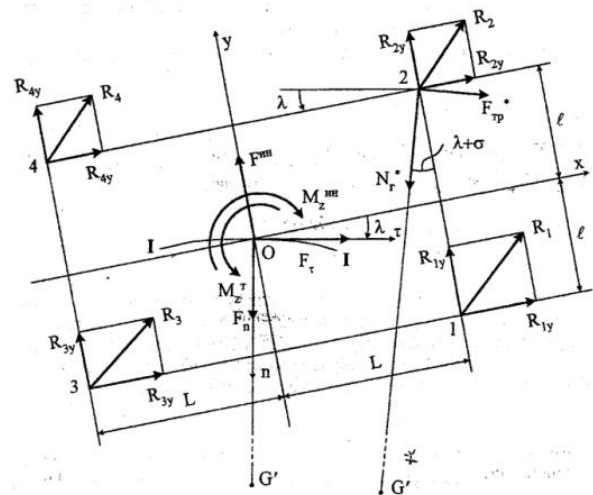


Рис. 8. Розрахункова схема взаємодії з рейками коліс візка електровоза

Бокова сила визначається:

$$Y_{1б} = 5100 + 2250 \cdot a_{\text{нп}} \quad (23)$$

Рамна сила визначається:

$$Y_{1р} = 2500 + 2500 \cdot a_{\text{нп}} \quad (24)$$

Слід зауважити, що для визначення даних сил непогашене поперечне прискорення потрібно приймати у відповідних інтервалах від  $-0,5 \text{ м/с}^2$  до  $+0,1 \text{ м/с}^2$ .

### Результати

Виконано розрахунок для наступних вихідних даних:  $P_k = 527 \text{ кН}$ ;  $Q = 200 \text{ кН}$ ;  $l = 1,5 \text{ м}$ ;  $P_T = 204 \text{ кН}$ ;  $L_k = 100 \text{ м}$ ;  $v = 10 \text{ м/с}$ ;  $\chi = 0,028 \text{ рад}$ ;  $\rho = 200 \text{ м}$ ;  $s = 0,8025 \text{ м}$ ;  $\Delta h_0 = 0,15 \text{ м}$ .

Розрахунок проведено для Електровоза ВЛ80 при русі по круговій кривій за трьома раніше наведеними методиками.

Провівши розрахунок згідно I-ого методу були отримані залежності зміни узагальнених координат візка  $\lambda$ ,  $\delta_1$ ,  $\delta_2$  та сили  $G$  від часу проходження локомотива по круговій кривій. Вказані залежності представлені на (рис. 9–12) що запозичені з [4].

Провівши розрахунок згідно II-ого методу була отримана бокова сила, яка становить:

$$N_r = 65,49 \text{ кН}$$

Згідно III-ого методу були отримані результати направляючої, бокової та рамної сил при русі локомотива у круговій кривій:

$$Y_1 = 71 \text{ кН}$$

$$Y_{1б} = 41,55 \text{ кН}$$

$$Y_{1р} = 14,5 \text{ кН}$$

Проаналізувавши розрахункові формули визначення бокових сил при русі локомотива в круговій кривій були отримані результати за якими можна зробити наступний висновок.

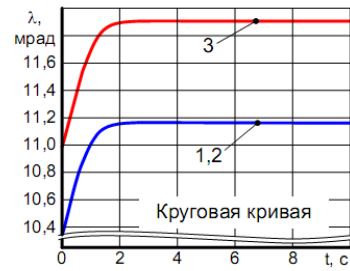


Рис. 9. Графіки зміни кута повороту переднього візка  $\lambda$ :  
 1 – 2ЭС5К «Ермак»; 2 – ВЛ80; 3 – ЭП1

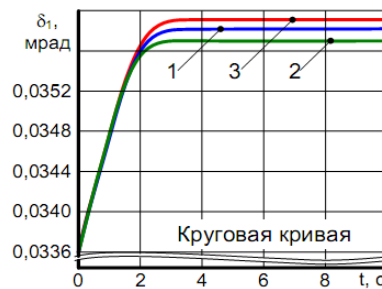


Рис. 10. Графіки зміни кута повороту передньої колісної пари  $\delta_1$  для першого візка:  
 1 – 2ЭС5К «Ермак»; 2 – ВЛ80; 3 – ЭП1

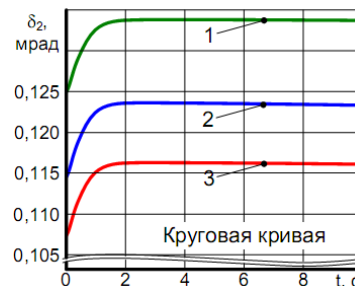


Рис. 11. Графіки зміни кута повороту задньої колісної пари  $\delta_2$  для першого візка:  
 1 – 2ЭС5К «Ермак»; 2 – ВЛ80; 3 – ЭП1

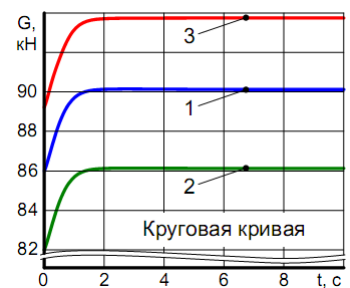


Рис. 12. Графіки зміни сили бокової сили гребня на рейку  $G$  для першого візка:  
 1 – 2ЭС5К «Ермак»; 2 – ВЛ80; 3 – ЭП1



Величини бокових сил за трьома різними методами не дають однакового результату. Це пояснюється тим, що у другому та третьому методі у порівнянні з першим бокова сила визначалась без урахування головного вектора та головного моменту сил інерції КМБ, а також сил які виникають в тому випадку коли поздовжні осі колісних пар також відхилені від своїх номінальних положень на кути відповідно  $\delta_1$  і  $\delta_2$ . Як уже раніше зазначалось при вписуванні локомотива в кругову криву поздовжня вісь візка відхилена від хордового положення на кут  $\lambda$ , поздовжні осі колісних пар також відхилені від своїх номінальних положень на кути відповідно  $\delta_1$  і  $\delta_2$ . Від величини названих кутів залежать так звані кути набігання колісних пар на рейку, а від них залежить величина бокової сили  $G$ . Отже при розрахунку та порівнянні математичних моделей по різних методиках, саме це і пояснює те, що бокова сила, яка визначена за першим методом дає найбільшу величину.

### Висновки

У результаті досліджень було проаналізовано три різні методи визначення бокової сили, яка виникає при набіганні колісної пари на рейку у круговій кривій.

Було встановлено, що основний вплив на величину бокової сили мають кути набігання колісних пар на рейку, які в свою чергу залежать від  $\lambda$ ,  $\delta_1$ ,  $\delta_2$ .

Напрямами подальших досліджень є уточнення математичної моделі динамічного вписування локомотивів, яка б дала змогу використовувати її для сучасних локомотивів (швидкісного руху), а також знаходження шляхів зменшення бокових сил, які діють на рейку.

### Бібліографічний список

1. Боднар, Б. Є. Теорія та конструкція локомотивів. Екіпажна частина: Підручник для ВНЗ залізнич. трансп. [Текст] / Б. Є. Боднар, Є. Г. Нечаєв, Д. В. Бобир. – Д.: ПП «Ліра ЛТД», 2009. – 284 с.
2. Магистральные электровозы: Общие характеристики: Механическая часть [Текст] / В. И. Бочаров, И. Ф. Козинцев, А. И. Кравченко [и др.] – М.: Машиностроение, 1991. – 224 с.
3. Доронин, В. И. Причины перекосной установки тележек в кривых [Текст] / В. И. Доронин, С. В. Доронин // Повышение эффективности эксплуатации подвижного состава и путевой техники в Дальневосточном регионе: Сб. науч. трудов (Дальневосточный государственный университет путей сообщения) – Хабаровск: Изд-во ДВГУПС, 1999. – с. 65-64.
4. Доронин, С. В. Движение многосекционных локомотивов в кривых малого радиуса: Монография [Текст] / С. В. Доронин. – Хабаровск: Изд-во ДВГУПС, 2009. – 220 с. : ил.
5. Доронин, С. В. Определение параметров вписывания электровозов серии ВЛ80 в криволинейные участки пути: Учебное пособие [Текст] / С. В. Доронин, А. Е. Стецюк. – Хабаровск: Изд-во ДВГУПС, 2000. – 87 с.
6. Ершков, О. П. Расчеты поперечных горизонтальных сил в кривых [Текст] / О. П. Ершков // Научные труды ВНИИЖТ. – М.: Транспорт, 1966. – Вып. 301. – С. 236.
7. Камаев, А. А. Взаимодействие локомотива и пути в кривых участках пути. Учебное пособие [Текст] / А. А. Камаев, Г. С. Михальченко. – Тульский политехнический институт, 1977, 68 с.

**Ключові слова:** бокова сила, колісна пара, локомотив, рейкова колія, кругова крива, перехідна крива, візок, підвищення зовнішньої рейки.

**Ключевые слова:** боковая сила, колесная пара, локомотив, рельсовый путь, круговая кривая, переходная кривая, тележку, возвышения наружного рельса.

**Keywords:** lateral force, wheel-set, locomotive, railway truck, circular curve, transition curve, bogie, superelevation.

**Рецензенти:**

д.т.н., проф. С. В. Мямлін,  
д.т.н., проф. А. Б. Бойнік.

Надійшла до редколегії 10.07.2016.

Прийнята до друку 24.07.2016.