



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Український державний університет
науки і технологій

КАФЕДРА «ЕЛЕКТРОРУХОМИЙ СКЛАД ЗАЛІЗНИЦЬ»

В авторській редакції

МЕХАНІЧНА ЧАСТИНА ЕЛЕКТРОРУХОМОГО СКЛАДУ ЗАЛІЗНИЦЬ

Навчально-методичні рекомендації до виконання курсової
роботи для студентів денної та заочної форми навчання

Електронне видання

Дніпро 2026

Упорядники:

*Афанасов Андрій Михайлович,
Васильєв В'ячеслав Євгенович,
Шаповалов Олександр Сергійович*

Електронне видання

Схвалено Групою забезпечення якості освітньої
програми «Електровози та електропоїзди»
Протокол № 4 від 19.03.2026

М 55 Механічна частина електрорухомого складу залізниць [Текст]: Навчально-методичні рекомендації до виконання курсової роботи/ упоряд.: А. М. Афанасов, В. Є. Васильєв, О. С. Шаповалов; Укр.держ.ун-т науки і технологій. – Електрон. вид. – Дніпро: УДУНТ, 2026. – 22 с.

Навчально-методичні рекомендації призначені для використання студентами денної та заочної форм навчання спеціальності G3 «Електрична інженерія» під час виконання контрольного завдання з дисципліни «Механічна частина електрорухомого складу залізниць» освітньої програми «Електровози та електропоїзди».

Курсову роботу присвячено оцінці безпеки руху екіпажу електропоїзда в кривій. Об'єктом розрахунків є уніфікований візок моторного вагона електропоїзда.

Методичні вказівки містять вихідні дані до курсової роботи, завдання та рекомендації з виконання всіх розділів роботи.

Іл. 4. Табл. 1. Бібліогр.: 3 назв.

© Афанасов А. М., Васильєв В. Є., Шаповалов О. С., укладання, 2026

© Український державний університет науки і технологій. ННІ «Дніпровський інститут інфраструктури і транспорту»

ЗМІСТ

	Стор.
ЗАГАЛЬНІ ВИМОГИ	4
Вихідні дані на курсову роботу	6
Порядок виконання курсової роботи	8
1 Опис конструкції візка моторного вагону	8
2 Визначення вертикального статичного навантаження.....	9
3 Перекидний момент	9
4 Сили, що діють на візок при русі в кривій	12
5 Бокове зусилля між колесом та рейкою в кривій.....	15
6 Критерії безпеки руху в кривій за величиною бокової сили	16
7 Оцінка умов комфорту за поперечним прискоренням	18
8 Оцінка безпеки руху.....	19
Питання для самоконтролю	21
БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК	22

ЗАГАЛЬНІ ВИМОГИ

Курсова робота присвячена оцінці безпеки руху екіпажу в кривій. Об'єктом розрахунків є уніфікований візок моторного вагона електропоїзда. Безпека руху електропоїзда забезпечується в тому випадку, якщо система діючих на екіпаж сил не порушує стійкості руху і не викликає високих механічних напружень і деформацій в конструкціях екіпажу і колії. Метою курсової роботи є визначення безпечних швидкостей руху електропоїзда в кривій.

Величини діючих на екіпаж сил залежать від конструкції візку, параметрів колії та швидкості руху електропоїзда. Отже, для забезпечення безпеки руху необхідно обмежувати швидкість руху електропоїзда в кривій. Визначенню максимально допустимої швидкості руху електропоїзда в кривій з заданими параметрами за відомими критеріями і присвячена курсова робота.

Щоб отримати відповідь на поставлене запитання, необхідно проаналізувати конструкцію екіпажу, розглянути особливості взаємодії коліс екіпажу і рейок, а також зробити ряд розрахунків. Для всього діапазону експлуатаційних швидкостей необхідно побудувати залежності сил, що діють на вагон, від швидкості руху і по ним визначити обмеження швидкості по заданим критеріям безпеки.

Пояснювальна записка до курсової роботи повинна бути надрукована на одній стороні листа паперу формату А4. Розміри полів: лівого – 25, правого – 10, верхнього і нижнього – 25 мм. Креслення виконуються в надрукованому вигляді з дотриманням існуючих стандартів.

Розрахунки виконуються в послідовності, наведеної в методичних вказівках. На кожному етапі розрахунку вказують його порядковий номер і найменування величини, що розраховується. Записується розрахункова формула та, якщо потрібно, дається її вивід. У формулах розшифровуються тільки ті символи і числові коефіцієнти, які не були пояснені на попередніх етапах розрахунку або в вихідних даних. Після цього у формулу підставляються числові значення змінних і, опускаючи проміжні обчислення, наводиться результат розрахунку. Розрахунки виконуються з точністю до трьох значущих цифр. У розрахунках використовується міжнародна система одиниць СІ.

Відзначені рецензентом помилки повинні бути виправлені акуратно. Для виправлень потрібно використовувати зворотну (чисту) сторону попереднього листа. Не можна заклеювати або виривати листи з помилковими розрахунками.

Порядок захисту та критерії оцінювання курсової роботи. Захист курсової роботи відбувається відповідно до встановленого графіку захисту в присутності трьох (двох) членів комісії, що створюється із викладачів кафедри «Електрорухомий склад залізниць» усним розпорядженням завідуючого кафедрою.

Під час захисту курсової роботи студент відповідає на запитання членів комісії, що стосуються теоретичної та практичної частини курсу «Механічна частина електрорухомого складу залізниць», зокрема й методів та порядку розрахунків курсової роботи. Доповіді повинні бути чіткими та змістовними.

Під час захисту курсової роботи оцінюються: якість виконання курсової роботи, рівень знань і набутих навичок, вміння аналізувати результати розрахунків, логічність і аргументованість викладання думки, вміння відповідати на запитання та обґрунтовувати власну точку зору.

Шкала ЕКТС	Очікуванні результати
90-100	Здобувач освіти бездоганно виконав та оформив курсову роботу, правильно відповідає на всі запитання, може чітко пояснити та обґрунтувати методику та порядок розрахунків, параметрів, що визначають безпеку руху електропоїзда.
70-89	Здобувач освіти правильно виконав курсову роботу, але не може правильно відповісти на запитання, що стосуються обґрунтування методики та порядку розрахунку параметрів, що визначають безпеку руху електропоїзда.
50-69	Здобувач освіти правильно виконав курсову роботу, але припускає значні помилки під час відповіді на запитання, що стосуються теоретичного курсу дисципліни.
1-49	Здобувач освіти неправильно виконав та оформив курсову роботу та не може відповісти на прості запитання, що стосуються методики виконання курсової роботи.

ВИХІДНІ ДАНІ

Вихідні дані, загальні для всіх варіантів

Маса непрадресованих частин в розрахунку на одну колісну пару	$m_{\text{нп}} = 2,25 \text{ т.}$
Маса рами візка	$m_{\text{р}} = 4 \text{ т.}$
Маса тягового двигуна	$m_{\text{д}} = 2,2 \text{ т.}$
Коефіцієнт тертя ковзання коліс відносно рейок	$f = 0,25.$
Діаметр бандажів колісної пари	$D_{\text{к}} = 1,05 \text{ м.}$
Відстань між кругами катання коліс	$2s = 1,6 \text{ м.}$
Висота центру мас кузова на рівнем осей колісних пар	$h_{\text{ск}} = 1,6 \text{ м.}$
Висота над рівнем моря мас прадресованих частин візка над рівнем осей колісних пар	$h_{\text{ст}} = 0,15 \text{ м}$

Індивідуальні вихідні дані

Індивідуальні вихідні дані вибираються студентом по табл. 1 у відповідності з останніми цифрами шифру:

Швидкість руху	$v, \text{ км/год.}$
База візка	$2a, \text{ м.}$
Маса кузова вагона з пасажирами	$m_{\text{к}}, \text{ т.}$
Радіус кривої	$\rho, \text{ м.}$
Підвищення зовнішньої рейки	$h, \text{ м.}$

Таблиця 1

Радіус кривої ρ , м			$\frac{425}{0,05}$	$\frac{375}{0,05}$	$\frac{325}{0,1}$	$\frac{275}{0,1}$	$\frac{225}{0,15}$
Підвищення зовнішньої рейки h , м							
Швидкість, v , км/год	База візка $2a$, м	Маса кузова m_k , т	Останні цифри шифру				
64	2,5	46	01	02	03	04	05
62	2,6	42	06	07	08	09	10
60	2,7	44	11	12	13	14	15
58	2,6	40	16	17	18	19	20
56	2,5	48	21	22	23	24	25
54	2,6	50	26	27	28	29	30
52	2,7	42	31	32	33	34	35
50	2,6	44	36	37	38	39	40
48	2,7	46	41	42	43	44	45
40	2,6	48	46	47	48	49	50
64	2,7	50	51	52	53	54	55
62	2,8	50	56	57	58	59	60
60	2,6	48	61	' 62	63	64	65
58	2,8	42	66	67	68	69	70
56	2,7	44	71	72	73	74	75
54	2,8	46	76	77	78	79	80
52	2,5	50	81	82	83	84	85
50	2,8	48	86	87	88	89	90
48	2,5	42	91	92	93	94	95
46	2,8	44	96	97	98	99	00

ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ КУРСОВОЇ РОБОТИ

1. Опис конструкції візка моторного вагона

Візок моторного вагона електропоїзда (рис. 1) – двовісний, з подвійним ресорним підвішуванням, з фрикційними гасителями коливань 1 у буксовому підвішуванні, гідравлічними гасителями 10 і повідками з гумометалевими гасителями 9 в центральному підвішуванні [1]. Візок складається з рами 4, двох колісних пар 7 з редуктором і буксовими вузлами 2, центрального підвішування 5 і важільної гальмівної системи 3.

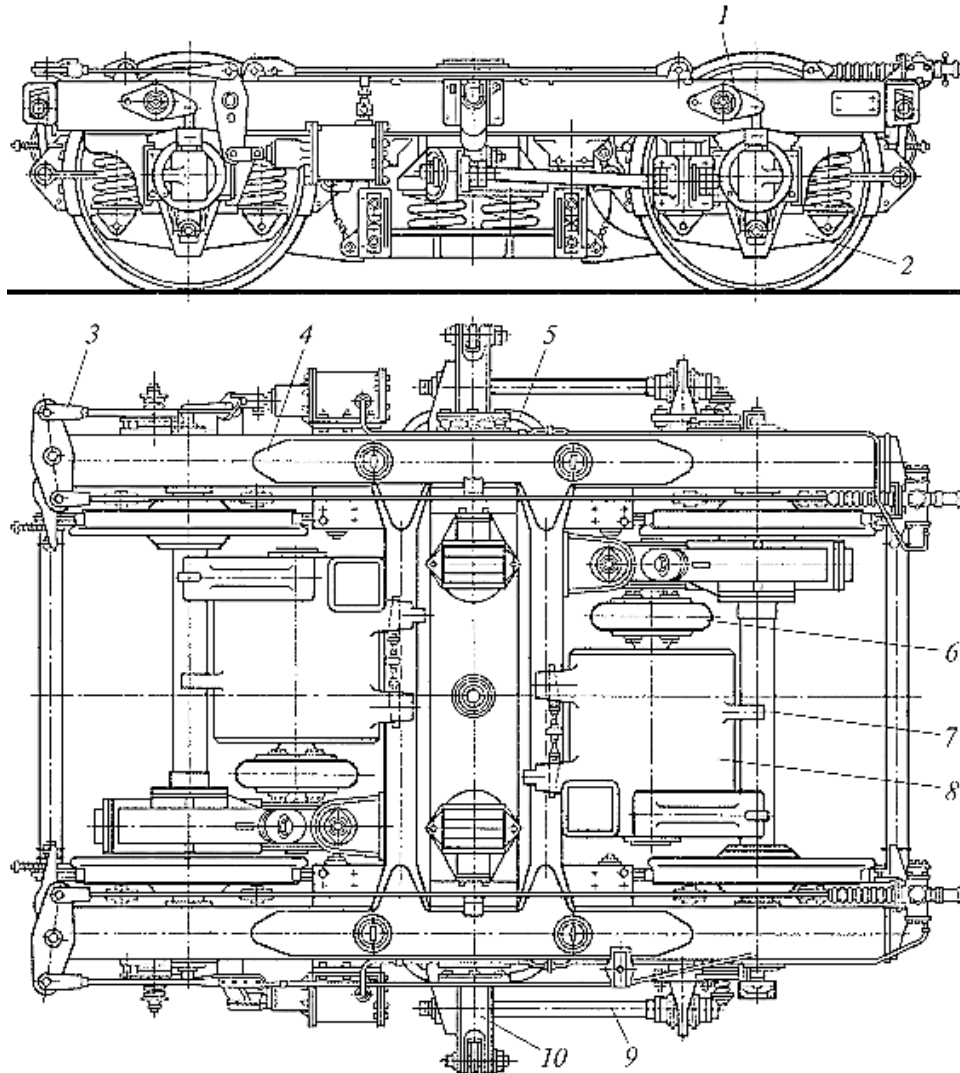


Рис. 1. Конструкція візка електропоїзда

На візку встановлені два тягових двигуни 8 з двома пружними муфтами 6. Кузов вагона спирається на візок через бічні ковзуни надресорного бруса. Передача тягових і гальмівних зусиль здійснюється через центральний шворінь, забезпечений гумовою втулкою-амортизатором. На рамі візка укріплені

два гальмових циліндри, вплив яких важільна гальмівна система передає на два колеса з одного боку.

Рама візка зварна, Н – подібної форми. Застосовано тягову передачу другого класу. Тяговий двигун має опорно-рамне підвішування. На поперечній балці, звареної з двох штампованих елементів, кріпляться тягові двигуни і підвішуються редуктори. Жорсткий корпус редуктора зберігає централь (міжцентрову відстань) зубчастої пари. Одним кінцем корпус редуктора спирається через підшипники на вісь колісної пари, а іншим кінцем за допомогою спеціального пристрою підвішений до кронштейну поперечної балки. Підвіска сприймає вагу і реактивне навантаження при роботі тягового двигуна.

Пружна гумокордова муфта служить для передачі моменту від валу нерухомо закріпленого на рамі тягового двигуна на вал малої шестерні обмежено рухомого редуктора. Одночасно вона знижує динамічні навантаження в приводі, завдяки гнучкості її пружної оболонки.

2. Визначення вертикального статичного навантаження

Рама візка знаходиться під дією ваги елементів рами, яку представляють рівномірно розподіленим навантаженням, ваги кузова і елементів центрального підвішування, ваги і крутного моменту від консольно закріплених тягових двигунів, реакцій ресорних підвісок.

Навантаження від осі на рейку $2\Pi_{\text{ст}}$, кН, визначається як [2, 3]

$$2\Pi_{\text{ст}} = \frac{m_{\text{в}}}{4} g, \quad (1)$$

де $\frac{m_{\text{в}}}{4}$ – маса вагона в розрахунку на одну колісну пару;

g – прискорення вільного падіння.

Маса вагона визначається як сума мас його окремих частин

$$m_{\text{в}} = m_{\text{к}} + 4m_{\text{нп}} + 4m_{\text{д}} + 2m_{\text{р}}.$$

3. Перекидний момент

Напрямок руху екіпажу в кривій змінюється завдяки спрямовуючій силі, що діє від рейок і створює доцентрове прискорення [2, 3]

$$a = \frac{v^2}{\rho \cdot 3,6^2}. \quad (2)$$

Використовуючи метод кінетостатики, покажемо врівноважену систему сил, яка включає в себе крім реальних сил, що діють на екіпаж (сила тяжіння, опорні реакції, спрямовуюча сила), також і силу інерції – відцентрову силу C . У розрахунку на один візок ця сила дорівнює [2, 3]

$$C = \frac{m_B}{2} a = \frac{m_B}{2} \cdot \frac{v^2}{\rho \cdot 3,6^2} = \frac{4\Pi_{\text{ст}}}{g} \cdot \frac{v^2}{\rho \cdot 3,6^2}. \quad (3)$$

Для екіпажу, що рухається в кривій з підвищенням зовнішньої рейки, система сил показана на рис. 2.

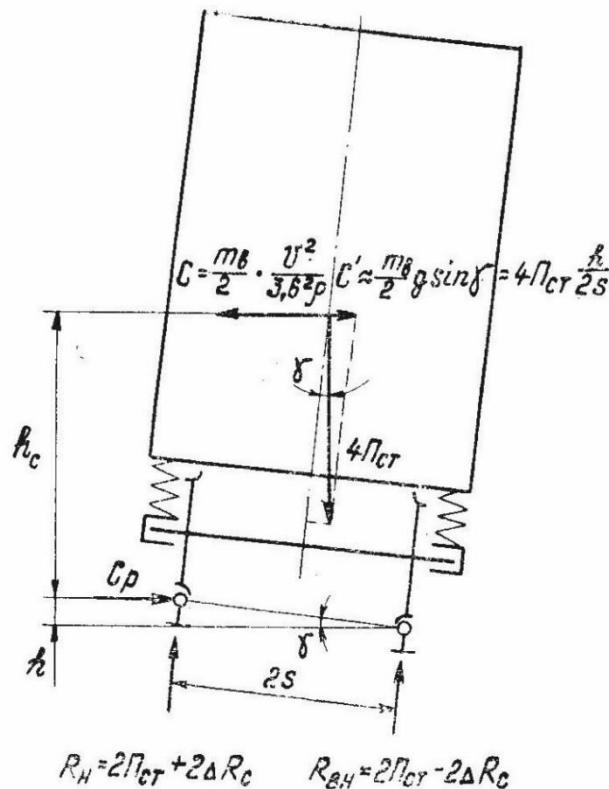


Рис. 2. Система сил, що діє на екіпаж в кривій

Момент відцентрової сили викликає зміни опорних реакцій: реакція від зовнішньої рейкової нитки R_3 збільшується, а реакція R_B від внутрішньої рейкової нитки зменшується. У випадку перекидання вагона навколо зовнішньої рейки реакція R_B дорівнюватиме нулю. Перекидаючий момент знаходиться за формулою [2, 3]

$$M_{\Pi} \approx \left(C - 4\Pi_{\text{ст}} \frac{h}{2s} \right) h_c,$$

де h_c – висота центра мас вагона.

Відновлюючий момент розраховується як

$$M_{\text{відн}} \approx 4\Pi_{\text{ст}} \cdot s.$$

Якщо для забезпечення стійкості прийняти коефіцієнт запасу рівним 2 (щоб відновлюючий момент мінімум в два рази перевищував перекидаючий), то максимальне значення перекидаючого моменту буде пов'язано з відновлюючим моментом виразом [2,3]

$$2M_{\text{п max}} = M_{\text{відн}}. \quad (4)$$

Тоді максимальне значення відцентрової сили [2,3]

$$C_{\text{max}} = 2\Pi_{\text{ст}} \frac{s}{h_c} + 2\Pi_{\text{ст}} \frac{h}{s}. \quad (5)$$

Максимально допустиме по стійкості від перекидання відцентрове прискорення в кривій з підвищенням рейки [2,3]

$$a_{\text{п в}} = g \left(\frac{s}{2h_c} + \frac{h}{2s} \right). \quad (6)$$

Максимально допустиме по стійкості від перекидання відцентрове прискорення в кривій без підвищення рейки

$$a_{\text{п}} = g \frac{s}{2h_c}. \quad (7)$$

В наведених вище виразах

$$h_c = \frac{0,5m_k h_k + (m_p + 2m_d) h_t + 2m_{\text{нп}} h_{\text{нп}}}{0,5m_b}, \quad (8)$$

де $m_b, m_k, m_p, m_d, m_{\text{нп}}$ – маси всього вагона та окремих його складових;

$h_k, h_t, h_{\text{нп}}$ – висоти розташування центрів мас кузова, підресорених мас візка і непідресорених мас колісних пар над рівнем головок рейок відповідно. Ці висоти визначаються за формулами:

$$h_{\text{нп}} = \frac{D_6}{2};$$

$$x_{\text{снп}} = \frac{\Delta \cdot \rho \cdot 10^{-3}}{2a}, \quad (12)$$

де ρ – заданий радіус кривої, м;

Δ – сумарний зазор для колісної пари в кривій заданого радіуса, мм.

Для $\rho \geq 350$ м: $\Delta = 1520 - 1506 = 14$ мм;

для $\rho = 349 \div 300$ м: $\Delta = 1530 - 1506 = 24$ мм;

для $\rho \leq 299$ м: $\Delta = 1540 - 1506 = 34$ мм.

В даних розрахунках 1506 мм – поперечний розмір колісної пари, що включає відстань між бандажами (1440 мм) і дві товщини гребнів (33 мм).

Із зростанням швидкості і сил C та Y_1 візок буде прагнути до хордового положення, тобто задня колісна пара, пройшовши через проміжні положення, при певній швидкості притиснеться до зовнішньої рейки. В цьому випадку полюс Ω опиниться точно посередині екіпажу, а полюсна відстань $x_c = 0$ [2, 3].

При проміжній установці візка ($0 < x_c < x_{\text{снп}}$) його рівновага під дією розглянутої системи сил в проекції на горизонтальну площину виражається двома рівняннями. Перше рівняння визначає, що сума проекцій всіх сил на поперечну вісь дорівнює нулю: $\Sigma Y = 0$. Друге рівняння визначає, що сума моментів відносно полюса дорівнює нулю: $\Sigma M_{\Omega} = 0$. Враховуючі систему сил, наведену на рис. 3, отримуємо систему рівнянь у вигляді [2, 3]:

$$Y_1 - C_p - 2f \Pi_{\text{ст}} \cos \alpha_1 - 2f \Pi_{\text{ст}} \cos \alpha_2 = 0; \quad (13)$$

$$Y_1 x_1 - C_p x_c - 2f \Pi_{\text{ст}} \sqrt{x_1^2 + s^2} - 2f \Pi_{\text{ст}} \sqrt{x_2^2 + s^2} = 0,$$

де Y_1 – спрямовуюче зусилля першої по ходу колісної пари, кН;

$f = 0,25$ – коефіцієнт тертя між колесом та рейкою;

$f \Pi_{\text{ст}} \cos \alpha_1$ – проекція сил тертя на вісь y ;

x_1 і x_2 – відстані від полюса повороту до осей колісних пар, м;

$f \Pi_{\text{ст}} \sqrt{x_i^2 + s^2}$ – момент сили тертя відносно полюса повороту, кНм (вважається позитивним при направленні по ходу годинникової стрілки);

$s = 0,8$ м – половина розрахункової відстані між колами катання коліс;

C_p – відцентрова сила з урахуванням підвищення зовнішньої рейки.

При русі в кривій із підвищенням h

$$C_p = C - \frac{m_b}{2} \cdot \frac{gh}{2s}.$$

При русі в кривій без підвищення ($h = 0$)

$$C_p = C.$$

Відстані від полюса повороту до осей колісних пар знайдемо у вигляді:

$$x_1 = x_c + a;$$

$$x_2 = x_c - a.$$

Косинуси кутів α_1 та α_2 знайдемо за формулами:

$$\cos \alpha_1 = \frac{x_1}{\sqrt{x_1^2 + s^2}};$$

$$\cos \alpha_2 = -\frac{x_2}{\sqrt{x_2^2 + s^2}}.$$

Два рівняння $\Sigma Y = 0$, $\Sigma M = 0$ системи (13) містять три невідомих: напрямляюче зусилля Y_1 , відцентрову силу C_p і в неявному вигляді абсцису полюса обертання x_c .

Для вирішення системи задаємося рядом значень одного з невідомих, а значення двох інших визначаємо з рівнянь. Задаємося значенням полюсної відстані x_c , та розв'язуємо систему рівнянь (13) відносно Y_1 та C_p . В результаті розв'язку системи в загальному вигляді отримаємо вирази для Y_1 та C_p :

$$Y_1 = \frac{2f\Pi_{\text{ст}}}{a} \left[\sqrt{x_1^2 + s^2} + \sqrt{x_2^2 + s^2} - x_c (\cos \alpha_1 + \cos \alpha_2) \right];$$

$$C_p = Y_1 - 2f\Pi_{\text{ст}} (\cos \alpha_1 + \cos \alpha_2).$$

Значення швидкості руху в кривій заданого радіуса з підвищенням

$$v_{\Pi} = 7,95 \sqrt{\rho \left(\frac{C_p}{2\Pi_{\text{ст}}} + \frac{h}{s} \right)}.$$

Значення швидкості руху в кривій заданого радіуса без підвищення

$$v = 7,95 \sqrt{\rho \frac{C_p}{2\Pi_{\text{ст}}}}.$$

Результати розрахунку параметрів руху (Y_1 , C_p , v , $v_{\text{п}}$), знайдених для заданих значень x_c , зведемо до табл. 1.

Таблиця 1

X_c , м	0	0,8	1,2	1,6	1,8
Y_1 , кН					
C_p , кН					
v , км/год					
$v_{\text{п}}$, км/год					

Рекомендований діапазон зміни значень x_c , що наведений у таблиці, є приблизний і має бути відкоригованим під час розрахунків. Якщо для чергового значення x_c в результаті розрахунку вийде негативне значення C і уявне значення v , що, очевидно, не має сенсу, необхідно задатися іншим, меншим значенням x_c і знову провести розрахунок. Якщо швидкість виявиться рівною (або близькою) до 0 при $x_c < x_{\text{снп}}$, значить, навіть при зупинці візок не займає положення найбільшого перекоосу.

За результатами розрахунків, зведених до таблиці 1 необхідно побудувати графіки залежностей $x_c(v)$, $Y_1(v)$ для руху в кривій без підвищення і аналогічні залежності $x_c(v_{\text{п}})$, $Y_1(v_{\text{п}})$ для руху в кривій з підвищенням.

5. Бокове зусилля між колесом та рейкою в кривій

Без урахування змінення вертикальних навантажень можна вважати, що поперечна складова сили тертя між переднім набігаючим колесом та рейкою

$$F_{\text{тр1}}^Y = f \Pi_{\text{ст}} \cos \alpha_1.$$

Тоді сумарний боковий вплив між рейкою і переднім спрямовуючим колесом

$$Y_{\text{бок}} = Y_1 - F_{\text{тр1}}^Y.$$

Використовуючи дані табл. 1, необхідно визначити значення $Y_{\text{бок}}$ для прийнятих в попередніх розрахунках положень візка. Значення абсциси полюса обертання x_c при розрахунках необхідно взяти ті ж самі, що й в попередніх розрахунках (табл. 1). Результати розрахунку $Y_{\text{бок}}$ необхідно занести до табл. 2.

Таблиця 2

X_c , м	0	0,8	1,2	1,6	1,8
$Y_{\text{бок}}$, кН					
v , км/год					
$v_{\text{п}}$, км/год					

За результатами розрахунків, наведених в табл. 2, необхідно побудувати графіки залежностей $Y_{\text{бок}}(v)$ та $Y_{\text{бок}}(v_{\text{п}})$.

6. Критерії безпеки руху в кривій за величиною бокової сили

Безпека руху в кривій визначається додатковою системою сил, діючих на екіпаж. Особливе значення має поперечне зусилля, діюче між набігаючим колесом і рейкою. Якщо поперечне зусилля досить велике, то колесо контактує з рейкою в точці на поверхні гребеня у його підніжжя. При одноточковому контакті картина сил представляється у відповідності з рис. 4. В точці контакту виникає нормальна реакція N . Горизонтальна складова цієї сили Y_N направляє рух колісної пари в кривій, а вертикальна складова N_Z змушує переміщатися вгору по рейці [2, 3].

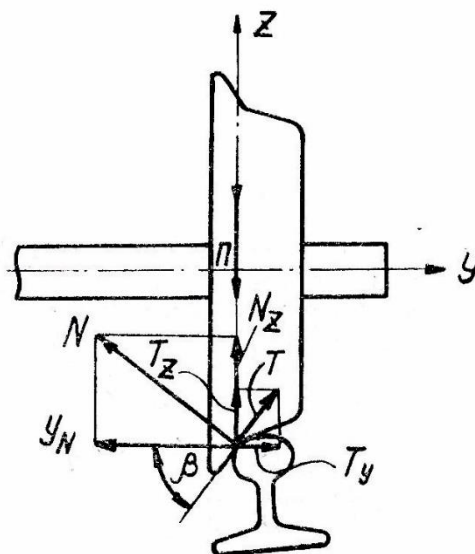


Рис. 4. Сили, що діють в контакті колесо-рейка

Під дією вертикального навантаження Π колесо зісковзує вниз, але внаслідок притиснення колеса до рейки силою N в точці контакту діє сила тертя T , що перешкоджає цьому рухові.

$$T = Nf . \quad (19)$$

Вкочування колеса на рейку буде неможливо, якщо сума вертикальних складових N_z і T_z сил N і T відповідно в точці контакту не перевищує силу Π , що притискає колесо до рейки.

Для того, щоб забезпечити неможливість вповзання колеса на рейку, при розрахунку вводять коефіцієнт запасу стійкості руху екіпажу $\eta = 1,5$. Тобто допустиме значення суми виштовхуючих сил знижують в порівнянні з Π в 1,5 рази. Тоді умова безпеки руху по стійкості проти сходу з рейок запишеться як

$$N_z + T_z \leq \frac{\Pi}{1,5} \approx 0,67 \Pi . \quad (20)$$

Величину суми N_z і T_z можна знайти через горизонтальні складові сил з рівняння рівноваги проекцій сил в точці контакту [3]:

$$N_z = Y_N \frac{1}{\operatorname{tg} \beta} ; \quad (21)$$

$$T_z = t \sin \beta = Nf \sin \beta = Y_N f , \quad (22)$$

де β – кут нахилу гребеня в точці контакту.

Сума сил Y_N і T_y представляє собою боковий вплив рейки на колесо

$$Y_{\text{бок}} = Y_N - T_y . \quad (23)$$

Виразимо T_y через Y_N

$$T_y = T \cos \beta = Nf \cos \beta = \frac{Y_N}{\sin \beta} f \cos \beta = \frac{Y_N f}{\operatorname{tg} \beta} . \quad (24)$$

Виразимо Y_N через $Y_{\text{бок}}$, враховуючи, що

$$Y_{\text{бок}} = Y_N - Y_N \frac{f}{\operatorname{tg} \beta} .$$

$$Y_N = \frac{Y_{\text{бок}}}{1 - \frac{f}{\text{tg}\beta}}. \quad (25)$$

Підставимо це значення у рівняння умови безпеки (20):

$$\begin{aligned} N_z &= \frac{Y_{\text{бок}}}{\text{tg}\beta - f}; \\ T_z &= Y_{\text{бок}} \frac{f \text{tg}\beta}{\text{tg}\beta - f}; \\ Y_{\text{бок}} \frac{1 + f \text{tg}\beta}{\text{tg}\beta - f} &\leq 0,67 \text{ П}. \end{aligned} \quad (26)$$

Для кута нахилу гребеня $\beta = 60^\circ$: $\text{tg}\beta = 1,73$. Тоді умова безпеки (26) після підстановки всіх коефіцієнтів запишеться як

$$Y_{\text{бок}} \leq 0,69 \text{ П}_{\text{ст}}. \quad (27)$$

Необхідно також переконатися, що поперечні сили не перевищують допустимих дій на шлях. Під дією цих сил при неущільненому після виправки колії баласті можливий поперечний зсув рейкошпальної решітки. Щоб уникнути цього зсуву має дотримуватися умова [3]

$$Y_{\text{бок}} \leq 100 \text{ кН}. \quad (28)$$

Одночасно поперечна сила віджимає рейку і відриває її підшву від шпал, тобто приводить до розширення колії. Остання умова, що забезпечує стійкість проти віджимання рейки, більш жорстка [3]

$$Y_{\text{бок}} \leq 80 \text{ кН}. \quad (29)$$

7. Оцінка умов комфорту за поперечним прискоренням

За умовою фізіологічного впливу величина поперечного прискорення не повинна перевищувати [2, 3]

$$a \leq [a_{\text{max}}] = 0,7 \text{ м/с}^2.$$

Рух із заданою швидкістю може виявитися неприпустимим. Використовуючи результати попередніх розрахунків, необхідно визначити залежності $a(v)$ і $a(v_{\Pi})$. Для цього можна використати формулу

$$a = \frac{C_p}{2 \cdot 2\Pi_{\text{ст}}} g.$$

Використовуючи дані табл. 1, необхідно визначити a для прийнятих в попередніх розрахунках положень візка. Значення відцентрової сили C_p , відповідні прийнятим значенням полюса x_c , при розрахунках беремо ті ж самі, що й в попередніх розрахунках (табл. 1). Результати розрахунку прискорення a необхідно занести до табл. 3.

Таблиця 3

X_c , м	0	0,8	1,2	1,6	1,8
a , м/с ²					
v , км/год					
v_{Π} , км/год					

За результатами розрахунків, використовуючи значення $v(x_c)$ та $v_{\Pi}(x_c)$ з таблиці 3, необхідно побудувати графіки залежностей $a(v)$ та $a(v_{\Pi})$.

8. Оцінка безпеки руху

8.1. Необхідно зробити висновок про стійкість проти сходу з рейок під час руху в кривих з підвищенням і без підвищення із заданою швидкістю (по швидкості v_{Π} при $Y_{\text{бок}} = 0,69\Pi$).

8.2. Необхідно зробити висновок про стійкість проти зсуву путі і віджимання рейки (по v_c при $Y_{\text{бок}} = 100$ кН і по v_0 при $Y_{\text{бок}} = 80$ кН).

8.3. Необхідно зробити висновок про стійкість від перекидання кузова електропоїзда (по $v_{\text{оп}}$ при $a_{\text{оп}}$).

8.4. Необхідно зробити висновок про забезпечення умови комфортності (по v_k при $a = 0,7$ м/с²).

8.5. Необхідно зробити висновок про максимально допустимі швидкості руху в кривих з підвищенням і без підвищення зовнішньої рейки по мінімальному значенню v з п.п. 8.1÷8.4.

Питання для самоконтролю

1. Що називають контактною плямою поверхні кочення колеса і що являє собою зона контакту?
2. Що означає пружне проковзування, або крип?
3. Що таке набігання гребеня колеса на рейку, і за яких умов воно відбувається?
4. Від чого залежить кут набігання гребеня колеса на рейку?
5. Що таке доцентрове прискорення і від чого воно виникає?
6. Що таке відцентрова сила і як вона визначається?
7. Що таке перекидний момент і від чого він залежить?
8. Що таке відновлюючий момент і від чого він залежить?
9. Для чого використовується підвищення зовнішньої рейки у кривій ділянці колії?
10. Що таке направляюче зусилля і від чого воно залежить?
11. Що називається полюсом повороту візка при русі в кривій?
12. Від чого залежить положення візку при русі в кривій?
13. Яке максимально допустиме значення поперечних сил, що діють на путь в кривих?
14. Яке максимально допустиме значення поперечного прискорення при русі в кривій за умовою фізіологічного впливу на людину?
15. У чому відмінність напрямної, рамної і бічної сил?
16. Від яких основних параметрів залежить вкочування гребеня колеса на рейку?
17. Що таке коефіцієнт запасу стійкості колеса проти сходу з рейок?
18. Які основні фактори впливають на зсув колії в плані?
19. Від яких параметрів залежить коефіцієнт запасу від перекидання екіпажу в кривій?
20. Що таке непогашене прискорення і від чого воно залежить?

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Конструкція та динаміка електричного рухомого складу: підручник / С. В. Панченко, М. М. Бабаєв, В. С. Блиндюк та ін. – Харків: УкрДУЗТ, 2018. – Ч. 1. – 280 с., рис. 100, табл. 14. ISBN 978-617-654-073-1
2. Конструкція та динаміка електричного рухомого складу: підручник / С. В. Панченко, М. М. Бабаєв, В. С. Блиндюк та ін. – Харків: УкрДУЗТ, 2018. – Ч. 2. – 204 с., рис. 60, табл. 3. ISBN 978-617-654-092-2
3. Блохін Є.П., Коротенко М.Л., Буров В.С. Динаміка електрорухомого складу. – Навчальний посібник. ДПТ. 2002. 138 с.

Навчально-методичне видання

**Афанасов Андрій Михайлович,
Васильєв В'ячеслав Євгенович,
Шаповалов Олександр Сергійович**

МЕХАНІЧНА ЧАСТИНА ЕЛЕКТРОРУХОМОГО СКЛАДУ ЗАЛІЗНИЦЬ

Навчально-методичні рекомендації до виконання курсової роботи

Електронне видання

Зареєстровано НВМ УДУНТ (№ 1.862 від 14.04.2026)

Комп'ютерна верстка

Формат 60x84 ^{1/16}. Ум. друк. арк. 1,27. Обл.-вид. арк. 1,29.
Зам. № 44

Видавець: Український державний університет науки і технологій
вул. Лазаряна, 2, ауд. 1201, м. Дніпро, 49010.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 7709 від 14.12.2022

Адреса видавця та дільниці оперативної поліграфії:
вул. Лазаряна, 2. Дніпро, 49010