

УДК 625.143

ОСОБЛИВОСТІ ВЗАЄМОДІЇ КОЛІЇ ТА РУХОМОГО СКЛАДУ ЗА НАЯВНОСТІ ПОЧАТКОВИХ НЕРІВНОСТЕЙ НА ПОВЕРХНІ КОЧЕННЯ РЕЙОК

Д-р техн. наук О. М. Даренський, кандидати техн. наук В. Г. Вітольберг, Д. О. Потапов, слухачі П. Т. Сторчай, Д. М. Дудіков

ОСОБЕННОСТИ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ПУТИ И ПОДВИЖНОГО СОСТАВА ПРИ НАЛИЧИЕ НАЧАЛЬНЫХ НЕРОВНОСТЕЙ НА ПОВЕРХНОСТИ КАТАНИЯ РЕЛЬСОВ

Д-р техн. наук А. Н. Даренский, кандидаты техн. наук В. Г. Витольберг, Д. А. Потапов, слушатели П. Т. Сторчай, Д. Н. Дудиков

FEATURES OF THE INTERACTION OF THE TRACK AND THE ROLLING STOCK WITH THE PRESENCE OF INITIAL ROUGHNESS ON THE SURFACE OF THE ROLLING OF RAILS

Dr. sc. sciences O. M. Darenskiy, phd. tehn. V. G. Vitolberg, D. O. Potapov, listeners P. T. Storchay, D. M. Dudikov

DOI: <https://doi.org/10.18664/1994-7852.178.2018.138960>

У статті розглядаються питання, пов'язані із взаємодією залізничної колії і рухомого складу. Зокрема як розрахункову схему залізничної колії пропонується використовувати схему, в якій рейки спираються на окремі опори, які мають нелінійні пружно-дисипативні характеристики. Виходячи з перспектив впровадження швидкісного руху на окремих ділянках регіональних філій ПАТ «Укрзалізниця», крім основних факторів, що впливають на загальний напружений стан залізничної колії, в розрахунковій моделі введено величину початкових нерівностей на поверхні кочення рейок. Проведено багатоваріантні розрахунки з визначення вертикальних сил залежно від величин початкових нерівностей на поверхні кочення рейок вітчизняного і закордонного виробництва. Результати розрахунків указують на безумовний вплив величини заводських нерівностей на рівень вертикальних сил. Рівень цих сил вищий (за інших рівних умов) на рейках українського виробництва.

Ключові слова: залізнична колія, рейки, рухомий склад, сили взаємодії, розрахункова схема, нерівності, поверхня кочення.

В статье рассматриваются вопросы, связанные с взаимодействием железнодорожного пути и подвижного состава. В частности, в качестве расчетной схемы железнодорожного пути предлагается использовать схему, в которой рельсы опираются на отдельные опоры, которые обладают нелинейными упруго-диссипативными характеристиками. Исходя из перспектив внедрения скоростного движения на отдельных участках региональных филиалов ПАО «Укрзалізниця», помимо основных факторов, влияющих на общее напряженное состояние железнодорожного пути, в расчетные модели введена величина первоначальных неровностей на поверхности катания рельсов. Были проведены многовариантные расчеты по определению вертикальных сил в зависимости от величин первоначальных неровностей на поверхности катания рельсов отечественного и зарубежного производства. Результаты расчетов свидетельствуют о несомненном

влиянии величины заводских неровностей на уровень вертикальных сил. Уровень этих сил выше (при прочих равных условиях) на рельсах украинского производства.

Ключевые слова: железнодорожный путь, рельсы, подвижной состав, силы взаимодействия, расчетная схема, неровности, поверхность катания.

The article deals with issues related to the interaction of the railway track and rolling stock. In particular, as a computational scheme of the railway track, it is proposed to use a scheme in which the rails are supported by separate supports that have nonlinear elastic-dissipative characteristics, which, according to the authors, most accurately describes the power processes in the "carriage-track" system. Since the originally proposed design scheme was supposed to be used for operational conditions of railways of industrial transport, its preliminary adaptation was carried out, taking into account the structural features of the rolling stock of the main railway lines of "Ukrzaliznytsya". Based on the prospects for introducing high-speed traffic in certain sections of the regional branches of "Ukrzaliznytsya", in addition to the main factors affecting the overall stress state of the railway track, the initial roughnesses on the rolling surface of rails are introduced into the calculation models. The comparative analysis of the requirements for the straightness of rails of domestic and foreign production, showed significant differences, both in terms of the tolerances allowed, and in approaches to controlling this indicator. This allowed, modeling the most unsuccessful combinations of irregularities along the entire length, as well as at the end sections, to carry out multivariate calculations to determine the vertical forces, depending on the magnitude of the initial unevenness on the rolling surface of the rails. The rails of domestic production and foreign were taken as settlement ones. The results of the calculations show the undoubted influence of the magnitude of the factory roughness on the surface of the rolling of rails on the level of vertical forces. The level of these forces is higher (with other things being equal) on the rails of Ukrainian production.

Keywords: railway track, rails, rolling stock, interaction forces, circuit diagram, inequality, rolling surface.

Вступ. Сучасний етап розвитку залізничної інфраструктури Європейського Союзу та країн близького зарубіжжя продемонстрував безперечні переваги впровадження швидкісного та високошвидкісного руху на залізницях.

На сьогодні у світі введено в експлуатацію високошвидкісні магістралі (ВШМ), на яких поїзди розвивають швидкість до 350 км/год. Найбільшу довжину ВШМ в Європі мають Іспанія, Франція, Німеччина, Італія. Найбільш інтенсивно розвиваються високошвидкісні перевезення в Іспанії та Китаї. Загальна довжина ВШМ становить близько 22 тис. км, з них в Європі експлуатується понад 6 тис. км, а полігон, де експлуатуються високошвидкісні поїзди з урахуванням реконструйованих залізниць, становить понад 16 тис. км [1, 2].

Умовно, з деякою часткою спрощення, можна виділити три основних концептуальних підходи до організації високошвидкісного руху. Японська та іспанська концепції передбачають спорудження ВШМ, залізнична система яких повністю ізольована від решти залізничної мережі країни. Французька концепція передбачає будівництво нових ВШМ, що входять до загального складу мережі, але призначених виключно для високошвидкісного рухомого складу. Італійська і німецька концепції полягають у комплексній реконструкції залізничних напрямків, при якій здійснюється будівництво високошвидкісних ділянок і модернізація існуючих ліній [3, 4]. Тобто у передових, у технічному відношенні, країнах вже не ставиться питання про необхідність будівництва ВШМ, там

ведеться пошук оптимальних схем фінансування для реалізації таких проектів.

Оскільки процеси взаємодії колії та рухомого складу на цих ділянках мають суттєві особливості, що може виражатися у рівні сил взаємодії в системі «екіпаж–колія», питання визначення рівня цих сил є достатньо актуальним, виходячи з перспектив упровадження швидкісного руху на коліях ПАТ «Укрзалізниця».

У загальному випадку рівень сил взаємодії залежить від багатьох експлуатаційних факторів (осьове навантаження, встановлені швидкості руху, план, профіль колії та ін.), але при швидкостях руху більше 200 км/год достатньо істотний вплив, на нашу думку, має і величина нерівностей на поверхні кочення рейок. Тому урахування цього показника при визначенні загального напруженого стану в елементах залізничної колії є необхідною вимогою для забезпечення достатнього рівня безпеки на перспективних ділянках впровадження швидкісного руху.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У переважній більшості досліджень [5–11], які присвячені питанням взаємодії колії і рухомого складу, розрахункам напружено-деформованого стану колії, як основна розрахункова схема використовується схема балки на суцільній пружній основі. Це викликано, перш за все, зручністю і простотою рішень. Наприклад, для розв'язання задачі про вимушені або власні коливання колії в одній площині достатньо зіставити одне диференціальне рівняння четвертого ступеня, яке розв'язується аналітично тим або іншим способом, іноді із застосуванням апарату спектральної теорії випадкових чисел. Однак така розрахункова схема передбачає ряд важливих припущень, які надмірно ідеалізують колію та її технічний стан. Серед таких припущень є таке, що підрейкова основа має постійний модуль пружності і реакції цієї основи мають лінійний характер, що, звичайно, не

відповідає реальним умовам експлуатації. Наприклад, у зимових умовах, коли жорсткість підрейкової основи зростає на 40-60 % величина динамічних сил збільшується на 25-30 %.

Тому у [12, 13, 14] запропоновано модель, в якій розрахункову схему залізничної колії подано у вигляді балок-рейок, які спираються на окремі пружно-дисипативні опори-шпали з нелінійними характеристиками. В першу чергу, подана модель призначена для експлуатаційних умов колій незагального користування, виходячи з особливостей характеристик спеціального і спеціалізованого рухомого складу, але сам метод з визначення просторових пружно-динамічних характеристик дискретних рейкових опор із подальшим виходом на оцінку загального напруженого стану елементів залізничної колії (із використанням методу скінченних елементів) може бути використаний і для умов магістральних залізниць.

А беручи до уваги вплив початкових нерівностей на поверхні кочення рейок на величину сил взаємодії (особливо при великих швидкостях руху), доповнення цієї моделі саме цим параметром дасть змогу найбільш адекватно оцінювати загальний напружений стан в елементах залізничної колії.

Визначення мети та завдання дослідження. Тому метою дослідження є визначення впливу величини початкових геометричних нерівностей на поверхні кочення рейок на рівень вертикальних сил взаємодії динамічної системи «екіпаж–колія».

Відповідно до мети було сформульовано такі завдання:

1. Адаптація моделі розрахунків напружено-деформованого стану залізничної колії із застосуванням просторової розрахункової схеми колій у вигляді балок-рейок, які спираються на пружно-дисипативні опори-шпали з нелінійними характеристиками для умов магістральних колій регіональних філій ПАТ «Укрзалізниця».

2. Порівняльний аналіз вимог щодо прямолінійності поверхні кочення рейок вітчизняного та закордонного виробництва.

3. Розрахунок вертикальних сил з урахуванням величини початкових геометричних нерівностей на поверхні кочення для рейок вітчизняного та закордонного виробництва.

Основна частина дослідження.

Основні положення математичної моделі, в якій рейки спираються на окремі опори, з

нелінійними пружно-дисипативними характеристиками, викладено нижче [12, 21].

При русі екіпажа з постійною швидкістю кількість лінійних і кутових переміщень його елементів дорівнює сімнадцяти.

За умови, що екіпаж рухається з постійною швидкістю, його коливання описуються системою диференціальних рівнянь:

$$\begin{aligned}
 &1) M_{\text{т1}} \cdot \ddot{\phi}_1 + P_1 + P_2 + P_3 + P_4 = M_g \\
 &2) I_{\text{зк}} \cdot \ddot{\phi}_2 + 1(P_1 + P_2) - 1(P_3 + P_4) = 0 \\
 &3) m_T \cdot \ddot{\phi}_3 - P_1 - P_2 = m_T g - R_1 - R_2 - R_3 - R_4 \\
 &4) I_{\text{зт}} \cdot q_4 + m_T (\ddot{\phi}_3 - g) \cdot d \operatorname{sign}(q_4 - q_2) = a(R_3 + R_4) - a(R_1 + R_2) \\
 &5) m_T \cdot \ddot{\phi}_5 - P_3 - P_4 = m_T \cdot g - R_5 - R_6 - R_7 - R_8 \\
 &6) I_{\text{зт}} \cdot \ddot{\phi}_6 + m_T (\ddot{\phi}_5 - g) \cdot d \operatorname{sign}(q_6 - q_2) = a(R_7 + R_8) - a(R_5 - R_6) \\
 &7) M_{\text{т7}} \cdot \ddot{\phi}_7 + Q_1 + Q_2 = M \frac{V^2}{\rho_{\text{хоз}}} + Q_{\text{зк}} - Q_{\text{hk}} \\
 &8) I_{\text{вт}} \cdot \ddot{\phi}_8 + Q_1 \cdot 1 - Q_2 \cdot 1 + M_{\text{тп1}} \operatorname{sign}(\dot{\phi}_8 - \dot{\phi}_{10}) + M_{\text{тп2}} \operatorname{sign}(\dot{\phi}_8 - \dot{\phi}_{12}) = 0 \\
 &9) m_T \cdot \ddot{\phi}_9 - Q_1 = m_T \frac{V^2}{\rho_{\text{хт1}}} - N_1 - N_2 - Q_{\text{ht1}} \\
 &10) I_{\text{вт}} \cdot \ddot{\phi}_{10} + M_{\text{тп1}} \operatorname{sign}(\dot{\phi}_{10} - \dot{\phi}_8) = M_{n1} + M_{n2} + (N_2 - N_1) \cdot a \\
 &11) m_T \cdot \ddot{\phi}_{11} - Q_2 = m_T \frac{V^2}{\rho_{\text{хт2}}} - N_3 - N_4 - Q_{\text{ht2}} \\
 &12) I_{\text{вт}} \cdot \ddot{\phi}_{12} + M_{\text{тп2}} \operatorname{sign}(\dot{\phi}_{12} - \dot{\phi}_8) = M_{n3} + M_{n4} + (N_4 - N_3) \cdot a \\
 &13) I_{\delta X} \cdot \ddot{\phi}_{13} + P_{\text{т1}} \cdot d \operatorname{sign}(q_{13} - q_{17}) + (B_{1л} - B_{1np}) \cdot \epsilon_1 + (P_1 - P_2) \cdot \epsilon = 0 \\
 &14) I_{\delta X} \cdot \ddot{\phi}_{14} + P_{\text{т2}} \cdot d \operatorname{sign}(q_{14} - q_{17}) + (B_{2л} - B_{2np}) \cdot \epsilon_1 + (P_3 + P_4) \cdot \epsilon = 0 \\
 &15) I_{\text{тх}} \cdot \ddot{\phi}_{15} + (P_2 - P_1) \cdot \epsilon - Q_1 \cdot H_1 = R_2 \cdot S_2(t) - R_1 \cdot S_1(t) + R_4 S_4(t) - \\
 &\quad - R_3 \cdot S_3(t) - N_1 r_1(t) - N_2 r_2(t) \\
 &16) I_{\text{тх}} \cdot \ddot{\phi}_{16} + (P_4 - P_3) \cdot \epsilon - Q_2 \cdot H_1 = R_6 \cdot S_6(t) - R_5 \cdot S_5(t) - R_7 S_7(t) + R_8 \cdot S_8(t) - \\
 &\quad - R_7 S_7(t) - N_3 r_3(t) - N_4 r_4(t) \\
 &17) I_{\text{кх}} \cdot \ddot{\phi}_{17} + M \cdot \ddot{\phi}_{17} H_0 + P_{\text{т1}} \cdot d \operatorname{sign}(q_{17} - q_{13}) + P_{\text{т2}} \cdot d \operatorname{sign}(q_{17} - q_{14}) + \\
 &\quad + (B_{1np} + B_{2np} - B_{1л} - B_{2л}) \cdot \epsilon_1 = M \frac{V^2}{\rho_{\text{хоз}}} \cdot H_0 + Q_{\text{зк}} \cdot H_0
 \end{aligned} \tag{1}$$

У системі рівнянь (1) прийнято такі позначення:

M – маса підресорених елементів вагона, кг;

m_T – маса невідресорених елементів візка, кг;

I_{YK}, I_{ZK}, I_{KX} – відповідно моменти інерції підресорених елементів вагона відносно осей Y і Z і момент інерції кузова вагона відносно осі X , яка проходить на рівні п'ятників вагона, $кг \cdot м^2$;

I_{YT}, I_{ZT}, I_{TX} – момент інерції невідресорених елементів візків відносно осей Y і Z, X , $кг \cdot м^2$;

$J_{\delta X}$ – момент інерції надресорної балки відносно осі X , $кг \cdot м^2$;

2λ – відстань між центрами шворнів, м;

H_0 – відстань від площини п'ятника до центру мас, м;

$2d$ – діаметр п'ятника вагона, м;

$2\delta_1$ – відстань між ковзунами, м;

$2a$ – база візка, м;

$2e$ – відстань між серединами ресорних комплектів, м;

H_1 – відстань від осі колісної пари до площини п'ятника, м;

Q_{zk} – горизонтальна бічна результуюча зовнішніх сил, що діють на кузов, H ;

Q_1 і Q_2 – горизонтальні поперечні реакції ресорних комплектів першого і другого візка, H ;

Q_{hk} – горизонтальна складова сил ваги кузова, викликана підвищенням зовнішньої рейки, м;

Q_{hT1}, Q_{hT2} – горизонтальні складові сил ваги візка, викликані підвищенням зовнішньої рейки, H ;

P_1, P_2, P_3, P_4 – вертикальні реакції ресорних комплектів першого і другого візків, H ;

P_{T1} і P_{T2} – реакції, що діють на п'ятники вагона з боку підп'ятників візків, H ;

$B_{1np}, B_{2np}, B_{1л}, B_{2л}$ – вертикальні реакції на правих і лівих ковзунах першого і другого візка, H ;

M_{np1}, M_{np2} – моменти сил тертя, що виникають у шворневих перетинах при поворотах першого і другого візків у горизонтальній площині, $H \cdot м$;

R_{1-8} – вертикальні реакції, які діють на колесо з боку колії, H ;

N_{1-4} – результуючі горизонтальних поперечних сил взаємодії коліс і рейок, H ;

$M_{n1}, M_{n2}, M_{n3}, M_{n4}$ – моменти поздовжніх складових сил тертя коліс по рейках для 1-4 колісної пари, $H \cdot м$;

$r_{1-8}(t)$ – радіуси кругів катання коліс у точках контакту колеса і рейки, м;

$S_{1-8}(t)$ – відстані від середини колісних пар до точок контакту колеса і рейки, м;

g – прискорення вільного падіння, $м/с^2$;

V – швидкість руху екіпажів, $км/год$;

ρ_{xoz} – радіус кривизни колії, відповідний центру ваги кузова екіпажа, м;

ρ_{xm1}, ρ_{xm2} – радіуси кривизни колії, відповідні центрам ваги першого і другого візків, м.

У розрахунковій схемі системи «екіпаж–колія» прийнято, що залізнична колія у вертикальній площині має пружно-дисипативні властивості. Тоді вертикальні реакції рейки під колесами за наявності в колії демпфірувальних сил тертя і одностороннього зв'язку колеса і рейки можна визначити:

$$\left. \begin{aligned} R_{1-8} &= C_{\delta} (\delta_{zcc} + \delta_{z1-8}) + \beta_{\delta} (\delta_{z1-8}) \cdot \text{sign} \delta_{z1-8} \text{ при } (\delta_{zcc} + \delta_{z1-8}) \geq 0 \\ R_{1-8} &= 0 \text{ при } (\delta_{zcc} + \delta_{z1-8}) < 0 \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

де C_e – приведена вертикальна жорсткість рейкової нитки під колесом, H/m ;

β_e – коефіцієнт дисипації конструкції колії у вертикальній площині, $\left(\frac{H \cdot c}{m}\right)$;

δ_{zcc} – статичне прогинання рейки під колесом, m ;

δ_{z1-8} – динамічні деформації колії під колесами у вертикальній площині, m .

Деформації колії у вертикальній площині визначаються виразом, m :

$$\delta_{z1-8} = q_{3,5} \pm q_{4,6} \cdot a \pm q_{15,16} S_{1-8}(t) + \Delta r_{1-8} - \eta_{неpz1-4}, \quad (3)$$

де $S_{1-8}(t)$ – відстані від середини колісних пар до точок передачі вертикальних навантажень від коліс на рейки, m ;

Δr_{1-8} – зміна радіуса в точці контакту колеса з рейкою щодо радіуса середнього круга катання, m ;

$\eta_{неpz1-4}$ – вертикальні геометричні нерівності колії під кожною колісною парою, m .

Вертикальні сили взаємодії підсистем «екіпаж» і «колія», з урахуванням прийнятих допущень про пружно-дисипативні властивості колії, визначаються за формулою:

$$R_{1-4} = C_e (\delta_{zcc} + \delta_{z1-8}) + \beta_e (\delta_{z1-8}) \cdot \text{sign} \delta_{z1-8}.$$

Перший доданок у правій частині цієї формули є пружною складовою, а другий – дисипативною складовою вертикальних сил взаємодії.

Дослідження [12, 15, 16] показали, що осідання опор, які знаходяться далі 2,5 m від точки дії вертикальної сили, складають

величини третього порядку малості в порівнянні з осіданнями опор, які знаходяться ближче ніж 0,5 m від цієї точки. Тому рейкова нитка розглядається як балка з дев'ятьма прольотами на десяти пружних опорах (рис. 1).

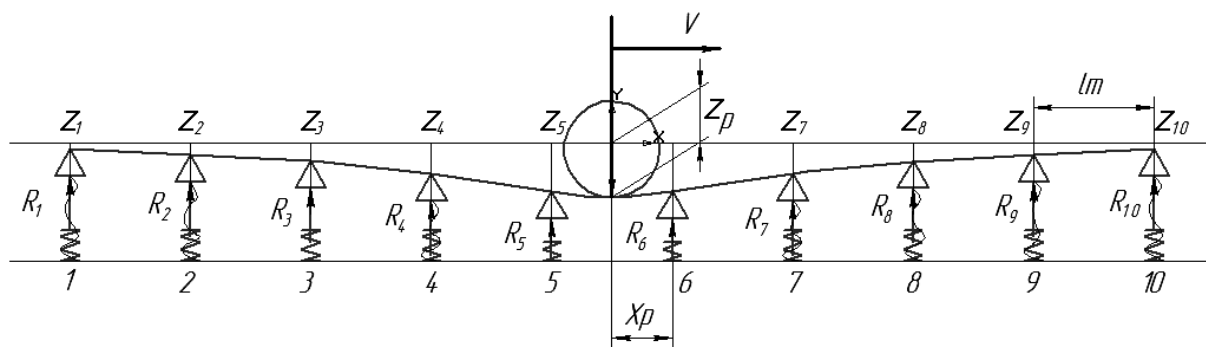


Рис. 1. Розрахункова схема рейкової нитки на пружних опорах під дією сили, що рухається:

z_i – прогинання рейки на опорах; z_p – прогинання рейки під колесом

Відстань X_{pi} від опори 6 до точки прикладення сили R_{zni} кожної колісної пари змінна і визначається для прийнятої розрахункової схеми співвідношенням:

$$X_p = \lambda_{ui} \left(1 - \left\{ \frac{X_{ni}}{\lambda_{ui}} \right\} \right), \quad (4)$$

де λ_{ui} – відстань між опорами, м;

$\left\{ \frac{X_{ni}}{\lambda_{ui}} \right\}$ – дробова частина співвідно-

шення $\frac{X_{ni}}{\lambda_{ui}}$;

X_{ni} – поточна абсциса кожної пари, м.

Змінна величина приведеної вертикальної жорсткості рейкової нитки в точці контакту колеса і рейки визначається як, Н/м:

$$C_{vi} = \frac{R_{znn}}{z_{pi}}, \quad (5)$$

де z_{pi} – прогинання рейки під колесом.

Запропонована методика визначення приведеної вертикальної жорсткості рейкової нитки C_v у точці контакту колеса і

рейки дає змогу враховувати не тільки пружні і геометричні характеристики рейок, але і жорсткості опор C_z , а також і відстані між ними λ_{ui} . Величина C_{vi} змінна в часі для кожного колеса і у будь-який момент часу t різна для різних коліс екіпажа. Основним допущенням є $\lambda_{ui} = const$. Проте в реальних умовах ці величини мають випадкові властивості. Крім того, між рейкою і опорами (шпалами) можуть існувати люфти λ , що також мають статистичні властивості.

Переходячи до другої задачі для досягнення поставленої мети дослідження, було проведено порівняльний аналіз вимог до рейок вітчизняного та закордонного виробництва.

Основні вимоги до рейок вітчизняного виробництва наведені в ДСТУ 4344:2004 [19, 20]. Зокрема в ньому зазначається, що поодинокі місцеві деформації по всій довжині рейки на довжині 1,5 м не мають перевищувати 0,3 мм для рейок вищої категорії і 0,6 мм для рейок I, II, та III категорій. Крім того, кривизна кінців у горизонтальній та вертикальних площинах під час вимірювання стріли угину на довжині 1,5 м має відповідати значенням табл. 1.

Таблиця 1

Допустимі відхилення від прямолінійності рейок вітчизняного виробництва згідно з ДСТУ 4344:2004

Напрямок кривизни	Кривизна кінців рейок, мм, категорій			
	Вищої	I	II	III
Вгору (по хорді)	0,5	0,7	0,8	0,7
Вниз (по дотичній)	не допускається	0,2	0,2	0,2
Горизонтально (по хорді)	0,5	0,7	1,0	0,7

Слід одразу зауважити, що у національному стандарті немає, як таких, рейок спеціального призначення саме для організації швидкісного та високошвидкісного руху.

У новому російському стандарті ГОСТ Р 51685-2013 «Рельсы железнодо-

рожные. Общие технические условия» [18], який розроблено з урахуванням основних положень найбільш сучасного і гармонізованого багатьма Європейськими країнами стандарту на залізничні рейки EN 13674-1:2011 [E] «Railway applications – Track – Rail – Part 1: Vignole railway rails

46 kg/m and above EN 13674-1:2011» [17], залежно від призначення окремо виділено рейки спеціального призначення (СС – рейки для швидкісного суміщеного руху та ВС – рейки для високошвидкісного руху). Зокрема на ділянках зі швидкостями руху пасажирських поїздів більше 200 км/год

рекомендовані для укладання рейки ДТ350ВС та НТ320ВС.

Для цих категорій рейок, на нашу думку, вимоги щодо прямолінійності поверхні кочення (табл. 2) більш жорсткі і диференційовані у порівнянні з чинним вітчизняним стандартом.

Таблиця 2

Допустимі відхилення рейок ДТ350ВС (НТ320ВС) від прямолінійності

Елемент рейки	Напрямок відхилення	Величина відхилення, мм	Базова довжина, для якої встановлена величина відхилення, м
Основна частина рейки	У вертикальній площині	0,3	3
		та	
	У горизонтальній площині	0,2	1
		0,45	1,5
Кінцева зона рейки	Довжина зони	2 метри	
	У вертикальній площині	0,4	2
		та	
	У горизонтальній площині	0,3	1
		0,6	2
		та	
0,4		1	
Перехідна зона	Довжина зони	2 метри	
	У вертикальній площині	0,3	2
	У горизонтальній площині	0,6	2

Таким чином, на підставі даних щодо прямолінійності рейок вітчизняного та закордонного виробництва було сформовано вихідні дані (виходячи з найнесприятливіших поєднань) для розрахунків у програмній системі *Mathcad* з визначення параметрів динамічних процесів взаємодії колії та рухомого складу, зокрема при змінних параметрах жорсткості підрейкової основи та величин початкових нерівностей на поверхні кочення рейок для умов магістральних колій регіональних філій ПАТ «Укрзалізниця».

Було проведено багатоваріантні розрахунки. Як вихідні дані було використано технічні характеристики рухомого складу, який призначений для швидкостей руху до 160 км/год. Діапазон швидкостей складав 100-160 км/год. Величина початкових нерівностей на поверхні кочення рейок приймалася згідно з табл. 2.

Як приклади на рис. 2 наведено результати розрахунків для швидкості руху 160 км/год для рейок Р65 вітчизняного виробництва та рейок Р65 категорії ДТ350ВС.

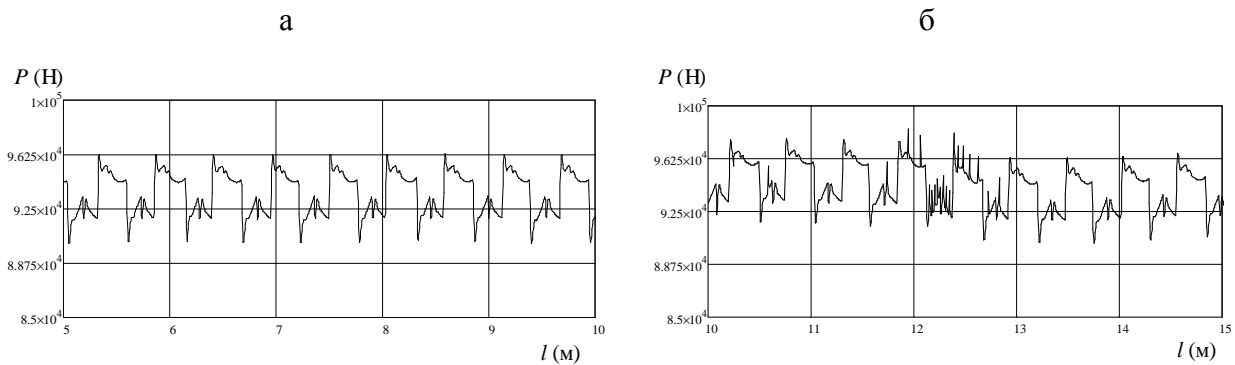


Рис. 2. Графіки зміни динамічних вертикальних сил, що діють від колеса на рейки типу Р65 вітчизняного виробництва:
а – без початкових нерівностей; б – з початковими нерівностями

Висновки:

1. Проведені дослідження дали змогу адаптувати модель розрахунків напружено-деформованого стану залізничної колії із застосуванням просторової розрахункової схеми колій у вигляді балок-рейок, які спираються на пружно-дисипативні опори-шпали з нелінійними характеристиками для умов магістральних колій регіональних філій ПАТ «Укрзалізниця».

2. Проведений порівняльний аналіз вимог щодо прямолінійності поверхні кочення рейок вітчизняного та закордонного виробництва показав досить суттєві розбіжності як за величинами допустимих відхилень, так і за методикою вимірювання.

3. За результатами проведених розрахунків вертикальних сил із урахуванням величини початкових геометричних нерівностей на поверхні кочення для рейок вітчизняного та закордонного виробництва можна констатувати збільшення рівня вертикальних сил на 5-9 % (для рейок виготовлених згідно з [19]). На нашу думку, при швидкостях руху понад 200 км/год вплив величини початкових геометричних нерівностей на сили взаємодії рухомого складу та колії для рейок вітчизняного виробництва буде більш суттєвим.

Список використаних джерел

1. Курган, Н. Б. Предпосылки создания высокоскоростных магистралей в Украине [Текст] / Н. Б. Курган // Українські залізниці. – 2015. – № 5–6 (23–24). – С.16-21.
2. Босов, А. А. Формирование вариантов рациональной сети линий высокоскоростного движения поездов в Украине [Текст]: монографія / А. А. Босов, Г. Н. Кирпа. – Днепропетровск : ДНУЖТ им. акад. В. Лазаряна, 2004. – 144 с.
3. Лapidус, Б. М. Железнодорожный транспорт на современном этапе [Текст] // Сб. тр. ученых ОАО «ВНИИЖТ» (ОАО «Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта»); под ред. Б. М. Лapidуса, Г. В. Гогричиани. – М. : ВМГ-Принт, 2014. – 292 с.
4. Розробка концепції впровадження швидкісного та високошвидкісного руху пасажирських поїздів на залізницях України в 2005–2015 роках [Текст] // Дніпропетр. нац. ун-т залізнич. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. — Дніпропетровськ, 2004. — 127 с.
5. Бромберг, Е. М. Взаимодействие пути и подвижного состава [Текст] : Е. М. Бромберг, М. Ф. Вериги, В. Н. Данилов / под ред. М. А. Фришмана. – М. : Трансжелдориздат. – 1956. – 280 с.

6. Вериго, М. Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава [Текст] / М. Ф. Вериго, А. Я. Коган. – М. : Транспорт. – 1986. – 599 с.
7. Грачева, Л. О. Взаимодействие вагона и железнодорожного пути [Текст] / Л. О. Грачева // Тр. ВНИИЖТ. – 1968. – № 6. – С. 9-11.
8. Вериго, М. Ф. Определение динамического модуля пути [Текст] / М. Ф. Вериго // Техника железных дорог. – 1949. – №12. – С. 23-24.
9. Вериго, М. Ф. Вертикальные силы, действующие на путь при прохождении подвижного состава [Текст] / М. Ф. Вериго // Труды ВНИИЖТ. – М. : Трансжелдориздат, 1955. – №97. – С. 25-288.
10. Шахунянц, Г. М. Железнодорожный путь [Текст] : монография / Г. М. Шахунянц. – М. : Транспорт, 1987. – 479 с.
11. Першин, С. П. Вертикальная жесткость пути и его надежность [Текст] / С. П. Першин // Путь и путевое хозяйство. – 1996. – № 8. – С.8-10.
12. Даренський, О. М. Теоретичні та експериментальні дослідження роботи залізничних колій промислового транспорту [Текст] : монографія / О. М. Даренський. – Харків : УкрДАЗТ, 2011. – 204 с.
13. Даренський, О. М. Умови контактування коліс і рейок в горизонтальній площині. Силкові і кінематичні зв'язки екіпажу і колії [Текст] / О. М. Даренський // Зб. наук. праць УкрДАЗТ. – Харків : УкрДАЗТ, 2010. – Вип. 113. – С. 171-177.
14. Darenkiy, A. Results of researches by the numeral methods of vertical influences on the way of carriages of industrial transport at the railroad ties SB 3-0 [Text] / A. Darenkiy, V. Vitolberg // ТЕКА – Vol.12. – №4. – P. 36-40.
15. Карпущенко, Н. И. Совершенствование рельсовых скреплений [Текст] / Н. И. Карпущенко, Н. И. Антонов. – Новосибирск : Изд-во СГУСа, 2003. – 300 с.
16. Посібник з устрою, монтажу та утриманню проміжних пружних скріплень типу КПП [Текст] / С. М. Демченко, В. А Піскунов, О. В Миєнко, В. О. Систерський. – К. : Швидкий рух, 2006. – 72 с.
17. Railway applications – Track – Rail – Part 1: Vignole railway rails 46 kg/m and above [Text] / EN 13674-1:2011 – 122 p.
18. Рельсы железнодорожные. Общие технические условия ГОСТ Р 51685-2013 [Текст]. – М. : Стандартиформ, 2014. – 102 с.
19. Рейки звичайні для залізниць широкої колії. Загальні технічні умови. ДСТУ 4344:2004 [Текст]. – К. : Держспоживстандарт України, 2004. – 28 с.
20. Технические требования к высококачественным рельсам для магистральных железных дорог [Текст] / А. С. Рудюк, Я. М. Пыхтин, Л. И. Иванисенко, А. С. Беспясова // Вісник НТУ «ХПІ». – 2014. – № 44 (1087). – С. 136-145.
21. Alexander Darenkiy A mathematical model of the rail track presented as a bar on elastic and dissipative supports under the influence of moving loads / Alexander Darenkiy, Volodymyr Vitolberg, Denis Fast, Andrii Klymenko, Yaroslav Leibuk// MATEC Web of Conferences. – EDP Sciences, 2017. – 116.

Даренський Олександр Миколайович, д-р техн. наук, професор кафедри колії та колійного господарства Українського державного університету залізничного транспорту. Тел.: (057) 730-10-58. E-mail: prx_xiit@kart.edu.ua.
Вітольберг Володимир Геннадійович, канд. техн. наук, доцент кафедри колії та колійного господарства Українського державного університету залізничного транспорту. Тел.: (057) 730-10-60. E-mail: vitolberg@kart.edu.ua.
Потапов Дмитро Олександрович, канд. техн. наук, доцент кафедри колії та колійного господарства Українського державного університету залізничного транспорту. Тел.: (057) 730-10-60. E-mail: prx_xiit@kart.edu.ua.
Сторчай Павло Тимофійович, слухач інституту перепідготовки та підвищення кваліфікації Українського державного університету залізничного транспорту.
Дудіков Дмитро Миколайович, слухач інституту перепідготовки та підвищення кваліфікації Українського державного університету залізничного транспорту.

Даренский Александр Николаевич, д-р техн. наук, профессор кафедры пути и путевого хозяйства Украинского государственного университета железнодорожного транспорта, Тел.: (057) 730-10-58. E-mail:

ppx_xiit@kart.edu.ua.

Витольберг Владимир Геннадиевич, канд. техн. наук, доцент кафедры пути и путевого хозяйства Украинского государственного университета железнодорожного транспорта, Тел.: (057) 730-10-60. E-mail:

vitolberg@kart.edu.ua.

Потапов Дмитрий Александрович, канд. техн. наук, доцент кафедры пути и путевого хозяйства Украинского государственного университета железнодорожного транспорта, Тел.: (057) 730-10-60. E-mail:

ppx_xiit@kart.edu.ua.

Сторчай Павел Тимофеевич, слушатель института переподготовки и повышения квалификации Украинского государственного университета железнодорожного транспорта.

Дудиков Дмитрий Николаевич, слушатель института переподготовки и повышения квалификации Украинского государственного университета железнодорожного транспорта.

Alexander Darenkiy, Dr. Sc. Science, Department of Track and Track Facilities Ukrainian State University of Railway Transport. Tel.: (057) 730-10-58. E-mail: ppx_xiit@kart.edu.ua.

Vladimir Vitolberg, PhD. Sc. Associate Professor, Department of Track and Track Facilities Ukrainian State University of Railway Transport. Tel.: (057) 730-10-60. E-mail: vitolberg@kart.edu.ua.

Dmitry Potapov, PhD. Sc. Associate Professor, Department of Track and Track Facilities Ukrainian State University of Railway Transport. Tel.: (057) 730-10-60. E-mail: ppx_xiit@kart.edu.ua.

Pavlo Storchay, listener of the Institute of retraining and advanced training Ukrainian State University of Railway Transport.

Dmitro Dudikov, listener of the Institute of retraining and advanced training Ukrainian State University of Railway Transport.

Статтю прийнято 18.05.2018 р.
