

DOI: <https://doi.org/10.33216/1998-7927-2024-283-3-53-63>

УДК 629.454

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ У КОНТАКТІ КОЛЕСА З РЕЙКОЮ НА МАКСИМАЛЬНИЙ КОЕФІЦІЄНТ ЗЧЕПЛЕННЯ

Ковтанець М.В., Сергієнко О.В., Могила В.І., Ковтанець Т.М.

STUDY OF THE DYNAMIC LOADS INFLUENCE IN WHEEL TO RAIL CONTACT ON THE MAXIMUM COUPLING COEFFICIENT

Kovtanets M.V., Serhiienko O.V., Mogyla V.I., Kovtanets T.M.

При дослідженнях тягових якостей на математичних моделях, моделюючи боксування локомотива вводять ряд припущень, і, як наслідок, існуючі моделі не враховують реальні умови руху локомотива, що супроводжуються динамічною взаємодією колісних пар з рейками, коли виникає ряд факторів, які значно знижують максимальний коефіцієнт зчеплення локомотива по відношенню до фізичного, в наслідок чого виникає необхідність обліку як при експериментальних, так і при теоретичних дослідженнях режимів руху екіпажу, що не встановилися. У статті запропоновано науково-обґрунтовану методу оцінки впливу динамічних навантажень, що виникають у контактах колеса з рейкою під час руху локомотива, яка найбільш точно описує особливості поведінки реального екіпажу, та відповідає існуючим нормам за критеріями вертикальної та горизонтальної динаміки, а також показниками стійкості руху і при цьому за рахунок коректного спрощення та введення обґрунтованих припущень є досить простою для проведення досліджень на ПК. Отримано залежності, що дозволяють проілюструвати вплив коефіцієнта вертикальної динаміки і відносного горизонтального ковзання на тягові якості локомотива. Аналіз отриманих залежностей показав, що зі збільшенням швидкості руху колісно-моторного блоку (КМБ) коефіцієнт вертикальної динаміки і відносні горизонтальні ковзання ростуть. При цьому, чим більше жорсткість зв'язку кузова з візком локомотива, тим менше горизонтальне поперечне ковзання колісної пари в рейковій колії. Коефіцієнт запасу по зчепленню зі зростанням швидкості руху зменшується, що викликано збільшенням коливань вертикального динамічного навантаження і відносного горизонтального ковзання. При цьому зі збільшенням моменту, що повертає, вплив швидкості на коефіцієнт запасу по зчепленню стає менш значущим. Таким чином, зі

збільшенням швидкості руху КМБ, а значить і зі збільшенням коливань вертикального динамічного навантаження і відносного горизонтального ковзання колісної пари по рейках коефіцієнт запасу по зчепленню значно зменшується. Подані залежності зміни коефіцієнта запасу по зчепленню в залежності від коефіцієнта вертикальної динаміки, а також від відносного горизонтального поперечного ковзання показують, що зі збільшенням коефіцієнта динаміки коефіцієнт запасу по зчепленню зменшується на 4,5%, а зі збільшенням відносного поперечного ковзання зменшується з 0,97 до 0,92.

Ключові слова: колісно-моторний блок, коефіцієнт зчеплення, коефіцієнт динаміки, коефіцієнт запасу по зчепленню, ковзання.

Вступ. Основним пріоритетом розвитку залізничного транспорту є підвищення швидкості руху рухомого складу, що обґрунтовано збільшенням обсягів пасажиро- та товаропотоків. При цьому основними напрямками досліджень можна вважати підвищення тягово-зчіпних та динамічних якостей рухомого складу за умови забезпечення безпеки руху [1].

Зазвичай оцінка тягових якостей локомотивів, зокрема і порівняльна, проводиться за значеннями максимальних коефіцієнтів зчеплення. Однак для отримання їх значень у процесі випробувань необхідна реалізація буксування на одній або декількох колісних парах, що здійснюється з використанням різних методик. Одні з них передбачають зрив у буксування в режимі рушання, інші - при русі локомотива в режимі постійної потужності зі зменшенням швидкості

шляхом гальмування складом. Як відомо, подібні експерименти пов'язані з великими витратами часу та коштів на проведення випробувань, а також небезпекою пошкодження рухомого складу [2].

При дослідженнях тягових якостей на математичних моделях, моделюючи буксування локомотива вводять ряд припущень, у результаті чого як коефіцієнт зчеплення розглядається фізичний коефіцієнт зчеплення. Це, як правило, пов'язане з великим обсягом математичних обчислень та витрат часу. У реальних умовах руху локомотива, що супроводжується динамічною взаємодією колісних пар з рейками, виникає ряд факторів, які значно знижують максимальний коефіцієнт зчеплення локомотива по відношенню до фізичного. Тому причиною недоліків відомих методик є необхідність обліку як при експериментальних, так і при теоретичних дослідженнях режимів руху екіпажу, що не встановилися [3].

У зв'язку з вищевикладеним, створення методики оцінки впливу динамічних навантажень, що виникають у контактах колеса з рейкою під час руху локомотива на їх зчіпні якості, яка найбільш точно описує особливості поведінки реального екіпажу, та відповідає існуючим нормам за критеріями вертикальної та горизонтальної динаміки, а також показниками стійкості руху є актуальним завданням.

Аналіз попередніх досліджень. Аналіз досліджень, присвячених проблемі взаємодії колеса та рейки, доводить, що саме від процесів, що відбуваються в контакт «колесо-рейка», головним чином залежать тягові та динамічні характеристики руху екіпажів, сили опору та безпека руху на транспорті [1-3].

Відомо велику кількість робіт, присвячених дослідженню впливу швидкості руху на максимальний коефіцієнт зчеплення локомотива, що реалізується [1-5]. Зниження тягових можливостей контакту колеса з рейкою зі збільшенням швидкості кочення пояснюють двома основними причинами. По-перше, збільшенням інтенсивності динамічних процесів у системі «колесо-рейка». По-друге, явищами, пов'язаними із тривалістю контактування, пластичністю матеріалів колеса та рейки. Щодо останньої причини, то можливості її усунення видаються вельми обмеженими, тоді як перша, пов'язана з динамічними характеристиками екіпажу, цілком піддається управлінню.

Все частіше з'являються роботи, присвячені комплексній проблемі тягово-

динамічних якостей локомотивів, в яких процеси в контактах коліс з рейками тісно пов'язуються з динамічними характеристиками екіпажу і, коливання елементів рухомого складу розглядаються з урахуванням закономірностей зчеплення [1, 3-5].

Проводячи дослідження на моделі колісної пари в 1:5 натуральної величини, визначено характеристики зчеплення при постійному та змінному навантаженні від колеса на рейку. Зазначено, що з змінному навантаженні коефіцієнт зчеплення знижується на 40 % [4].

Випробування, проведені в роботі [5] показали, що максимальна сила зчеплення, що реалізується локомотивом, нижче граничної через динамічні впливи, причому, зменшення коефіцієнта зчеплення на стиковому шляху становить 8 ... 27 %, а на безстиківому шляху – 4...17 % залежно від швидкості руху. Стики рейок як основні нерівності рейкового шляху надають значний вплив на динамічну картину навантажень у контакт. Другим за значенням фактором вважатиметься хвилеподібний характер поверхні катання рейок. Згідно з даними, отриманими у НДІЗТ при випробуванні тепловоза 2ТЕ10В на шляху, що має хвилеподібний знос, коефіцієнт зчеплення може зменшуватися на величину до 20 % [4].

Аналіз наявних досліджень, пов'язаних з оцінкою впливу динамічних навантажень, що виникають у контактах колеса з рейкою на максимальний коефіцієнт зчеплення, показує, що вирішення цієї проблеми необхідно здійснювати на основі комплексного підходу, який найбільш точно описує особливості поведінки реального екіпажу.

Виділення невирішеної проблеми. Зчеплення має складну фізичну природу контактної молекулярно-механічної взаємодії коліс із рейками. Більше того, локомотив є складною динамічною нелінійною коливальною системою, схильною до обурливих впливів випадкового характеру, що ускладнює чисельне визначення сил, що зумовлюють зчеплення [1, 6].

На стійкість зчеплення впливають численні чинники, зокрема. специфічні для різних доріг: типи та параметри локомотивів та шляхи, їх технічний стан; режими роботи та швидкості руху локомотивів та поїздів; кліматичні та погодні умови тощо. Розрахунок тягових якостей є також техніко-економічною проблемою, яку вирішують з позицій суперечливих вимог: з одного боку, при підвищенні навантаження від колісної пари на рейки зростають вагові норми та провізна

здатність доріг, що підвищує економічність та продуктивність тяги, а з іншого – зростають руйнування рейок, знос бандажів та рейок, що знижує ефективність рухомого складу [2, 6-8]. Відомо, що 98% випадків зламу рейок відбувається за контактною напругою, а ковзання коліс на 90% визначає знос і термін служби бандажів колісних пар. За статистичними спостереженнями у електровозів кожні 10 тис. км пробігу товщина бандажів зменшується від 0,5 до 1.5 мм [2, 9]. Все це в сукупності породжує невизначеність і ускладнює побудову розрахункової моделі сили тяги зі зчеплення, яка була б достовірною та універсальною з обліку факторів, що діють на всій мережі доріг, і, нарешті, задовольняє техніко-економічним вимогам.

Таким чином **метою досліджень**, представлених у цій статті, є створення методики оцінки впливу динамічних навантажень, що виникають у контактах коліс та рейок під час руху локомотива, яка найбільш точно описує особливості поведінки реального екіпажу.

Основна частина. При виборі розрахункової схеми математична модель має найточніше описувати особливості поведінки реального екіпажу і за рахунок коректного спрощення і запровадження обґрунтованих припущень бути досить простою щодо досліджень на ЕОМ.

Спрощення математичної моделі можливе, якщо замість об'ємної схеми шестивісного екіпажу, яка мала б понад 120 ступенів свободи, розглядати реалізацію сили тяги окремим колісно-моторним блоком. Для обліку вертикальних коливань надресорної будови колісно-моторний блок повинен включати частину маси кузова та візка. Дослідження горизонтальної динаміки екіпажу на подібній моделі можливе при відповідному виборі характеристик сил, що повертають, які діють на раму візка в плані. Критерієм адекватності прийнятої моделі є відповідність її довжини хвилі виляння даним, отриманим експериментально для реального екіпажу.

Як розрахункову схему прийнято колісно-моторний блок (КМБ) з надбуксовим ресорним підвішуванням, на якому встановлена рама візка масою, що дорівнює 1/6 маси кузова плюс 1/3 маси рами візка тепловоза 2ТЕ116. При цьому прийняті такі припущення:

- характеристики пружних та дисипативних елементів у поєднаннях колісної пари з рамою візка прийняті лінійними;

- всі елементи, що входять до системи, розглядаються як абсолютно тверді тіла;

- галопуванням рами візка нехтуємо, а зміна вертикального навантаження на вісь, викликана галопуванням в реальному локомотиві, враховується при розгляді коливань підстрибування;

- кутова жорсткість буксових повідців у поздовжньо-вертикальній площині враховується при виборі жорсткості пружин першого ступеня ресора підвішування;

- демпфуючі характеристики елементів ресорного підвішування прийняті лінійними щодо швидкості деформації;

- зазори в моторно-осьових підшипниках у радіальному та поперечному напрямку відсутні;

- підвішування носика тягового двигуна приймається жорстким;

- наявністю зазору між торцем осі та буксою нехтуємо;

- передбачається відсутність зазорів у зачепленні тягової передачі;

- зовнішня характеристика тягового двигуна на околицях робочої точки приймається лінійною;

- ухил поверхні катання бандажу прийнятий змінним та враховується величиною еквівалентного ухилу залежно від положення точки контакту;

- магнітна взаємодія між якорем і статором ТЕД, що є причиною виникнення тягового моменту, моделюється додатком двох зовнішніх протилежно спрямованих крутних моментів, один з яких прикладений до якоря, інший до статора;

- опір руху від складу моделюється додатком до рами візка сили, спрямованої проти руху екіпажу;

- згідно з дослідженнями [10] та враховуючи, що досліджується рух до швидкостей 50 км/год, шлях прийнятий у вигляді двох ділянок рейок, що лежать на основі, рівнопружним у вертикальному та поперечному напрямках;

- основа здатна чинити опір силам, що діють як вниз, так і вгору;

- деформації основи дорівнюють відповідним переміщенням рейок у точках контактів коліс;

- маса колії під кожним колесом прийнята згідно [11] рівної масі рейки довжиною 4 м.

Розрахункова схема включає шість твердих тіл: раму візка, колісну пару з зубчастим колесом і буксами, статор, якор ТЕД і рейки. Враховуючи прийняті припущення, введемо позначення їх переміщень (табл. 1, рис. 1).

Таблиця 1

Позначення переміщень в розрахунковій схемі

Позначення переміщень				
Рама твізка	Колісної пари	Статора ТЕД	Якоря ТЕД	Рейок
X_b	X_0	X_d	X_a	-
Y_b	Y_0	Y_d	Y_a	Y_{PJ}
Z_b	Z_0	Z_d	Z_a	Z_{PJ}
-	φ	φ_d	φ_a	-
θ_b	θ_0	θ_d	θ_a	-
λ_b	λ_0	λ_d	λ_a	-

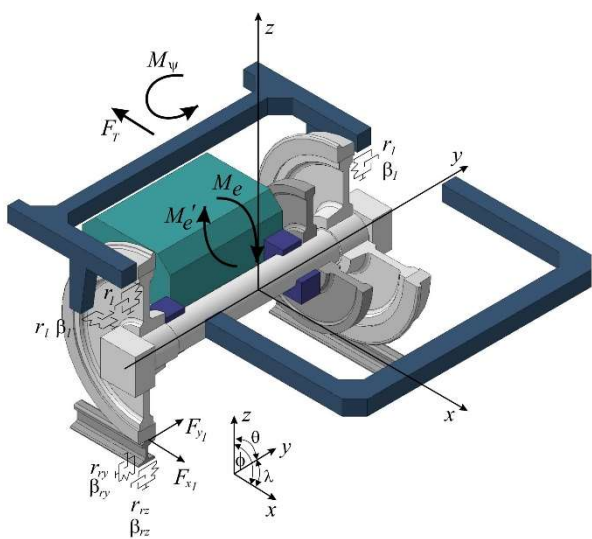


Рис. 1. Розрахункова схема КМБ

У загальному випадку конфігурація досліджуваної системи описується 33 координатами. Для опису конструктивних особливостей КМБ з урахуванням прийнятих припущень накладемо на систему відповідні зв'язки у вигляді рівнянь, що описують залежність між переміщеннями окремих елементів.

Конструкція КМБ з опорно-осьовим підвішуванням тягового двигуна обумовлює наступне:

1) рівність переміщень колісної пари, статора і якоря ТЕД у напрямку координат $X; \theta; \lambda$:

$$\begin{aligned} X_0 &= X_d = X_a; \\ \theta_0 &= \theta_d = \theta_a; \\ \lambda_0 &= \lambda_d = \lambda_a. \end{aligned} \quad (1)$$

2) зв'язок бічних переміщень цих же елементів за формулами:

$$Y_a = Y_0 - \lambda_0 \cdot \ell_a; \quad Y_d = Y_0 - \lambda_0 \cdot \ell_d. \quad (2)$$

3) зв'язок вертикальних переміщень з переміщеннями ТЕД, якоря та вісі колеса:

$$Z_d = \left(1 - \frac{\ell_d}{\ell_b}\right) \cdot \frac{Z_{k1} + Z_{k2}}{2} + \frac{\ell_d}{\ell_b} \cdot Z_b; \quad (3)$$

$$Z_a = \left(1 - \frac{\ell_a}{\ell_T}\right) \cdot \frac{Z_{k1} + Z_{k2}}{2} + \frac{\ell_a}{\ell_b} \cdot Z_b; \quad (4)$$

$$Z_b = \frac{\ell_T}{1+i} \cdot \varphi_a - \frac{i}{1+i} \cdot \ell_b \cdot \varphi_0 - \frac{1}{2} \cdot (Z_{k1} + Z_{k2}); \quad (5)$$

$$\varphi_d = \frac{1}{2 \cdot \ell_b} \cdot (Z_{k1} + Z_{k2} - Z_b). \quad (6)$$

Враховуючи, що реакції в контактах коліс з рейками описуються переміщеннями коліс у точках контакту, зручніше буде виразити переміщення вісі через переміщення коліс такими виразами:

$$\begin{aligned} X_0 &= \frac{X_{k1} + X_{k2}}{2}; \quad Z_0 = \frac{Z_{k1} + Z_{k2}}{2}; \\ \theta_0 &= \frac{Z_{k1} + Z_{k2}}{2A}; \quad \lambda_0 = \frac{X_{k1} + X_{k2}}{2A}, \end{aligned} \quad (7)$$

де $X_{kj}; Z_{kj}$ – переміщення коліс уздовж відповідних координат.

Контакт колеса з рейкою у вертикальному напрямку прийнятий нерозривним, проте взаємне положення коліс і рейок за координатою Z змінюється з двох причин: по-перше, через нерівності колії, по-друге, внаслідок конусності поверхні катання колеса, що призводить до наступних зв'язків:

$$Z_{pj} = Z_{kj} + h_j - \Delta R_j, \quad (8)$$

де h_j – поточне значення вертикальної нерівності колії;

ΔR_j – зміна радіуса кола катання колеса.

Вважаємо також, що при малих швидкостях руху рейки в поперечному напрямку переміщуються спільно:

$$Y_{p1} = Y_{p2}. \quad (9)$$

Розглянута система кінематичних зв'язків скорочує кількість ступенів свободи з 27 до 12.

Для дослідження динамічних процесів за допомогою математичної моделі необхідно прийняти збурення, по відлунням на які можна судити про властивості системи, що моделюється. Найбільш достовірні результати отримують при введенні кінематичних збурень у вигляді геометричних нерівностей шляху. Нерівності рейок, будучи основною причиною коливань локомотива, носять випадковий характер [10]. У даній задачі розглядаються закономірні нерівності, зумовлені кінцевою довжиною рейкових ниток, так звані стикові нерівності, які добре апроксимуються виразом:

$$h(t) = h \left| \sin \frac{\pi \cdot v}{L_p} \cdot t \right|, \quad (10)$$

де h – середнє значення глибини нерівностей за даними експериментів [8]; v – швидкість руху екіпажу; L_p – довжина рейкової ланки.

На стикові нерівності накладені незакономірні нерівності, зумовлені хвилеподібним зносом рейок. Найбільш поширеними для залізниць України є довгі нерівності з довжиною хвилі 0,2...3,0 м, що апроксимуються залежністю:

$$h(t) = \frac{h^*}{2} \cdot \left| 1 - \cos \frac{2\pi \cdot v}{\ell} \cdot t \right|, \quad (11)$$

де h^* – глибина хвилеподібної нерівності; ℓ – довжина нерівності.

Серед узагальнених сил, що діють на систему, можна виділити зовнішні сили, що впливають односторонньо на елементи системи, і внутрішні, завжди парні. До зовнішніх сил відносяться опори поїзда і момент, що повертає, прикладені до рами візка, і поздовжні сили зчеплення, що діють в контактах коліс з рейками.

Залежно від досліджуваного режиму руху (розгін, рух із постійною швидкістю, гальмування) силі опору поїзда можуть бути надані значення, менші, рівні чи більші у порівнянні з силою тяги. Сила тяги, у свою чергу, залежить від реалізованої на модульованому режимі руху потужності:

$$F_T = \frac{N_d \cdot i}{R_0 \cdot \mathcal{G}_d \cdot \varphi_a}, \quad (12)$$

де N_d – потужність, що реалізується ТЕД відповідно до позиції контролера-машиніста;

i – передатне відношення редуктора;

R_0 – середній радіус катання колеса;

\mathcal{G}_d – коефіцієнт жорсткості тягової характеристики;

φ_a – кутова швидкість обертання якоря ТЕД.

В опорному устрої кузова на візок діє момент, що повертає, величина якого залежить від кута повороту візка і від знака швидкості зазначеного повороту. Ця залежність може бути описана таким чином:

$$M_b = R_{dev} \cdot \lambda_b - M_f \cdot \text{sing} \cdot \lambda_b, \quad (13)$$

де R_{dev} – гравітаційна жорсткість опорно-повертаючого пристрою; M_f – момент тертя в опорно-повертаючому пристрої; λ_b – кутове переміщення та кутова швидкість візка в плані.

Поздовжні реакції рейкового шляху в точках контакту коліс з рейками, тобто поздовжні сили зчеплення залежать від нормального навантаження P_{pj} та реалізованого коефіцієнта зчеплення. Останній може бути визначений як добуток фізичного коефіцієнта зчеплення ψ_0 на коефіцієнт використання зчеплення K_{xj} :

$$F_{xj} = P_{hj} \cdot \psi_{xj} = P_{hj} \cdot \psi_0 \cdot K_{xj}. \quad (14)$$

Вираз для коефіцієнта використання зчеплення, отриманий експериментально в роботі [8], має вигляд:

$$\psi_{xj} = \psi_0 = \frac{\varepsilon_{xj}}{a\varepsilon_{xj}^2 + b|\varepsilon_{xj}| + c} \frac{1}{d\varepsilon_{yj}^2 + 1}, \quad (15)$$

де ε_{xj} поздовжнє та поперечне ковзання.

$$\varepsilon_{xj} = \frac{\varphi \cdot R_j - x_k}{\varphi \cdot R_j}, \quad \varepsilon_{yj} = \frac{\dot{y}_{kj} - \dot{y}_{pj} - \lambda_0 \cdot \dot{x}_0}{\dot{\varphi}_{kj} \cdot R_j}, \quad (16)$$

де R_j – радіуси поверхонь катання коліс; $\varphi, \dot{x}_k, \dot{y}_{kj}, \dot{y}_{pj}$ – кутова, поздовжня та поперечна швидкості руху коліс та рейок; a, b, c, d – константи.

Радіуси поверхонь катання лівого та правого коліс визначаються взаємним положенням колісної пари та рейкової колії у поперечному напрямку:

$$R_j = R_0 + \Delta R_j, \quad (17)$$

де ΔR_j – зміна радіуса колеса в процесі звивистого руху колісної пари:

$$\Delta R_j = (l)^j \cdot (y_{kj} - y_{pj} - h_{pt}) \cdot \lambda_{ej}, \quad (18)$$

де $y_{kj} - y_{pj}$ – поперечне зміщення бандажів коліс та рейок у точках контакту відносно початку координат системи; λ_{ej} – ефективна конусність бандажів у точках контакту; h_{pt} – горизонтальна нерівність рейки.

Ряд узагальнених сил, які можуть бути враховані під час складання рівнянь методом Лагранжа, представлені як внутрішні сили.

Такими внутрішніми силами будемо вважати крутний і реактивний моменти ТЕД і поперечні сили зчеплення в контактах коліс з рейками, прикладені до рейок і бандажів.

Крутний момент ТЕД за зовнішньою характеристикою тепловозу змінюється за законом:

$$M_d = \frac{N_d}{\phi_a \cdot v_d}, \quad (19)$$

Залежно від досліджуваного режиму руху (рушання, розгін, рух із постійною швидкістю в тязі і на вибігу) вибирається певне значення потужності ТЕД (N_d).

Поперечні сили зчеплення в контактах, як і поздовжні, визначаються експериментальними залежностями:

$$F_{yj} = P_{hj} \cdot \psi_0 \cdot K_{yj} - (-l)^j \cdot P_{hj}, \quad (20)$$

де K_{yj} – поздовжній коефіцієнт використання зчеплення;

P_{hj} – горизонтальна або гравітаційна складова вертикального навантаження колеса на рейку:

$$K_{yj} = \frac{\varepsilon_{yj}}{f \cdot \varepsilon^2_{yj} + q} \cdot \frac{l}{h \cdot |\varepsilon_{xy}|}, \quad (21)$$

де ε_{xy} – відносне поперечне ковзання в

контактах коліс з рейками; f, q, h – константи.

Урахування гравітаційного бічного зусилля має сенс у зв'язку зі змінною конусністю поверхонь катання коліс λ_{ej} :

$$P_{gj} = P_j \cdot \lambda_{ej}. \quad (22)$$

Вертикальне навантаження в контактах коліс з рейками може бути описане в залежності від параметрів рейок:

$$P_j = P_0 - m_r \cdot \ddot{Z}_r - \beta_p \cdot \dot{Z}_{rj} - br \cdot Z_{rj}. \quad (23)$$

Рівняння руху складаємо, використовуючи рівняння Лагранжа другого роду:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{dT}{dq_k} \right) + \frac{d\Phi}{dq_k} + \frac{d\Pi}{dq_k} = Q_k, \quad (24)$$

де q_k, \dot{q}_k – узагальнені координати та швидкості руху елементів системи; Q_k – узагальнені сили; T, Π, Φ – кінетична, потенційна та енергія розсіювання механічної системи.

Кінетична енергія екіпажу дорівнює сумі кінетичних енергій системи тіл, що входять до неї, що рухаються вздовж незалежних координат.

Введемо такі позначення: m_b – маса надресорної будови, що припадає на одну колісну пару; m_0 – маса колісної пари; m_r – маса рейки; m_a – маси якоря та статора ТЕД; I_{bx}, I_{bz} – моменти інерції надресорної будови відносно вісей ОХ та ОZ, що проходять через його центр тяжіння; I_{ox}, I_{oy}, I_{oz} – моменти інерції колісної пари відносно вісей ОХ, ОУ, ОZ, що проходять через її геометричний центр; $I_{dx}, I_{dy}, I_{dz}, I_{ax}, I_{ay}, I_{az}$ – моменти інерції статора і ротора ТЕД відносно вісей ОХ, ОУ, ОZ, що проходять через центри тяжіння статора і ротора.

Кінетична енергія екіпажу визначається наступним чином (формула 25).

Потенційна енергія системи дорівнює сумі потенційних енергій деформації пружних елементів екіпажу вздовж незалежних координат.

Позначимо:

J – жорсткість ресорного підвішування, що припадає на одну буксу; $J_{пх}$ – поздовжня жорсткість буксового повідця; $J_{пy}$ – сумарна жорсткість осевого упору та буксових повідців у поперечному напрямку; J_{pz} – жорсткість рейкової нитки.

$$T = \frac{1}{2} \left\{ \begin{aligned} & m_b(\dot{x}_b^2 + \dot{y}_b^2 + \dot{z}_b^2) + I_{bx} \cdot \dot{\theta}_b^2 + I_{bx} \cdot \dot{\lambda}_b^2 + I_{bx} \cdot \dot{\phi}_b^2 + \\ & m_0(\dot{x}_0^2 + \dot{y}_0^2 + \dot{z}_0^2) + I_{OY} \left[\frac{1}{i} \cdot \dot{\phi} - \frac{1+i}{i} \cdot \frac{1}{2 \cdot \ell_b} \cdot (\dot{Z}_{k1} + \dot{Z}_{k2} - 2\dot{Z}_b) \right]^2 + \\ & \frac{I_{ox}}{4A^2} \cdot (\dot{Z}_{k1} - \dot{Z}_{k2})^2 + \frac{I_{ox}}{4A^2} \cdot (\dot{X}_{k1} - \dot{X}_{k2})^2 + 2m_r \cdot \dot{y}_r^2 + \\ & + \frac{1}{4A^2} \cdot (I_{ox} + I_{dx} + I_{ax}) \cdot (\dot{Z}_{k1} - \dot{Z}_{k2})^2 + \\ & + \frac{1}{4A^2} \cdot (I_{oz} + I_{dz} + I_{az}) \cdot (\dot{X}_{k1} - \dot{X}_{k2})^2 + \\ & + \frac{m_0}{4A^2} \cdot [\dot{Z}_{k1} \cdot (A+B) + \dot{Z}_{k2} \cdot (A-B)]^2 + \\ & + \frac{m_0}{4A^2} \cdot [\dot{Z}_{k1} \cdot (A-B) + \dot{Z}_{k2} \cdot (A+B)]^2 + \\ & + \frac{m_0}{4A^2} \cdot [\dot{X}_{k1} \cdot (A+B) + \dot{X}_{k2} \cdot (A-B)]^2 + \\ & + \frac{m_0}{4A^2} \cdot [\dot{X}_{k1} \cdot (A-B) + \dot{X}_{k2} \cdot (A+B)]^2 + (m_a + m_d) \cdot \\ & \left[\dot{y}_0 - \frac{\ell_a}{2A} (\dot{X}_{k1} - \dot{X}_{k2}) \right]^2 + m_d \left[\left(1 - \frac{\ell_d}{\ell_b}\right) \dot{Z}_{k1} + \dot{Z}_{k2} + \frac{\ell_d}{\ell_b} \dot{Z}_b \right]^2 + \\ & + m_a \left[\left(1 - \frac{\ell_a}{\ell_b}\right) \dot{Z}_{k1} + \dot{Z}_{k2} + \frac{\ell_a}{\ell_b} \dot{Z}_b \right]^2 + \frac{I_{dy}}{4\ell_b^2} (\dot{Z}_{k1} + \dot{Z}_{k1} - 2\dot{Z}_b)^2 + \\ & + \frac{m_d + m_a}{4} (\dot{X}_{k1} + \dot{X}_{k1})^2 + m_r \sum_{j=1}^2 (\dot{Z}_{kj} + \dot{h}_j - \Delta \dot{R}_j) \end{aligned} \right. \quad (25)$$

$$\Pi = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^2 \left\{ \begin{aligned} & \beta \left[Z_{kj} - Z_T - (-1)^j \frac{C-A}{2} (Z_{k1} - Z_{k2}) + (-1)^j C \cdot \theta_T \right]^2 + \\ & + \beta_{\Pi X} \left[X_{kj} - X_T - (-1)^j \frac{C-A}{2} (X_{k1} - X_{k2}) + (-1)^j C \cdot \lambda_T \right]^2 + \\ & + \beta_{\Pi Y} (Y_{0l} - Y_T)^2 + \beta_{py} \cdot Y_{pj}^2 + \beta_{pz} (Z_{kj} + h_j - \Delta R_j)^2 \end{aligned} \right. \quad (26)$$

$$\Phi = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^2 \left\{ \begin{aligned} & \beta_l \left[\dot{Z}_{kj} - Z_T - (-1)^j \frac{C-A}{2} (\dot{Z}_{k1} - Z_T) + (-1)^j C \cdot \dot{\theta}_T \right]^2 + \\ & + \beta_{\Pi X} \left[\dot{X}_{kj} - X_T - (-1)^j \frac{C-A}{2} (\dot{X}_{k1} - X_T) + (-1)^j C \cdot \dot{\psi}_T \right]^2 + \\ & + \beta_{\Pi Y} (\dot{Y}_{0l} - Y_T)^2 + \beta_{py} Y_{py}^2 + \beta_{pz} (\dot{Z}_{kj} + \dot{h}_j - \Delta \dot{R}_j)^2 \end{aligned} \right. \quad (27)$$

де β – коефіцієнт в'язкого опору першого ступеня ресорного підвішування, що припадає на одну буксу; $\beta_{\Pi X}$ - коефіцієнт в'язкого опору гумових елементів буксового повідця в поздовжньому напрямку; $\beta_{\Pi Y}$ - сумарний коефіцієнт в'язкого опору осьового упору та буксових повідців у поперечному напрямку.

З урахуванням конструктивних особливостей колісно-моторного блоку, що описуються рівняннями зв'язків, потенційна

енергія екіпажу може бути визначена за формулою 26.

Вирази для функції розсіювання енергії отримуємо з (24) заміною переміщень їх похідними, а жорсткостей – коефіцієнтами опору(формула 27).

Визначивши приватні похідні виразів (25, 26, 27) і підставивши їх у рівняння (24), отримаємо систему диференціальних рівнянь, що описують рух КМБ:

$$\begin{aligned}
a_{11}\ddot{x}_T + b_{11}\dot{x} + b_{17}x_{k1} + b_{18}\dot{x}_{k2} + c_{11}x_T + c_{17}x_{k1} + c_{18}x_{k2} &= -F_T \\
a_{22}\ddot{y}_T + b_{22}\dot{y}_T + b_{26}\dot{y}_0 + c_{66}y_T + c_{26}y_0 &= 0 \\
a_{33}\ddot{\phi}_0 + a_{39}\ddot{z}_{k1} + a_{310}\ddot{z}_{k2} + a_{311}\ddot{\phi}_{Ш0} + b_{33}\dot{j}_0 + b_{39}\dot{z}_{k1} + b_{310}z_{k2} + c_{33}\phi_0 + \\
+c_{39}z_{k1} + c_{310}z_{k2} &= a_{44}\ddot{\theta} + b_{44}\dot{\theta}_T + b_{49}z_{k1} + b_{410}z_{k2} + c_{44}\theta_T + c_{49}z_{k1} + c_{410}z_{k2} = 0 \\
a_{55}\dot{\lambda}_T + b_{55}\dot{\lambda}_T + b_{57}\dot{x}_{k1} + c_{55}\dot{\lambda}_T + c_{57}x_{k1} + c_{58}x_{k2} &= M_T \\
a_{66}\ddot{y}_0 + a_{67}\ddot{x}_{k1} + a_{68}\ddot{x}_{k2} + b_{66}\dot{y}_0 + b_{62}\dot{y}_T + c_{66}y_0 + c_{62}y_T &= F_{y1} + F_{y2} \\
a_{77}\ddot{x}_{k1} + a_{78}\ddot{x}_{k2} + a_{76}\dot{y}_0 + b_{77}\dot{x}_{k1} + b_{78}\dot{x}_{k2} + b_{71}\dot{x}_T + b_{75}\dot{\lambda}_T + c_{77}x_{k1} + c_{78}x_{k2} + c_{71}x_T + c_{75}\lambda_T &= F_{x1} \\
a_{88}\ddot{x}_{k2} + a_{87}\dot{x}_{k1} + a_{86}\dot{y}_0 + b_{81}x_T + b_{85}\dot{\lambda}_T + b_{87}x_{k1} + b_{88}\dot{x}_{k2} + c_{81}x_T + c_{85}\lambda_T + c_{87}x_{k1} + c_{88}x_{k2} &= F_{x2} \\
a_{99}\ddot{z}_{k1} + a_{910}\ddot{z}_{k2} + a_{93}\ddot{\phi}_0 + a_{910}\ddot{\phi}_{Ш} + b_{93}\dot{\phi} + b_{99}\dot{z}_{k1} + b_{910}\dot{z}_{k2} + b_{94}\dot{\theta}_T + c_{93}\phi_0 + \\
+c_{99}z_{k1} + c_{910}z_{k2} + m_p(\ddot{h} - \Delta\ddot{R}_1) + \beta_{pz}(\dot{h}_1 - \Delta\dot{R}_1) + \bar{\sigma}_{pz}(h_1 - \Delta R_1) &= -\frac{l}{2\ell_d}M_d; \\
a_{1111}\dot{\phi}_{Ш} + a_{112}z_{k1} + a_{1110}z_{k2} + a_{113}\ddot{z}_T &= M_d \\
a_{1212}\dot{y}_p + b_{1212}\dot{y}_p + c_{1212}y_p &= -F_{y1} - F_{y2}
\end{aligned}$$

Результати розрахунків щодо визначення тягових якостей колісно-моторного блоку представлені на рис. 2-6. Оскільки досліджується вплив коливань вертикального динамічного навантаження і відносних горизонтальних ковзань у контактах колісної пари з рейкою на її тягові якості, на першому етапі досліджень виявлено залежність K_g і ε_y від швидкості руху (рис. 2, 3). При цьому ε_y визначається для трьох значень моменту, що повертає $M_b = S_{sp} \cdot \lambda_b$, де λ_b – кут повороту візка (1- $S_{sp} = 64$ кН/мм; 2- $S_{sp} = 96$ кН/мм; 3- $S_{sp} = 148$ кН/мм).

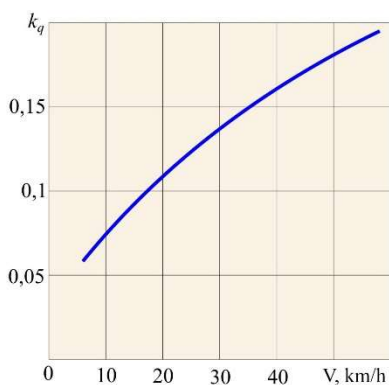


Рис. 2. Залежність коефіцієнта вертикальної динаміки від швидкості руху

На другому етапі досліджень отримані залежності коефіцієнта запасу зі зчеплення $\tau_{0,7}$, при нормованому значенні коефіцієнта тяги $K_0 = 0,7$, від швидкості руху (рис. 4), а також залежності $\tau_{0,7}$ від коефіцієнта вертикальної динаміки та відносного горизонтального ковзання (рис. 5, 6). У процесі обчислень

проводилася процедура інтегрування, описана у статті, а графіки будувалися за значеннями математичного очікування величини $\tau_{0,7}$.

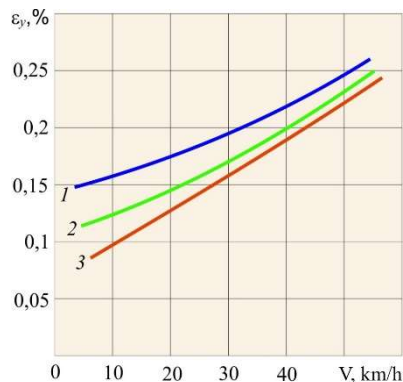


Рис. 3. Залежність відносного поперечного ковзання колісної пари від швидкості руху

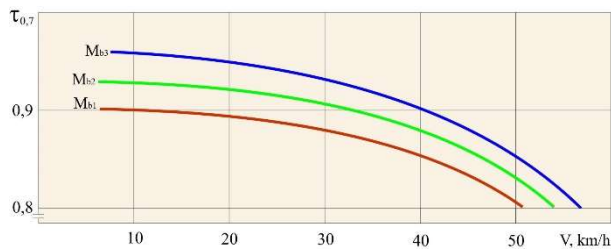


Рис. 4. Залежність коефіцієнта запасу по зчепленню від швидкості руху

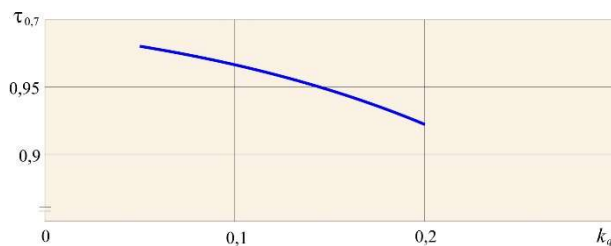


Рис. 5. Залежність коефіцієнта запасу по зчепленню від коефіцієнта вертикальної динаміки

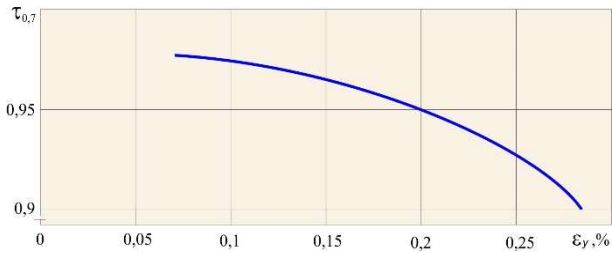


Рис. 6. Залежність коефіцієнта запасу по зчепленню від відносного поперечного ковзання

Висновки та перспективи розвитку досліджень.

1. Запропоновано методику оцінки впливу динамічних навантажень, що виникають у контактах колеса з рейкою при русі локомотива, яка найбільш точно описує особливості поведінки реального екіпажу і при цьому за рахунок коректного спрощення та введення обґрунтованих припущень є досить простою для проведення досліджень на ПК.

2. В результаті математичного моделювання руху КМБ з використанням для оцінки його тягових якостей такого критерію, як запас по зчепленню ($\tau_{0,7}$), отримані залежності, що дозволяють проілюструвати вплив коефіцієнта вертикальної динаміки і відносного горизонтального ковзання на тягові якості локомотива.

3. З аналізу отриманих залежностей випливає, що зі збільшенням швидкості руху колісно-моторного блоку коефіцієнт вертикальної динаміки і відносні горизонтальні ковзання ростуть. У діапазоні швидкостей 5...50 км/год K_g збільшується з 0,075 до 0,18, а ε_y збільшується з 0,08...0,152 до 0,225...0,25. При цьому, чим більше жорсткість зв'язку кузова з візком локомотива, тим менше горизонтальне поперечне ковзання колісної пари в рейковій колії. Так за швидкості 5 км/год ε_y для M_{b3} на 48% менше, чим для M_{b1} (відповідно криві 3 та 1 на рис. 3), а для швидкості 50 км/год ця різниця зменшується на 12%.

Коефіцієнт запасу зі зчеплення зі зростанням швидкості руху зменшується, рис. 4, що викликано збільшенням коливань вертикального динамічного навантаження і відносного горизонтального ковзання (рис. 2, 3). При цьому зі збільшенням швидкості від 5 до 25 км/год зменшення $\tau_{0,7}$ відбувається менш інтенсивно ніж зі збільшенням швидкості від 25 до 50 км/год. Так у діапазоні зміни швидкості 5...25 км/год $\tau_{0,7}$ змінюється з 0,97...0,9 до

0,947...0,886, а в діапазоні 25...50 км/год до 0,853...0,81.

Зі збільшенням моменту, що повертає, вплив швидкості на коефіцієнт запасу по зчепленню стає менш значущим, а $\tau_{0,7}$ при M_{b3} на 6...7% більше, ніж при M_{b1} ($M_{b3} > M_{b1}$).

Таким чином, зі збільшенням швидкості руху КМБ, а значить і зі збільшенням коливань вертикального динамічного навантаження і відносного горизонтального ковзання колісної пари по рейках коефіцієнт запасу по зчепленню значно зменшується. При швидкості 25 км/год зменшення становить 5...12%, при швидкості 50 км/год – 15...19%.

Зміна коефіцієнта запасу по зчепленню в залежності від коефіцієнта вертикальної динаміки представлено на рис. 5, а від відносного горизонтального поперечного ковзання – на рис. 6. Подані залежності показують, що зі збільшенням коефіцієнта динаміки від 0,05 до 0,2 коефіцієнт запасу по зчепленню зменшується з 0,97 до 0,925, тобто на 4,5%, зі збільшенням відносного поперечного ковзання з 0,075 до 0,25% зменшується з 0,97...0,92.

Література

1. Динаміка та безпека швидкісного руху рейкових транспортних засобів / Р. Ю. Дьомін, Ю. В. Дьомін, Г. Ю. Черняк, В. С. Ноженко. Івано-Франківськ: НАІР, 2021. 172 с.
2. Domin R. Investigation of the some problems of running safety of rolling stock on the Ukrainian railways / R. Domin, Yu. Domin, G. Cherniak, A. Mostovych, V. Konstantidi, P. Gryndei // Archives of Transport. 2016. 40(4). P. 79-91.
3. Дьомін Р. Ю. Стійкість рухомого складу від сходження з рейок: монографія. / Р. Ю. Дьомін, Ю. В. Дьомін, Г. Ю. Черняк, О. В. Сергієнко. Северодонецьк: вид-во СЧУ ім. В. Даля, 2022. 232 с. ISBN 978-617-11-0221-7.
4. Gorbunov M.I. Development and evaluation of technical solutions to increase the qualitative level of the locomotive undercarriage: monograph. / M.I.Gorbunov, M.V.Kovtanets, O.V.Serhiienko, T.M.Kovtanets. Северодонецьк: вид-во СЧУ ім. В. Даля, 2021. 92 с. ISBN 978-617-11-0218-7.
5. Gorbunov M.I., Kovtanets M.V., Serhiienko O.V., Kovtanets T.M., Nozhenko V.S. Prediction of tractive and dynamic performance of locomotives by simulation modeling: monograph. Северодонецьк: вид-во СЧУ ім. В. Даля, 2021. 94 с. ISBN 978-617-11-0219-4.
6. Дьомін Р. Ю. Розрахункова оцінка динамічних показників швидкісного вагона / Р. Ю. Дьомін //

- Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. 2017. № 9(239). С. 33-37.
7. Дьомін Р. Ю. Визначення показників безпеки руху швидкісного електропоїзда шляхом комп'ютерного моделювання динаміки його вагонів / Р. Ю. Дьомін, Ю. В. Дьомін, Г. Ю. Черняк // Вагонний парк. 2016. № 1-2. С. 32-34.
 8. Gorbunov M. Experimental study of the limit-maximum adhesion coefficient / M. Gorbunov, M. Kovtanets, T. Kovtanets / Proceedings of 24th International Scientific Conference. Transport Means 2020, September 30 - October 02, Kaunas, Lithuania. 2020. – P. 382-386.
 9. Domin R. Estimation of Dynamic Performances of the Safe Operation of High-Speed Electric Train / R. Domin, Yu. Domin, G. Cherniak // Archives of Transport. 2017. Vol. 41, Iss. 1. P. 7-16.
 10. Ковтанець М.В. Проведення теоретико-експериментального дослідження щодо впливу динамічних навантажень на коефіцієнт зчеплення / М.В.Ковтанець, О.В.Сергієнко, Д.М.Марченко, В.С.Ноженко, Т.М.Ковтанець // Наукові вісті Даліського університету, 2022. № 8. DOI: <https://doi.org/10.33216/2222-3428-2022-23-10> [Електронне видання URL: <http://nvdu.snu.edu.ua/wp-content/uploads/2022/08/2022-23-12.pdf>].
 11. Gorbunov M. Research to improve traction and dynamic quality of locomotives / M. Gorbunov, V. Pistek, M. Kovtanets, O. Nozhenko, S. Kara, P. Kučera // JVE International LTD. Vibroengineering Procedia. 2017. Vol. 13, ISSN 2345-0533. P. 159-164.
 - of V. Dahl EUNU, 2021. 94 p. ISBN 978-617-11-0219-4.
 6. D'omin R. Ju. Rozrahunkova ocinka dynamichnyh pokaznykiv shvydkisnogo vagona / R. Ju. D'omin // Visnyk Shidnoukr. nac. un-tu im. V. Dalja. 2017. № 9(239). S. 33-37.
 7. D'omin R. Ju. Vyznachennja pokaznykiv bezpeky ruhu shvydkisnogo elektropoi'zda shljahom komp'juternogo modeljuvannja dynamiky jogo vagoniv / R. Ju. D'omin, Ju. V. D'omin, G. Ju. Chernjak // Vagonnyj park. 2016. № 1-2. S. 32-34.
 8. Gorbunov M. Experimental study of the limit-maximum adhesion coefficient / M. Gorbunov, M. Kovtanets, T. Kovtanets / Proceedings of 24th International Scientific Conference. Transport Means 2020, September 30 - October 02, Kaunas, Lithuania. 2020. – P. 382-386.
 9. Domin R. Estimation of Dynamic Performances of the Safe Operation of High-Speed Electric Train / R. Domin, Yu. Domin, G. Cherniak // Archives of Transport. 2017. Vol. 41, Iss. 1. P. 7-16.
 10. Kovtanec' M.V. Provedennja teoretyko-eksperymental'nogo doslidzhennja shhodo vplyvu dynamichnyh navantazhen' na koeficijent zchepennja / M.V.Kovtanec', O.V.Sergijenko, D.M.Marchenko, V.S.Nozenko, T.M.Kovtanec' // Naukovi visti Dalivs'kogo universytetu, 2022. № 8. DOI: <https://doi.org/10.33216/2222-3428-2022-23-10> [Elektronne vydannja URL: <http://nvdu.snu.edu.ua/wp-content/uploads/2022/08/2022-23-12.pdf>].
 11. Gorbunov M. Research to improve traction and dynamic quality of locomotives / M. Gorbunov, V. Pistek, M. Kovtanets, O. Nozhenko, S. Kara, P. Kučera // JVE International LTD. Vibroengineering Procedia. – 2017. – Vol. 13, ISSN 2345-0533. – P. 159-164.

References

1. Dynamika ta bezpeka shvydkisnogo ruhu rejkovykh transportnyh zasobiv / R. Ju. D'omin, Ju. V. D'omin, G. Ju. Chernjak, V. S. Nozhenko. Ivano-Frankiv'sk: NAIR, 2021. 172 s.
 2. Domin R. Investigation of the some problems of running safety of rolling stock on the Ukrainian railways / R. Domin, Yu. Domin, G. Cherniak, A. Mostovych, V. Konstantidi, P. Gryndei // Archives of Transport. 2016. 40(4). P. 79-91.
 3. D'omin R. Ju. Stijkist' ruhomogo skladu vid shodzhennja z rejok: monografija. / R. Ju.D'omin, Ju. V.D'omin, G.Ju.Chernjak, O. V. Sergijenko. Sjevjerodonec'k: vyd-vo SNU im. V. Dalja, 2022. 232 s. ISBN 978-617-11-0221-7.
 4. Gorbunov M.I. Development and evaluation of technical solutions to increase the qualitative level of the locomotive undercarriage: monograph. / M.I.Gorbunov, M.V.Kovtanets, O.V.Serhiienko, T.M.Kovtanets. Severodonetsk: ed. of V. Dahl EUNU, 2021. 92 p. ISBN 978-617-11-0218-7.
 5. Gorbunov M.I., Kovtanets M.V., Serhiienko O.V., Kovtanets T.M., Nozhenko V.S. Prediction of tractive and dynamic performance of locomotives by simulation modeling: monograph. Severodonetsk: ed.
- Kovtanets M.V., Serhiienko O.V., Mogyla V.I., Kovtanets T.M. Study of the dynamic loads influence in wheel to rail contact on the maximum coupling coefficient**
- When researching traction qualities using mathematical models, a number of assumptions are made when simulating locomotive skidding, and as a result, existing models do not take into account the real conditions of locomotive movement, which are accompanied by the dynamic interaction of wheel pairs with rails, when a number of factors appear that significantly reduce the maximum of traction coefficient of the locomotive in relation to the physical, as a result of which there is a need to account for both experimental and theoretical studies of crew movement modes that have not been established. The article proposes a scientifically based methodology for assessing the impact of dynamic loads that occur in the contact of the wheel with the rail during locomotive movement, which most accurately describes the behavior of the real crew, and corresponds to the existing norms according to the*

criteria of vertical and horizontal dynamics, as well as indicators of movement stability and at the same time, due to the correct simplification and the introduction of reasonable assumptions, it is quite simple to conduct research on a PC. Dependencies were obtained that allow to illustrate the influence of the vertical dynamics coefficient and relative horizontal sliding on the traction qualities of the locomotive. The analysis of the obtained dependencies showed that with an increase in the speed of the wheel-motor unit movement (WMU), the coefficient of vertical dynamics and relative horizontal slips grow. At the same time, the greater the rigidity of the connection between the body and the locomotive carriage, the smaller the horizontal transverse sliding of the wheel pair in the rail track. The coefficient of reserve for coupling decreases with increasing speed of movement, which is caused by an increase in the fluctuations of the vertical dynamic load and relative horizontal sliding. At the same time, with an increase in the turning moment, the influence of speed on the clutch margin ratio becomes less significant. Thus, with an increase in the speed of the WMU movement, and therefore with an increase in the fluctuations of the vertical dynamic load and the relative horizontal sliding of the wheel pair on the rails, the coefficient of reserve for coupling decreases significantly. The presented dependences of changes in the coefficient of reserve for coupling depending on the vertical dynamics coefficient, as well as on the relative horizontal transverse sliding

show that with an increase in the dynamics coefficient, the coefficient of reserve for coupling decreases by 4.5 %, and with an increase in the relative lateral sliding it decreases from 0.97 to 0.92.

Key words: wheel-motor unit, coupling coefficient, dynamics coefficient, coefficient of reserve for coupling, sliding.

Ковтанець Максим Володимирович – к.т.н., доц., доцент кафедри залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин, Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля (м. Київ), kovtanetsm@gmail.com

Сергієнко Оксана Вікторівна – к.т.н., доц., доцент кафедри машинобудування та прикладної механіки Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля (м. Київ), sergienko.o.v@gmail.com

Могила Валентин Іванович – к.т.н., проф., прфесор кафедри залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин, Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля (м. Київ), vimogila1@ukr.net.

Ковтанець Тетяна Миколаївна – аспірант кафедри залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин, Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля (м. Київ), kovtanect@gmail.com.

Стаття подана 24.02.2024.