

## ДИНАМІЧНЕ НАВАНТАЖЕННЯ НА РЕЙКИ ЗАЛІЗНИЧНОЇ КОЛІЇ У МІСЦЯХ ЇХ СТИКУВАННЯ

Авторами запропонована доволі проста диференціальна методика розрахунку коефіцієнта поштовху залежно від швидкості переміщення залізничного вагона і коефіцієнта жорсткості його колісної підвіски.

Авторами предложена достаточно простая дифференциальная методика расчета коэффициента толчка в зависимости от скорости перемещения железнодорожного вагона и коэффициента жесткости его колесной подвески.

The authors have proposed rather simple differential method of calculating the coefficient of shove depending on the moving speed of railway carriage and the ratio of inflexibility of its wheel suspension.

Дослідження пошкоджень поверхні ободів після тривалої експлуатації колісних пар пасажирських і вантажних вагонів залізничного транспорту і аналіз поверхневих руйнувань показали, що головною причиною їх утворення є незадовільний стан рейкових стиків. Зазори в стиках досягають 12...25 мм, а перепад висот 3...7 мм. Такі стики рейок залізничної колії є причиною значних динамічних перевантажень, що із врахуванням високих швидкостей руху та жорсткості колії, яка у більшості випадків монтується на бетонних шпалах, досягає значних величин. Дослідження показали, що під час проходження колісної пари через штучно створену перешкоду висотою  $h=5$  мм спостерігається ударний коефіцієнт величиною 1,85 [1].

Існуюча методика розрахунків динамічних навантажень у більшості своїх розробок ґрунтуються на застосовуванні наближених залежностей, які узагальнюють фактори впливу на процес динамічної контактної взаємодії колеса із перешкодою у рейковому стикові [1]. У наведеній розробці автори пропонують методику визначення динамічних навантажень із врахуванням окремих факторів взаємодії у пружній системі, при усталеній швидкості проходження колесом рейкового стику, розглядаючи три можливих види стику – зустрічну та попутно сходинки і зазор в стикові рейок. У всіх прийнятих випадках вважається, що шпали залізничної колії та постіль, на якій вони перебувають, є абсолютно жорсткими. Прийняття як базову умову пружних властивостей опорної постелі значно ускладнює розрахункову схему і методику, оскільки ця умова зменшуватиме величину розрахункових навантажень.

**Зустрічна сходинка.** Кінематика руху колеса під час проходження зустрічної сходинки

зменшує вираз вертикального переміщення центра колеса на дузі між точками  $O_1$  і  $O_2$  (рис. 1):

$$y = R \left[ \cos \left( \alpha - \frac{V \cdot t}{R} \right) - \cos \alpha \right], \quad (1)$$

де  $\cos \alpha = 1 - (h/R)$ ;  $V$  – швидкість кочення колеса;  $R$  – радіус колеса;  $h$  – висота зустрічної сходинки.

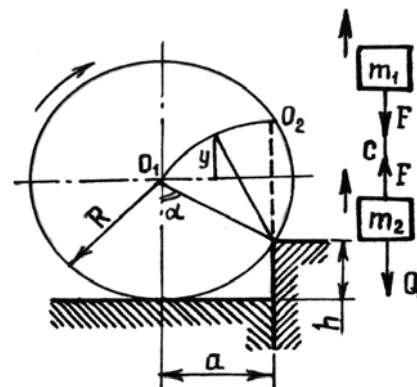


Рис. 1. Схема проходження вагонного колеса через зустрічну сходинку рейок

Час, що минув від переміщення центра колеса із точки  $O_1$  в точку  $O_2$ , визначається згідно з такою залежністю:

$$t_0 = (R\alpha)/V.$$

Таким чином, вираз (1) є справедливим на відрізку часу  $t_0 \geq t \geq 0$ .

Розглянемо вертикальне переміщення даної пружної системи схематично, де  $m_1 \approx 0,5ml$  – зведена маса колісної пари залізничного вагона; зведена маса залізничного вагона, що припадає на одну колісну пару

$$m_2 \approx \frac{Q}{g} + 0,5ml;$$

$Q$  – маса залізничного вагона;  $m$  – погонна маса колісної пари;  $l$  – відстань між вертикальними осями коліс.

Рівняння переміщення другої маси виражається у вигляді

$$m_2 \ddot{x}_2 = F - Q, \quad (2)$$

де  $F$  – навантаження пружного зв'язку, значення якого вираховується за формулою:

$$F = A \cos \sqrt{\frac{c}{m_2}} t + B \sin \sqrt{\frac{c}{m_2}} t + D \cos \left( \alpha - \frac{Vt}{R} \right) + Q, \quad (3)$$

де

$$A = \frac{-\frac{cV^2}{Ru_{\text{під}}} \left( 1 - \frac{h}{R} \right)}{\frac{c}{m_2} - \left( \frac{V}{R} \right)^2};$$

$$B = \frac{c \dot{x}_{10}}{\sqrt{\frac{c}{m_2}}} + \frac{\frac{cV^3}{R^2 u_{\text{під}}} \sqrt{\frac{h}{R} \left( 2 - \frac{h}{R} \right)}}{\left[ \frac{c}{m_2} - \left( \frac{V}{R} \right)^2 \right] \sqrt{\frac{c}{m_2}}};$$

$$D = \frac{\frac{cV^2}{Ru_{\text{під}}}}{\left( \frac{V}{R} \right)^2 - \frac{c}{m_2}}; \quad \dot{x}_{10} = \frac{V}{u_{\text{під}}} \sin \alpha;$$

$u_{\text{під}}$  – передавальне число балансірної підвіски колісної пари, що відповідає відношенню висоти сходинок, яка перетинається колісною парою, до вертикальної складової відповідного переміщення центра ваги всього вагона, як абсолютно жорсткої системи.

Крім того, вважаємо на відсутність резонансу, тобто

$$\frac{c}{m_2} \neq \left( \frac{V}{R} \right)^2.$$

У повному обсязі уявивши картину і структуру дії навантаження, встановлюємо його найбільшу величину. Зокрема, якщо час проходження колеса через стик  $t_0$  є малим у порів-

нюванні із періодом власних коливань системи, а результат розрахунку коефіцієнта  $D \geq 0$ , то у першому наближенні отримуємо [3]

$$F_{\text{max}}^{(1)} \approx D + Q + A \cos \sqrt{\frac{c}{m_2}} t_0 + B \sin \sqrt{\frac{c}{m_2}} t_0. \quad (4)$$

Розрахунки показують, що чим більша висота сходинок і швидкість переміщення, чим жорсткішою є система колісної пари і менший діаметр коліс, тим більшою буде величина динамічного навантаження, і відповідно величина коефіцієнта поштовхів.

**Попутна сходинок.** Кінематика руху колеса під час проходження попутної сходинок дає такий вираз для вертикального переміщення центра колеса на ділянці між точками  $O_1$  і  $O_2$  (рис. 2):

$$y = R \cdot \left( 1 - \cos \frac{V \cdot t}{R} \right). \quad (5)$$

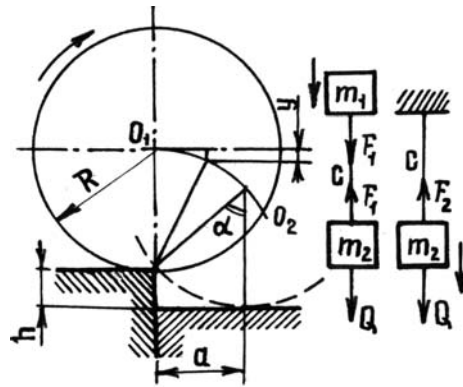


Рис. 2. Схема проходження вагонного колеса через попутну сходинок рейок

Аналогічно попередньому випадку тут виконуються співвідношення:

$$t_0 = (R\alpha)/V \quad \text{та} \quad t_0 \geq t \geq 0.$$

Розглядаємо схематично відображене вертикальне переміщення пружної системи за допомогою двомасової схеми. На першому етапі переміщення другої маси виражається таким рівнянням:

$$m_2 \ddot{x}_{21} = Q - F_1, \quad (6)$$

де

$$F_1 = Q - c(x_{21} - x_{11}).$$

Навантаження пружного зв'язку на першому етапі

$$F_1 = Q + D \left( \cos \frac{Vt}{R} - \cos \sqrt{\frac{c}{m_2}} t \right).$$

Підставляючи отриманий вираз в рівняння (6) та інтегруючи його із врахуванням вихідних умов, одержуємо визначення швидкості для другої маси:

$$\dot{x}_{21} = \frac{D}{m_2} \left( \frac{\sin \sqrt{\frac{c}{m_2}} t}{\sqrt{\frac{c}{m_2}}} - \frac{\sin \frac{Vt}{R}}{\frac{V}{R}} \right). \quad (7)$$

Параметри системи в момент контактування обода колеса із нижнім рівнем рейки через час  $t_0$  записуємо таким чином:

$$F_{1к} F_{20} = Q + D \left( \cos \frac{Vt_0}{R} - \cos \sqrt{\frac{c}{m_2}} t_0 \right);$$

$$\dot{x}_{21} = \frac{D}{m_2} \left( \frac{\sin \sqrt{\frac{c}{m_2}} t_0}{\sqrt{\frac{c}{m_2}}} - \frac{\sin \frac{Vt_0}{R}}{\frac{V}{R}} \right).$$

Після переходу передніх за ходом вагона коліс колісної підвіски на нижній рівень, тобто на рівень стикованої рейки, верхня маса даної системи припиняє своє вертикальне переміщення, а для другої маси справедливим буде таке рівняння:

$$\ddot{m}_2 \ddot{x}_{22} = Q - F_2, \quad (8)$$

де

$$F_2 = F_{20} + cx_{22}.$$

Для навантаження пружного зв'язку на другому етапі переміщення отримуємо

$$F_2 = A_2 \cos \sqrt{\frac{c}{m_2}} t + B_2 \sin \sqrt{\frac{c}{m_2}} t + Q, \quad (9)$$

де

$$A_2 = F_{1к} - Q \quad \text{та} \quad B_2 = \frac{c \dot{x}_{21к}}{\sqrt{\frac{c}{m_2}}}.$$

Звідси визначаємо найбільшу величину динамічного навантаження [3]:

$$F_{2\max} = \sqrt{A_2^2 + B_2^2} + Q. \quad (10)$$

Як показують розрахунки, найбільше динамічне навантаження при попутній сходинці має приблизно такі ж функціональні залежності, як

і при зустрічній сходинці. Крім того, виявляється, що динамічні навантаження як при попутній, так і при зустрічній сходинках практично однакові, що суперечить прийнятому твердженню [2] про більшу величину динамічного навантаження при попутній сходинці у порівнянні із зустрічною.

Провівши апроксимацію, що дозволила звести рішення нелінійної задачі до послідовного рішення спорідненої лінійної задачі, автор наведеної праці виходив із умови сталості прискорення вертикального переміщення системи. Тобто

$$\ddot{y}_0 = -\frac{2V^2}{d},$$

де  $d$  – діаметр вагонного колеса.

У дійсності величина прискорення змінюється, приймаючи наведене значення лише на початку режиму скочування, а потім зменшується. Таким чином, динамічне навантаження під час контактування колеса із попутною сходинкою є завищеним і застосована автором наукового дослідження [2] методика лінеаризації в даному випадку є хибною і неточно відображає реальний характер даного перехідного процесу.

**Зазор у стикі.** Приймавши за умову, що стиковані залізничні рейки розташовані на одному рівні, констатуємо, що перша половина перехідного режиму, коли центр вагонного колеса ще не перебуває посередині зазору стикі, відбувається аналогічно руху колеса при попутній сходинці. Друга половина перехідного режиму відбувається подібно руху при зустрічній сходинці, але при більш складних початкових умовах.

До початку другого етапу будуть такі початкові умови:

- швидкість першої маси отримує миттєвий імпульс і змінює свій знак на додатний:

$$\dot{x}_{120} = \frac{V}{u_{\text{під}}} \sin \alpha;$$

- швидкість другої маси напрямлена до низу і розраховується за формулою

$$\dot{x}_{220} = -\frac{D}{m_2} \left( \frac{\sin \sqrt{\frac{c}{m_2}} t_0}{\sqrt{\frac{c}{m_2}}} - \frac{\sin \frac{Vt_0}{R}}{\frac{V}{R}} \right).$$

Розрахункова схема (рис. 3) характеризується протилежними за напрямками переміщеннями мас, і рівняння руху приймає такий вигляд:

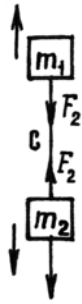


Рис. 3. Схема проходження вагонного колеса через стики рейок

$$m_2 \ddot{x}_{22} = Q - F_2, \quad (11)$$

де  $F_2$  – навантаження пружного зв'язку

$$F_2 = F_{20} + c(x_{12} + x_{22}).$$

Структура пружного навантаження буде аналогічно наведеному вище виразу (3), де коефіцієнти  $A_2$  і  $B_2$  розраховуються згідно з такими залежностями:

$$A_2 = D \left[ (\cos \alpha - 1) - \cos \sqrt{\frac{c}{m_2}} t_0 \right],$$

$$B_2 = \sqrt{cm_2} \left[ \frac{V}{u_{mid}} \sin \alpha + \left| \frac{D}{m_2} \left( \frac{\sin \sqrt{\frac{c}{m_2}} t_0}{\sqrt{\frac{c}{m_2}}} - \frac{\sin \alpha}{R} \right) \right| \right].$$

У першому наближенні найбільше значення ударного навантаження становитиме [3]

$$F_{2\max}^{(1)} \approx \sqrt{A_2^2 + B_2^2} + D \cos \alpha + Q. \quad (12)$$

Аналізуючи останній вираз бачимо, що під час проходження через зазор стиків рейок центр вагонного колеса опускається на таку ж величину, як і у разі проходження будь-якої із сходинок, а коефіцієнт поштовхів отримується найбільшим.

Таким чином, авторами запропонована доволі проста диференціальна методика розрахунку коефіцієнта поштовху залежно від швидкості переміщення залізничного вагона і коефіцієнта жорсткості його колісної підвіски. Числові розрахунки дозволяють залежно від стану стикування рейок залізничної колії із високим ступенем достовірності встановлювати коефіцієнт динамічних поштовхів і відповідно рівень механічного пошкодження ободів коліс, що в свою чергу гарантує надійність безаварійної експлуатації пасажирських і вантажних вагонів залізничного транспорту.

#### БІБЛЮГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Ковальский Б. С. Грузоподъемные машины. Механика передвижения. – Х.: Изд-во ХВКИУ, 1973.
2. Богуславский П. Е. Теоретические и экспериментальные исследования динамических коэффициентов перемещения грузоподъемных механизмов. – М.: Машиностроение, 1971.
3. Джус В. С. Коефіцієнти напружень і деформацій у рухомих вузлах залізничних вагонів / В. С. Джус, А. Я. Куліченко // Наукові нотатки: Збірник Луцького держ. технічного ун-ту. 2003. – Вип. 13, – С. 116–122.

Надійшла до редколегії 27.06.2006.