



УДК 629.463.65.027.4:625.143.3.033.373

## **ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ ПОКАЗНИКІВ ЗНОСУ ВАНТАЖНОГО РУХОМОГО СКЛАДУ ПРИ НЕРІВНОМІРНОМУ ЗАВАНТАЖЕННІ**

*Швець А. О., пров. інженер каф. «Теоретична та будівельна механіка», Дніпровський національний університет залізничного транспорту імені акад. В. А. Лазаряна, м. Дніпро*

Теоретичні дослідження направлені на вивчення впливу повздовжнього та поперечного зміщення центру мас вантажу у піввагонах та вагонах-платформах на показник фактору зносу поверхонь коліс та рейок з урахуванням швидкості руху в криволінійних ділянках залізничної колії. Описано залежності фактору зносу коліс, впливу набігаючої колісної пари переднього візка вантажного рухомого складу від швидкості руху.

**Ключові слова:** зміщення центру мас вантажу, знос коліс та рейок, піввагони, платформи, показники зносу.

## **COMPARATIVE ANALYSIS OF WEAR INDICATORS OF FREIGHT ROLLING STOCK WITH UNEVEN LOADING**

*A. O. Shvets, Dnipro National University of Railway Transport named after acad. V.A. Lazaryan, Dnipro*

*Theoretical studies are aimed at studying the effect of longitudinal and transverse displacement of the center of mass of cargo in open wagons and flat wagons on the indicator of the wear factor on the surfaces of wheels and rails, taking into account the speed in curved sections of the railway track. The dependences of the wear factor of the wheels, the wobble of the oncoming wheel pair of the front bogie of the freight rolling stock on the speed of movement are described.*

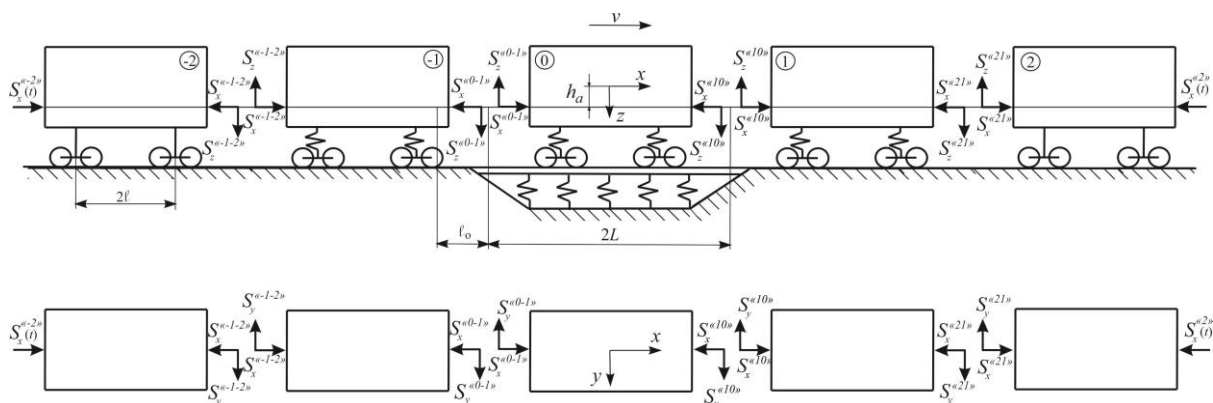
**Keywords:** *displacement the center of gravity of the load, wheel and rail wear, gondola cars, flat wagons, wear indicators.*

Успішне виконання перевізного процесу в значній мірі залежить від кількості вантажних вагонів та ефективності їх експлуатації. Тому найважливіше значення набуває раціональність конструкції вагонів і ходових частин, від яких значною мірою залежить провізна спроможність залізниць та собівартість перевезень, можливості механізації й автоматизації при виготовленні і ремонті вагонів, а також в процесі формування поїздів та при проведенні вантажно-розвантажувальних операцій. Сучасний парк вантажних вагонів являє собою різноманіття типів і конструкцій. Масовість вагонного парку є його невід'ємною та істотною особливістю. Навіть незначні конструкційні зміни набувають для всього парку рухомого складу істотних масштабів [1-4].

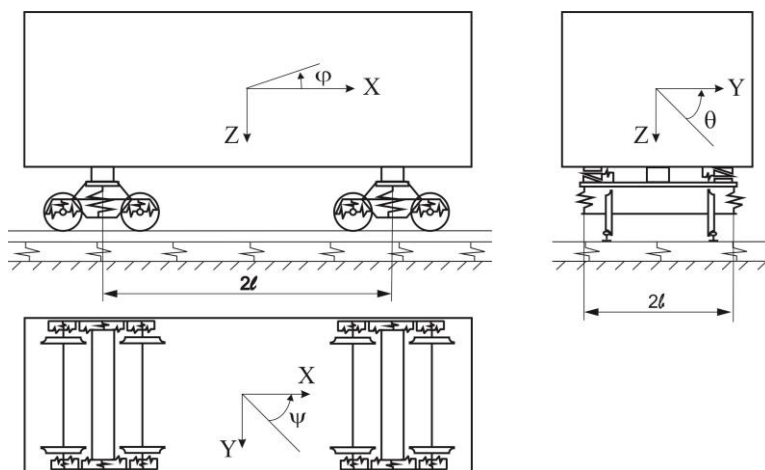
Аналіз публікацій та досліджень, пов'язаних з питанням інтенсивності зносу пари «колесо-рейка», показав, що підвищений знос рейок і коліс рухомого складу може викликатися причинами, зв'язаними як зі станом ходових частин екіпажів, так і зі станом рейкової колії в кривих ділянках та є однією з найсерйозніших проблем залізничного транспорту [5-7].

В роботах [5-9] наведено, що значний вплив на знос пари «колесо – рейка» здійснюють навантаження, що передаються від коліс на рейки. За нерівномірності розподілу маси вантажу по осях та колесам ці навантаження можуть значно перевищувати допустимі величини. При неправильно завантажених вагонах є реальна загроза безпеці руху поїздів. У зв'язку з цим розглянуті деякі причини підвищеного зносу рейок і гребнів коліс, пов'язані з нерівномірністю завантаження вагонів з різною базою  $2L$  під час руху по криволінійних ділянках залізничної колії [8-13].

Дослідження проводилося методом математичного моделювання з використанням моделі просторових коливань зчепу п'яти вагонів (рис. 1). Розрахунки проводилися при русі піввагонів моделі 12-532 та вагонів-платформ моделі 13-401 з типовими візками 18-100 зі швидкостями в інтервалі від 50 ÷ 90 км/год в кривих радіусами 350 й 600 м, з підвищеннями зовнішньої рейки 130 та 120 мм відповідно [8-11].



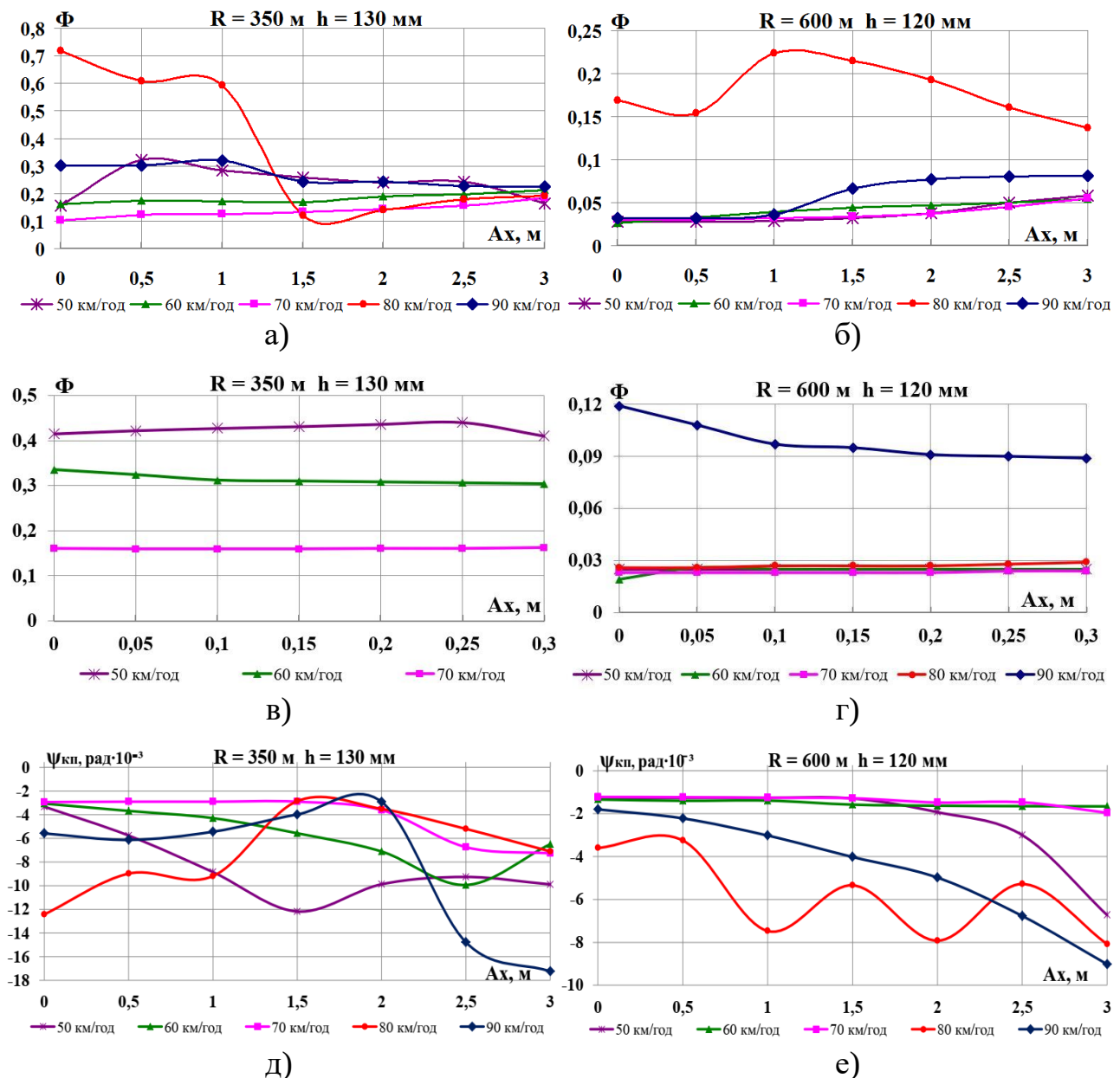
*Рис. 1. Розрахункова схема зчепу вантажних вагонів*



*Рис. 2. Розрахункова схема 4-вісного вантажного вагона*

Вантажний вагон розглянуто як механічну систему (рис. 2), яка складається з 12 твердих тіл (вантаж, кузов (рама платформи), дві надресорні балки, чотири бокові рами візків, чотири колісні пари) [10, 11].

Вплив зсуву центру мас вантажу у кузові піввагона або на рамі платформи розглядався у повздовжньому  $A_x$  та поперечному напрямках  $A_y$ , та одночасно в обох напрямках. На рис. 3-5 наведено графіки зміни динамічних показників при русі в кривих ділянках колії  $R = 600$  м й  $350$  м. Зсув у повздовжньому напрямку (рис. 3) розглядався для піввагонів в межах до  $A_x = 3$  м, що є допустимим за нормативною документацією для вантажів малої ваги. Зсув у поздовжньому напрямку для вагонів-платформ (рис. 3, в, г, ж, з) розглядався в межах від 0 до  $A_x = 0,3$  м. Розрахунки показали неможливість збільшення швидкості руху по кривих малого радіуса для вагонів-платформ у зв'язку з великою ймовірністю сходу рухомого складу з рейок [7-9, 12].



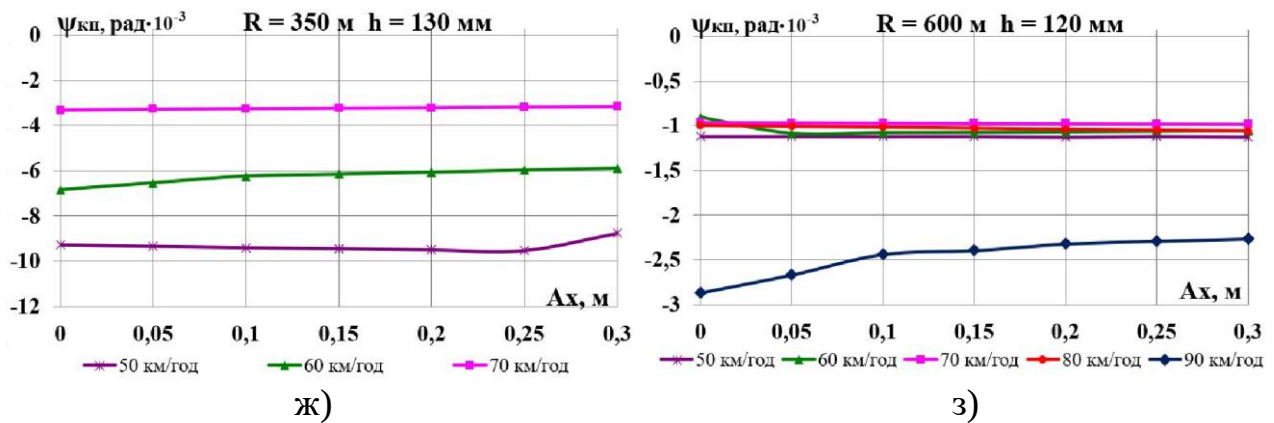
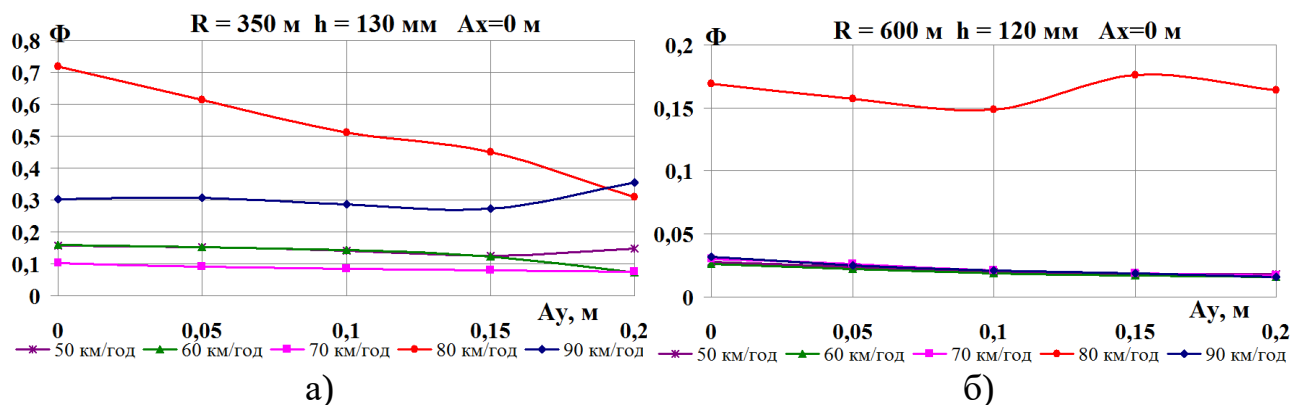


Рис. 3. Графіки залежності від зміщення вантажу в повздовжньому напрямку:  
а, б) фактор зносу піввагону; в, г) фактор зносу платформи;  
д, е) впливання колісної пари піввагону; ж, з) впливання колісної пари платформи.

При збільшенні повздовжнього зміщення центру мас вантажу у піввагонах фактор зносу збільшується (рис. 3, а, б), але не значно, в усьому діапазоні швидкостей за винятком швидкості 80 км/год в обох кривих. Для вагонів-платформ таким винятком є швидкість 90 км/год (рис. 3, г). Рівень фактору зносу  $\Phi$  на гребні колеса у кривих малого радіусу в середньому у 2 рази більший за відповідні значення у кривих середнього радіусу. Зміщення центру мас вантажу у бік переднього візка довантажувє набігаючу колісну пару, що у свою чергу знижує її впливання, за винятком швидкості у 80 км/год для піввагонів та 90 км/год для вагонів-платформ. Кути впливання  $\psi_{kp}$  в обох кривих мають знак «-» (рис.3, д, е, з), тобто колісні пари повертаються в площині колії проти напрямку кривої відповідно до прийнятого правила знаків (рис. 2).

Поперечне зміщення вантажу у піввагонах розглядалося в межах від  $A_y = 0$  до 0,2 м для піввагонів (рис. 4, а, б, д, е). Для вантажів вагою 63 т, при якій проводились розрахунки, допускається повздовжнє зміщення  $A_y = 0,15 \text{ м}$ , на шляху прямуювання це значення може становити 0,2 м [12]. Попередні теоретичні дослідження показали, що за наявності поперечного або спільного поперечного та повздовжнього зсуву центру мас вантажу понад  $A_y = 0,15 \text{ м}$  на вагонах-платформах відбувається різке зниження коефіцієнта запасу стійкості від сходження коліс із рейок та існує велика ймовірність сходження рухомого складу з рейок [9].



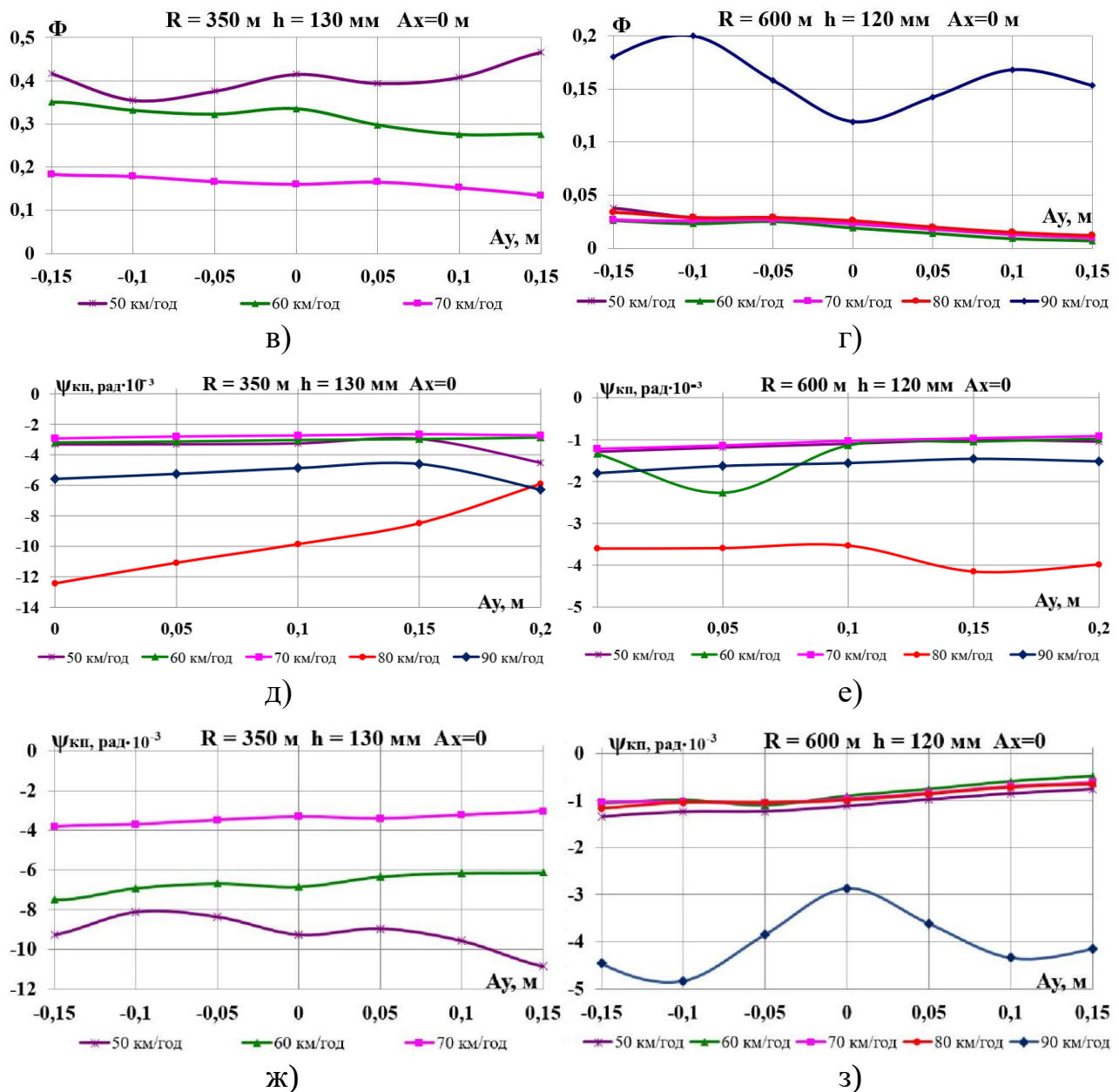


Рис. 4. Графіки залежності від зміщення вантажу в поперечному напрямку:  
а, б) фактор зносу піввагону; в, г) фактор зносу платформи;  
д, е) впливання колісної пари піввагону; ж, з) впливання колісної пари платформи.

Вплив поперечного зміщення центру мас вантажу більш істотно позначається на факторі ніж поздовжнє зміщення. Із збільшенням  $A_y$  фактор зносу  $\Phi$  для піввагонів (рис. 3 а, б) у кривій  $R = 350$  м зростає при перевищенні значення  $A_y = 0,15$  м, а кривій  $R = 600$  м навпаки навіть знижується. З усього діапазону швидкостей знову значно вирізняється швидкість 80 км/год для піввагонів та 90 км/год для вагонів-платформ. Виявлення колісних пар  $\psi_{кп}$  при цих швидкостях на обох кривих направленні в площині колії проти напрямку кривої.

Наявність спільного зміщення центру мас уздовж осей  $X$ ,  $Y$  розглянуто в межах  $A_x$  та  $A_y$  від 0 до 0,15 м (рис. 5) [12].

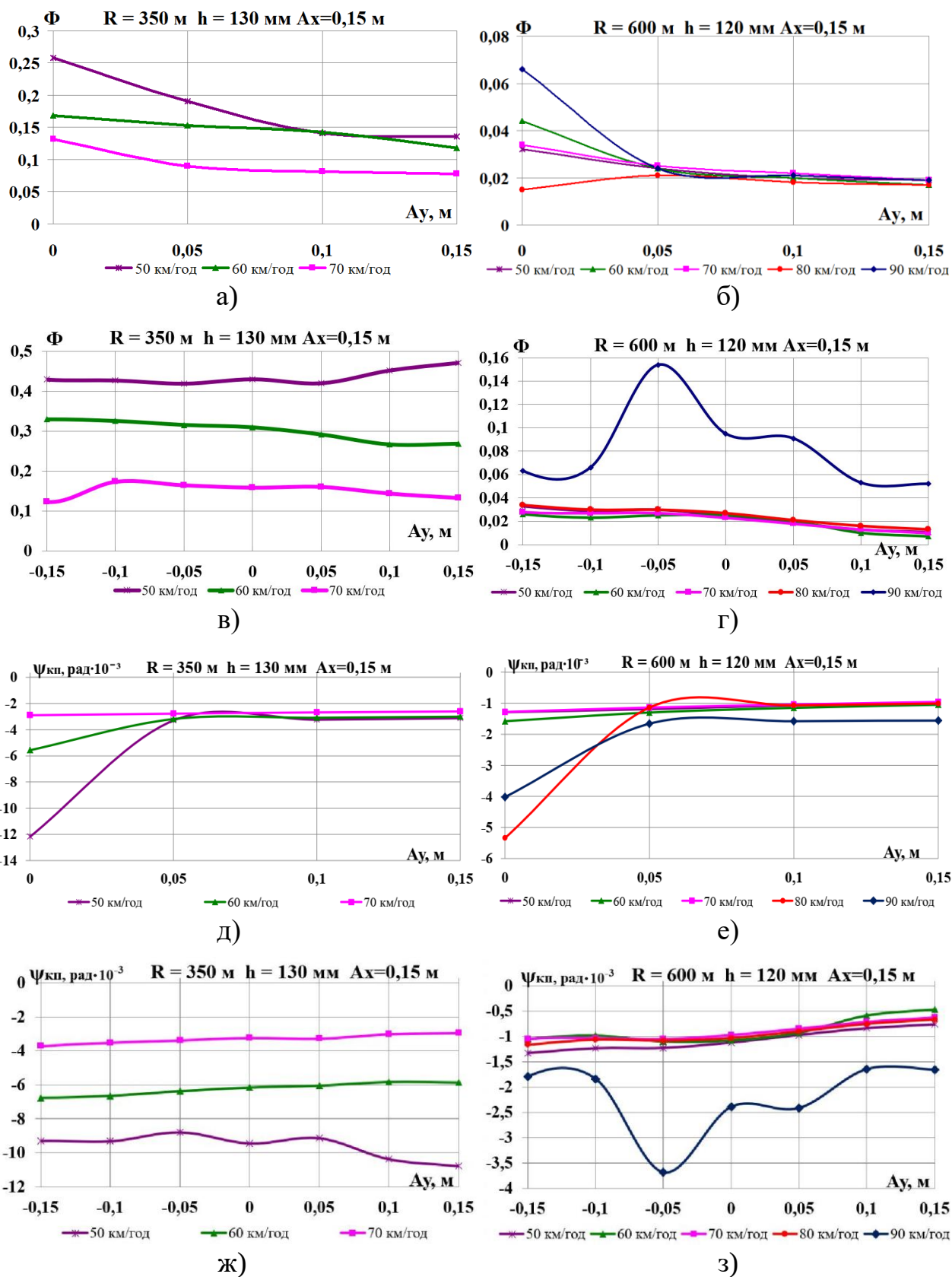


Рис. 5. Графіки залежності від одночасного зміщення вантажу в поперечному та поздовжньому напрямках: а, б) фактор зносу підвагону; в, г) фактор зносу платформи; д, е) впливання колісної пари підвагону; ж, з) впливання колісної пари платформи.



Графіки залежності досліджуваних показників від величини зміщення центру мас вантажу в поперечному напрямку  $A_y$  при величині поздовжнього зміщення центру мас вантажу  $A_x = 0,15$  м наведено на рис. 5. Як видно з порівняння графіків, наведених на рис. 4 при  $A_x = 0$  й рис. 5 при  $A_x = 0,15$  м відмінності у показниках зносу  $\Phi$  після  $A_y = 0,05$  м для вагонів невеликі, тобто наявність спільно поперечного та поздовжнього зсувів центру мас вантажу практично не позначається на досліджуваних показниках. Крім того, після перевищення поперечного зміщення у  $A_y = 0,05$  м набігаюча колісна пара має значно менший кут виляння (рис. 5, д, е, ж, з).

Для піввагонів з базою  $2L = 8,66$  м швидкість руху у 80 км/год зазначається як резонансна. Резонанс коливань відбувається при певній швидкості, яка називається критичною. Критичну швидкість, при якій рух вагона стає нестійким, пов'язують з звивистим рухом колісних пар, яке розвивається без наявності збурюючих сил, відноситься до автоколивань і наростає зі збільшенням швидкості руху [5, 13]. В роботі [14] відзначений той факт, що більш достовірну величину частоти виляння колісної пари, можливо отримати за формулою Клінгеля з поправкою Шперлінга:

$$f_{\psi_{\text{кп}}} = 0,0442 \cdot v \cdot \eta \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot i}{r \cdot \ell_k}}, \quad (1)$$

де:  $v$  – швидкість руху, км/год;  $\eta$  – емпірична поправка Шперлінга;  $i$  – конічність поверхні кочення колеса,  $1:20 = 0,05$ ;  $r$  – радіус колеса, 0,475 м;  $\ell_k$  – відстань між колами катання колісної пари, 1,580 м.

Емпірична поправка Шперлінга визначається виразом:

$$\eta = \frac{1}{1 + 0,016 \cdot (v - v_{\text{eq}}) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot i}{r \cdot \ell_k}}}, \quad (2)$$

де:  $v_{\text{eq}}$  – експериментально визначене значення швидкості, починаючи з якого необхідно вводити поправку (при  $i = 1:20 = 0,05$   $v_{\text{eq}} = 65$ ), км/год.

Явище резонансу для коливань виляння кузова можливо, в тому числі і тоді, коли період власних коливань виляння кузова дорівнює періоду звивистого руху шворнів візків. Частота виляння візків вагона визначається з виразу:

$$f_{\psi_{\text{в}}} = \frac{v}{3,6 \cdot 2\pi \cdot \sqrt{\frac{\ell_k \cdot r}{2 \cdot i} \cdot \left[ 1 + \left( \frac{\ell_{\text{в}}}{\ell_k} \right)^2 \right]}}, \quad (3)$$

де:  $\ell_{\text{в}}$  – база візка, 1,85 м.



Використовуючи вирази (1)-(3) визначимо частоти виляння візка  $f_{\psi_{\text{в}}}$  та колісної пари  $f_{\psi_{\text{кп}}}$  для даного типу рухомого складу при швидкостях руху в інтервалі 70-90 км/ч. Дані розрахунку зведені в табл. 1.

Таблиця 1

Частоти коливань візка і колісної пари

| Частота виляння, Гц                  | Швидкість руху, км/год |      |      |
|--------------------------------------|------------------------|------|------|
|                                      | 70                     | 80   | 90   |
| візка $f_{\psi_{\text{в}}}$          | 0,99                   | 1,13 | 1,27 |
| колісної пари $f_{\psi_{\text{кп}}}$ | 1,1                    | 1,19 | 1,27 |

Значення частоти виляння кузова вагона визначається зі співвідношення:

$$f_{\psi} = \frac{L}{2\pi} \sqrt{\frac{4C_y}{I_z}}, \quad (4)$$

де:  $C_y$  – жорсткість ресор центрального підвішування в поперечному напрямку, 4000 кН/м;  $I_z$  – момент інерції кузова з надресорних балками відносно вертикальної осі,  $\text{т} \cdot \text{м}^2$ ;  $L$  – половина бази вагона, м.

Вага вагонів, моменти інерції кузова, і висота центру мас кузова над рівнем головок рейки наведені в табл. 2 [15].

Таблиця 2

Інерційні та геометричні характеристики вагонів

| Параметри                 | Позначення                          | Типи рухомого складу |                     |
|---------------------------|-------------------------------------|----------------------|---------------------|
|                           |                                     | піввагон<br>12-532   | платформа<br>13-401 |
| База вагонів              | $2L$ , м                            | 8,66                 | 9,72                |
| Вага вагонів              | $M_o$ , т                           | 76,5                 | 63,6                |
| Моменти інерції           | $I_x$ , $\text{т} \cdot \text{м}^2$ | 75                   | 22                  |
|                           | $I_y$ , $\text{т} \cdot \text{м}^2$ | 1050                 | 1194                |
|                           | $I_z$ , $\text{т} \cdot \text{м}^2$ | 1100                 | 1223                |
| Висота центра мас над РГР | $h$ , м                             | 1,84                 | 2,1                 |

Частота виляння кузова піввагона визначена за залежністю (4) складає 2,63 Гц, для вагона-платформи 2,8 Гц.

З порівняння значень частот коливань візки  $f_{\psi_{\text{в}}}$  та колісної пари  $f_{\psi_{\text{кп}}}$  (табл. 1) видно, що масові й інерційні характеристик досліджуваних типів рухомого складу резонансних явищ між кузовом і ходовими частинами викликати не



повинні. Результати визначення частот виляння (табл. 1) частково узгоджуються з результатами моделювання. При швидкостях 80 и 90 км/год має спостерігатися явище резонансу за збігом частот виляння колісної пари  $f_{\psi_{\text{кп}}}$  та візка  $f_{\psi_{\text{в}}}$ . Порівнюючи графічні залежності на рис. 3-5 для процесів виляння колісних пар, можливо зробити висновок, що це справедливо для піввагонів при швидкості 80 км/год, а для вагонів-платформ – при 90 км/год.

Значення частот виляння за виразами (1) - (3) отримані в припущенні, що кутова швидкість одиночної колісної пари приймається постійною і рівною відношенню швидкості руху екіпажу до радіусу колеса, які котяться по рейках без ковзання. Виконання цієї умови сумнівною в кривих малого та середнього радіуса, де колісні пари рухаються зі значними прослизаннями.

**Висновки:** В ході виконання теоретичних досліджень з урахуванням процесів коливання вантажного вагону та вантажу при повздовжньому та поперечному зміщеннях центру мас вантажу отримано залежності показників зносу та виляння колісної пари з урахуванням швидкості руху. На підставі проведеного теоретичного дослідження можливо зробити висновки:

- повздовжнє зміщення центру мас вантажу у бік переднього візка довантажуює набігаючу колісну пару, що у свою чергу знижує її виляння, за винятком швидкості у 80 км/год для піввагонів та 90 км/год для вагонів-платформ;
- виляння колісних пар  $\psi_{\text{кп}}$  при усіх варіантах розрахунку в розглянутому діапазоні швидкостей на обох кривих направленні в площині колії проти напрямку кривої;
- порівнюючи графічні залежності з результатами визначення частот виляння (табл. 1) для процесів виляння колісних пар, можливо зробити висновок, що спостерігатися явище резонансу за збігом частот виляння колісної пари  $f_{\psi_{\text{кп}}}$  та візка  $f_{\psi_{\text{в}}}$  для піввагонів при швидкості 80 км/год, а для вагонів-платформ – при 90 км/год.

## ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Швець, А. О. Аналіз засобів проектування та методів удосконалення конструкцій вантажного рухомого складу / А. О. Швець // Вісник сертифікації залізничного транспорту. – 2018. – № 2(48). – С. 61–73.
2. Мямлін, С. В. Визначення впливу показників тертя в системі «кузов–візок» на динаміку вантажного вагона / С. В. Мямлін, Л. О. Недужа, А. О. Швець // Наука та прогрес транспорту. Вісник ДНУЗТ ім. акад. В. Лазаряна. – № 2(50). – 2014. – С. 152–163. doi: 10.15802/stp2014/23792.
3. Разработка рекомендаций по снижению износа колес и рельсов за счет снижения сил динамического взаимодействия железнодорожных экипажей и пути с учетом стационарных и нестационарных режимов движения. В 3 т. Т. 2. Исследования влияния на износ различных факторов при стационарном



- режиме движения грузового вагона : отчет по НИР (заключ.) : 91.134.95.97/379.95.97 ЦТех / Днепропетр. нац. ун-т ж. д. трансп. им. акад. В. Лазаряна ; рук. Блохин Е. П., Пишнько А. Н. ; исполн.: Данович В. Д. [та ін.]. – Дніпропетровськ, 1998. – 176 с. – № ДР 0196U023134. – Инв. № 416(II).
4. Знос коліс та рейок при нерівномірному завантаженні піввагонів / Анжела О. Швець, О. М. Болотов, Л. С. Сапарова, Анжеліка О. Швець // Вісн. сертифікації залізн. трансп. – 2019. – № 1. – С. 4–17.
  5. Shvets, A. O. Influence of Loading from the Axle of a Gondola Car on its Dynamic Indicators and Railway Track / A. O. Shvets, O. O. Bolotov // Наука та прогрес транспорту. – 2019. – № 1 (79). – С. 151–166. – doi: 10.15802/stp2019/158127
  6. Швець, А. О. Вплив поздовжнього та поперечного зміщення центру ваги вантажу в піввагонах на їх динамічні показники / А. О. Швець // Наука та прогрес транспорту. – 2018. – № 5. – С. 115–128. doi: 10.15802/stp2018/146432.
  7. Визначення показників зносу за нерівномірного завантаження вантажного рухомого складу / О. В. Фомін, А.О. Швець, О. М. Болотов, Л. С. Сапарова // Вісн. сертифікації залізн. трансп. – 2020. – № 1. – С. 19–29.
  8. Research of Wheel-Rail Wear Due to Non-Symmetrical Loading of a Flat Car / O. V. Shatunov, A. O. Shvets, O. A. Kirilchuk, A. O. Shvets // Наука та прогрес транспорту. – 2019. – № 4. – С. 102–117. – DOI: 10.15802/stp2019/177457.
  9. Shatunov, O. V. Study of dynamic indicators of flat wagon with load centre shift / O. V. Shatunov, A. O. Shvets // Наука та прогрес транспорту. – 2019. – № 2 (80). – С. 127–143. doi: 10.15802/stp2019/165160
  10. Effect of the state of car running gears and railway track on wheel and rail wear / E. P. Blokhin, O. M. Pshinko, V. D. Danovich, M. L. Korotenko // Railway Bogies and Running Gears : Proceedings of the 4th International Conference, 1998 / Technical University of Budapest,. – Budapest : SSME-TUB, 1998. – С. 313–323.
  11. Данович, В. Д. Математическая модель пространственных колебаний сцепа пяти вагонов, движущихся по прямолинейному участку пути / В. Д. Данович, А. А. Малышева // Транспорт. Нагруженность и прочность подвижного состава : Сб. науч. тр. – Днепропетровск : «Наука и образование», 1998. – С. 62–69.
  12. Технические условия размещения и крепления грузов. Приложение 3 к Соглашению о международном железнодорожном грузовом сообщении (СМГС). – Київ : Девольта, 2011. – Т. 1. – 436 с.
  13. Зеленько Ю. В., Недужа Л. О., Швець А. О. Вплив віброакустичних параметрів рухомого складу на вибір раціональних значень ходової частини локомотива. Наука та прогрес транспорту. 2016. № 3 (63). С. 60–75. doi: 10.15802/stp2016/74717.
  14. Конструкция и динамика тепловозов / В. Н. Иванов, В. В. Иванов, Н. И. Панов, А. П. Третьяков // Москва: Транспорт. – 1968. – 288 с.
  15. Швець, А. О. Особливості визначення моментів інерції кузовів вантажних вагонів / А. О. Швець // Вісник сертифікації залізничного транспорту. – 2018. – № 5 (51). – С. 20–34.

## REFERENCES:

1. Shvets, A. O. (2018). *Analysis of Design Tools and Methods to Improve Designs of Freight Rolling Stock*. Bulletin of Certification of Railway Transport, 2(48), 61–73. (in Ukrainian)
2. Myamlin, S. V., Neduzha, L. A, & Shvets, A. A. (2014). *Determination of friction performance influence in the system "body–bogie" on the freight car dynamics*. Nauka ta prohres transportu–Science and Transport Progress, 2 (50), 152-163. doi: 10.15802/stp2014/23792. (in Ukrainian)
3. Blokhin, E. P., Pshinko, O. M., & Danovich, V. D. (1998). *Razrabotka rekomendacij po snizheniyu iznosa koles i rel'sov za schet snizheniya sil dinamicheskogo vzaimodejstviya zheleznodorozhnyh ehkipazhej i puti s uchetom stacionarnyh i nestacionarnyh rezhimov dvizheniya. Naturnye issledovaniya faktorov, vliyayushchikh na povyshennyi iznos rel'sov i grebney koles gruzovykh vagonov (№ SR 0196U023134)*. Dnipropetrovsk: Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan. (in Russian)
4. Shvets, Angela O., Bolotov, O. M., Saparova, L. S., & Shvets, Angelika O. (2019). *Wear Wheels and Rails at the Uneven Loading of Gondola Cars*. Visnyk sertyfikatsii zaliznychnoho transportu, 1(53), 4–17. (in Ukrainian)
5. Shvets, A. O., & Bolotov, O. O. (2019). *Influence of Loading from the Axle of a Gondola Car on its Dynamic Indicators and Railway Track*. Science and Transport Progress, 1 (79), 151-166. doi: 10.15802/stp2019/158127 (in English)
6. Shvets, A. O. (2018). *Influence of the Longitudinal and Transverse Displacement of the Cargo Gravity Center in Gondola Cars on their Dynamic Indicators*. Science and Transport Progress, 5 (77), 115–128. doi: 10.15802/stp2018/146432. (in Ukrainian)
7. Fomin, O. V., Shvets, A. O., Bolotov, O. M. & Saparova, L. S. (2020). *Definition of indicators wear in an uneven load freight rolling stock*. Bulletin of Certification of Railway Transport, 1, 19–29. (in Ukrainian)
8. Shatunov, O. V., Shvets, A. O., Kirilchuk, O. A., & Shvets, A. O. (2019). *Research of Wheel-Rail Wear Due to Non-Symmetrical Loading of a Flat Car*. Science and Transport Progress, 4, 102–117. doi: 10.15802/stp2019/177457.
9. Shatunov, O. V., & Shvets, A. O. (2019). *Study of dynamic indicators of flat wagon with load centre shift*. Science and Transport Progress, 2(80), 127-143. doi: 10.15802/stp2019/165160 (in English)
10. Blokhin, E. P., Pshinko, O. M., Danovich, V. D., & Korotenko M. L. (1998). *Effect of the state of car running gears and railway track on wheel and rail wear*. Railway Bogies and Running Gears: Proceedings of the 4th International Conference, Budapest, 313–323.
11. Danovich, V. D., & Malysheva, A. A. (1998). *Mathematical Model of Spatial Oscillations of the Coupling of Five Cars Moving Along a Rectilinear Section of the*



- Track. Transport. Stress loading and durability of a rolling stock (pp. 62-69). Dnepropetrovsk. (in Russian)*
12. *Tekhnicheskie usloviya razmeshcheniya i krepleniya Грузов. Prilozhenie 3 k Soglasheniyu o mezhdunarodnom zheleznodorozhnom Грузовом сообщении (SMGS). (2011). Kyiv: Devolta. (in Russian)*
  13. *Zelenko, Yu. V. Influence of Rolling Stock Vibroacoustical Parameters on the Choice of Rational Values of Locomotive Running Gear / Yu. V. Zelenko, L. O. Neduzha, A. O. Shvets // Science and Transport Progress. – 2016. – Vol. 3 (63). – P. 60-75. doi: 10.15802/stp2016/74717.*
  14. *Ivanov, V. N., Ivanov, V. V., Panov, N. I. & Tretyakov, A. P. (1968). Design and dynamics of diesel locomotives. Moscow: Transport, (Chapter XX). (in Russian)*
  15. *Shvets, A. O. (2018). Specifics of Determining the Moments of Inertia a Freight Wagons Bodies. Bulletin of Certification of Railway Transport, 5(51), 20–34. (in Ukrainian)*