

УДК 625.143(477)

**ВИЗНАЧЕННЯ МІСЦЯ КОНТАКТУ ТА РОЗМІРУ ПОВЕРХНІ КОЧЕННЯ ОБОДА КОЛЕСА НА ГОЛОВЦІ РЕЙКИ ВНУТРІШНЬОЇ НИТКИ КРИВОЇ ДІЛЯНКИ В ПРОЦЕСІ РОЗПИРАННЯ КОЛІЇ**

Кандидати техн. наук В. В. Новіков, А. О. Бабенко, викладач В. О. Корнієнко

**DETERMINATION OF THE PLACE OF CONTACT AND THE SIZE OF THE ROLLING SURFACE OF THE WHEEL RIM ALONG THE RAIL HEAD OF THE INNER THREAD OF THE CURVED SECTION IN THE PROCESS OF LATERAL PRESSURE OF THE TRACK**

PhD (Tech.) V. V. Novikov, PhD (Tech.) A. O. Babenko, Teacher V. Korniienko

DOI: <https://doi.org/10.18664/1994-7852.198.2021.256613>

***Анотація.** Згідно з розрахунковою схемою, що враховує усі виникаючі в процесі кочення обода колеса першої напрямної осі візка вантажного вагона розрахункові нахили поверхні обода відносно поверхні рейки, та аналізом поперечного профілю поверхні кочення рейки типу Р65, визначено місце контактування цих поверхонь у зоні закруглення коробової кривої радіусом 80 мм. Це дало змогу визначити розміри плями контакту поверхні кочення обода колеса по поверхні головки рейки згідно з теорією Герца–Бєляєва при відомих значеннях радіусів поверхонь кочення та врахувати їх при визначенні максимальної небезпечної норми ширини рейкової колії. На підставі розрахунку місця розташування математичної точки контакту на коробовій кривій визначено розмір контактної площадки спирання обода колеса вантажного вагона на поверхню головки рейки.*

***Ключові слова:** контактна площадка спирання, коробова крива, розпирання колії, максимальна небезпечна ширина рейкової колії.*

***Abstract.** In widespread sources the results of calculations of the sizes of contact planes of an ellipse form at interaction of locomotive wheels with rails of type P65 which small axes make 5-10 mm depending on loading taking into account dynamic influence are resulted. These data do not correspond to the purpose and objectives of this study, which is to determine the size of the half-axis of the contact plane under vertical load on the head of the rail thread in the range from 100 kN to 180 kN, when the wheel of the freight car rests on a bevel a wheel having a conicity of 1:10, with a wheel radius  $r_1 = 475$  mm and a rolling surface radius of the rail head  $r_2 = 80$  mm. The size of the contact plane of support of the rim of the wheel of a freight car on the surface of the head of the rail type P65 is determined in the work. The calculations were performed on the basis of preliminary determination of the location of the mathematical point of contact on the box curve, which outlines the surface of the rail head in cross section under deterministic conditions of pressing intermediate rail fasteners of separate type under the action of outstanding accelerations for freight  $-0.3$  m / s<sup>2</sup>. The purpose of the calculations is to obtain the practical value of the maximum dangerous width of the rail track, which corresponds to the conditions of track expansion at vertical wheel load on the rail 140 kN and at maximum spacing forces that provide the highest values of lateral displacements rail thread with a surface adjacent to the chamfer of the wheel rim. Based on calculations by the*

*Hertz-Bilyaev method, it was obtained that the average value of the contact strip of the rail and the rim of the wheel of a freight car, at a vertical load  $P = 140 \text{ kN}$ , is:  $b = 3.2 \text{ mm}$ , so  $b / 2 = 1.6 \text{ mm}$ . But if you round to the accuracy of measuring the width of the rail track -  $b / 2 = 1.6 \text{ mm}$ .*

**Keywords:** width of the rail track, half-axis, wheel rim, track expansion.

**Вступ.** Колійне господарство УЗ нині перебуває в умовах вкрай обмеженого та недостатнього фінансування, яке традиційно здійснюється за залишковим принципом і не забезпечує відновлення основної складової основних фондів-рейок, у надскладних умовах експлуатації залізничної колії, розташованої в кривих ділянках малого радіуса поєднано зі складним поздовжнім профілем на кшталт Львівської залізниці. Надінтенсивний бічний знос головок рейкових плітей завдає великих фінансових втрат через обмеження ресурсу напрацювання бічного зносу недостатньо обґрунтованою нормативною величиною максимальної небезпечної ширини рейкової колії – 1545 мм, тому ретельне врахування усіх експлуатаційних та конструктивних факторів впливу для максимального обґрунтованого визначення максимальної допустимої небезпечної ширини рейкової колії на залізобетонних шпалах з роздільними проміжними рейковими скріпленнями – це актуальне наукове завдання. Для визначення розміру контактної площадки спірання обода колеса вантажного вагона на поверхню головки рейки типу Р65 попередньо встановлено місце розташування математичної точки контакту на коробовій кривій, якою окреслена поверхня головки рейки у поперечному перерізі, з урахуванням детермінованих умов притиснення прикріплювачів проміжних роздільних рейкових скріплень у колії із залізобетонними шпалами при дії максимальних непогашених прискорень для вантажного руху –  $0,3 \text{ м/с}^2$ .

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** У сучасній науковій літературі, яка присвячена дослідженням міцності та тривалої працездатності рейок магістральних залізниць, як правило,

наведені результати визначення розмірів контактної площадки при взаємодії локомотивних або найбільш навантажених коліс вантажних вагонів [6, 7, 15, 16], проте відсутні результати досліджень та розрахунків для вагонних коліс, які розглядаються в процесі розпирання рейкової колії, коли стану найбільшої небезпеки провалювання колеса у колію відповідають не найбільші колісні навантаження, а такі, які забезпечують найбільші бічні відтиснення головки зовнішньої рейкової нитки, та максимальні розпирні зусилля від кочення колеса по внутрішній рейковій нитці конічною поверхнею, яка межує з фаскою.

**Визначення мети та завдання досліджень.** Визначення математичного місця контакту поверхні обода колеса вантажного вагона, що спирається конічною поверхнею, яка межує з фаскою на поверхні головки рейки типу Р65, поверхня якої окреслена коробовою кривою послідовно радіусами 500 мм, 80 мм, 15 мм, і на підставі цих розрахунків визначення розміру поверхні кочення обода колеса при спіранні на головку рейки внутрішньої нитки кривої ділянки колії, враховуючи процес розпирання.

**Основна частина.** Розпирання колії – це такий процес, коли перша вісь візка відтискає зовнішню рейкову нитку в кривій ділянці колії напрямним колесом, а інше колесо цієї осі котиться тією частиною обода, яка має конічність  $m_2$ , що відповідає тій ділянці поперечного перерізу, яка межує з фаскою колеса. Саме це спричиняє появу сил розпирання обох рейкових ниток. Розрахунки максимальної ширини колії довели, що мінімальні з отриманих за кресленням ГОСТ 9036 (ВНД32.07.001-2001. рис. 6.18) [1] та ЦВ-ЦЛ-0062 (рис. 5, в) [2] є такі, які мають вказану конусність обода  $m_2 = 10$ .

Саме для цих випадків визначається місце, тобто ділянка коробової кривої, якою окреслено поверхню кочення, головки рейки типу Р65 відповідно до ДСТУ 4344:2004 [3] радіусами 500 мм, 80 мм, 15 мм. Цей розрахунок дозволить визначити розміри плями контакту згідно з теорією Герца–

Беляєва [4] при відомих радіусах поверхонь кочення колеса та рейки.

Поверхня кочення обода колеса має конічність  $m_2 = 10$ , що має дотичну у поперечному перерізі до точки контакту з поверхнею кочення рейки, яка складає кут з дотичною, проведеною до вертикальної осі рейки  $\beta_m$  (рис. 1).

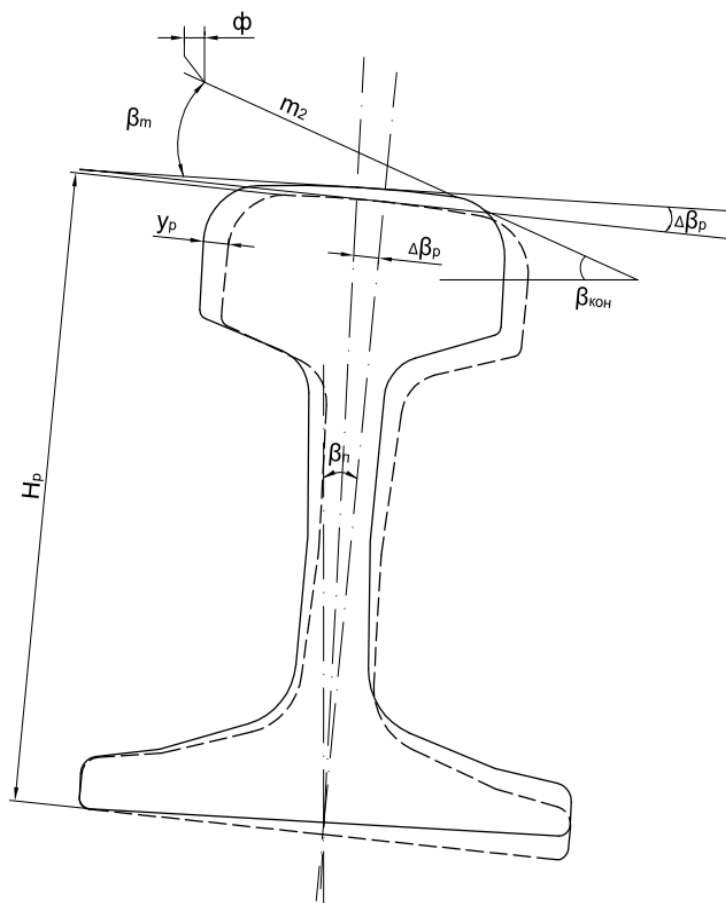


Рис. 1. Розрахункова схема для визначення кута  $\beta_m$

Бічне розпирання рейки за умови найбільш несприятливої взаємодії, коли кромка підшви рейки має упор у реборду підкладки, приводить до відтиснення лише головки рейки на величину  $y_p$ , яку можна підрахувати для найбільш ослабленого стану притиснень клемних болтів  $M_{кл} = 39$  Нм та закладних болтів  $M_{зб} = 67$  Нм за емпіричною формулою, отриманою у [5]:

$$y_p = (8,4 \cdot 10^{-2} - 3 \cdot 10^{-4} \cdot P_\phi) \cdot Y_\phi, \quad (1)$$

де  $P_\phi$  – величина вертикального колісного навантаження на рейку, кН;

$Y_\phi$  – величина бічного навантаження на рейку від сили розпирання колії, яка визначається за формулою:

$$Y_\phi = P_\phi / m_2, \quad (2)$$

де  $m_2$  – конусність обода колеса,  $m_2 = 10$ .

Для найбільш несприятливого навантаження, коли колесо створює лише

статичне зусилля, для вантажного вагона прийнято  $P_{\sigma} = 105$  кН.

Отримаємо:  $Y_{\sigma} = 105/10 = 10,5$  кН.

Визначення величини кута  $\beta_m$  здійснюється без урахування люфтів по підшві рейки, через те що максимальна сила розпирання значно менша за сили тертя по підшві рейки, тобто:

$$Y_{\sigma} < P_{\sigma} f_m, \quad (3)$$

де  $f_m = 0,6$  – коефіцієнт тертя підшви рейки по гумовій прокладці та підкладки по гумовій прокладці [6];

$$P_{\sigma} f_m = 105 \cdot 0,6 = 63 \text{ кН.}$$

Через наявність підуклонки рейки 1/20 та відтиснення головки рейкової нитки на величину  $y_p \approx 1,0$  мм отримаємо фактичний кут нахилу дотичної до поверхні кочення колеса в зоні конусності  $m_2 = 10$ :

$$\beta_m = \beta_{\text{кон}} - \beta_n + \Delta\beta_p, \quad (4)$$

де  $\beta_{\text{кон}} = \arctg 1/10$  – кут нахилу поверхні кочення з  $m_2 = 10$ ;

$\beta_n = \arctg 1/20$  – кут нахилу осі рейки за рахунок її підуклонки 1/20;

$\Delta\beta_p = \arctg Y_{\sigma}/H_{\text{рейки}}$  – зміна кута нахилу осі рейки за рахунок пружного відтиснення силою розпирання  $Y_{\text{розп}}$ ;

$H_{\text{рейки}} = 180$  мм – висота рейки Р65.

Отримаємо:  $\beta_m = 3,116$ .

Величина кута  $\beta$  визначається за формулою згідно з розрахунковою схемою на рис. 2:

$$\beta = \arccos \frac{(80 \cos \alpha - (1.7 - 0.1))}{80}, \quad (5)$$

де  $\cos \alpha = \sqrt{1 - \sin^2 \alpha} = 0,99979998$   
( $\sin \alpha = 10/500 = 0.02$ ).

Після розрахунків визначена величина кута  $\beta = 11,478^\circ$ .

Остаточню маємо:

$$\beta_m = 3,116^\circ < \beta = 11,478^\circ.$$

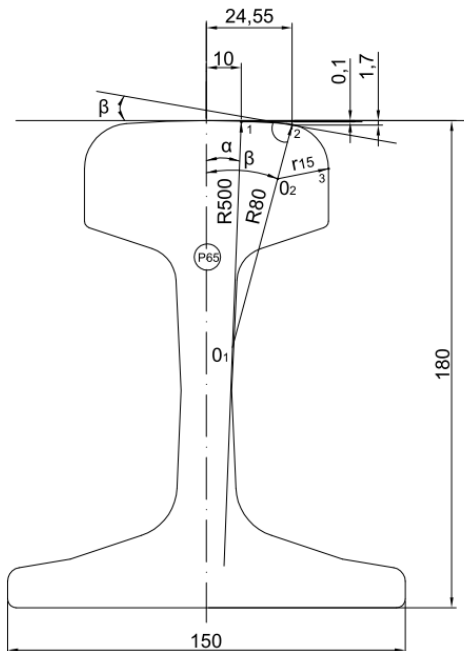


Рис. 2. Розрахункова схема для визначення кута  $\beta$

Теоретично місце контакту поверхні кочення обода колеса може розташовува-

тися на ділянках коробової кривої, якою окреслена поверхня кочення головки рейки

в межах між точками 1 і 2 або між точками 2 і 3 (рис. 2), або в межах радіуса  $R = 80$  мм або  $r = 15$  мм. Якщо кут  $\beta_m$  буде в межах  $\beta_m < \beta$ , де  $\beta$  – кут нахилу дотичної до коробової кривої в точці 2, яка відповідає місцю зміни радіуса поверхні кочення головки рейки з 80 мм на 15 мм, то місце контакту буде розташовано в межах поверхні кочення, окресленої радіусом 80 мм, а якщо  $\beta_m > \beta$ , то контактування відбуватиметься в межах, окреслених радіусом заокруглення головки рейки  $r = 15$  мм.

Для визначення розміру контактної площадки спирання обода колеса вантажного вагона на поверхню головки

рейки типу Р65 попередньо встановлено місце розташування математичної точки контакту на коробовій кривій, якою окреслена поверхня головки рейки у поперечному перерізі, з урахуванням детермінованих умов притиснення прикріплювачів проміжних роздільних рейкових скріплень у колії із залізобетонними шпалами при дії максимальних непогашених прискорень для вантажного руху –  $0,3 \text{ м/с}^2$ . Кочення колеса по рейці на сучасному рівні розвитку науки [4–11] розглядається як кочення однієї циліндричної поверхні радіуса  $r_1$  по іншій циліндричній поверхні з радіусом  $r_2$  (рис. 3).

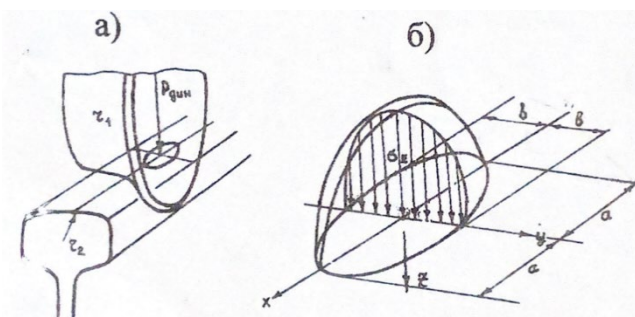


Рис. 3. Графічне зображення контакту вантажного колеса та рейки, що розповсюджується на деяку площадку (а), що має форму еліпса з осями  $2a$  і  $2b$  (б) [4–16]

Розміри півосей  $a$  і  $b$  контактної площадки залежать від співвідношення радіусів контакту тіл  $r_2/r_1$

$$a = m \sqrt[3]{\frac{3P(1-\gamma)^2}{2E(A+B)}}, \quad b = \frac{n}{m} a, \quad (6)$$

де  $A = \frac{1}{2r_2}, B = \frac{1}{2r_1}$ ;

$E$  – модуль пружності рейкової сталі, Мпа;

$\gamma$  – коефіцієнт Пуассона,  $\gamma = 0,25 \div 0,30$ ;

$m$  і  $n$  – коефіцієнти, що приймаються залежно від кута  $\Theta$ , який визначається зі співвідношення

$$\text{Cos } \Theta = \frac{|B-A|}{|A+B|}. \quad (7)$$

Значення коефіцієнтів  $m$  і  $n$  для різноманітних кутів  $\Theta$  можемо прийняти з довідкової літератури [2, 3].

Для обода колеса вантажного вагона в зоні конічності 1:10 величина радіуса колеса становить  $r_1 = 47,5$  см, а радіус поверхні кочення головки рейки становить  $r_2 = 8$  см. Усі розрахункові величини зведено в табл. 1, 2.

Таблиця 1

Розрахункові величини  $A, B, m, n$

$A$	$B$	$\text{Cos } \Theta$	$\Theta^\circ$	$m$	$n$
0,0625	0,010526	0,7117	44,62	1,94	0,6

Таблиця 2

Розрахункові значення осей контактної площадки у формі еліпса  $a$  і  $b$ , мм

	Вертикальне навантаження $P$ , кН				
	100	120	140	160	180
$a$ , мм	9,3	9,87	10,4	10,87	11,30
$b$ , мм	2,9	3,05	3,2	3,36	3,5

**Висновки.** Таким чином визначено, що контактування поверхні обода колеса ватажного вагона з конічністю  $m_2 = 10$  відбувається в місцях поверхні кочення головки рейки, окресленої радіусом 80 мм. Це стало підставою для визначення ширини смуги контакту колеса і рейки, яка відповідає еліпсній плямі контакту, з визначенням розмірів великої та малої півосі еліпса. Визначені розрахунками

розміри контактної площадки становлять від 18,6 мм × 5,8 мм до 22,6 мм × 7 мм, а площа контакту – від 3,4 см<sup>2</sup> до 4,97 см<sup>2</sup> у зоні контактування на головці рейки  $r_2 = 80$  мм. Середня величина смуги контакту рейки (меншої осі контактної еліпсоподібної плями) становить для  $P=140$  кН,  $b = 3,2$  мм, отже, півосі –  $b/2=1,6$  мм, та, якщо скруглити до цілої величини, –  $b/2=2,0$  мм.

#### Список використаних джерел

1. Інструкція з формування, ремонту та утримання колісних пар тягового рухомого складу залізниць України колії 1520 мм: ВНД 32.07.001-2001 (Нова редакція). Київ: ТОВ «НВП Поліграфсервіс», 2011. 170 с.
2. Інструкція з огляду, обстеження, ремонту та формування вагонних колісних пар: ЦВ-ЦЛ-006. Київ, 2005. 103 с.
3. Рейки звичайні для залізниць широкої колії. Загальні технічні умови ДСТУ 4344:2004. Держспоживстандарт України. Київ, 2005. С. 68.
4. Беляев Н. М. Сопротивление материалов. Москва: Наука, 1965. 856 с.
5. Новіков В. В. Підвищення строку експлуатації рейок в кривих ділянках колії зі скріпленнями роздільного типу: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.06. Харків, 2021. 161 с.
6. Даніленко Е. І. Залізнична колія. Улаштування, проектування і розрахунки, взаємодія з рухомим складом: підруч. для ВНЗ: у 2 т. Київ: Інпрес, 2010. Т. 1. 528 с.; Т. 2. 456 с.
7. Шахунянц Г. М. Железнодорожный путь. Изд. 3-е, перераб. и доп. Москва: Транспорт, 1987. 479 с.
8. Kosarchuk V. V., Danilenko É. I., Agarkov A. V. Effect of Railcar Wheel Tire Profiles on the Contact Stress Level in Subway Rails. *Strength of Materials*, 2020. Vol. 52. Issue 3. P. 398–406.
9. Bogacz R., Konowrocki R. On new effects of wheel-rail interaction. *Archive of Applied Mechanics*, 2012. Vol. 82. Issue 10, 11. P. 1313–1323.
10. Мелентьев Л. П., Альбрехт В. Г., Шавырин М. М. Пути повышения эффективности использования ресурсов рельсов. Контроль рельсов. *Труды ВНИИЖТ*. Москва: Транспорт, 1986. С. 3–17.
11. Вериго М. Ф. Ещё раз о причинах и механизмах контактно-усталостных отказов рельсов. *Вестник ВНИИЖТ*. 2001. № 5. С. 12–15.
12. Wang K., Huang C., Zhai W., Liu P., Wang S. Progress on wheel-rail dynamic performance of railway curve negotiation. *Journal of Traffic and Transportation Engineering*, 1 June 2014. Vol. 1, Issue 3, P. 209–220.
13. Dailydka S., Lingaitis L., Myamlin S., Prichodko V. Modelling the interaction between railway wheel and rail. *Transport*, July/September 2008. Vol. 23. Issue 3. P. 236–239.

14. Коган А. Я., Гаврилов В. М. Математическая модель расчёта контактно-усталостной долговечности рельсов. *Вестник ВНИИЖТ*. 1983. № 2. С. 46–48.

15. Сосновский Л. А., Сенько В. И. Износоусталостные повреждения и реальное состояние силовой системы типа колесо – рельс. *Наука и транспорт: вестник БелГУТа*. 2001. № 2 (3). С. 100–104.

16. Лысюк В. С., Сазонов В. Н., Башкатова Л. В. Прочный и надежный железнодорожный путь / под ред. В. С. Лысюка. Москва: ИКЦ «Академкнига», 2003. 589 с.

---

---

Новіков Вадим Володимирович, кандидат технічних наук, старший викладач кафедри машинобудування та технічного сервісу машин Українського державного університету залізничного транспорту.

Тел: +38 (057) 730-10-55. E-mail: novikoff.vadim2013@gmail.com. ORCID iD: 0000-0001-9341-0129.

Бабенко Андрій Олександрович, кандидат технічних наук, доцент кафедри машинобудування та технічного сервісу машин Українського державного університету залізничного транспорту. Тел: +38 (057) 730-10-55.

E-mail: babenko\_ngkg@kart.edu.ua. ORCID iD: 0000-0002-6486-468X.

Корнієнко Вікторія Олександрівна, викладач (вищої категорії) Харківського державного автомобільно-дорожнього коледжу, Циклова комісія «Будівництво мостів та інших штучних споруд». Тел.: (066) 404 70 38.

E-mail: viktoriahornienko55545@gmail.com. ORCID iD: 0000-0001-6643-087X.

Novikov Vadym, PhD (Tech.), Senior Lecturer, Department of Mechanical Engineering and Technical Service of Machines, Ukrainian State University of Railway Transport. Tel.: +38(057) 730-10-55.

E-mail: novikoff.vadim2013@gmail.com. ORCID iD: 0000-0001-9341-0129.

Babenko Andriy, PhD (Tech.), Associate Professor, Department of Mechanical Engineering and Technical Service of Machines, Ukrainian State University of Railway Transport. Tel.: +38(057) 730-10-55.

E-mail: babenko\_ngkg@kart.edu.ua. ORCID iD: 0000-0002-6486-468X.

Kornienko Viktoriia, Teacher (the highest category), Kharkiv State Automobile and Highway College, Cycle commission «Construction of bridges and other artificial structures». Tel: (066) 404 70 38.

E-mail: viktoriahornienko55545@gmail.com. ORCID iD: 0000-0001-6643-087X.

Статтю прийнято 30.09.2021 р.