

УДК 629.017



**Г. Г. Яровий**

## **ОЦІНЮВАННЯ КУРСОВОЇ СТІЙКОСТІ ЧОТИРИВІСНИХ АВТОМОБІЛІВ ІЗ ДВОМА ПОВОРОТНИМИ ДВОВІСНИМИ ПЛАТФОРМАМИ**

*Розглянуто питання оцінювання курсової стійкості чотиривісних автомобілів із двома поворотними двовісними платформами. Наведено результати дослідження стійкості чотиривісних автомобілів із двома двовісними поворотними платформами. Показано, що зазначені автомобілі мають більш високу курсову стійкість порівняно з автомобілями з традиційною ходовою частиною.*

**Ключові слова:** оцінювання, курсова стійкість, автомобіль, ходова частина, дослідження стійкості.

**Постановка проблеми.** Курсова стійкість є однією з найважливіших експлуатаційних властивостей, що впливають на безпеку дорожнього руху. Особливо небезпечною є втрата стійкості руху багатовісних важких автомобілів, зокрема броньованих. З урахуванням специфіки службово-бойової (бойової) діяльності підрозділів та частин Національної гвардії України (НГУ), тобто виконання завдань щодо охорони громадського порядку, забезпечення громадської безпеки, участі у спеціальних операціях зі знешкодження озброєних злочинців [1], спеціальні колісні броньовані автомобілі (наприклад, бронетранспортери) повинні мати високу маневреність і поворотливість. Однак на сьогодні колісні машини, які побудовані за принципами класичного компонування, не забезпечують ці потреби у повному обсязі.

Основним бронетранспортером, який знаходиться на озброєнні НГУ, є БТР 70 та його модифікації. Мінімальний радіус повороту по колії переднього зовнішнього колеса становить 12,6 м. Конструкція з двох поворотних двовісних платформ дасть змогу скоротити цей показник. Такий перспективний чотиривісний автомобіль буде мати більш високу курсову стійкість порівняно з автомобілями, що мають традиційну ходову частину.

Оцінюють стійкість багатовісних важких автомобілів наразі ймовірнісними методами, бо це є наслідком статичної невизначеності опорної системи (ходової частини), яка не дозволяє точно визначити нормальні реакції на колесах багатовісних автомобілів. Це і зумовило

необхідність появи у відомих дослідженнях статистичних методів розрахунку курсової стійкості.

Отже, дослідження стійкості чотиривісних автомобілів з двома двовісними поворотними платформами є актуальною проблемою та потребує додаткового вивчення.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Питання оцінювання стійкості руху автомобілів порушено у працях багатьох відомих учених. У публікаціях [2, 3] розглянуто два аспекти стійкості – стійкість проти занесення та стійкість у разі занесення. Стійкість проти занесення характеризує здатність автомобіля протистояти дії збуджуючих сил та моментів без появи збуреного руху. У праці [3] запропоновано називати цю властивість статичною стійкістю. Статична стійкість автомобіля під час гальмування досліджена у літературних джерелах [2, 6].

Стійкість у разі занесення – це властивість автомобіля після появи обуреного руху повертатися до необуреного протягом заданого або найкоротшого проміжку часу. У публікаціях [3, 4] ця властивість названа динамічною стійкістю автомобіля.

Стійкість руху багатовісних автомобілів досліджена у праці Д. А. Антонова, у якій отримано динамічні та математичні моделі машини у разі появи нестійкого стану. Проте, якщо під час розрахунку розподілу нормальних реакцій дороги між осями багатовісних автомобілів розрахункова схема є багатоопорною балкою, виникають проблеми, викликані необхідністю розкриття статичної невизначеності.

Для вирішення зазначеної проблеми у виданнях [6, 7] запропоновано ймовірнісну (стохастичну) модель оцінювання стійкості чотиривісного автомобіля проти занесення. У статті [6] розглянуто тяговий режим руху, а у праці [7] – гальмівний. У результаті використання стохастичної моделі у дослідженнях [6, 7] передбачається визначення вірогідності збереження чотиривісним автомобілем статичної (стійкості проти занесення) курсової стійкості.

Поява перспективної схеми ходової частини чотиривісної машини, яка містить дві поворотні двовісні платформи з мостами, що встановлено на балансирах, дає змогу більш терміново оцінювати стійкість автомобіля проти занесення. Це можливо здійснити, оскільки на зазначеній колісній машині на кожній з поворотних платформ мости встановлено на балансиру підвісі.

**Метою статті** є підвищення статичної курсової стійкості чотиривісного автомобіля шляхом використання двох поворотних двовісних платформ з балансируним підвісом мостів.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- визначити коефіцієнт стійкості чотиривісного автомобіля з двома двовісними поворотними платформами;

- провести аналіз впливу конструктивних параметрів на статичну курсову стійкість автомобіля.

**Виклад основного матеріалу.** Схему сил, що діють на чотиривісний автомобіль з двома поворотними двовісними платформами у тяговому режимі руху, наведено на рис. 1.

Для оцінювання статичної курсової стійкості автомобілів у працях [3, 5, 6, 7] запропоновано коефіцієнт стійкості, що є відношенням моменту стабілізуючого положення машини  $M_{\text{стаб}}$  до моменту, який збурує занесення  $M_{\text{можл}}$ .

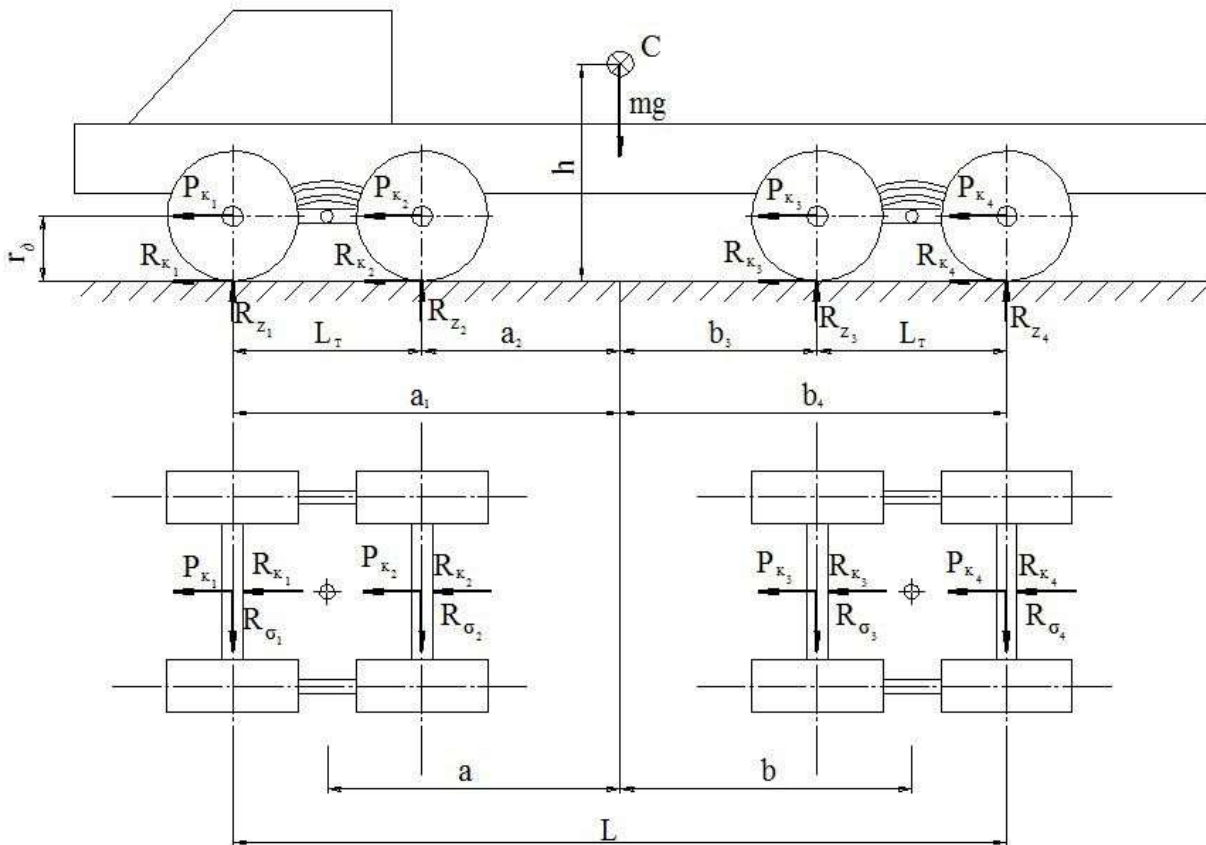


Рисунок 1 – Схема сил, що діють на чотиривісний автомобіль з двома двовісними поворотними платформами у тяговому режимі

Що стосується чотиривісного автомобіля (див. рис. 1), то у наукових джерелах [6, 7] отримано вираз для коефіцієнта стійкості, який має такий вигляд:

$$K_{уст} = \frac{M_{стат}}{M_{можл}} = \frac{R_{\beta_3} \cdot V_3 + R_{\beta_4} \cdot V_4}{R_{\beta_1} \cdot a_1 + R_{\beta_2} \cdot a_2} \geq 1, \quad (1)$$

де  $R_{\beta_1}, R_{\beta_2}, R_{\beta_3}, R_{\beta_4}$  – сумарні бічні реакції на колесах відповідних осей автомобіля;

$a_1, a_2$  – відстань від осей переднього поворотного візка до проекції центра мас машини на горизонтальну площину, що проходить через осі коліс;

$V_3, V_4$  – відстань від осей заднього поворотного візка до проекції центра мас машини на горизонтальну площину, що проходить через осі коліс.

Бічні реакції можуть бути визначені через нормальні сумарні і дотичні реакції дороги на відповідних осях автомобіля:

$$R_{\beta_1} = \sqrt{\varphi^2 R_{z_1}^2 - R_{k_1}^2}, \quad (2)$$

$$R_{\beta_2} = \sqrt{\varphi^2 R_{z_2}^2 - R_{k_2}^2}, \quad (3)$$

$$R_{\beta_3} = \sqrt{\varphi^2 R_{z_3}^2 - R_{k_3}^2}, \quad (4)$$

$$R_{\beta_4} = \sqrt{\varphi^2 R_{z_4}^2 - R_{k_4}^2}, \quad (5)$$

де  $\varphi$  – коефіцієнт зчеплення коліс із дорогою;

$R_{z_1}, R_{z_2}, R_{z_3}, R_{z_4}$  – сумарні нормальні реакції дороги на осях автомобіля;

$R_{k_1}, R_{k_2}, R_{k_3}, R_{k_4}$  – сумарні дотичні реакції на колесах відповідних осей автомобіля.

Дотичні реакції дороги на колесах автомобіля визначаються як (див. рис. 1)

$$R_{k_1} = P_{k_1} - \varphi R_{z_1} = \beta_{k_1} R_k, \quad (6)$$

$$R_{k_2} = P_{k_2} - \varphi R_{z_2} = \beta_{k_2} R_k, \quad (7)$$

$$R_{k_3} = P_{k_3} - \varphi R_{z_3} = \beta_{k_3} R_k, \quad (8)$$

$$R_{k_4} = P_{k_4} - \varphi R_{z_4} = \beta_{k_4} R_k, \quad (9)$$

де  $\varphi$  – коефіцієнт опору кочення коліс;

$R_{k_1}, R_{k_2}, R_{k_3}, R_{k_4}$  – сумарні тягові сили на колесах відповідних осей додані на рівні осей коліс [8];

$\beta_{k_1}, \beta_{k_2}, \beta_{k_3}, \beta_{k_4}$  – частки загальної дотичної реакції дороги, що припадають на відповідні осі автомобіля.

Після підстановки виразів для бічних реакцій дороги (2)–(5) і дотичних реакцій дороги (6), (7), (8) у рівнянні (1) отримаємо

$$K_{уст} = \frac{V_3 \sqrt{\varphi^2 R_{z_3}^2 - \beta_{k_3}^2 R_k^2} + V_4 \sqrt{\varphi^2 R_{z_4}^2 - \beta_{k_4}^2 R_k^2}}{a_1 \sqrt{\varphi^2 R_{z_1}^2 - \beta_{k_1}^2 R_k^2} + a_2 \sqrt{\varphi^2 R_{z_2}^2 - \beta_{k_2}^2 R_k^2}} \geq 1. \quad (10)$$

На відміну від випадків, розглянутих у працях [6, 7], у цьому варіанті статичної невизначеності немає, оскільки завдяки балансируному підвісу мостів сумарні нормальні реакції дороги на колесах осі будуть визначатися як

$$R_{z_1} = R_{z_2} = 0,5mg \frac{b_4 - \frac{L_t}{2}}{L - L_t}, \quad (11)$$

$$R_{z_3} = R_{z_4} = 0,5mg \frac{a_1 - \frac{L_t}{2}}{L - L_t}, \quad (12)$$

де  $m$  – маса автомобіля;

$L_t$  – база поворотного візка;

$L$  – база автомобіля (відстань між осями балансируного підвісу передньої та задньої поворотних платформ);

$g$  – прискорення вільного падіння,  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ .

Припустимо, що

$$\beta_{k_1} = \beta_{k_2} = \frac{1}{2} \beta_{k_1}, \quad (13)$$

та

$$\beta_{k_3} = \beta_{k_4} = \frac{1}{2} \beta_{k_{II}}, \quad (14)$$

де  $\beta_{k_1}, \beta_{k_{II}}$  – частки загальної дотичної реакції дороги, що припадають на колеса передньої та задньої двовісних поворотних платформ, відповідно

$$\beta_{k_1} + \beta_{k_{II}} = 1. \quad (15)$$

Ураховуючи прийняті припущення, а також співвідношення (1), (11), (12), перетворимо вираз (10) на формулу вигляду

$$K_{уст} = \frac{\sqrt{\varphi^2 m^2 g^2 \frac{a^2}{(L-L_T)^2} - \beta_{k_{II}}^2 R_k^2}}{\sqrt{\varphi^2 m^2 g^2 \frac{b^2}{(L-L_T)^2} - \beta_{k_1}^2 R_k^2}} \geq 1, \quad (16)$$

де  $a, b$  – горизонтальні коефіцієнти центра мас автомобіля  $a = a_1 - \frac{L_t}{2}$  та  $b = b_1 - \frac{L_t}{2}$ .

Умовою забезпечення статичної курсової стійкості автомобіля є отримання  $K_{уст} \geq 1$ . Із нерівності (16) за виконання умови  $K_{уст} \geq 1$  визначимо:

$$\beta_{kII} - \beta_{kI} \leq \frac{\varphi^2 m^2 g^2 * a - b}{R_k^2 L - L_t} \quad (17)$$

Ураховуючи співвідношення (15), перетворимо вираз (17) до такого вигляду:

$$\beta_{kI} \geq 0,5 \left( 1 - \frac{\varphi^2 m^2 g^2 * a - b}{R_k^2 L - L_t} \right) \quad (18)$$

Відношення  $\frac{R_k}{\varphi m g}$  у літературі [6] називають дотичним коефіцієнтом використання питомої ваги автомобіля  $M_x$ :

$$M_x = \frac{R_k}{\varphi m g} \quad (19)$$

Беручи до уваги вираз

$$L - L_t = a + b \quad (20)$$

і співвідношення (20), перетворимо формулу (18) на вираз вигляду

$$\beta_{kI} \geq 0,5 \left( 1 - \frac{1}{M_x^2} \frac{a - b}{a + b} \right) \quad (21)$$

Уведемо до рівняння (21) геометричний параметр

$$U = \frac{a - b}{a + b} \quad (22)$$

У рівнянні (21) права частина – це мінімально допустиме значення параметра  $(\beta_{kI})_{\min}$ , у якому зберігається статична курсова стійкість автомобіля. Таким чином,

$$(\beta_{kI})_{\min} = 0,5 \left( 1 - \frac{U}{M_x^2} \right) \quad (23)$$

На рисунку 2 наведено графіки залежності  $(\beta_{kI})_{\min}(M_x)$ , побудовані за різноманітних значень геометричного параметра  $U$ . Допустимі значення за умовами забезпечення статичної курсової стійкості чотиривісного автомобіля з двома поворотними двовісними платформами повинні розташовуватися вище ніж відповідні криві  $(\beta_{kI})_{\min}(M_x)$  за заданого значення параметра  $U$ .

Аналіз графіків, наведених на рис. 2, показує, що у разі отримання  $(\beta_{kI})_{\min} > 0$ , виникає небезпека одержання  $(\beta_{kI}) < (\beta_{kI})_{\min}$ . З умови  $(\beta_{kI})_{\min} > 0$  у рівнянні (23) знаходимо

$$M_x > \sqrt{U} \quad (24)$$

або

$$M_x > \sqrt{\frac{a - b}{a + b}} \quad (25)$$

Однак ця умова нездійсненна, оскільки дотичний (тангенціальний) коефіцієнт використання питомої ваги може бути більшим за одиницю, а величина  $\sqrt{\frac{a - b}{a + b}}$  – завжди меншою, ніж одиниця.

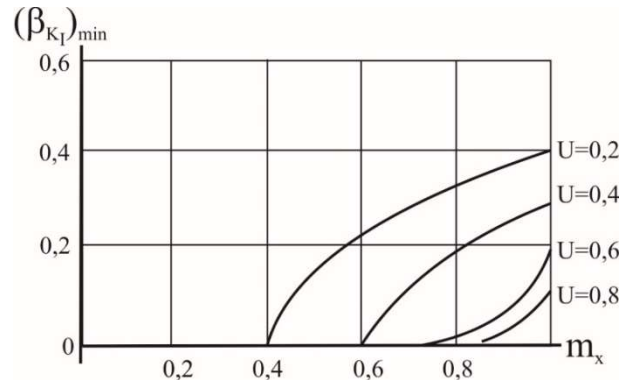


Рисунок 2 – Залежність  $(\beta_{kI})_{\min}(M_x)$  за різних значень параметра  $U = \frac{a - b}{a + b}$

На графіках, зображених на рис. 2, криві  $(\beta_{kI})_{\min}(M_x)$  побудовано за занижених значень  $U = \frac{a - b}{a + b}$ , які можна реалізувати, причому видно, що зі збільшенням параметра  $U$  криві дедалі більше зміщуються у негативну частину координатного поля. Це означає, що за реальних значень геометричного параметра  $U = \frac{a - b}{a + b}$  чотиривісний автомобіль з двома двовісними поворотними платформами зберігатиме статичну курсову стійкість у тяговому режимі руху за будь-якого значення коефіцієнта розподілу дотичних реакцій між осями та коефіцієнта використання зчпної ваги  $M_x$ .

## Висновок

Застосування на чотиривісних автомобілях передньої та задньої двовісних поворотних платформ з балансирним підвісом ведучих мостів забезпечує (на відміну від традиційної конструкції ходової частини) стійкість проти занесення за будь-якого положення центра мас та будь-якого розподілу крутних моментів між осями у всьому діапазоні коефіцієнтів використання зчпної ваги  $M_x$  (від нуля до одиниці).

Подальші дослідження мають бути спрямовані на визначення курсової стійкості броньованих автомобілів, зокрема під час бронювання існуючих цивільних колісних машин та визначення впливу оптимізації

параметрів бронювання на маневреність і стійкість цих машин.

#### **Перелік джерел посилання**

1. Про Національну гвардію України : Закон України від 13.03.2014 р. № 876-VII. *Відомості Верховної Ради України*. 2014. № 17. URL: <http://surl.li/ofjta> (дата звернення: 15.07.2023).
2. Подригало М. А., Волков В. П., Кирчатий В. І., Бобошко А. А. Маневреність і тормозні властивості колісних машин / за ред. М. А. Подригала. Харків : ХНАДУ, 2003. 403 с.
3. Подригало М. А., Волков В. П., Бобошко В. П. Динаміка автомобіля / за ред. М. А. Подригала. Харків : ХНАДУ, 2008. 424 с.
4. Подригало М. А., Волков В. П., Степанов В. Ю. Стійкість колісних машин при занесенні та способи її підвищення / за ред. М. А. Подригала. Харків : ХНАДУ, 2006. 385 с.

5. Стійкість колісних машин проти занесення в процесі гальмування та шляхи його підвищення / М. А. Подригало та ін. ; за ред. М. А. Подригала. Харків : ХНАДУ, 2006. 377 с.

6. Яценко К. Г., Подригало М. А., Клец Д. М. Імовірнісний метод оцінки стійкості руху багатовісних автомобілів. *Системи озброєння і військова техніка*. Харків : ХУПС, 2015. № 3 (43). С. 155–158.

7. Яценко К. Г., Подригало М. А., Клец Д. М. Probabilistic method for assessing the stability of multi-axle vehicles when braking. *SAE Technical Paper*. 2019-01-2146, 2019. DOI:10.4271/2019-01-2149.

8. Подригало М. А. Нове в теорії експлуатаційних властивостей автомобілів та тракторів. Харків : Акад. ВВ МВС України, 2013. 222 с.

*Стаття надійшла до редакції 15.09.2023 р.*

**UDC 629.017**

**Н. Yarovyi**

#### **EVALUATION OF COURSE STABILITY OF FOUR-AXLE VEHICLES WITH TWO ROTATING TWO-AXLE PLATFORMS**

*One of the most important operational properties of cars is directional stability, which affects road safety. Especially dangerous is the entry of multi-axle heavy trucks, whose stability is currently assessed using probabilistic methods of reliability theory.*

*The consequence of this approach is the static uncertainty of the support system (undercarriage), which does not allow to accurately determine the normal reactions on the wheels of multi-axle cars.*

*The classic layout of a combat wheeled vehicle, especially when performing tasks within the city limits, is insufficient maneuverability. The most common armored personnel carrier in the National Guard is the BTR 70 and its modifications. The minimum turning radius along the track of the front outer wheel is 12.6 m. The design of two rotating two-axle platforms will reduce this indicator. Also, such a design will allow, especially in the conditions of urban development, to place a two-platform combat vehicle with the letter "Г" or "V" to cover personnel from a threatening direction. And the construction of two machines with such a configuration will provide all-round protection of personnel during combat missions or public order protection missions.*

*The use on four-axle cars of front and rear two-axle rotary platforms with a balance suspension of the leading axles provides (in contrast to the traditional design of the chassis) resistance against skidding at any position of the center of mass and has a higher course stability compared to cars with a traditional chassis part.*

*Thus, the study of the stability of four-axle vehicles with two two-axle rotary platforms is an urgent problem and needs further study.*

**Keywords:** *evaluation, directional stability, car, chassis, stability research.*

**Яровий Геннадій Геннадійович** – ад'юнкт Національної академії Національної гвардії України  
<https://orcid.org/0000-0002-6347-353X>