

ЗАКАПКО О.Г.

ОЦІНКА СТІЙКОСТІ ДВОВІСНОЇ КОЛІСНОЇ МАШИНИ ПРИ ЗАНОСІ В ПРОЦЕСІ ГАЛЬМУВАННЯ

Однією з найбільш поширених причин виникнення дорожньо-транспортних пригод є занос автомобіля при гальмуванні при випереджувачому блокуванні задніх коліс. Дослідженню причин виникненню заносу при гальмуванні присвячена велика кількість наукових праць. Визначено, що причиною заносу автомобіля не тільки при екстреному, а і при службовому гальмуванні є випереджуваче блокування (по відношенню до передніх) задніх коліс автомобіля. Однак у цих роботах при побудованні динамічних і математичних моделей не враховано ступінь надлишкового загальмування задніх коліс, що впливає на протікання процесу заносу колісних машин.

Проведене дослідження дозволило отримати аналітичні вирази для оцінки стійкої швидкості руху автомобіля при гальмуванні з заблокованими задніми та незаблокованими передніми колесами при різній ступені недовикористання зчіпної ваги на передній осі. Введено новий показник – ступінь недовикористання зчіпної ваги автомобіля при заносі задньої осі.

Ключові слова: гальмування автомобіля, блокування задніх коліс, занос, недовикористання зчіпної ваги, оцінка стійкості..

О. ЗАКАРКО

EVALUATION OF THE STABILITY OF A TWO-AXLE WHEELED MACHINE WHEN SLIDDING DURING THE BRAKING PROCESS

One of the common causes of road traffic accidents is the skidding of the car during braking with the rear wheels locking in advance. It was determined that the cause of the car skidding is the anticipatory blocking of the rear wheels of the car. However when building dynamic and mathematical models the degree of excessive braking of the rear wheels wasn't taken into account. The conducted research made it possible to obtain analytical expressions for estimating the steady speed of the car when braking with locked rear and unlocked front wheels at different degrees of underutilization of the coupling weight on the front axle. A new indicator has been introduced – the degree of underutilization of the car's hitch weight when the rear axle skids. The goal of the study is to improve the accuracy of the evaluation of the car's indicators when braking with the front non-locked and rear locked wheels by improving the method of determining the total reaction of the road on the rear wheels. To achieve the goal, the task of determining the total reaction of the road on the rear wheels was solved. As a result of the conducted research, analytical expressions were obtained for estimating the steady speed of the car when braking with locked rear and unlocked front wheels at different degrees of underutilization of the coupling weight on the front axle. In the obtained analytical expressions, a new indicator is used – the degree of underutilization of the towing weight of the car.

Key words: braking of the car, blocking of the rear wheels, skidding, underuse of tow weight, sustainability assessment.

Вступ. Втрата стійкості колісних машин при гальмуванні є однією з поширених причин виникнення дорожньо-транспортних пригод. Занос машини виникає при випереджувачому блокуванні задніх коліс в процесі гальмування. Дослідженню цього процесу і визначенню причин виникнення заносу при гальмуванні присвячено значна кількість наукових праць. Однак в цих роботах, при побудові динамічних і математичних моделей не враховано ступінь надлишкового загальмування задніх коліс, що впливає на процес заносу колісної машини.

В статті наведено результати дослідження, які дозволили отримати аналітичні вирази для оцінки стійкої швидкості руху автомобіля при гальмуванні з задніми заблокованими і передніми незаблокованими колесами при різному ступені невикористання зчіпної ваги на передній осі. Використовується новий показник – ступінь недовикористання зчіпної ваги автомобіля.

Аналіз останніх досягнень і публікацій. Основоположниками теорії стійкості автомобіля в процесі руху і при гальмуванні являються академік Е. А. Чудаков [1], професор Я. М. Певзнер [2]. Їх роботи стали основою для проведення подальших досліджень І. Я. Еліса [3], В. А. Дем'янюка [4], В. П. Сахно [5], А. С. Федосова [6], М. А. Подригало [13] та інших

авторів. Із останніх робіт, проведених в Україні слід відмітити роботи наукової школи професора В. П. Сахно [5, 7].

В різних аспектах питання стійкості руху розглядалися в роботах Ю. А. Буреннікова, А. А. Кашканова, В. М. Ребедайло [8], П. Л. Гащука [9], І. П. Троянської та С. П. Пожидаєва [10], а також в роботах [11, 12].

В роботах [13, 14] досліджена стійкість автомобіля при випереджуючому блокуванні задніх коліс в процесі гальмування. В указаних роботах [13, 14] використовувалась розрахункова схема, представлена на рис. 1.

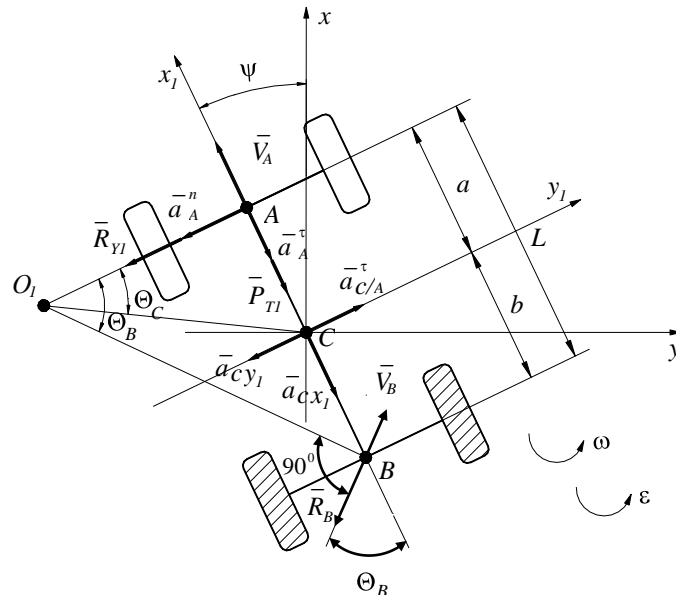


Рис. 1 – Схема сил, які діють на автомобіль при заносі в процесі гальмування з заблокованими задніми та незаблокованими передніми колесами

Авторами робіт [13, 14] показано, що найбільш істотним фактором, який впливає на інтенсивність розвитку заносу автомобіля являється сумарна бокова реакція R_{Y1} , яка виникає при взаємодії передніх незаблокованих коліс з дорогою. На відміну від гіпотези, яка використовувалась раніше про те, що вектор R_{Y1} має постійний модуль, який визначається залежністю (1):

$$R_{Y1} = \sqrt{\varphi^2 \cdot R_{Z1}^2 - P_{T1}^2} \quad (1)$$

автори робіт [13, 14] провели оцінку динаміки його змін отримавши на основі запропонованої динамічної моделі (рис. 1) вираз (2):

$$R_{Y1} = R_B \cdot \theta_B \cdot \frac{a \cdot b - i_z^2}{a^2 + i_z^2} + m_a \cdot \frac{V_{x1} \cdot \omega}{1 + \frac{a^2}{i_z^2}}, \quad (2)$$

де φ – коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою; R_{Z1} – сумарна нормальна реакція дороги на передніх колесах; P_{T1} – сумарна гальмівна сила на передніх колесах; a , b – координати проекції центра мас автомобіля на горизонтальну площину (см. рис. 1); i_z – радіус інерції автомобіля відносно вертикальної осі; ω – кутова швидкість автомобіля в площині дороги; V_{x1} – лінійна швидкість автомобіля в напрямку осі Cx_1 (див. рис. 1); m_a – маса автомобіля; R_B – сумарна реакція дороги на задні заблоковані колеса автомобіля; θ_B – кут між напрямком реакції R_B і повздовжньою віссю автомобіля (див. рис. 1).

В роботі [13, 14] запропонована для визначення R_B спрощена формула (3):

$$R_B \cong m_x \cdot (1 - \beta_\delta) \cdot \varphi \cdot m_a \cdot g = \frac{\varphi \cdot m_a \cdot g \cdot \frac{a}{L}}{1 + \frac{1}{1 - \beta_\delta} \cdot \varphi \cdot \frac{h}{L}}, \quad (3)$$

де m_x – коефіцієнт використання зчіпної ваги автомобіля при гальмуванні [6, 13] при випереджаючому блокуванні задніх коліс;

$$m_x = \frac{\frac{a}{L}}{1 - \beta_\delta + \varphi \cdot \frac{h}{L}}, \quad (4)$$

де β_δ – коефіцієнт дійсного розподілу гальмівної сили на передню вісь автомобіля [3, 7] (см. рис. 1).

Кут θ_B можна визначити як (5):

$$\theta_B \cong \frac{L}{O_1A} = \frac{L}{V_{x1}} \cdot \omega, \quad (5)$$

де L – повздовжня колісна база автомобіля.

В результаті, після підстановки співвідношень (3)–(5) в формулу (2) в роботах [11, 13] була отримана залежність (6):

$$R_{y1} = \omega \cdot \frac{m_a}{1 + \frac{a^2}{i_z^2}} \cdot \left(V_{x1} + \frac{\varphi \cdot g \cdot a}{1 + \frac{1}{1 - \beta_\delta} \cdot \varphi \cdot \frac{h}{L}} \cdot \frac{\frac{a \cdot b}{i_z^2} - 1}{V_{x1}} \right). \quad (6)$$

Залежності (3), (4) і, як результат, співвідношення (6), включає в себе величину дійсного коефіцієнта розподілення β_δ гальмівної сили на передню вісь, визначеного [6, 13] наступною залежністю:

$$\beta_\delta = \frac{P_{T1}}{P_{T1} + P_{T2}}. \quad (7)$$

В випадку, який ми розглядаємо

$$P_{T2} = \varphi \cdot R_{Z2}, \quad (8)$$

де R_{Z2} – сумарна нормальна реакція дороги на задніх (заблокованих) колесах.

Після підстановки (8) в (7) отримуємо вираз (9):

$$\beta_\delta = \frac{P_{T1}}{P_{T1} + \varphi \cdot R_{Z2}} = \frac{1}{1 + \frac{\varphi \cdot R_{Z2}}{P_{T1}}}, \quad (9)$$

Аналіз виразу (9) показує, що величина β_δ у процесі гальмування із задніми заблокованими та передніми незаблокованими колесами є величиною змінною та приймати її постійною, рівною конструктивному значенню не можна, оскільки P_{T1} може змінюватися і $R_{Z1} = const$.

Мета та постановка задачі. Метою дослідження є підвищення точності оцінки показників стійкості автомобіля при гальмуванні з передніми не заблокованими та задніми заблокованими колесами шляхом удосконалення методу визначення сумарної реакції дороги на задніх колесах.

Для досягнення поставленої мети необхідно визначити величину сумарної реакції дороги R_B при змінному значенні P_{T1} .

Виклад основного матеріалу. Сумарні нормальні реакції дороги на передній та задній осях автомобіля при гальмуванні із задніми заблокованими та передніми не заблокованими колесами можуть бути визначені за залежностями (10) та (11):

$$R_{Z1} = m_a \cdot g \cdot \frac{b}{L} + \left(P_{T1} \cdot \frac{h-r_g}{L} + \varphi \cdot R_{Z2} \cdot \frac{h}{L} \right) \cdot \cos \psi, \quad (10)$$

$$R_{Z2} = m_a \cdot g \cdot \frac{a}{L} - \left(P_{T1} \cdot \frac{h-r_g}{L} + \varphi \cdot R_{Z2} \cdot \frac{h}{L} \right) \cdot \cos \psi, \quad (11)$$

де g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$; h – висота центра мас автомобіля; r_g – динамічний радіус коліс; ψ – кут повороту повздовжньої осі відносно заданого напрямку руху (курсний кут).

Виразимо сумарну гальмівну силу P_{T1} на передніх колесах через граничну силу по зчепленню:

$$P_{T1} = \varphi \cdot R_{Z1} - \Delta P_{T1}, \quad (12)$$

де ΔP_{T1} – додаткова частина сумарної гальмівної сили, яку необхідно створити для блокування передніх коліс.

Очевидно, що між сумарними нормальними реакціями дороги існує взаємозв'язок:

$$R_{Z1} + R_{Z2} = m_a \cdot g, \quad (13)$$

Рівняння (11) з урахуванням співвідношень (12) та (13) прийме вигляд (14):

$$R_{Z2} = m_a \cdot g \cdot \frac{a}{L} - \left[\varphi \cdot (m_a \cdot g - R_{Z2}) - \Delta P_{T1} \right] \cdot \frac{h-r_g}{L} \cdot \cos \psi - \varphi \cdot R_{Z2} \cdot \frac{h}{L} \cdot \cos \psi, \quad (14)$$

Вирішуючи рівняння (14) відносно R_{Z2} , отримуємо (15):

$$R_{Z2} = \frac{m_a \cdot g \cdot \left(\frac{a}{L} - \varphi \cdot \frac{h-r_g}{L} \cdot \cos \psi \right) + \Delta P_{T1} \cdot \frac{h-r_g}{L} \cdot \cos \psi}{1 + \varphi \cdot \frac{r_g}{L} \cdot \cos \psi}. \quad (15)$$

Сумарна реакція в площині дороги на задніх колесах дорівнює виразу (16):

$$R_B = \varphi \cdot R_{Z2} = m_a \cdot g \cdot \varphi \frac{\frac{a}{L} - \varphi \cdot \frac{h-r_g}{L} \cdot \cos \psi + \varphi \cdot L_x \cdot \frac{h-r_g}{L} \cdot \cos \psi}{1 + \varphi \cdot \frac{r_g}{L} \cdot \cos \psi}, \quad (16)$$

де L_x – ступінь недовикористання зчпної ваги автомобіля,

$$L_x = \frac{\Delta P_{T1}}{m_a \cdot g \cdot \varphi} = 1 - m_x. \quad (17)$$

Після підстановки виразу (16) в рівняння (2) отримуємо (18):

$$R_{Y1} = m_a \cdot \left[g \cdot \varphi \frac{\frac{a}{L} - (1-L_x) \cdot \varphi \cdot \frac{h-r_g}{L} \cdot \cos \psi}{1 + \varphi \cdot \frac{r_g}{L} \cdot \cos \psi} \cdot \frac{L}{V_{X1}} \cdot \omega \cdot \frac{a \cdot b - i_z^2}{a^2 + i_z^2} + \frac{V_{X1} \cdot \omega}{1 + \frac{a^2}{i_z^2}} \right]. \quad (18)$$

Із виразу (18) видно, що вектор реакції дороги $\overline{R_{Y1}}$ буде мати напрямок, який співпадає з напрямком на рис. 1 при $a \cdot b > i_z^2$. При $a \cdot b < i_z^2$ зміна напрямку вектору $\overline{R_{Y1}}$ на протилежний станеться в випадку виконання умови (19):

$$g \cdot \varphi \frac{\frac{a}{L} - (1 - L_x) \cdot \varphi \cdot \frac{h - r_g}{L} \cdot \cos \psi}{1 + \varphi \cdot \frac{r_g}{L} \cdot \cos \psi} \cdot \frac{L}{V_{x1}} \cdot \omega \cdot \frac{i_z^2 - a \cdot b}{a^2 + i_z^2} + \frac{V_{x1} \cdot \omega}{1 + \frac{a^2}{i_z^2}} < 0. \quad (19)$$

Вирішивши нерівність (19) відносно лінійної швидкості V_{x1} отримаємо (20):

$$V_{x1} > \sqrt{g \cdot \varphi \cdot L \cdot \left(1 - \frac{a \cdot b}{i_z^2}\right) \cdot \frac{\frac{a}{L} - (1 - L_x) \cdot \varphi \cdot \frac{h - r_g}{L} \cdot \cos \psi}{1 + \varphi \cdot \frac{r_g}{L} \cdot \cos \psi}}. \quad (20)$$

При зміні напрямку реакції R_{y1} на протилежний момент обурюючий $M_{\text{возм}} = R_{y1}$ змінює свій напрямок на протилежний і стає стабілізуючим $M_{\text{стаб}}$.

При $i_z^2 = a \cdot b$ права частина нерівності (20) дорівнює нулю. Це означає, що в цьому випадку стійкість автомобіля забезпечується на будь-якій швидкості. З нерівності видно, що при високих швидкостях руху автомобіль стійкий. При падінні швидкості в процесі гальмування та досягнення критичного значення (права частина нерівності (20)) можливе занесення. При $L_x = 0$ (передні колеса знаходяться на межі блокування) права частина нерівності (20) зменшується, що сприяє підвищенню стійкості автомобіля.

Висновки.

1. В результаті проведеного дослідження отримано аналітичні вирази для оцінки стійкої швидкості руху автомобіля при гальмуванні із задніми заблокованими та передніми не заблокованими колесами при різному ступені недовикористання зчпної ваги на передній осі.

2. В отриманих аналітичних виразах використано новий показник – ступінь недовикористання зчпної ваги автомобіля, облік якого дозволив уточнити відомі раніше залежності.

Список літератури:

1. Чудаков Е. А. Устойчивость автомобиля против заноса. Москва : Издательство АН СССР, 1945. 144 с.
2. Певзнер Я. М. Теория устойчивости автомобиля. Москва : Машгиз, 1947. 156 с.
3. Vehicle dynamics. Professor I.R. Ellis, H. Se (Ed). Ph. D., F.I. Mech. E. Advanced School of Automobile Engineering Granfield. London Business books limited, 1969.
4. Дем'янюк В. А. Аналіз робочих процесів та оптимізація гальмівних систем автобусів. Київ : НТУ, 2013. 483 с.
5. Поляков В. М., Сахно В. П. Триланкові автопоїзди. Маневреність. Луганськ : Вид-во "Ноулідж", 2014. 206 с.
6. Федосов А. С. Удосконалення методів розрахунку і конструкції гальмівних систем легкових автомобілів : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.05.03. Харків, 1994. 39 с.
7. Сахно В. П., Поляков В. М., Костенко А. В. та інші. Експлуатаційні властивості автотранспортних засобів. Частина 3: Маневреність. Керованість, стійкість. Донецьк : ЛАНДОН-XXI, 2015. 400 с.
8. Буренніков Ю. А., Кашканов А. А., Ребідайло В. М. Рухомий склад автомобільного транспорту; робочі процеси та елементи розрахунку : навч. посіб. Вінниця : ВНТУ, 2009. 276 с.
9. Гащук П. Л. Теорія колісного рушія: Навчальний посібник. Київ : Видавничий дім "Кондор", 2018. 328 с.
10. Трояновська І. П., Пожидаєв С. П. Моделювання криволінійного руху колісних і гусеничних тракторних агрегатів. Київ : Агромедіагруп, 2014. 303 с.
11. Динаміка колеса автомобіля / [А.У. Абдулгасіс, Д.В. Абрамов, М.П. Артьомов та інші]; за ред. О. С. Полянського. Харків: Вид-во ХНАДУ, 2019. 199 с.
12. Керованість та стійкість тракторів і тракторних поїздів / [М.А. Подригало, О.С. Полянський, Є.О. Дубінін та інші] за ред. М.А. Подригало. Харків : ХНТУСГ ім. Василенка, 2018. 279 с.
13. Подригало М. А., Волков В. П., Доброгорський М. В., Степанов В. Ю. Стійкість колісних машин при гальмуванні і способи її підвищення / за ред. М. А. Подригало. Харків : Вид-во ХНАДУ, 2006. 335 с.
14. Доброгорський М. В. Забезпечення стійкості легкового автомобіля при граничних режимах руху : автореф. дис. кан. техн. наук : 05.22.02. Харків, 2006. 20 с.

References (transliterated):

1. Chudakov E.A. Ustoichyost avtomobyliia protyv zanosa /E.A. Chudakov – M: Izdatelstvo AN SSSR, 1945-144 s.
2. Pevzner Ya.M. Teoryia ustoichyosty avtomobyliia /Ia.M. Pevzner M: Mashhyz, 1947-156 s.
3. Vehicle dynamics. Professor I.R. Ellis, H. Se (Ed). Ph. D., F.I. Mech. E. Advauced Schod f Automobile Engineering Granfield. London Business books limited, 1969.
4. Demianiuk V.A. Analiz robochykh protsesiv ta optymizatsiia halmivnykh system avtobusiv / V. A. Demianiuk. - K. : NTU, 2013. - 483 s.
5. Poliakov V.M. Trylankovi avtopoizdy. Manevrenist/V.M. Poliakov, V.P. Sakhno.-Luhansk:Vyd-vo “Noulidzh”, 2014-206 s.
6. Fedosov A.S. Udoskonalennia metodiv rozrakhunku i konstruksii halmivnykh system lehkovykh avtomobiliv: avtoreferat dysertatsii na zdobuttia naukovooho stupenia doktora tekhnichnykh nauk: 05.05.03 – avtomobili ta traktory/ Kharkivskiy derzhavnyi avtomobilno-dorozhniy universytet. Kharkiv 1994 – 39 s.
7. Sakhno V.H. Ekspluatatsiini vlastyosti avtotransportnykh zasobiv. Chastyna 3: Manevrenist. Kerovanist, stiikist/V.P. Sakhno, V.M. Poliakov, A.V. Kostenko ta inshi. – Donetsk: LANDON-KhKhI, 2015. – 400 s.
8. Buriennikov Yu.A. Rukhomyi sklad avtomobilnoho transportu; robochi protsesy ta elementy rozrakhunku. Navchalnyi posibnyk /Iu.A. Buriennikov, A.A. Kashkanov, V.M. Rebidailo – Vinnytsia: VNTU, 2009 - 276 s.
9. Hashchuk P.L. Teoriia kolisnoho rushiia: Navchalnyi posibnyk./P.L. Hashchuk - Kyiv: Vydavnytskyi dim “Kondor”, 2018.— 328 s.
10. Troianovska I.P. Modeliuvannia kryvoliniinoho rukhu Kolisnykh i husenychnykh traktornykh ahrehativ/ I.P. Troianovska, S.P. Pozhydaiev. – K.: Ahromediahrup. – 2014. – 303 s.
11. Dynamika koleasa avtomobilia/[A.U. Abdulhazis, D.V. Abramov, M.P. Artomov ta inshi]; ta O.S. Polianskoho – Kharkiv: Vydavnytstvo KhNADU, 2019 – 199 s.
12. Kerovanist ta stiikist traktoriv i traktornykh poizdiv/[M.A. Podryhalo, O.S. Polianskyi, Ye.O. Dubinin ta inshi] za red. M.A. Podryhalo. – Kh.:KhNTUSH im. Vasylenka, 2018. – 279 s.
13. Stiikist kolisnykh mashyn pry halmuvanni i sposoby yii pidvyshchennia/M.A. Podryhalo, V.P. Volkov, M.V. Dobrohorskyi, V.Iu. Stepanov/ za red. M.A. Podryhalo – Kharkiv: Vydavnytstvo KhNADU, 2006 – 335 s.
14. Dobrohorskyi M.V. Zabezpechennia stiikosti lehkovooho avtomobilia pry hranychnykh rezhymakh rukhu: avtoref. dys. na zdobuttia naukovooho stupeniukan. tekhn. nauk. – spetsialnist 05.22.02 – avtomobili ta traktory/Khark. nats. avtom. – dorozhn. un-t. Kharkiv 2006. – 20 s.

Надійшла (received) 01.11.2022

Відомості про авторів / About the Authors

Закапко Олександр Григорович (Olexander Zakapko) – аспірант, заступник начальника Харківського національного університету Повітряних Сил ім. І. Кожедуба, м. Харків, Україна ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6934-2568> e-mail: zakapko13@ukr.net