

УДК 656.052.8

А. Л. БАШИНСЬКИЙ, ад'юнкт НАДПСУ ім. Б. Хмельницького**ОЦІНКА АДЕКВАТНОСТІ ІСНУЮЧИХ МЕТОДІВ ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ СТІЙКОСТІ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ**

Проведено аналіз існуючих методів визначення показників поперечної стійкості транспортних засобів. За результатами проведеного аналізу встановлено, що наявні міжнародні нормативні вимоги в оцінці активної безпеки автомобіля розроблені на недостатньому рівні. Визначено, що розрахункова методика оцінки розглянутих властивостей з високою точністю може бути застосована лише для зразків, які близькі по характеристикам до дослідженого зразка, для якого визначені всі показники експериментальним методом.

Ключові слова: керуваність, стійкість, транспортні засоби, статична стійкість, методи випробувань.

Вступ. Активна безпека автомобіля – це сукупність властивостей автомобіля, направлених на попередження дорожньо-транспортних пригод. Одним із елементів активної безпеки є стійкість транспортного засобу. На даний час під стійкістю автомобіля розуміють здатність транспортного засобу зберігати рух за заданою траєкторією, протидіючи зовнішнім силам, які викликають його занос та перекидання в різних дорожніх умовах при високих швидкостях руху. Розрізняють наступні типи стійкості: поперечна при прямолінійному русі (курсва стійкість); поперечна при криволінійному русі; повздовжня.

Мета дослідження. Здійснити оцінку адекватності існуючих методів визначення показників поперечної статичної стійкості транспортних засобів.

Аналіз літератури. Для оцінки активної безпеки автомобіля є обов'язковим проведення випробувань на визначення показників керуваності та стійкості. Даний вид випробувань проводиться на спеціальних майданчиках з відповідною розміткою, до них відносяться: стабілізація, зусилля на рульовому колесі, пряма, переставка, подвійна зміна смуги руху, поворот з радіусом 35 м, ривок руля, імпульсний вплив на рульове керування (трикутна форма залежності повороту руля по часу), синусоїдальний вплив на рульове керування з одним періодом та усталений (не менше трьох періодів) з частотою 1-4 Гц, бокове перекидання на стенді. Порядок проведення випробувань викладено у наступних документах: ДСТУ 3310-96 «Стійкість. Методи визначення основних параметрів випробуваннями», РД 37.001.005-86 «Методика испытаний и оценки устойчивости управления автотранспортными средствами», ОСТ 37.001.471-88 «Управляемость и устойчивость автотранспортных средств. Методы испытаний», ГОСТ Р 52302-2004 «Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытаний» [1, 2, 3, 5].

У багатьох випадках випробування стійкості та керуваності нових моделей автомобілів та автопоїздів включає дослідження наступних характеристик: відношення кутової швидкості до лінійної (ω_y/V_a) від кута повороту рульового колеса θ при усталеному круговому русі; дрейфу β_0 та кута крену λ_0 від бокового прискорення W_y , в тому ж режимі руху; закид кутової швидкості $\Delta\omega_y$ над усталеним значенням від бокового прискорення в перехідних режимах повороту та ін [5].

В наведених випробуваннях передбачена оцінка показників стійкості та керуваності транспортного засобу. Окрім розглянутих, також використовуються

органолептичні оцінки, які виставляються контролерами-випробувачами за п'яти бальною системою у вигляді комплексної оцінки управління траєкторією руху, курсовою стійкістю, стійкістю проти заносу та перекидання, керування сповільненням, в тому числі при нештатних режимах випробувань, наприклад, при гальмуванні на повороті та в критичних режимах руху. Дана система оцінок викладена у РД 37.001.005-86 «Методика испытаний и оценки устойчивости управления автотранспортными средствами». До оцінюючих показників даною методикою віднесено:

- коефіцієнт поперечної стійкості транспортного засобу:

$$q_y = \frac{K}{2h} \quad (1)$$

де K – розрахункова ширина колії, мм;

h – висота центру ваги над опорною поверхнею, мм;

- кут перекидання на стенді ε , °;
- кут крену λ відносно опорної поверхні, в нормальному поперечному розрізі, який проходить через центр ваги транспортного засобу;
- стійкість управління траєкторією, бал;
- стійкість курсового управління, бал;
- стійкість проти перекидання, бал;
- стійкість управління сповільненням, бал;
- стійкість управління траєкторією при гальмуванні, бал;
- стійкість курсового управління при гальмуванні, бал;
- гранична швидкість транспортного засобу при виконанні маневру $V_{пр}$, км/год;
- швидкість транспортного засобу при втраті стійкості управління траєкторією $V_{тр}$, км/год;
- швидкість транспортного засобу при втраті стійкості курсового управління $V_{курс}$, км/год;
- швидкість транспортного засобу при виникненні курсових коливань $V_{кк}$, км/год;
- швидкість транспортного засобу при виникненні відривання колеса від поверхні дороги $V_{отр}$, км/год;

Дана методика закріплена галузевим стандартом ОСТ 37.001.471-88 «Управляемость и устойчивость автотранспортных средств. Методы испытаний», відповідно до якого поперечна стійкість транспортного засобу визначається випробуванням «Опрокидывание на стенде». Метою даного випробування є визначення показників поперечної стійкості проти перекидання при нахилі платформи стенду до величин, при яких спостерігається відривання коліс однієї сторони одиночного транспортного засобу або напівпричепа від опорної поверхні, кутів крену підресорених мас, відповідно до кутів нахилу платформи. Під час обробки результатів випробування визначаються:

- кути крену відносно платформи, при яких відбувається відривання коліс однієї сторони від платформи для кожного i -го залікового дослідження;
- визначають середнє значення кутів $\lambda_{оп}$, $\lambda_{оз}$, ε_o та кут крену транспортного засобу в центрі мас;

Оцінюючими показниками визначено середні значення кута поперечної стійкості ε_0 та відповідного йому кута крену λ_0 .

Основні положення даної методики стосовно визначення показників поперечної стійкості транспортного засобу закріплені ДСТУ 3310-96 «Стійкість. Методи визначення основних параметрів випробуваннями». Відповідно до якого, оцінка поперечної стійкості транспортних засобів проводиться за значеннями коефіцієнта поперечної стійкості, кута крену транспортного засобу у центрі масі середнім значенням кута критичного поперечного нахилу дороги за критерієм перекидання, за якого відбувається відрив коліс однієї із сторін від долівки платформи [1]. Поряд з тим стандартом ГОСТ Р 52302-2004 «Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытаний» у випробування «опрокидывание на стенде» введено поняття кута статичної стійкості α_{cy} та кута крену підресорених мас φ . Висота центру мас автомобіля, відповідно до даного стандарту, визначається за залежністю:

$$h = \frac{0,5b - h_{кп} \cdot tg\alpha_{cy} - \Delta}{tg\alpha \cdot \cos\varphi + \sin\varphi} + h_{кп} \quad (2)$$

де b – колія коліс, приведена до поперечного розрізу транспортного засобу, в площині, що проходить через його центр мас, мм;

$h_{кп}$ – висота осі крену над опорною поверхнею в поперечному розрізі, який проходить через центр мас, мм;

Δ – бокове зміщення центру мас, яке визначається за результатами вимірювань бокової деформації шин, мм.

Відповідно до вказаного стандарту нормуючими є значення кута статичної стійкості та кута крену підресорених мас [3].

Результати аналізу. У даному випадку розрахунковий метод визначення показників поперечної стійкості ґрунтується на одномасовій схемі бокового перекидання транспортного засобу (рис. 1), хоча реальному процесу перекидання транспортного засобу відповідає двохмасова схема, оскільки крен автомобіля викликає переміщення підресорених мас. Основними перепонами у використанні двохмасової схеми для визначення кута статичного перекидання або висоти центру мас транспортного засобу є відсутність даних щодо підресорених, непідресорених мас та їх вертикальних координат. Як показує практика експериментальні методи визначення цих даних є трудомістким процесом, а розрахункові не надають точних результатів. Тому застосовується одномасова розрахункова схеми з наступними припущеннями:

- при боковому нахилі платформи стенду поворот на кут φ відносно центру крену O , жорстко зв'язаного з віссю колеса і платформою, здійснює тільки підресорена маса;
- центр мас всього транспортного засобу, розташований на висоті h , під час крену переміщується разом з підресореною масою.

Тоді кут статичної стійкості α_{cy} можна визначити через його тангенс:

$$tg\alpha_{cy} = \frac{0,5b - (h - h_{кп})\varphi_{cy} - \Delta}{h} \quad (3)$$

Звідки висота центру мас h при статичному перекиданні на стенді:

$$h = \frac{0,5b - \Delta + h_{\text{кп}} \cdot \varphi_{\text{cy}}}{\text{tg}\alpha + \varphi_{\text{cy}}} \quad (4)$$

В дані залежності входять лише два відомі параметри – колія b і висота центру мас h автомобіля. Параметри φ_{cy} , Δ і $h_{\text{кп}}$ визначаються лише експериментальним шляхом [7, 9, 10].

Нормальні та бокові реакції дороги на колесах під час руху транспортного засобу на боковому схилі визначаються наступними залежностями [4]:

$$R_y^{\dot{}} = 0,5 \left(1 - \frac{\text{tg}\alpha}{\text{tg}\alpha_{\text{cy}}} \right) G \cdot \cos\alpha; \quad R_y^{\ddot{}} = \left[1 - 0,5 \left(1 - \frac{\text{tg}\alpha}{\text{tg}\alpha_{\text{cy}}} \right) \right] G \cdot \cos\alpha \quad (5)$$

$$R_x^{\dot{}} = 0,5 \left(1 - \frac{\text{tg}\alpha}{\text{tg}\alpha_{\text{cy}}} \right) G \cdot \sin\alpha; \quad R_x^{\ddot{}} = \left[1 - 0,5 \left(1 - \frac{\text{tg}\alpha}{\text{tg}\alpha_{\text{cy}}} \right) \right] G \cdot \sin\alpha \quad (6)$$

де $R_y^{\dot{}}$, $R_y^{\ddot{}}$ – нормальні реакції дороги на колесах;

$R_x^{\dot{}}$, $R_x^{\ddot{}}$ – бокові реакції дороги на колесах;

α – кут поперечного нахилу дороги.

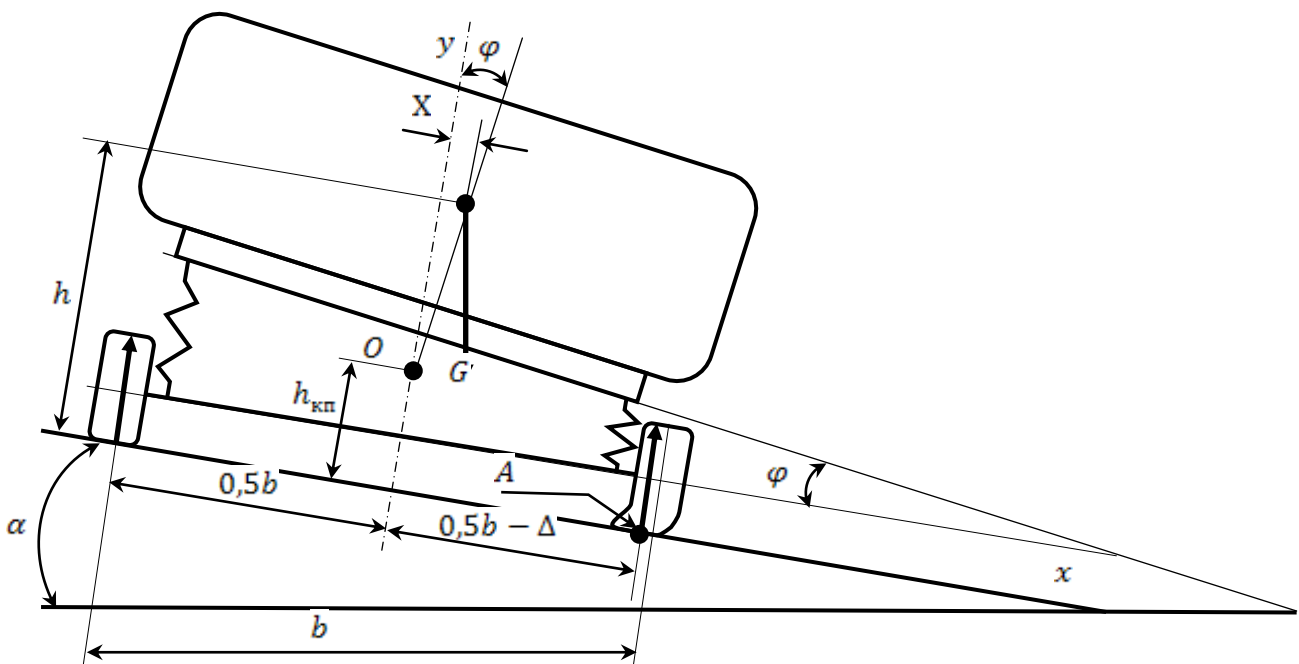


Рисунок 1 – Одномасова розрахункова схема.

Наведені рівняння теж ґрунтуються на одномасовій розрахунковій схемі татакож не враховують конструктивних особливостей транспортного засобу, деформацію шин та пружних елементів підвіски.

Маючи значення бокових реакцій дороги на колесах під час руху транспортного засобу нескладно обчислити сили тертя, які виникають між шинами коліс та дорожнім покриттям. Зрозуміло, що для попередження бокового ковзання, кут нахилу

нормальних реакцій дороги на колесах відносно горизонту має лежати в межах конусу тертя між дорожнім покриттям та шинами коліс. Тоді значення арктангенсу коефіцієнту тертя визначає критичний кут нахилу поверхні дороги в поперечному напрямку, при якому забезпечується стійкість руху. Разом з тим значення модуля сил тертя може суттєво зменшитись або взагалі прямувати до нуля у випадку наявності поперечних коливань транспортного засобу. Частота коливань автомобіля може бути визначена за залежністю:

$$\vartheta_{\text{власн}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_{\text{кут}}}{J_{\text{ЗМ}}}} \quad (7)$$

де $C_{\text{кут}}$ – кутова жорсткість автомобіля;

$J_{\text{ЗМ}}$ – момент інерції автомобіля.

$C_{\text{кут}}$ прямопропорційно залежить від моменту, який повертає автомобіль у площині дороги. Подальше дослідження даного виразу показало, що зі збільшенням поздовжньої бази автомобіля відбувається збільшення частоти коливань за лінійним законом, а при збільшенні маси автомобіля спостерігається зменшення частоти власних коливань транспортного засобу. Таким чином умовою забезпечення стійкості прямолінійного руху буде:

$$\vartheta_{\text{збур}}^{\text{max}} < \vartheta_{\text{власн}} \quad (8)$$

Також встановлено, що при $\vartheta_{\text{збур}} = \vartheta_{\text{власн}}$ виникає резонанс коливань, а при $\vartheta_{\text{збур}} > \vartheta_{\text{власн}}$ відбувається втрата стійкості руху.

Зазначені умови також є актуальними для транспортних засобів з центром мас, що змінюється, оскільки зміщення підресореної маси у поперечному напрямку призводить до зміни обертового моменту, що прямо впливає на частоту власних коливань транспортного засобу. Відповідно, його зміна може призвести до втрати зчеплення між шинами коліс та поверхнею дороги, що, в свою чергу, може призвести до бокового ковзання, а в окремих випадках до перекидання транспортного засобу. Саме кутова швидкість зміни обертового моменту є вирішальним у тому відбудеться ковзання чи перекидання автомобіля.

Таким чином, аналіз вказаних залежностей показав тісний взаємозв'язок між кутовою жорсткістю, силою тертя та коефіцієнтом зчеплення шин з дорожнім покриттям, обертовим моментом та коефіцієнтом поперечної стійкості транспортного засобу. Визначальним для значень даних показників є положення центру обертання підресорених мас відносно поверхні дороги та вісі симетрії транспортного засобу, а також зміна координат центру мас.

Павлов В.А. запропонував метод визначення критичного кута крену за допомогою приведеною кутової жорсткості [7]. Для вирішення даної задачі використав рівняння крену, складене за одномасовою розрахунковою схемою:

$$G[(h - h_{\text{кп}}) \cdot \sin\alpha + (h - h_{\text{кп}}) \cdot \varphi \cdot \cos\alpha] = C_y \cdot \varphi \quad (9)$$

Розділивши отриманий результат на силу G та розв'язавши рівняння відносно C_y , отримано формулу для розрахунку приведеної (питомої) кутової жорсткості

транспортного засобу, яка характеризує опір автомобіля боковому крену в момент втрати стійкості:

$$C_{ny} = \frac{(h - h_{кп})(\sin\alpha + \varphi \cdot \cos\alpha)}{\varphi} \quad (10)$$

Розв'язуючи спільно рівняння для визначення висоти центру мас (4) з отриманим виразом (10) відносно кута φ отримуємо алгебраїчне рівняння четвертого ступеня, яке, в свою чергу, пропонує вирішувати методом послідовних наближень:

$$\varphi_{cy}^4 - \frac{2(0.5b - \Delta)}{h - h_{кп}} \cdot \varphi_{cy}^3 + \left[h^2 + \frac{(0.5b - \Delta)^2}{(h - h_{кп})^2} - \frac{h_{кп}^2}{C_{ny}^2} \right] \cdot \varphi_{cy}^2 + \frac{2(0.5b - \Delta)}{\varphi_{ny}^2} \cdot \varphi_{cy} + \frac{(0.5b - \Delta)^2}{\varphi_{ny}^2} = \varphi_{cy}^4 + \alpha\varphi_{cy}^3 + \beta\varphi_{cy}^2 + c\varphi_{cy} + d = 0 \quad (11)$$

Як видно з наведених залежностей, аналітичного вирішення даної задачі в чистому вигляді не існує. Для того, щоб визначити приведену кутову жорсткість транспортного засобу не обхідно мати кути α_{cy} та φ_{cy} , які можна визначити лише експериментальним методом. Для аналітичного визначення величин даних кутів необхідно мати значення C_{ny} , Δ і $h_{кп}$.

Висновки. Таким чином, не зважаючи на важливість стійкості та керованості в оцінці активної безпеки транспортного засобу міжнародні нормативні вимоги розроблені на недостатньому рівні та мають певні обмеження. Можна зробити висновок, що розрахункова методика оцінки розглянутих властивостей з високою точністю може бути застосована лише для зразків, які близькі по характеристикам до дослідженого зразка, для якого визначені всі показники експериментальним методом на стенді перекидачі. Для нових зразків єдиним вірним способом оцінки параметрів поперечної стійкості є випробовування на стенді.

Список літератури: 1. Засоби транспортні дорожні. Стійкість. Методи вивчення основних параметрів випробуваннями: ДСТУ 3310–96 – [Чинний від 1997-01-01]. – К.: Держстандарт України, 1996 – 10 с. – (Державний стандарт України). 2. Управляемость и устойчивость автотранспортных средств. Методы испытаний: ОСТ 37.001.471-88 – М.: НАМИ, 1990 – 48с. 3. Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытаний: ГОСТ Р 52302-2004 – М.: ИПК Издательство стандартов, 2005 – 31с. 4. Новое в теории эксплуатационных свойств автомобилей и тракторов [текст]: Монография / М.А. Подригало.– Х.: Академия ВВ МВСУ, 2013. – 222с. 5. Кушвид Р.П. Испытания автомобиля: учебник/ Р.П. Кушвид – М.: Издательство МГИУ, 2011. – 351с. 6. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля / А.С. Литвинов. – М.: Машиностроение, 1971. – 416 с. 7. Павлов В.А. Научные и методологические основы развития армейских автопоездов, прицепов и полуприцепов [Текст]: дис. докт. техн. наук: 20.02.14/ Павлов В.А. – Броницы, 2002. – 438с. 8. Засоби транспортні дорожні. Експлуатаційні вимоги безпеки до технічного стану та методи контролю: ДСТУ 3649–97–[Чинний від 1999-01-01]. – К.: Держстандарт України, 1998 – 19 с. – (Державний стандарт України). 9. Поляков А.П. Аналіз шляхів підвищення стійкості та керованості вантажних автомобілів з напівпричепами / А.П.Поляков, М.С. Гречанюк // Вісник Вінницького політехнічного інституту – 2010. – №5. – С. 90–95. 10. Управляемость и устойчивость автомобилей

многоцелевого назначення / В.Г. Челноков, Г.З. Лукьянов // Журнал Автомобильных Инженеров. – 2011. – №3(68). – С. 28–33.

Bibliography (transliterated): 1. Zasoby transportni dorozhni. Stiykist'. Metody vyvchennya osnovnykh parametriv vyprobuvannyamy: DSTU 3310–96 – [Chynnyy vid 1997-01-01]. – Kiev: Derzhstandart Ukrainy, 1996. – (Derzhavnyy standart Ukrainy). 2. Upravlyaemost' y ustoychivost' avtotransportnykh sredstv. Metody yspytanyy: OST 37.001.471-88 – Moscow: NAMY, 1990. 3. Avtotransportnye sredstva. Upravlyaemost' y ustoychivost'. Tekhnicheskyye trebovaniya. Metody yspytanyy: HOST R 52302-2004 – Moscow: YPK Yzdatel'stvo standartov, 2005. 4. Novoe v teoryi ekspluatatsyonnykh svoystv avtomobyley y traktorov [tekst]: Monografiya / M.A. Podryhalo.– Kharkov: Akademya VV MVSU, 2013. 5. Kushvyd R.P. Yspytaniya avtomobylya: uchebnyk / R.P. Kushvyd – Moscow: Yzdatel'stvo MHIU, 2011. 6. Lytvynov A.S. Upravlyaemost' y ustoychivost' avtomobylya / A.S. Lytvynov. – Moscow: Mashynostroenye, 1971. 7. Pavlov V. A. Nauchnye y metodolohicheskiye osnovy razvytiya armeyskykh avtopoezdov, prytsenov y poluprytsenov [Tekst]: dys. dokt. tekhn. nauk: 20.02.14 / Pavlov V.A. – Bronytsy, 2002. 8. Zasoby transportni dorozhni. Ekspluatatsiyni vymohy bezpeky do tekhnichnoho stanu ta metody kontrolyu: DSTU 3649–97–[Chynnyy vid 1999-01-01]. – Kiev: Derzhstandart Ukrainy, 1998 – (Derzhavnyy standart Ukrainy). 9. Polyakov A.P. Analiz shlyakhiv pidvyshchennya stiykosti ta kerovanosti vantazhnykh avtomobiliv z napivprychepamy / A. P. Polyakov, M. S. Hrechanyuk . Visnyk Vinnyts'koho politekhnichnoho instytutu – 2010. – No5. – 90–95. 10. Upravlyaemost' y ustoychivost' avtomobyley mnohotselevoho naznachenyya / V. H. Chelnokov, H. Z. Luk'yanov . Zhurnal Avtomobil'nykh Ynzhenеров. – 2011. – No(68). – 28–33.

Надійшла (received) 02.02.2012