

УДК 629.3.017.2

## МЕТОД ОЦІНКИ ПОПЕРЕЧНОЇ СТІЙКОСТІ АВТОМОБІЛЯ ПІД ЧАС НАЇЗДУ НА ПЕРЕШКОДУ ЗА УМОВИ ЗЧЕПЛЕННЯ КОЛІС

**А.Л. Башинський, ад'юнкт, Національна академія Державної прикордонної служби України імені Богдана Хмельницького, м. Хмельницький**

*Анотація.* Рух автомобіля пересіченою місцевістю пов'язаний із ризиком перекидання, що вимагає моделювання стійкості такого руху. Найбільш небезпечним моментом є момент збурення коливальних підресореної маси. Отримано опис взаємних переміщень мас і впливу параметрів перешкоди на стійкість автомобіля.

*Ключові слова:* стійкість, автомобіль, статична стійкість, методи випробувань, розрахункова схема.

## МЕТОД ОЦЕНКИ ПОПЕРЕЧНОЙ УСТОЙЧИВОСТИ АВТОМОБИЛЯ ПРИ НАЕЗДЕ НА ПРЕПЯТВИЕ ПО УСЛОВИЮ СЦЕПЛЕНИЯ КОЛЕС

**А.Л. Башинский, адъюнкт, Национальная академия Государственной пограничной службы Украины имени Богдана Хмельницкого, г. Хмельницкий**

*Аннотация.* Движение автомобиля пересеченной местностью связано с риском опрокидывания, что требует моделирования устойчивости такого движения. Наиболее опасным моментом является момент возбуждения колебаний поддресоренной массы. Получено описание взаимных перемещений масс и влияния параметров препятствия на устойчивость автомобиля.

*Ключевые слова:* устойчивость, автомобиль, статическая устойчивость, методы испытаний, расчетная схема.

## METHOD OF ASSESSING THE LATERAL STABILITY WHILE ENCOUNTERING AN OBSTACLE UNDER THE TERMS OF WHEELS COUPLING

**A. Bashynskiy, Adjunct, National Academy of State Border Service of Ukraine**

*Abstract.* The movement of vehicles over a rough terrain is connected with the risk of tipping. It has been established that the most dangerous moment is the transition from the horizontal plane of movement to an inclined one, which results in excitations of vibrations. It was shown that rapid movement of spring mass can lead to a significant reduction of the roll bar coefficient. The dependencies to describe the mutual movement of vehicle mass, the influence of geometric parameters of obstacles on the lateral stability of the vehicle are obtained.

*Key words:* stability, vehicle, static stability, test methods, calculation scheme.

### Вступ

Мобільність бойової машини є запорукою її виживання. Рух бойової колісної машини пересіченою місцевістю пов'язаний із ризиком її перекидання під час подолання перешкоди – це вимагає моделювання стійкості такого руху з метою визначення пріоритетних зразків для комплектування підрозділів або

надання рекомендацій щодо параметрів підвіски для автомобілів, які поки ще перебувають у стадії проектування.

Дослідження [1–3] характеру коливальних, викликаних переміщенням підресорених мас у поперечній площині, показало, що найбільш небезпечним є момент збурення коливальних, коли підресорені маси набувають максима-

льного прискорення, що, у свою чергу, може призвести до втрати поперечної стійкості автомобіля. У наш час потреба Збройних Сил України та інших силових структур у бойових колісних машинах активно зростає. Спостерігається зростання активізації діяльності у цьому напрямі як заводів-виробників, так і конструкторів. Вказаний факт говорить про те, що гостро постає проблема адекватної оцінки поведінки транспортного засобу в умовах руху пересіченою місцевістю, за постійної зміни як площин, так і швидкостей руху. Саме тому потребує дослідження поведінка в динаміці як уже виготовлених транспортних засобів («Козак», «Cougar», «Барс», «Тритон», «Spartan», «Світязь», Краз-6322 і т.п.), для вибору пріоритетних зразків, з метою комплектування ними підрозділів, так і надання рекомендацій щодо параметрів підвіски для автомобілів, які перебувають у стадії проектування. Для проєктувальників та виробників, задля створення конкурентоспроможного зразка, важливо спрогнозувати, як будуть поводити себе машини у різних дорожньо-грунтових умовах; визначити, яку максимальну безпечну швидкість прямолінійного стійкого руху може забезпечити машина, рухаючись пересіченою місцевістю із заданими кутами косогору, або які максимально можливі кути косогорів може стійко долати машина за умови заданої швидкості руху на пересіченій місцевості.

### Аналіз публікацій

Основи теорії стійкості та керованості автомобіля були закладені А.С. Літвіновим, Я.Х. Закінім та ін. Так, в роботі [4] викладено теорію стійкості та керованості автомобіля. Проаналізовано зовнішні впливи, а також характеристики елементів автомобіля, які впливають на його стійкість та керованість. Ґрунтовному вивченню стійкості автопоїздів присвячено роботу наукової школи професора В.П. Сахно. Зокрема проведено комплекс робіт з розробки математичних моделей для різноманітних режимів експлуатації автопоїздів та вибору їх оптимальної компоновальної схеми, з метою поліпшення ефективності експлуатації без погіршення показників стійкості, керованості та маневреності. Питання коливання автомобіля, викликані нерівностями дороги, розглядалися у роботі Р.В. Ротенберга [5] в контексті їх впливу на експлуатаційні властивості автомобіля, перш за все на забезпечення плавності ходу автомобіля.

Характерною особливістю розглянутих робіт є вирішення конкретних прикладних задач удосконалення експлуатаційних і конструктивних параметрів транспортного засобу, серед яких можна виділити нерозглянуті шляхи, а саме: дослідження впливу поперечно-кутових коливань підресорених та невідресорених мас автомобіля на показники його поперечної стійкості та відсутність аналітичного методу оцінки здатності автомобіля до подолання перешкод.

### Мета і постановка завдання

Метод розроблено з метою забезпечення прогнозування небезпечної висоти мікропрофілю дорожнього покриття за умови стійкості проти поперечного ковзання задля вирішення таких завдань:

1. Моделювання стійкості прямолінійного руху на пересіченій місцевості вже виготовленого зразка, який розглядається як альтернативний для прийняття його на озброєння.
2. Вироблення обґрунтованих рекомендацій для конструкторів та виробників щодо параметрів підвіски для задоволення вимог щодо подолання визначених кутів косогорів без втрати стійкості під час руху автомобіля із заданою швидкістю

### Оцінка стійкості проти поперечного ковзання

У класичному розумінні поперечна стійкість – це здатність транспортного засобу рухатись без перекидання довкола поздовжньої осі під час руху з певною швидкістю на крутих поворотах, віражах, під час виконання обгонів та за відсутності бокового ковзання [4, 6]. Проте моделювання поведінки підресорених та невідресорених мас під час зміни площини руху [1–3] показало, що втрата поперечної стійкості можлива також і під час прямолінійного руху з визначеною швидкістю, особливо під час наїзду на перешкоду.

Основною причиною коливань автомобіля є наявність дорожніх нерівностей. Поодинокі нерівності викликають вільні коливання, а періодичні – вимушені. Існуючі методи розглядають стійкість при занесенні або за запасом зчеплення з дорожнім покриттям на задній осі, без урахування переміщення центру мас відносно поперечної осі транспортного засобу. Незважаючи на те, що конструктивно автомобіль проєктується таким чином, що

перекиданню транспортного засобу передуює ковзання, тобто сповзання або занесення окремих осей, все ж існує велика ймовірність його перекидання у сталому режимі руху, внаслідок переміщення підресорених мас [3]. Насправді занесення не повинно виникати, оскільки це стан, що створює невпевненість у діях водія, що може призвести до дорожньо-транспортної пригоди.

У ході дослідження [2] встановлено, що поведінка підресорених мас залежить від швидкості зміни перекидаючого моменту. Переміщення підресорених мас відносно центру їх обертання (т.  $A$ , рис. 1) з певним прискоренням  $\ddot{\varphi}(t)$  веде до періодичної зміни сили інерції, що виникатиме у т.  $C$ .

Зміна сили інерції залежить не тільки від абсолютного значення прискорення переміщення центру мас  $\ddot{\varphi}(t)$ , а також від напрямку дії цього прискорення. Зміна направленості вектора прискорення  $\ddot{\varphi}(t)$ , у свою чергу, призводить до зміни проєкцій сили інерції  $\vec{P}_j(t)$  на осі  $z_1$  та  $y_1$ .

Проекція сили інерції  $\vec{P}_j(t)$  на вісь  $y_1$  сприятиме виникненню бокових реакцій на колесах автомобіля

$$\sum R_{y_1}(t) = P_j(t) \cdot \sin \varphi(t). \quad (1)$$

У свою чергу проєкція сили  $\vec{P}_j(t)$  на вісь  $z_1$  призводить до зменшення сумарної реакції опорної поверхні на колеса автомобіля

$$\sum R_{z_1}(t) = G - P_j(t) \cdot \cos \varphi(t). \quad (2)$$

Оскільки сумарна сила тертя, що виникне у точках контакту коліс з опорною поверхнею, у результаті дії сумарної бокової реакції  $\sum R_{y_1}(t)$  за своїм абсолютним значенням є прямо пропорційною сумарній реакції опорної поверхні  $\sum R_{z_1}(t)$ , то сумарна сила тертя буде рівною

$$\sum F_m(t) = \sum R_{z_1}(t) \cdot \mu_y, \quad (3)$$

де  $\mu_y$  – коефіцієнт зчеплення шин із дорожнім покриттям.

Таким чином, переміщення підресорених мас відносно центру обертання призводить відразу до двох негативних наслідків:

- виникнення додаткових бокових реакцій на колесах;
- зменшення сил зчеплення коліс із дорожнім покриттям.

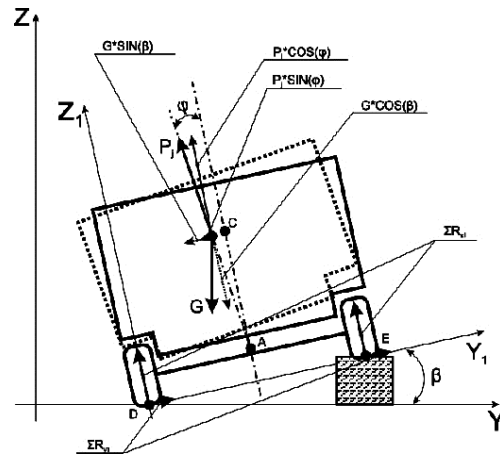


Рис. 1. Схема сил, які діють на транспортний засіб, що здійснив наїзд на перешкоду

Поперечне ковзання коліс на дорозі починається з моменту, коли абсолютне значення сумарної бокової реакції коліс  $\sum R_{y_1}(t)$  досягне значення сумарної сили тертя  $\sum F_m(t)$ . Сумарну силу тертя між колесами та дорожнім покриттям обчислимо з рівняння рівноваги поперечних сил і реакцій в системі координат  $z_1 D y_1$

$$\begin{aligned} \sum F_{i_{z_1}} &= \vec{G} + \vec{P}_j(t) + \sum \vec{R}(t) = 0, \\ \sum F_{i_{y_1}} &= -G \cdot \cos \varphi(t) + P_j(t) \cdot \cos \varphi(t) + \\ &+ \sum R_{z_1}(t) = 0, \end{aligned} \quad (4)$$

звідки

$$\sum R_{z_1}(t) = G \cdot \cos \varphi(t) - P_j(t) \cdot \cos \varphi(t), \quad (5)$$

тоді

$$\sum F_m(t) = [G \cdot \cos \varphi(t) - P_j(t) \cdot \cos \varphi(t)] \cdot \mu_y. \quad (6)$$

Аналогічно знайдемо вираз для обчислення сумарної бокової реакції коліс

$$\begin{aligned} \sum F_{i_{y_1}} &= \vec{P}_j(t) + \sum \vec{R}(t) = 0, \\ \sum F_{i_{z_1}} &= P_j(t) \cdot \sin \varphi(t) - \sum R_{y_1}(t) = 0, \end{aligned} \quad (7)$$

звідки

$$\sum R_{yj}(t) = P_j(t) \cdot \sin \varphi(t). \quad (8)$$

Таким чином, умовою стійкості за поперечним ковзанням, з урахуванням рівняння (3), є

$$P_j(t) \cdot \sin \varphi(t) < [G \cdot \cos \varphi(t) - P_j(t) \cdot \cos \varphi(t)] \cdot \mu_y.$$

Звідки

$$P_j(t) \cdot \operatorname{tg} \varphi(t) < [G - P_j(t)] \cdot \mu_y. \quad (9)$$

Враховуючи конструкційні особливості сучасних транспортних засобів, доцільно припустити, що  $\operatorname{tg} \varphi(t) \approx \varphi(t)$ . Дане припущення є справедливим для малих значень кута  $\varphi$  в рад. Тоді рівняння (9) набуде вигляду

$$P_j(t) \cdot \varphi(t) < [G - P_j(t)] \cdot \mu_y. \quad (10)$$

Сила інерції підресорених мас буде рівною

$$P_j(t) = m_{\text{пм}} \cdot \ddot{\varphi}(t) = \frac{\mu_m}{(1 + \mu_m)} \cdot m_a \cdot \ddot{\varphi}(t). \quad (11)$$

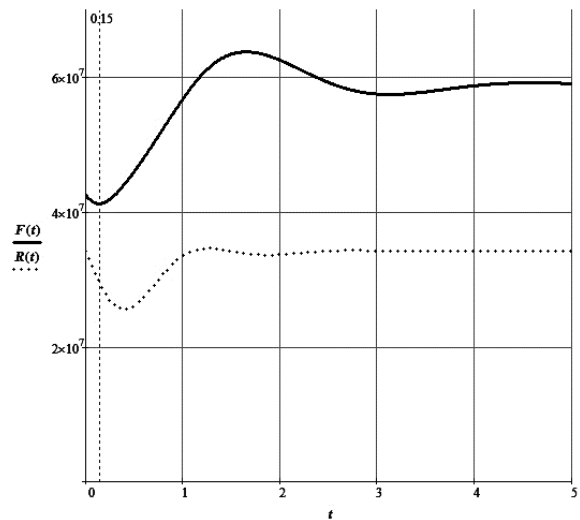
Для прикладу з гіпотетичним автомобілем, що має характеристики, наближені до характеристик автомобіля ЗІЛ-431410, який рухався з постійною швидкістю 40 км/год та здійснив наїзд на перешкоду з кутом нахилу опорної поверхні 50 град (висота перешкоди – 32 см), розраховано зміну в часі сумарних сил тертя та сумарних бокових реакцій на колесах. Графічний розв’язок наведено на рис. 2 – він демонструє співвідношення вказаних сил.

Аналіз рівняння (11) показав, що максимальних значень сила інерції буде набувати у моменти досягнення прискоренням переміщення підресорених мас локальних максимумів. Для вказаних умов руху вихідними умовами для обчислення  $\ddot{\varphi}(t)$  будуть умови [2, 3]

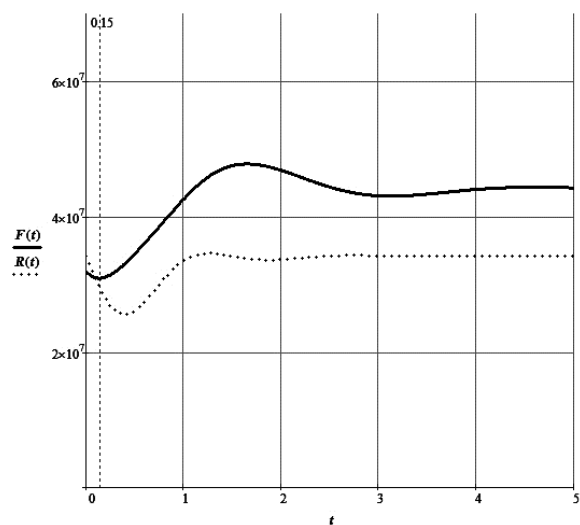
$$t = 0; \varphi(0) = 0; \dot{\varphi}(0) = \dot{\beta}, \quad (12)$$

а розв’язком системи рівнянь буде вираз [3]

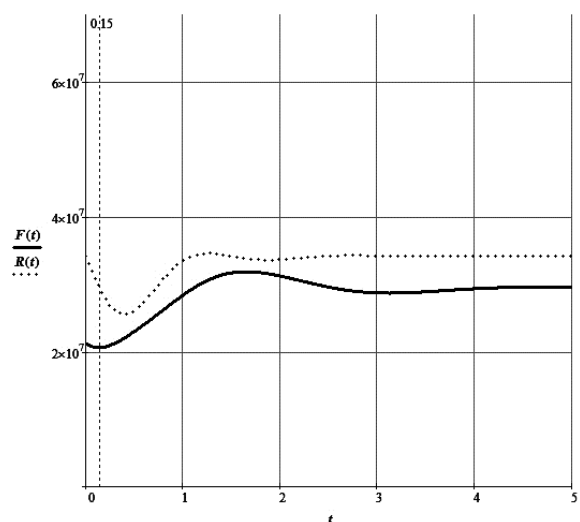
$$\varphi(t) = -\frac{\dot{\beta}}{k_2} \cdot e^{-n_2 t} \cdot \sin(k_2 \cdot t). \quad (13)$$



а – на сухому асфальтобетонному покритті

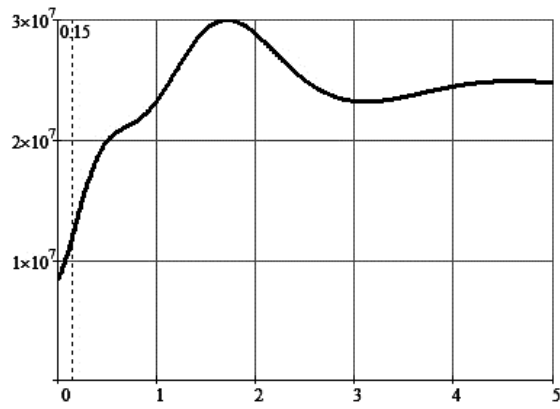


б – на сухій ґрунтовій дорозі

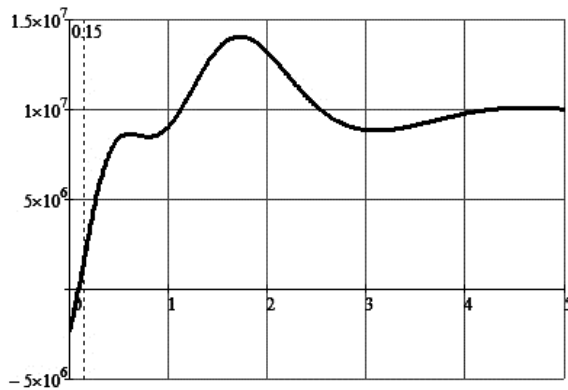


в – на мокрому асфальтобетонному покритті

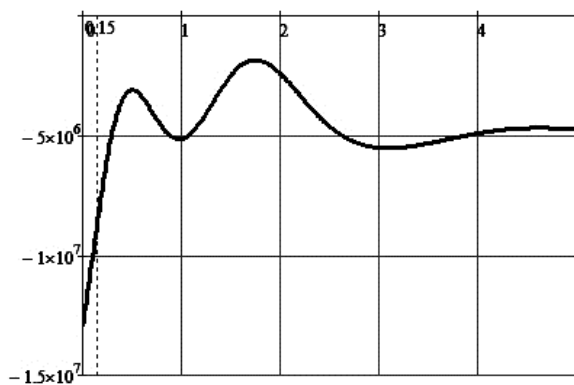
Рис. 2. Графік зміни сумарної сили тертя  $F(t)$  та сумарної бокової реакції  $R(t)$  на колесах автомобіля у часі



а – ковзання малоімовірне



б – ковзання ймовірне у початковий момент часу



в – ковзання ймовірне

Рис. 3. Зміна показника  $\eta_\phi$  у часі для автомобіля ЗІЛ-431410

Звідки обчислимо максимальне значення прискорення переміщення підресорених мас відносно центру обертання (т. А, рис. 1)  $\ddot{\phi}_{\max}$  як локальний максимум у межах інтервалу часу 0–1 с.

Тоді

$$P_{j\max} = \frac{\mu_m}{(1 + \mu_m)} \cdot m_a \cdot \ddot{\phi}_{\max} \quad (14)$$

Оскільки момент виникнення прискорення передує початку переміщення [2], то для оцінки стійкості зразка проти поперечного ковзання, за даних умов руху, необхідно ввести показник, який показував би зміну різниці між правою та лівою частинами рівняння (10) у часі (рис. 2)

$$\eta_\phi(t) = [G - P_j(t)] \cdot \mu_y - P_j(t) \cdot \phi(t) \quad (15)$$

Тоді умовою стійкості зразка проти поперечного ковзання є:

$$\eta_\phi = \begin{cases} \eta_\phi(t) > 0, & \text{ковзання малоімовірне;} \\ \eta_\phi(t) < 0, & \text{ковзання ймовірне.} \end{cases} \quad (16)$$

Графічна інтерпретація показника  $\eta_\phi$  для досліджуваного автомобіля ЗІЛ-431410 із раніше заданими параметрами його руху та визначеними характеристиками перешкоди, що долається, у різних дорожніх умовах зображена на рис. 3:

- рух по сухому асфальтобетонному покриттю ( $\mu_y = 0,8$ );
- рух по сухій ґрунтовій дорозі ( $\mu_y = 0,6$ );
- рух по мокрому асфальтобетонному покриттю ( $\mu_y = 0,4$ ).

### Висновки

Отже, моделювання поперечної стійкості прямолінійного руху автомобіля з постійною швидкістю дозволяє аналітичними методами визначити рекомендовану швидкість руху не лише по дорогах загального призначення, а також пересіченою місцевістю.

Також дозволяє прогнозувати небезпечну висоту мікропрофілю дорожнього покриття за умови забезпечення поперечної стійкості транспортного засобу на дорогах загального призначення в місцях різкого переходу з відновленого дорожнього покриття на пошкоджене, а також в умовах різкої зміни типу дорожнього покриття. Метод дозволяє врахувати нерівності мікропрофілю дорожнього покриття, які допускаються державними будівельними нормами України [9], під час визначення максимально допустимих висот нерівностей та швидкостей руху по автомобільних дорогах. Подальшим розвитком методу є розробка методики оцінки поперечної стійкості прямолінійного руху колісних тра-

нспортних засобів за постійної швидкості їх руху та за відповідним програмним забезпеченням.

### Література

1. Башинський А.Л. Альтернативний підхід до оцінки поперечної стійкості автомобіля / А.Л. Башинський, С.А. Осташевський // Вестник ХНАДУ: сб. науч. тр. – 2015. – Вып. 71. – С. 151–155
2. Башинський А.Л. Моделювання поведінки підресорених і непідресорених мас автомобіля в момент переходу з горизонтальної площини руху на похилу / А.Л. Башинський, С.А. Осташевський // Наукові нотатки. – 2016. – Вип. 55. – С. 16–21.
3. Башинський А.Л. Метод визначення критичної висоти перешкоди, яку може подолати автомобіль при заданій швидкості його прямолінійного руху без втрати поперечної стійкості / А.Л. Башинський // Вісник Житомирського державного технологічного університету. Серія : Технічні науки. – 2016. – № 2(77). – С. 42–47.
4. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля / А.С. Литвинов. – М.: Машиностроение, 1971. – 416 с.
5. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля / Р. В. Ротенберг. – М.: Машиностроение, 1972. – 392 с.
6. Вікович І.А. Теорія руху транспортних засобів: підручник / І.А. Вікович. – Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2013. – 672 с.
7. Споруди транспорту. Автомобільні дороги. Частина I Проектування. Частина II Будівництво: ДБН В.2.3-4:2007– [Чинний від 2008-03-01]. – К.: Мінрегіонбуд України, 2007 – 91 с. – (Державні будівельні норми України).

*rechnoyi stiykosti avtomobilya* [An alternative approach to assessing the lateral stability of the car] *Vestnyk Khar'kovskoho natsyonal'noho avtomobil'no-dorozhnoho unyversyteta*, 2015, vol. 71, pp. 151–155.

2. Bashyns'kyy A.L., Ostashevs'kyy S.A. *Modelyuvannya povedinky pidresorenykh i nepidresorenykh mas avtomobilya v moment perekhodu z horyzontal'noyi ploshchyny rukhu na pokhyly* [Behavior modeling of sprung and unsprung mass of the car at the time of transition from the horizontal plane of movement on an inclined] *Naukovi notatky*, 2016, vol. 55, pp. 16–21.
3. Bashyns'kyy A.L. *Metod vyznachennya krytychnoyi vysoty pereshkody, yaku mozhe podolaty avtomobil' pry zadaniy shvydkosti yoho pryamoliniynoho rukhu bez vtraty poperechnoyi stiykosti* [Method of determination of the critical obstacles height that can be overcome car at a given rate of rectilinear motion without losing lateral stability], *Visnyk Zhytomyrs'koho derzhavnoho tekhnolohichnoho univertsytetu. Seriya: Tekhnichni nauky*, 2016, vol. 2(77), pp. 42–47.
4. Lytvynov A.S. *Upravlyaemost' y ustoychivost' avtomobilya* [Handling and stability of the car], Moscow, Mashynostroenye Publ., 1971, 416 p.
5. Rotenberh R. V. *Podveska avtomobilya* [Vehicle Suspension], Moscow, Mashynostroenye Publ., 1972, 392 p.
6. Vikovych I.A. *Teoriya rukhu transportnykh zasobiv: pidruchnyk* [The theory of the movement of vehicles: a textbook], Lviv, Vydavnytstvo L'vivs'koyi politekhniki Publ., 2013, 672 p.
7. *Sporudy transportu. Avtomobil'ni dorohy. Chastyna I Proektuvannya. Chastyna II Budivnytstvo: DBN V.2.3-4:2007*, Kiev, Minrehionbud Ukrayiny Publ., 2007, 91 p.

### References

1. Bashyns'kyy A.L., Ostashevs'kyy S.A. *Al'ternatyvnyy pidkhid do otsinky pope-*

Рецензент: В.І. Клименко, професор, к.т.н., ХНАДУ.