

Кайдалов Р.О.
Національна академія Національної гвардії України

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ СТІЙКОСТІ ПОЛОЖЕННЯ ГІБРИДНИХ АВТОМОБІЛІВ З ТРАНСФОРМЕРНОЮ ХОДОВОЮ ЧАСТИНОЮ

Визначено обмеження на розміри бази й колії гібридних автомобілів за умовою стійкості положення при трансформерному виконанні їх ходової частини. Отримано умови відриву передніх та задніх коліс при гальмуванні у разі руху назад та відповідно руху вперед та умову відсутності відриву коліс передньої та задньої осей від опорної поверхні.

Ключові слова: стійкість, трансформерна ходова частина, база, колія, центр мас, відрив коліс.

Постановка проблеми. Стійкість положення автомобілів у поздовжній й поперечній площинах визначається положенням центру мас відносно його крайніх опорних точок [1]. Застосування електроприводу ведучих коліс дозволяє виконувати ходову частину автомобіля трансформерною, тобто з повздовжньою колісною базою (базою) та поперечною колісною базою (колією), що змінюються [2 - 6].

Застосування трансформерної ходової частини дає можливість зробити рівними сумарні нормальні реакції на усіх колесах, що дозволяє підвищити вантажопідйомність автомобілів й збільшити ресурс пневматичних шин, що особливо актуальне для військової колісної техніки.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Результати досліджень. Стійкість положення автомобілів поділяють на статичну та динамічну. Під статичною стійкістю розуміють стійкість, що зберігає автомобіль при відсутності руху, що збурює. У цьому випадку усі колеса автомобіля зберігають контакт з опорною поверхнею. У класичній літературі [7, 8, 9] критеріями статичної стійкості положення є кути повздовжньої й поперечної стійкості

$$\alpha_n = \arctg\left(\frac{a}{h}\right); \quad (1)$$

$$\alpha_z = \arctg\left(\frac{b}{h}\right), \quad (2)$$

$$\chi = \arctg\left[\frac{B}{(2h)}\right]. \quad (3)$$

У рівняннях (1,2,3) прийняті такі позначення:

α_n , α_z – граничні кути спуску й підйому дороги за умовою повздовжньої стійкості положення автомобілів;

a , b – відстань від передньої й задньої осей автомобіля до проекції центру мас на горизонтальну площину;

h – висота центру мас автомобіля;

B – колія автомобіля.

Слід відмітити, що критерієм втрати статичної стійкості автомобіля є рівність нулю нормальних реакцій дороги або на колесах однієї осі або одного борту [9]. Оцінювати стійкість положення автомобіля у повздовжній площині по кутах α_n й α_z можна лише у режимі гальмування. Для того, щоб створити момент, що перекидає автомобіль необхідно загальмувати його колеса до їх блокування. Таким чином, слід розглядати стійкість положення автомобіля у повздовжній площині при гальмуванні коліс на горизонтальній площині, так як на схилі [1].

Також можна зробити висновок про те, що граничні кути α_n й α_z є критеріями не тільки статичної, але й динамічної стійкості положення, оскільки визначають граничні кути повороту остову автомобіля у повздовжній площині при наявності руху, що збурює.

Однак, у відомих дослідженнях [1–6] не розглянуті питання забезпечення стійкості положення колісних машин, які виконані за модульно – трансформерному принципу побудови при зміні колії та бази автомобілів у процесі їх експлуатації.

Мета та постановка задач дослідження. Метою дослідження є визначення допустимих меж зміни бази і колії автомобіля при трансформерному виконанні його ходової частини.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

– визначити межу допустимого зменшення бази двохвісного автомобіля й тривісного автомобіля з балансною підвіскою середнього і заднього мостів;

– оцінити можливість підвищення стійкості положення автомобіля у поперечній площині за рахунок збільшення колії.

Результати досліджень. Визначення меж допустимого зменшення бази автомобілів.

Розглянемо стійкість положення колісної машини у повздовжній площині двохвісного автомобіля (рис. 1).

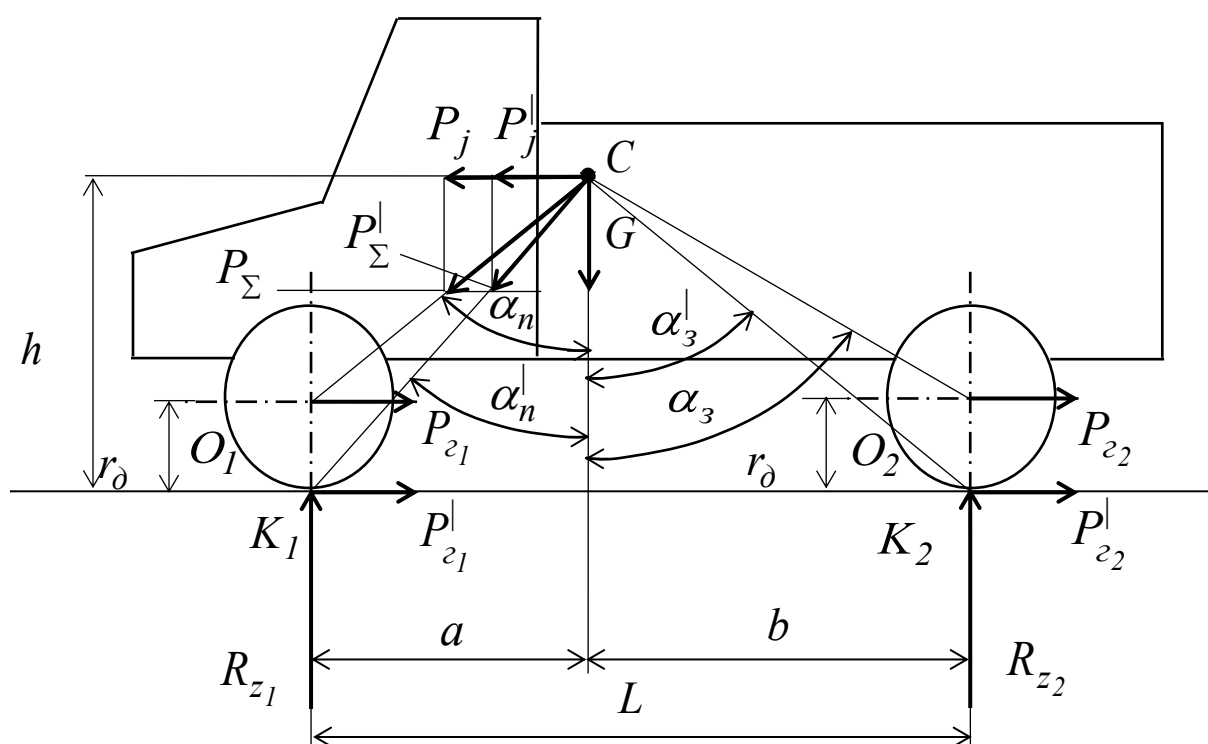


Рис. 1 Схема сил що діють на двохвісний автомобіль при гальмуванні на прямому ході

точках контакту з дорогою сил опору руху, де можливість відриву коліс або перекидання доцільно розглядати при гальмуванні. При гальмуванні автомобіля на задньому ході сили P_{z1} ; $P_{z1}^|$; P_{z2} ; $P_{z2}^|$; P_j ; $P_j^|$ змінять свої знаки на протилежні.

Відомі співвідношення (1) й (2) визначають умови початку перекидання автомобіля у повздовжній площині при заблокованих колесах. При незаблокованих колесах сумарні гальмівні сили на осях прикладаються не у п'ятнах контакту коліс з дорогою (точки K_1 , K_2 ; а й на осях автомобіля (точки O_1 , O_2) [5]. У цьому випадку плече моменту, що перекидає, який створюється парою сил $P_z = P_{z1} + P_{z2}$ й P_j складає $h - r_d$ (де r_d – динамічний радіус коліс). При заблокованих колесах плече моменту, що перекидає, який створюється парою сил $P_z^| = P_{z1}^| + P_{z2}^|$ й $P_j^|$, це висота центру мас автомобіля h .

У зв'язку з цим, можна зробити висновок про те, що при розгоні (навіть при реалізації граничних сил за зчепленням коліс з дорогою повнопривідного автомобіля) небезпека перекидання машини у повздовжній площині нижче, ніж у поперечній.

У разі гальмування з незаблокованими колесами й у випадку розгону автомобіля рівняння (1) й (2) приймуть вигляд

$$\alpha_n = \operatorname{arctg}\left(\frac{a}{h-r_\delta}\right); \quad (4)$$

$$\alpha_3 = \operatorname{arctg}\left(\frac{b}{h-r_\delta}\right). \quad (5)$$

Найбільш небезпечним випадком є гальмування при заблокованих колесах [1], оскільки $\alpha_n^1 < \alpha_n$ й $\alpha_3^1 < \alpha_3$ (див. рис. 1). При трансформерному виконанні ходової частини двовісного автомобіля намагаються отримати величину бази автомобіля, що дорівнює

$$L^1 = \begin{cases} 2a & \text{при } a < b; \\ 2b & \text{при } b < a. \end{cases} \quad (6)$$

У цьому випадку

$$\alpha_n = \alpha_3 = \operatorname{arctg}\left(\frac{L}{2h}\right). \quad (7)$$

Визначимо умову відриву коліс передньої або задньої осей від дороги при гальмуванні автомобіля із заблокованими колесами (рис. 1). Сумарні нормальні реакції на осях автомобіля

$$R_{z_1} = G\left(\frac{b}{L} \pm \frac{P_j}{G} \frac{h}{L}\right); \quad (8)$$

$$R_{z_2} = G\left(\frac{a}{L} \mp \frac{P_j}{G} \frac{h}{L}\right). \quad (9)$$

У рівняннях (8) та (9) верхній знак відноситься для випадку гальмування автомобіля при русі вперед, а нижній при русі назад.

Відрив коліс передньої або задньої осей автомобіля від опорної поверхні дороги настає при рівності нулю R_{z_1} або R_{z_2} . Враховуючи, що при гальмуванні із заблокованими колесами справедливе співвідношення

$$P_j = G\varphi_x, \quad (10)$$

перетворимо (8) та (9) до вигляду

$$R_{z_1} = G\left(\frac{b}{L} \pm \varphi_x \frac{h}{L}\right); \quad (11)$$

$$R_{z_2} = G\left(\frac{a}{L} \mp \varphi_x \frac{h}{L}\right). \quad (12)$$

де φ_x – поведздовжній коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою.

Умовою відриву передніх коліс при гальмуванні при русі назад

$$\varphi_x = \frac{b}{h} \quad (13)$$

Умовою відриву задніх коліс при гальмуванні автомобіля при русі вперед

$$\varphi_x = \frac{a}{h} \quad (14)$$

Відповідно, умовою відсутності відриву коліс передньої та задньої осей будуть

$$\alpha_n > \arctg(\varphi_{x_{\max}}); \quad (15)$$

$$\alpha_3 > \arctg(\varphi_{x_{\max}}). \quad (16)$$

де $\varphi_{x_{\max}}$ – максимальне значення поєздовжнього коефіцієнту зчеплення коліс з дорогою.

У разі розташування центру мас в середині бази $a = b = L^{\downarrow} / 2$. Відповідно, умовою відсутності відриву передніх та задніх коліс від опорної поверхні будуть

$$\frac{L^{\downarrow}}{2h} > \varphi_{x_{\max}}, \quad (17)$$

звідси

$$L^{\downarrow} > 2h\varphi_{x_{\max}}. \quad (18)$$

Таким чином, при регулюванні бази автомобіля необхідно забезпечити умову (18).

Розглянемо тривісний автомобіль (рис. 2). При гальмуванні при русі вперед автомобіль з балансірною підвіскою середнього та заднього мостів (рис. 2а) й автомобіля з балансірною підвіскою переднього та середнього мостів (рис. 2б) рекомендована база визначається наступним чином

$$L^{\downarrow} = 1,5a, \text{ – рис. 2а,} \quad (19)$$

$$L^{\downarrow} = 1,5b \text{ – рис. 2б} \quad (20)$$

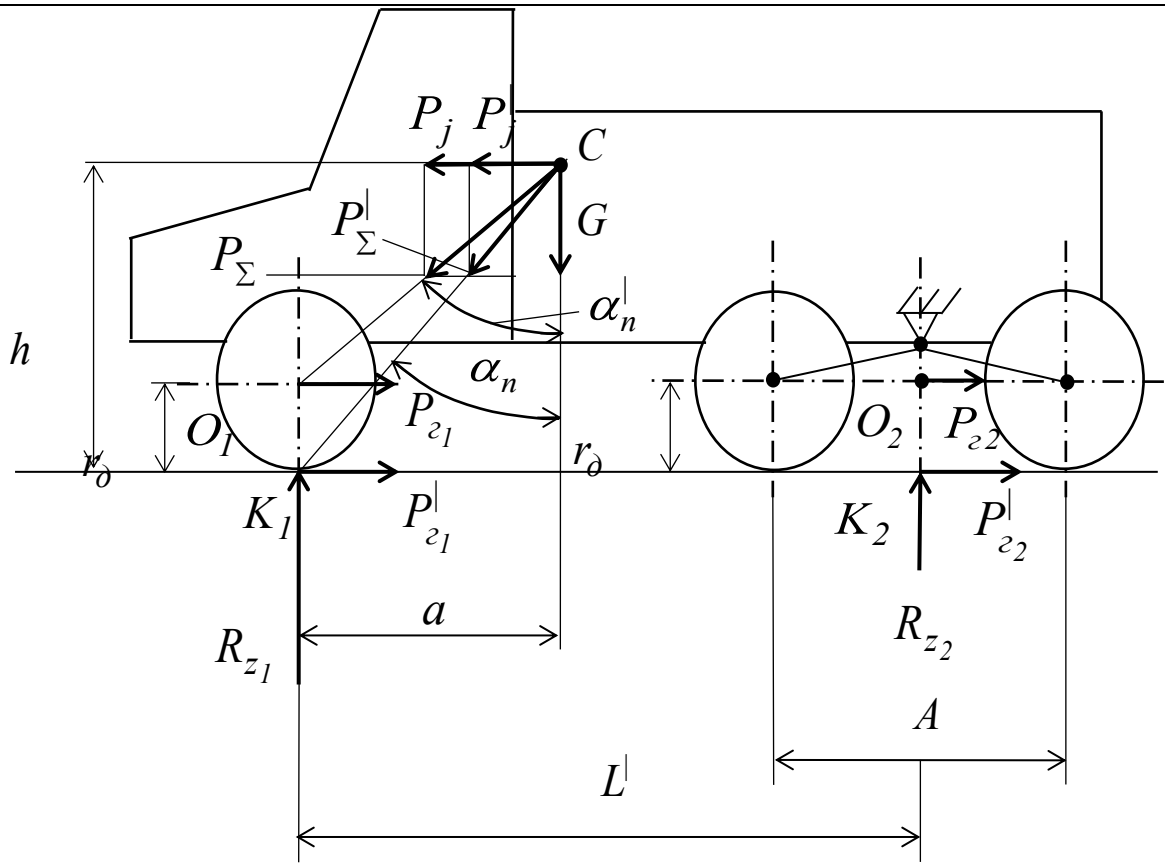
У відповідності з умовами (13) та (14), які справедливі для випадків, що розглядаються, мінімальна база автомобіля повинна знаходитись в області (див. рис. 2)

$$L^{\downarrow} \geq 1,5b\varphi_{x_{\max}}. \quad (21)$$

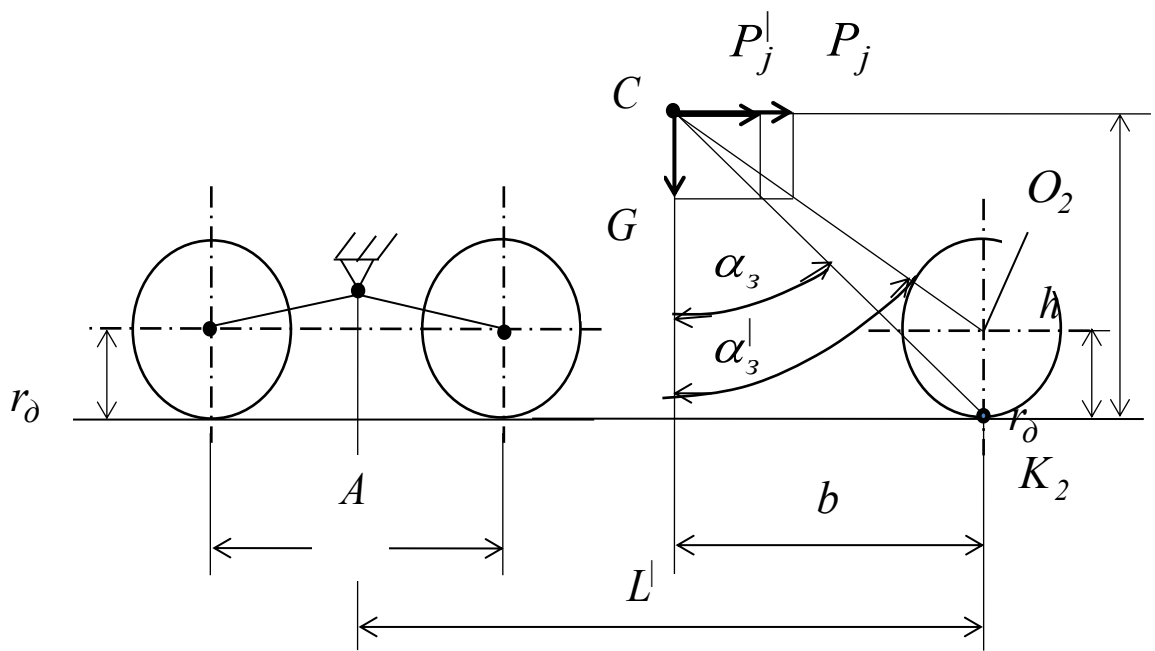
Виконання умови (21) запобігає відриву коліс балансірного візка від дороги при гальмуванні як у випадку, що наведений на рис. 2а, так й у випадку, який наведений на рис. 2б. Відрив колеса передньої осі (рис. 2а) й задньої осі (рис. 2б) у даних випадках малоімовірний й можливий лише при наїзді на перешкоду, що долається.

Таким чином, нами отримані межі допустимого зменшення баз двох та тривісних автомобілів при трансформерному виконанні ходової частини.

Підвищення стійкості положення автомобілів у поперечній площині за рахунок збільшення колії.



a



б

Рис. 2 Схема сил, що діють на тривісний автомобіль при гальмуванні

Умовою стійкості положення автомобіля у поперечній площині забезпечується при виконанні умови (3). При проектуванні автомобілів її намагаються виконати при відомій висоті h центру мас C та колії B у разі знаходження центру мас на поздовжній площині, що проходить через вісь симетрії автомобіля. Однак в процесі експлуатації автомобілів при асиметричному завантаженні кузова центр мас C може бути зміщений у поперечній площині на відстань e (рис. 3). Розглянемо можливість зміщення ведучих коліс з комбінованим (електромеханічним) приводом у поперечній площині для забезпечення заданого кута поперечної стійкості.

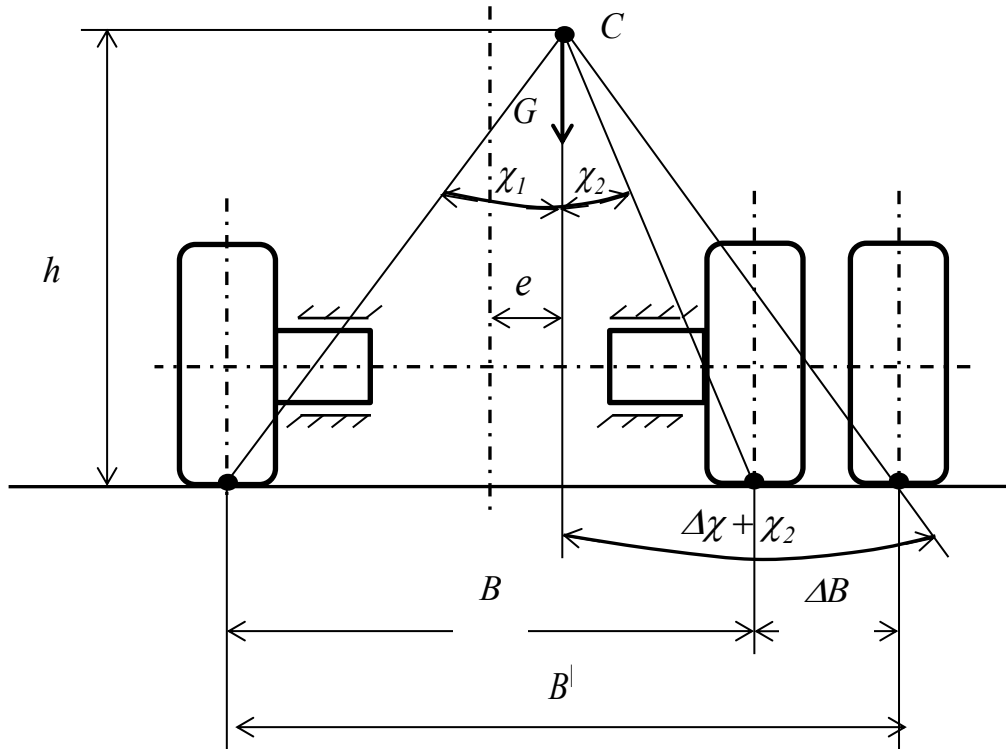


Рис. 3 Схема для визначення необхідної зміни колії машини для забезпечення стійкості положення автомобіля у поперечній площині

Мінімальний кут поперечної стійкості автомобіля χ_{\min} повинен визначатись через максимальне значення бокового коефіцієнту зчеплення $\varphi_{y_{\max}}$ з дорогою, тобто

$$\chi_{\min} = \arctg \varphi_{y_{\max}}. \quad (22)$$

При асиметричному розташуванні центру мас автомобіля у поперечній площині ми маємо два різних значення кутів поперечної стійкості

$$\chi_1 = \arctg \frac{0,5B + e}{h} \quad (23)$$

й

$$\chi_2 = \arctg \frac{0,5B - e}{h}. \quad (24)$$

Очевидно (рис.3), що $\Delta B = e$, тоді

$$B^1 = B + e. \quad (25)$$

Сумісне рішення рівнянь (3) й (22) при симетричному розташуванні центру мас автомобіля у поперечній площині дозволяє визначити межу допустимого зменшення колії автомобіля при трансформерному виконанні його ходової частини

$$B \geq 2h\varphi_{y_{\max}}. \quad (26)$$

Висновки.

Отримано:

– умову відриву: передніх та задніх коліс при гальмуванні у разі руху назад та відповідно руху вперед;

– умову відсутності відриву коліс передньої та задньої осей від опорної поверхні;

– аналітичні вирази, що дозволяють визначати межі допустимого зменшення баз двох та тривісних автомобілів при трансформерному виконанні ходової частини;

– аналітичні вирази, що дозволяють визначати межу допустимого зменшення колії автомобіля при трансформерному виконанні його ходової частини.

Отримані результати можуть бути використані при створенні гібридних автомобілів (з комбінованим електромеханічним приводом ведучих коліс) модульної конструкції з трансформерною ходовою частиною.

1. Манёвренность и тормозные свойства колёсных машин : монография / М.А. Подригало, В.П. Волков, В.И. Кирчатый, А.А. Бобошко. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2003. – 403 с.

2. Подригало М. А. Забезпечення раціонального розподілу нормального навантаження між осями автомобілів та бойових машин з електричним приводом ведучих коліс / М.А. Подригало, Р.О. Кайдалов // Збірник наукових праць Національної академії Національної гвардії України. – 2017. – №1(29). – С. 15-21.

3. Кайдалов Р.О. Дослідження можливості зниження енергетичних втрат автомобіля при використанні гібридного електромеханічного приводу ведучих коліс / Р.О. Кайдалов // Системи обробки інформації. – 2016. – №9. – С. 13-17.

4. Подригало М. А. Застосування методу парціальних прискорень для оцінки тягово-швидкісних властивостей автомобілів та бойових машин / М.А. Подригало, Д.В. Абрамов, Р.О. Кайдалов // Збірник наукових праць Національної академії Національної гвардії України. – 2016. – №2(28). – С. 16-21.

5. Подригало М.А. Оцінка динамічних властивостей й енергетичної економічності автомобілів з безступінчастою автоматичною трансмісією / М.А. Подригало, Р. О. Кайдалов, О.М. Жовтоног // Наукові нотатки. – 2017. – №57. – С. 152-160.

6. Кайдалов Р.О. Оцінка енергетичної ефективності застосування електричної трансмісії колісної машини / Р.О. Кайдалов // Вісник національного технічного університету «ХПІ». – 2017. – №25 (1247). – С. 86-89.

7. Коновалов В.Ф. Устойчивость и управляемость машинно-тракторных агрегатов : учеб. пособ. / В.Ф. Коновалов. – Пермь : Пермское книжное издательство, 1969. – 440 с.

8. Чудаков Д.А. Основы теории трактора и автомобиля : учебник / Д.А. Чудаков. – М. : Сельхозиздат, 1962. – 312 с.

9. Основы теории автомобиля и трактора : учебник / В.В. Иванов, В.А. Иларионов, М.М. Морин. – Москва : Высшая школа, 1977. – 245 с.

10. Динамика автомобиля : монография / М.А. Подригало, В.П. Волков, А.А. Бобошко. – Харьков : ХНАДУ, 2008. – 424 с.

REFERENCES

1. Podrigalo, M.A., Volkov, V.P., Kirchatyiy, V.I., Boboshko, A.A. (2003). *Manyovrennost i tormoznyie svoystva kolyosnyih mashin* [Maneuverability and braking properties of wheeled vehicles]. Harkov: HNADU [in Ukrainian].

2. Podrigalo, M.A., Kaidalov, R.O. (2017). Zabezpechennya ratsional'noho rozpodilu normal'noho navantazhennya mizh osyamy avtomobiliv ta boyovykh mashyn z elektrychnym pryvodom veduchykh kolis [Provision of rational distribution of normal load between axles of cars and combat vehicles with electric drive of driving wheels]. *Zbirnyk naukovykh prats' Natsional'noyi akademiyi Natsional'noyi hvardiyi Ukrainy*, 1(29), 15-21 [in Ukrainian].

3. Kaidalov, R.O. (2016). Doslidzhennya mozhlyvosti znyzhennya enerhetychnykh vtrat avtomobilya pry vykorystanni hibrydnoho elektromekhanichnoho pryvodu veduchykh kolis [Investigation of the possibility of reducing energy losses of a car using a hybrid electromechanical drive of driving wheels]. *Systemy obrobky informatsiyi*, 9, 13-17 [in Ukrainian].

4. Podrigalo, M.A., Abramov, D.V., Kaidalov, R.O. (2016). Zastosuvannya metodu partsial'nykh pryskoren' dlya otsinky tyahovo-shvydkisnykh vlastyvostry avtomobiliv ta boyovykh mashyn [Application of the method of partial accelerations for the evaluation of the traction and speed properties of cars and combat vehicles]. *Zbirnyk naukovykh prats' Natsional'noyi akademiyi Natsional'noyi hvardiyi Ukrainy*, 2(28), 16-21 [in Ukrainian].

5. Podrigalo, M.A., Kaidalov, R.O., Zhovtonoh, O.M. (2017). Otsinka dynamichnykh vlastyvostry avtomobiliv z bezstupinchastoyu avtomatychnoyu transmisiyeu [Estimation of energy efficiency of cars with stepless automatic transmission].

dynamic properties and energy efficiency of cars with continuous automatic transmission]. *Naukovi notatky*, 57, 152-160 [in Ukrainian].

6. Kaidalov, R.O. (2017). Otsinka enerhetychnoyi efektyvnosti zastosovannya elektrychnoyi transmisiyi kolisnoyi mashyny [Estimation of energy efficiency of electric transmission of a wheeled car]. *Visnyk natsional'noho tekhnichnoho universytetu «KhPI»*, 25 (1247), 86-89 [in Ukrainian].

7. Konovalov, V.F. (1969). *Ustoychivost i upravlyaemost mashinno-traktornyih agregatov [Stability and controllability of machine-tractor units]*. Perm: Permskoe knizhnoe izdatelstvo [in USSR].

8. Chudakov, D. A. (1962). *Osnovy teorii traktora i avtomobilya [The fundamentals of the theory of tractor and car]*. Moscow: Selhozizdat [in USSR].

9. Ivanov, V.V., Ilarionov, V.V., Morin, M.M. (1977). *Osnovy teorii avtomobilya i traktora [The fundamentals of the theory of a car and a tractor]*. Moscow: Vysshaya shkola [in USSR].

10. Podrigalo, M.A., Volkov, V.P., Boboshko, A.A. (2008). *Dinamika avtomobilya [Vehicle Dynamics]*. Harkov: HNADU [in Ukrainian].

Кайдалов Р.О. Обеспечение устойчивости положения гибридных автомобилей с трансформерной ходовой частью.

Определены ограничения на размеры базы и колеи гибридных автомобилей по условию устойчивости положения при трансформерном выполнении их ходовой части. Получены условия отрыва передних и задних колес при торможении в случае движения назад и соответственно движению вперед, а также условие отсутствия отрыва колес передней и задней осей от опорной поверхности.

Ключевые слова: устойчивость, трансформерная ходовая часть, база, колея, центр масс, отрыв колёс.

R. Kaidalov. Ensuring the stability of the position of hybrid cars with the transformer undercarriage

The restrictions on the size of the base and gauge of hybrid cars are determined on the condition of stability of position with the transformer performance of their running gear. The conditions for the detachment of the front and rear wheels are obtained during braking in the case of rearward and forward motion and the condition that the front and rear axle wheels do not detach from the supporting surface.

Keywords: transformer chassis, base, track, center of mass, wheel detachment.

АВТОР:

КАЙДАЛОВ Руслан Олегович, кандидат технічних наук, доцент, заступник начальника науково-дослідного центру, Національна академія Національної гвардії України, e-mail: kaidalov.76@ukr.net.

АВТОР:

КАЙДАЛОВ Руслан Олегович, кандидат технических наук, доцент, заместитель начальника научно-исследовательского центра, Национальная академия Национальной гвардии Украины, e-mail: kaidalov.76@ukr.net.

AUTHORS:

Ruslan KAIDALOV, PhD. in Engineering, Assoc. Professor, Deputy Head of the Research Center, National Academy of the National Guard of Ukraine, e-mail: kaidalov.76@ukr.net.

Стаття надійшла в редакцію 1.10.2017 р.