

ОЦІНКА КУРСОВОЇ СТІЙКОСТІ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ

Семченко Віталій Володимирович, студент гр. А-53-22, магістр
Semchenko@gmail.com

Вступ. Забезпечення курсової стійкості під час гальмування транспортних засобів, зокрема, легкових автомобілів, обладнаних електронними системами стеження за процесом гальмування, може бути досягнуто за рахунок ряду заходів, в тому числі забезпечення необхідної відстані між транспортними засобами, що рухаються в єдиному потоці [1].

Як варіант вирішення задачі, є реалізація необхідної величини гальмівного моменту легкових автомобілів в даних експлуатаційних умовах за рахунок застосування електронних гальмівних систем, які відслідковують зміну швидкості руху автомобіля, його коліс та положення подовжньої осі в фіксований момент часу [2].

Проте, вплив потужності від двигуна при не розірваній трансмісії має свої особливості.

Мета роботи. Метою роботи є оцінка курсової стійкості легкового автомобіля на основі математичної моделі руху в повороті загальмованого автомобіля з не роз'єднаною трансмісією.

Матеріали та методи. Для створення математичної моделі слід визначити параметри, якими можна характеризувати збереження курсової стійкості.

Розглянемо можливу схему руху легкового автомобіля під час гальмування без блокування коліс з ввімкненою трансмісією, при наявності повороту керованих коліс і кута відхилення подовжньої осі автомобіля (рис. 1).

Класично [3, 4] прийнято, що в разі відсутності кутів бічного уводу коліс ($\theta_1 < \delta_1$), миттєвий центр повороту P подовжньої осі автомобіля знаходиться на перетині перпендикулярів до векторів швидкостей точок А і В центрів передньої і задньої осей (відрізок BP , див. рис. 1) та визначає миттєвий радіус повороту R_k .

У початковий момент повороту керованих коліс на кут $\theta_1 > \delta_1$ під час гальмування наявність уводу коліс передньої і задньої осей автомобіля призводить до переміщення першого миттєвого центра повороту з точки P_1 , що лежить на відрізку BP_2 , відхиленому на кут δ_2 уводу шин задніх коліс, у точку поточного миттєвого центра повороту P_i .

Якщо з миттєвого центра повороту P_i опустити перпендикуляр на подовжню вісь автомобіля, то визначимо точку P_{1i} , вектор швидкості якої збігається за напрямком з подовжньою віссю автомобіля, відхиленої на кут Ψ_i , який і визначає новий радіус повороту R_i з кутовою швидкістю ω_i .

При чому, подальший рух автомобіля може викликати переміщення миттєвого центра повороту до точки P_2 з кутовою швидкістю ω_2 та радіусом повороту R_2 .

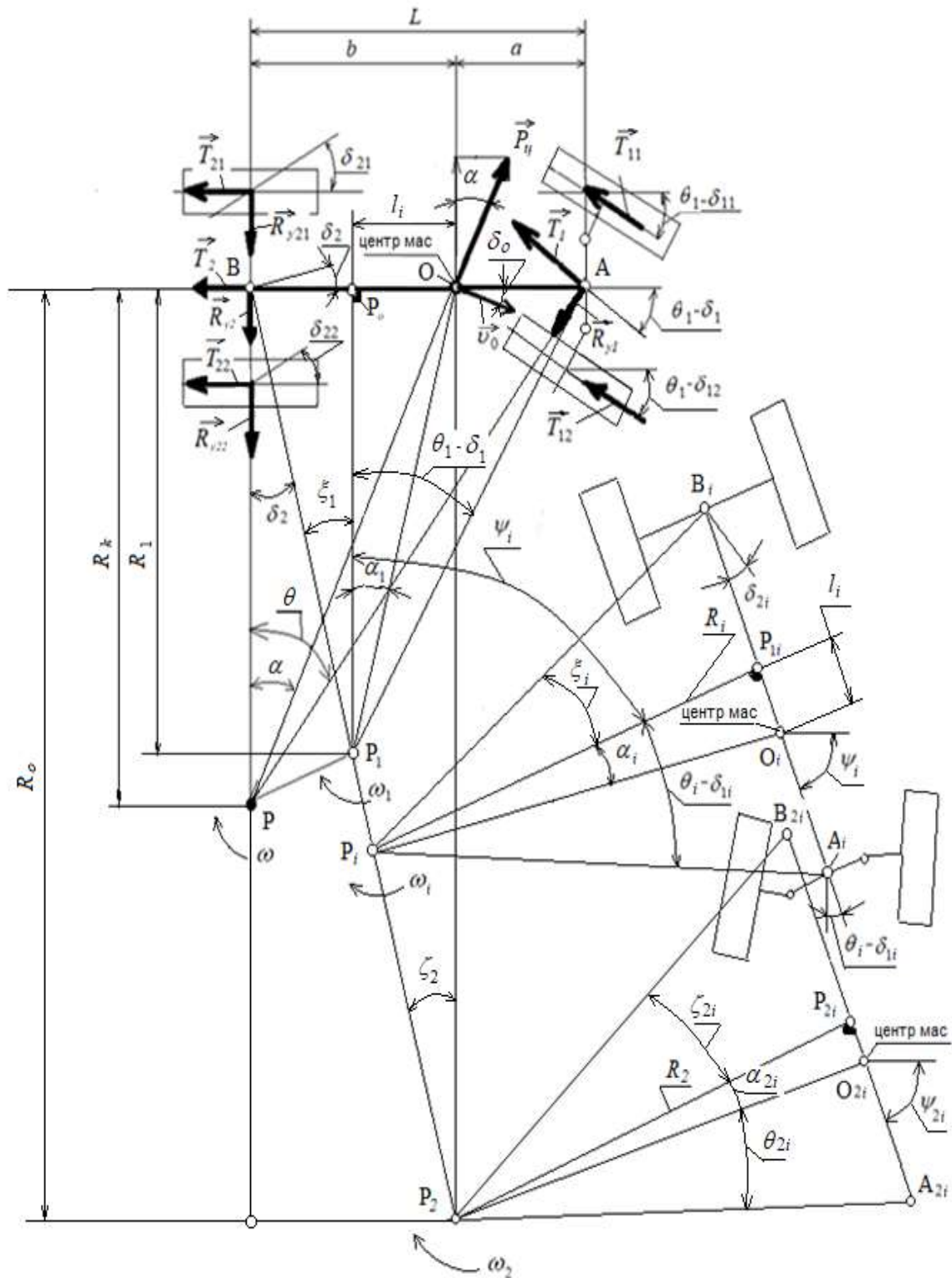


Рисунок 1 – Схема для дослідження

Подальший рух загальмованого автомобіля може відбуватися за двома сценаріями.

Перший, – коли проекція миттєвого центра повороту P_i знаходиться на відріжку BO , рівному відстані від центра мас автомобіля до осі задніх коліс, та другий, – коли належить відріжку OA , рівному відстані від центра мас автомобіля до осі передніх коліс (див. рис. 1).

Розглянемо перший випадок, коли значення лінійної швидкості буде найменшим серед всіх точок, що належать відрітку ВО у першій точці P_1 , оскільки відстань від цієї точки до миттєвого центру швидкостей буде мінімальною.

З геометричних співвідношень (див. рис. 1) знаходиться радіус початкового повороту автомобіля, коли кут повороту керованих коліс $\theta_1 > \delta_1$

$$R_1 = \frac{b - l_1}{\operatorname{tg} \xi_1} = \frac{a + l_1}{\operatorname{tg}(\theta_1 - \delta_1)} = \frac{a + l_1}{\operatorname{tg}(\psi_1 - \delta_2)}, \quad (1)$$

де ξ_1 – кут між перпендикуляром на подовжню вісь автомобіля та відрізком, що з'єднує миттєвий центр повороту P_1 з точкою B_1 (див. рис. 1, $\xi_1 = \delta_2$).

θ_1 – кут між вектором швидкості центру мас і подовжньою віссю автомобіля;

δ_1, δ_2 – кут уводу коліс передньої і задньої осей;

ψ_1 – кут повороту подовжньої осі автомобіля навколо миттєвої точки P_1 (умовно не показано).

Причому відстань від центру мас до точки перетину з подовжньою віссю

$$l_1 = b - R_1 \cdot \operatorname{tg} \delta_2. \quad (2)$$

Вирішуючи спільно рівняння (1) і (2), одержимо залежність радіуса повороту автомобіля при уводі керованих коліс, повернутих на кут θ_1 ,

$$R_1 = \frac{L}{\operatorname{tg}(\theta_1 - \delta_1) + \operatorname{tg} \delta_2}. \quad (3)$$

Для малих кутів уводу коліс отримаємо формулу Аккермана [10]

$$R_1 = \frac{L}{\theta_1 + \delta_2 - \delta_1} = \frac{L}{\psi_1}. \quad (4)$$

Аналогічно (див. рис.1) отримаємо залежність для i -го радіуса повороту автомобіля

$$R_i = \frac{a + l_i}{\operatorname{tg}(\theta_i - \delta_{1i})} = \frac{a + l_i}{\operatorname{tg}(\psi_i - \delta_{2i})}, \quad (5)$$

де ψ_i – i -ий кут повороту подовжньої осі автомобіля ($\psi_i = 0 - \Psi$).

Вирішуючи спільно (2) і (3), одержимо залежність положення проекції точки центру i -го миттєвого повороту на подовжній осі автомобіля

$$l_i = L \cdot \left[\frac{b}{L} - \frac{\operatorname{tg} \delta_{2i}}{\operatorname{tg} \delta_{2i} + \operatorname{tg}(\theta_i - \delta_{1i})} \right]. \quad (6)$$

З урахуванням кутів уводу коліс передньої й задньої осей на підставі (5) кут миттєвого повороту подовжньої осі

$$\operatorname{tg}(\psi_i - \delta_{2i}) = \frac{1 - \frac{\operatorname{tg} \delta_{2i}}{\operatorname{tg} \delta_{2i} + \operatorname{tg}(\theta_i - \delta_{1i})}}{R_i / L}. \quad (7)$$

Так як при застосуванні однотипних шин, то для автомобілів кути уводу коліс передньої й задньої осей рівні ($\delta_1 = \delta_2 = \delta_i$) і залежність (7) перетвориться в

$$\operatorname{tg}(\psi_i - \delta_i) = \frac{L}{R_i} \cdot \frac{1}{1 + \frac{\operatorname{tg} \delta_i}{\operatorname{tg}(\theta_i - \delta_i)}}. \quad (8)$$

У разі використання жорстких шин на колесах передньої та задньої осей рівність (8) прийме вигляд

$$\operatorname{tg} \psi_i = \frac{L}{R_i}. \quad (9)$$

Таким чином, за допомогою одержаних залежностей (7) або (8) можна установити траєкторію руху центра мас автомобіля з поворотом керованих коліс.

Залежно від положення точки перетину перпендикуляра з віссю автомобіля (див. рис. 1) в межах бази автомобіля траєкторія повороту буде різною.

Крім того, траєкторія руху при повороті автомобіля з еластичними колесами буде відрізнятися від траєкторії руху автомобіля з жорсткими колесами, оскільки миттєвий центр повороту переміститься з точки P_i в точку P (див. рис. 1).

Оскільки кути уводу передньої й задньої осі визначаються [11] як

$$\delta_i = \frac{R_{y2}}{K_{y2}} = \frac{R_{y1}}{K_{y1}}, \quad (9)$$

де K_{y1} , K_{y2} – коефіцієнти опору уводу коліс передньої та задньої осей, то осьові бічні реакції при гальмуванні автомобіля в разі рівномірного обертання його подовжньої осі з кутовою швидкістю ω_i навколо миттєвого центра повороту (точки P_i , див. рис.1) можуть бути визначені:

1) коли нормальна реакція на колесах передньої осі

$$R_{y1} = T_1 \cdot \operatorname{tg}(\theta_i - \delta_{1i}) + \frac{m_a \cdot v^2}{R_i} \cdot \frac{b}{L} \cdot \frac{\cos \alpha_i \cdot \cos \xi_i}{\cos(\theta_i - \delta_{1i})}, \quad (10)$$

де T_1 – гальмівна сила на передній осі автомобіля [12];

m_a – маса автомобіля;

α_i – i -ий кут між перпендикуляром на подовжню вісь автомобіля та відрізком,

що з'єднує i -ий миттєвий центр повороту P_i з центром мас O_i (див. рис. 1, $\alpha_i \neq \alpha_1$);

ξ_i – i -ий кут між перпендикуляром на подовжню вісь автомобіля та відрізком, що з'єднує i -ий миттєвий центр повороту P_i з точкою B_i (див. рис. 1, $\xi_i \neq \xi_1$);

2) коли нормальна реакція на колесах задньої осі

$$R_{y2} = \frac{m_a \cdot v^2}{R_i} \cdot \frac{a}{L} \cdot \cos \alpha_i \cdot \cos \xi_i. \quad (11)$$

При чому сумарна гальмівна сила на передній осі при ввімкненій трансмісії

$$T_1 = \beta \cdot m_a \cdot [j] + \frac{M_{\delta\epsilon} \cdot i_{Ti} \cdot \eta_{Ti}}{r_\partial}, \quad (12)$$

де β – коефіцієнт міжосьового розподілу гальмівної сили автомобіля;

$[j]$ – величина граничного уповільнення автомобіля;

$M_{\delta\epsilon}$ – момент від двигуна;

i_{Ti} – передатне число в трансмісії;

η_{Ti} – коефіцієнт корисної дії трансмісії;

r_∂ – динамічний радіус колеса.

Аналіз результатів теоретичних досліджень. Отже, у загальному випадку, коли на обох осях автомобіля застосовуються однотипні шини, у відповідності до залежності (9) із урахуванням останніх виразів одержимо залежність

$$\begin{aligned} \delta_i &= \frac{m_a \cdot v^2}{R_i \cdot K_{y2}} \cdot \frac{a}{L} \cdot \cos \alpha_i \cdot \cos \xi_i = \\ &= \left[\beta \cdot \frac{m_a \cdot [j]}{K_{y1}} + \frac{M_{\delta\epsilon} \cdot i_{Ti} \cdot \eta_{Ti}}{r_\partial} \right] \cdot \operatorname{tg}(\theta_i - \delta_i) + \frac{m_a \cdot v^2}{R_i \cdot K_{y1}} \cdot \frac{b}{L} \cdot \frac{\cos \alpha_i \cdot \cos \xi_i}{\cos(\theta_i - \delta_i)}. \end{aligned} \quad (13)$$

Тоді, для прийнятих вище умов в початковий момент гальмування в повороті радіусом R_k бічний увід подовжньої осі автомобіля (див. рис.1)

$$\delta_o = \frac{m_a \cdot \left[\beta \cdot \frac{[j]}{K_{y1}} + \frac{M_{\delta\epsilon} \cdot i_{Ti} \cdot \eta_{Ti}}{r_\partial \cdot m_a} \right] \cdot \operatorname{tg} \theta_1 + \frac{m_a \cdot v^2}{R_k} \cdot \frac{b}{L} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \theta_1}}{K_{y1}} = \frac{\frac{m_a \cdot v^2}{R_k} \cdot \frac{a}{L} \cdot \cos \alpha}{K_{y2}} \quad (14)$$

Звідки слідує, що курсова стійкість легкового автомобіля зі змінним радіусом повороту R_i буде найвищою, коли $a=b=L/2$, тобто задовольняє співвідношенню (13).

У такому разі, враховуючи кут Ψ_i Аккермана [10], у результаті маємо залежність, яка пов'язує відхилення подовжньої осі легкового автомобіля масою m_a , швидкістю руху v та коефіцієнтом міжосьового розподілу гальмівної

сили β ,

$$\begin{aligned} & \frac{m_a \cdot v^2}{2R_i \cdot K_{y2}} \cdot \cos \alpha_i \cdot \cos \xi_i = \\ & = \left[\beta \cdot \frac{[j]}{K_{y1}} + \frac{M_{\partial \delta} \cdot i_{Ti} \cdot \eta_{Ti}}{r_{\partial} \cdot m_a} \right] \cdot \operatorname{tg} \psi_i + \frac{m_a \cdot v^2}{2R_i \cdot K_{y1}} \cdot \frac{\cos \alpha_i \cdot \cos \xi_i}{\cos \psi_i} = \frac{L}{R_i}. \end{aligned} \quad (15)$$

Тоді умовою забезпечення курсової стійкості такого легкового автомобіля при гальмуванні на криволінійній ділянці дороги є залежність (15).

Висновки. Автором одержано залежність, яка дозволяє описувати керування стабілізацією подовжньої осі загальмованого легкового автомобіля в повороті при не роз'єднаній трансмісії.

Перелік посилань

1. *Н. Ярещенко* Довгострокове прогнозування швидкостей руху на автомобільних дорогах: автореф. дис. на здобуття ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.11 «Автомобільні шляхи та аеродроми», Харків. нац. техн. ун-т, Харків, 1999. 2. Динаміка транспортних засобів. ESP: Електронна програма стабільності. Режим доступу: <https://translate.google.com.ua/translate://www.car-engineer.com/esp-electronic-stability-program>. 3. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження дорожніх транспортних засобів категорій М, N, і O стосовно гальмування (Правила ЕЭК ООН N 13-09:2000, IDT): ДСТУ UN/ECE R 13-09-2002. – [Чинний від 01.07.2005]. – Офіц. вид. – (Державний стандарт України). 4. Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання (БЗ №11-12-2010/436): ДСТУ 3649: 2010. – Офіц. вид. – [Чинний від 28.11.2010]. – К.: Держспоживстандарт України, 2011. – 26 с. – (Національний стандарт України)

Науковий керівник: Назаров Олександр Іванович – к. т. н., доцент кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: hefer64@ukr.net