

l_k – ширина поверхні тертя;

$K_1 = K_\delta$ – конструктивний коефіцієнт дискового гальма, мм² [1].

З урахуванням (3) знос фрикційної пари барабанних гальм, встановлених на задній осі, визначається, як

$$U_{\delta 2} = \frac{k_i \cdot K_2 \cdot p_2 \cdot r_\delta \cdot \vartheta_a}{2\mu \cdot R \cdot l_k \cdot r_k \cdot \left[0,5 \sin 2\alpha_0 + \alpha_0 - \frac{k_i \cdot \sin \alpha_0}{\pi k_i + \alpha_0 \cdot k_{i1}} \right]} \cdot \frac{k_i \cdot \sin \alpha_0}{\pi k_i + \alpha_0 \cdot k_i} \cdot T_i, \quad (9)$$

де R – внутрішній радіус барабана;

$K_2 = K_\delta$ – конструктивний коефіцієнт барабанного гальма, мм² [3].

Таким чином, із одержаних залежностей (7) і (8) слідує, що зі зростанням часу гальмування внаслідок зменшення вповільнення автомобіля, в період експлуатації зростає величина зносу фрикційних поверхонь, що в свою чергу веде до зростання гальмівного шляху, тобто погіршення гальмівних властивостей.

Список літератури

1. Назаров О.І. Математична модель зношування дискових гальмівних механізмів автомобілів в умовах експлуатації / Назаров О.І., Клец Д.М., Назаров І.О. // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: «Математичне моделювання в техніці та технологіях». – №6(1115). – 2015. – С.91-101.

2. Агейкин Я.С. Теория автомобиля [Электронный ресурс]: учеб.пособ. / Я.С. Агейкин, Н.С. Вольская. – М.: МГИУ, 2008. – 318 с. – Режим доступа: <http://www.books.google.com.ua/books>.

3. Назаров О.І. Зниження швидкості зношування барабанних гальмівних механізмів, встановлених на передній осі двовісних автомобілів / Назаров О.І., Назаров В.І. // Вісник ХНАДУ. Вип. 75. –2016. – С.89-94.

4. Расчетные методы оценки трения и износа: [сб. научн. трудов; под. ред. И.В. Крагельского]. – Брянск: Приокское книжное изд-во, 1975. – 234 с.

Назаров Олександр Іванович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, hefer64@ukr.net

Кошелєв Микита Сергійович, магістр, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Thomas7777odli@gmail.com

Бенаушку Амін, магістр, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, reyn4ik@gmail.com

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ КЕРОВАНОСТІ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ В ПЕРІОД ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Забезпечення керованості в період експлуатації 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.

Розглянемо можливу схему руху легкового автомобіля під час

гальмування без блокування коліс з ввімкненою трансмісією, за наявності повороту керованих коліс і кута відхилення подовжньої осі автомобіля (рис. 1).

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 A і B 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 .

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

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

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).

Звідки одержимо залежність радіуса повороту автомобіля при уводі керованих коліс, повернутих на кут θ_1 ,

$$R_1 = \frac{L}{\operatorname{tg}(\theta_1 - \delta_1) + \operatorname{tg} \delta_2}. \quad (2)$$

Для малих кутів уводу коліс отримаємо формулу Аккермана

$$R_1 = \frac{L}{\theta_1 + \delta_2 - \delta_1} = \frac{L}{\psi_1}. \quad (3)$$

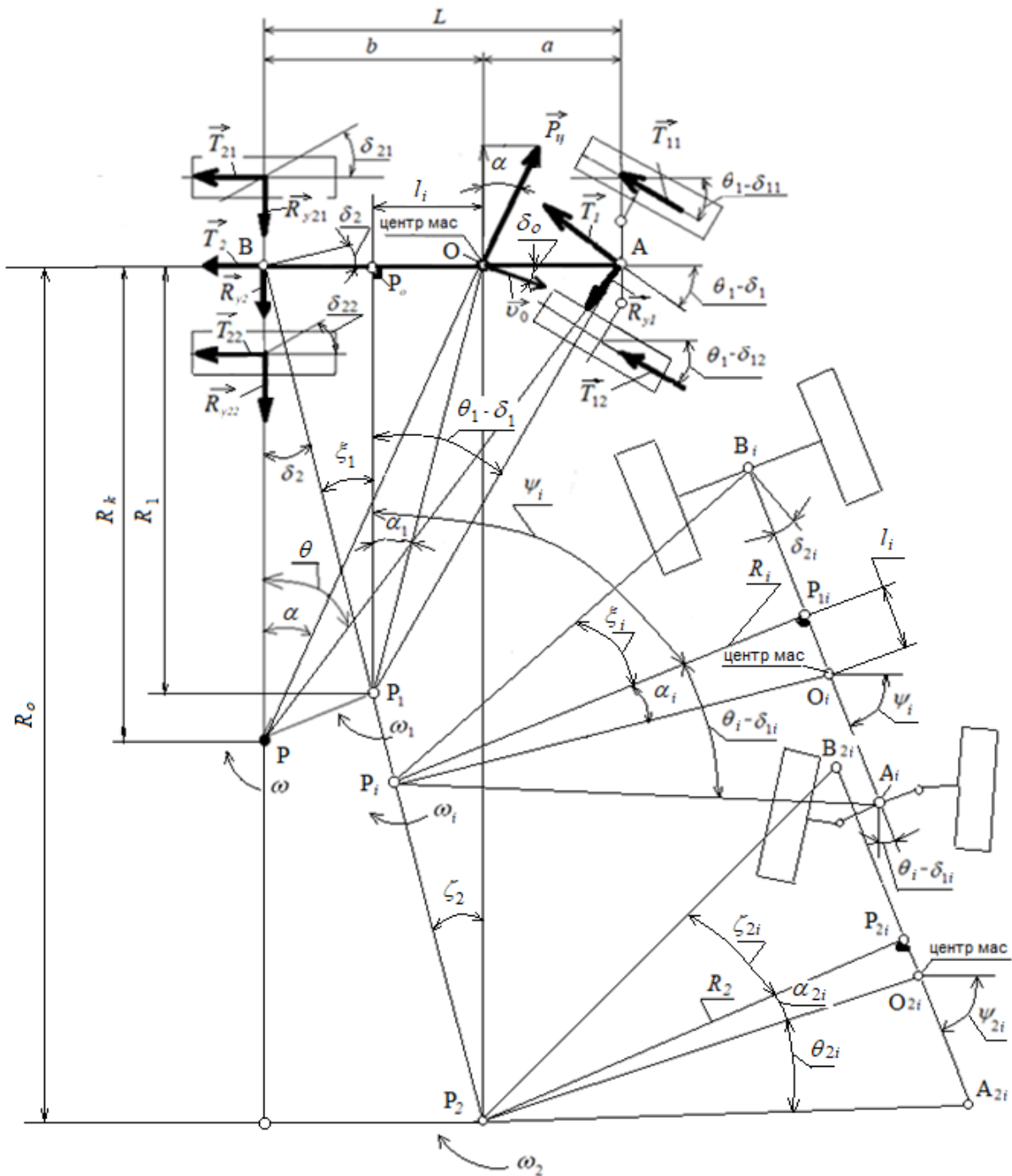


Рисунок 1 – Схема сил і моментів на загальмовуваний автомобіль

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

$$R_i = \frac{a + l_i}{\operatorname{tg}(\theta_i - \delta_{1i})} = \frac{a + l_i}{\operatorname{tg}(\psi_i - \delta_{2i})}, \quad (4)$$

де Ψ_i – i -ий кут повороту подовжньої осі автомобіля ($\Psi_i=0$ - Ψ).

Таким чином, після математичного перетворення одержаних залежностей можна установити траєкторію руху центра мас автомобіля з поворотом керованих коліс.

Крім того, траєкторія руху при повороті автомобіля з еластичними колесами буде відрізнятись 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 як

$$\delta_i = \frac{R_{y2}}{K_{y2}} = \frac{R_{y1}}{K_{y1}}, \quad (5)$$

де K_{y1}, K_{y2} – коефіцієнти опору уводу коліс передньої та задньої осей.

При чому сумарна гальмівна сила на передній осі при ввімкненій трансмісії

$$T_1 = \beta \cdot m_a \cdot [j] + \frac{M_{\delta\epsilon} \cdot i_{Ti} \cdot \eta_{Ti}}{r_\delta}, \quad (6)$$

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_δ – динамічний радіус колеса.

Отже, у загальному випадку, коли на обох осях автомобіля застосовуються однотипні шини, у відповідності до залежності (5) із урахуванням останніх виразів одержимо залежність

$$\begin{aligned} \delta_i &= \frac{m_a \cdot v^2}{R_i \cdot K_{y2}} \cdot \frac{a}{L} \cdot \cos \alpha_i \cdot \cos \xi_i = \\ &= \left[\beta \cdot \frac{m_a \cdot [j]}{K_{y1}} + \frac{M_{\delta\epsilon} \cdot i_{Ti} \cdot \eta_{Ti}}{r_\delta} \right] \cdot \operatorname{tg}(\theta_i - \delta_i) + \frac{m_a \cdot v^2}{R_i \cdot K_{y1}} \cdot \frac{b}{L} \cdot \frac{\cos \alpha_i \cdot \cos \xi_i}{\cos(\theta_i - \delta_i)}. \end{aligned} \quad (7)$$

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

$$\delta_o = \frac{m_a \cdot \left[\beta \cdot \frac{[j]}{K_{y1}} + \frac{M_{\delta\epsilon} \cdot i_{Ti} \cdot \eta_{Ti}}{r_\delta \cdot m_a} \right] \cdot \operatorname{tg} \theta_1 + \frac{m_a \cdot v^2}{R_k} \cdot \frac{b}{L} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \theta_1}}{K_{y1}} = \frac{m_a \cdot v^2}{R_k} \cdot \frac{a}{L} \cdot \cos \alpha}{K_{y2}} \quad (8)$$

Звідки слідує, що керованість легкового автомобіля зі змінним радіусом повороту R_i буде найвищою, коли $a=b=L/2$, тобто задовольняє співвідношенню (8).

Отже, умовою забезпечення керованості такого зразкового легкового

автомобіля при гальмуванні на криволінійній ділянці дороги є, коли виконуються залежності (7) і (8).

Висновки

Авторами одержано залежності, які дозволять керувати стабілізацією подовжньої осі загальмованого легкового автомобіля в повороті при не роз'єднаній трансмісії.

Назаров Олександр Іванович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, hefer64@ukr.net

Ель Баглі Саміа, магістр, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Samia@gmail.com

ВПЛИВ ТЯГОВО-ШВИДКІСНИХ ХАРАКТЕРИСТИК НА БЕЗПЕКУ ВИКОРИСТАННЯ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ

Стрімкий ріст парку експлуатованих легкових автомобілів на території України, котрий за станом на 2022 р. налічує близько 6,9 млн. одиниць, а також прогнозоване покращення їх тягово-швидкісних характеристик веде до безупинного зростання інтенсивності й швидкості руху та вимагає посилення вимог до безпеки їх використання [1].

Це може бути досягнуто за рахунок низки заходів, в тому числі забезпечення мінімально допустимої дистанції між окремими транспортними засобами, що рухаються в єдиному потоці [1].

Вирішення питання залежить, перш за все, від підтримання необхідної величини показників гальмівної ефективності на всьому періоді експлуатації, забезпечуваної застосовуваними гальмівними системами на експлуатованих легкових автомобілях [2, 3].

Це можливо за умови реалізації більш стабільної величини уповільнення під час виконання гальмувань сучасних легкових автомобілів, у тому числі електрокарів та гібридів, в певних експлуатаційних умовах [4] за рахунок рекуперативного перетворення енергії гальмування.

Для цього вимогами чинних міжнародних і вітчизняних стандартів встановлюється застосування АБС або систем, які виконують їх роботу в гальмівних системах сучасних легкових автомобілів [5].

Відомо, що вимогами діючих як міжнародних, так і національних стандартів, як необхідного критерію оцінки безпеки використання транспортних засобів, є забезпечення ефективності та стабільності функціонування всіх елементів його гальмівної системи при екстрених гальмуваннях.

У відомих літературних джерелах вказується [2, 3], що фактори, які викликають зміну показників гальмівних властивостей легкових автомобілів, носять випадковий характер і визначаються їх конструктивними та експлуатаційними факторами. Найбільш важливими з них є значення