

УДК 629.3.017

[https://doi.org/10.32515/2664-262X.2025.11\(42\).2.328-334](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2025.11(42).2.328-334)

М. А. Подригало, проф., д-р техн. наук, **О. С. Полянський**, проф., д-р техн. наук,
Є. О. Дубінін, проф., д-р техн. наук, **М. В. Краснокутський**, **В. А. Литвин**
Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна
e-mail: dubinin-rmn@ukr.net

Раціональне управління динамікою повороту задньопривідного автомобіля з мотор-колесами

У дослідженні розглянуто питання підвищення керованості колісних машин, запропоновано підвищити керованість задньопривідного автомобіля з мотор-колесами при повороті за рахунок усунення нелінійності типу «зони нечутливості». Запропоновано використовувати калібровану систему, що має два ступені свободи, з можливістю використання спільно кінематичного та динамічного способу повороту. В результаті отримано рівняння, що дозволяє організувати управління поворотом задньопривідного автомобіля з мотор-колесами за умови відсутності нелінійності типу «зона нечутливості». Для реалізації вказаного повороту необхідно проводити вимірювання маси автомобіля, коефіцієнта опору кочення коліс, середнього кута повороту напрямних коліс, положення центру мас автомобіля, крутних моментів на задніх привідних колесах. Отримані результати мають важливе значення для поліпшення керованості колісних машин, забезпечуючи безпеку та надійність їхньої експлуатації.

колісна машина, керованість, зона нечутливості, управління поворотом

Постановка проблеми. Застосування мотор-коліс (електричних та гідравлічних) на автомобілях з комбінованими силовими установками дозволяє поліпшити керованість та маневреність останніх. Підвищити керованість автомобіля при повороті можна за рахунок застосування комбінованого способу управління, який полягає в спільному використанні напрямних коліс на передньому мосту і створенні різниці крутних моментів на колесах задніх ведучих коліс. Досліджена можливість використання моменту, що повертає, створюваного різницею крутних моментів на задніх ведучих колесах, для подолання моменту статичного опору повороту, а поворот передніх напрямних коліс використовувати для створення необхідних кінематичних параметрів повороту автомобіля. Таке рішення дозволяє при керуванні поворотом автомобіля виключити нелінійність типу "сухе тертя", що покращує керованість машини.

Тому дослідження, направлені на підвищення керованості колісних машин при виробництві та експлуатації є своєчасними та актуальними.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Маневреність є однією з найважливіших експлуатованих властивостей автомобілів та інших колісних машин. Тому дослідженню комплексної експлуатаційної властивості автомобілів маневреності, а також складових її більш простих властивостей: керованості, поворотливості і стійкості – присвячено значну кількість наукових досліджень [1-6].

Комбінований спосіб управління поворотом знайшов переважне застосування на колісних тракторах, у зв'язку з чим підвищенню маневреності колісних тракторів у такий спосіб присвячені роботи [1,2]. Запропоновано також способи та пристрої для реалізації комбінованого способу повороту [7-11]

У роботі [1] розглянута динамічна модель повороту повнопривідної колісної машини з використанням комбінованого способу управління (рис. 1).

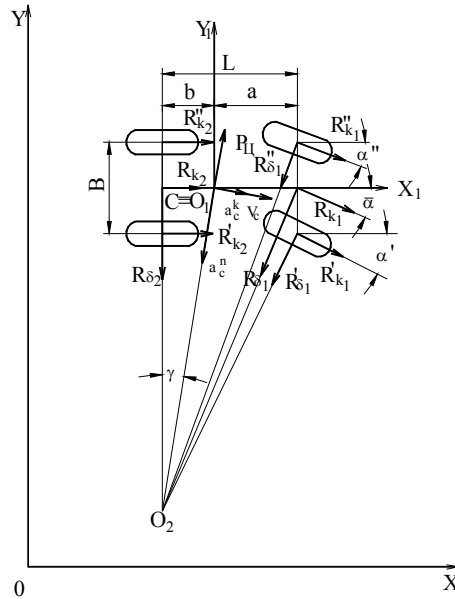


Рисунок 1 - Схема повороту чотириколійної повнопривідної машини з переднім напрямним мостом
Джерело: розроблено на підставі [1]

У роботі [1] отримано рівняння динаміки повороту чотириколійної повнопривідної машини з переднім напрямним мостом, що мають такий вигляд

$$\frac{d}{dt}(Y_{zO_2} * \omega_z) = R''_{k_2} \left(R_2 + \frac{B}{2} \right) + R'_{k_2} \left(R_2 - \frac{B}{2} \right) + R''_{k_1} * R'_1 + R'_{k_1} * R'_1, \quad (1)$$

де Y_{zO_2} – момент інерції автомобіля відносно центру O_2 повороту,

$$Y_{zO_2} = m_2(i_z^2 + b^2 + L^2 ctg^2 \bar{\alpha}), \quad (2)$$

де ω_z – кутова швидкість автомобіля у площині дороги;

i_z – радіус інерції автомобіля відносно вертикальної осі;

L – поздовжня колісна база автомобіля;

b – відстань від задньої осі до проекції центра мас на горизонтальну площу;

m_a – маса автомобіля;

B – колія автомобіля (приймається рівною для передньої і задньої осей);

R_2 – радіус повороту середини задньої осі автомобіля, якій визначається за формулою

$$R_2 = L * ctg \bar{\alpha}, \quad (3)$$

де $\bar{\alpha}$ – серединний кут повороту напрямних передніх коліс автомобіля;

$R''_{k_1}; R'_{k_1}$ – дотичні реакції дороги на внутрішньому та зовнішньому задніх ведучих колесах автомобіля;

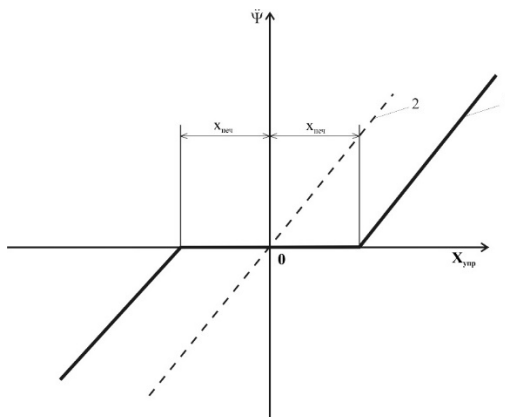
$R''_1; R'_1$ – радіуси повороту передніх внутрішнього та зовнішнього коліс.

У роботі [3] проведено аналіз всього різноманіття показників і критеріїв маневреності колісних машин. Всі вони були розділені на 3 основні групи: силові, кінематичні та енергетичні. При комбінованому способі управління створюють два керуючі впливи: силове (повертаючий момент) і кінематичне (поворот напрямних коліс).

При повороті машини функцію ланки зворотного зв'язку виконує водій. Однак

наявність статичного моменту опору повороту машини порушує пропорційність між впливом на управління кермом і кутовим прискоренням машини в площині дороги.

Кутове прискорення автомобіля в площині дороги є показником та критерієм керованості машини [1,2,3]. У дослідженнях [3,4] показано, що наявність статичного моменту опору повороту призводить до появи нелінійності типу «сухого тертя», що погіршує керованість автомобіля (рис.2)



1 – при наявності зони нечутливості; 2 – при відсутності зони нечутливості

Рисунок 2 – Залежність кутового прискорення автомобіля у площині дороги від керуючого зусилля
Джерело: розроблено на підставі [3,4]

Автомобілі з встановленими на задніх провідних колесах двигунами (мотор-колесами) дозволяють реалізувати комбінований спосіб управління поворотом при якому різниця крутних моментів на задніх провідних колесах дає можливість створити повертаючий момент, долаючи момент статичного опору повороту. У цьому випадку рульове керування автомобіля матиме характеристику без зони нечутливості, що підвищує керованість машини. (рис.2, крива 2).

Постановка завдання. Метою дослідження є підвищення керованості задньопривідних автомобілів з мотор-колесами за рахунок використання комбінованого способу керування.

Для досягнення ти поставленої мети необхідно вирішити задачу визначення повертального моменту, що створюється різницею крутних моментів на задніх колесах.

Виклад основного матеріалу. Для вирішення поставленої задачі розглянемо рівняння (1), яке можна перетворити до виду для задньопривідного автомобіля.

$$\frac{d}{dt}(Y_{z0_2} * \omega_z) = R''_{k_2} \left(R_2 + \frac{B}{2} \right) + R'_{k_2} \left(R_2 - \frac{B}{2} \right) + R''_{k_1} * R'_1 + R'_{k_1} * R_1 \quad (4)$$

Прийmemo припущення (див. рис. 1)

$$R_{k_1} R_1 = R'_{k_1} * R'_1 + R''_{k_1} * R''_1, \quad (5)$$

де R_{k_1} – сумарна дотична реакція дороги на колесах передньої осі;

R_1 – радіус повороту середини передньої осі автомобіля, якій визначається за формулою

$$R_1 = \frac{R_2}{\text{ctg}\bar{\alpha}} = \frac{L}{\sin\bar{\alpha}}. \quad (6)$$

Ліва частина рівняння (4) може бути представлена у вигляді

$$\frac{d}{dt}(Y_{z0_2} * \omega_z) = Y_{z0_2} \frac{d\omega_z}{dt} + \omega_z \frac{dY_{z0_2}}{dt}. \quad (7)$$

Диференціюючи рівняння (2), отримаємо

$$\frac{dY_{z0z}}{dt} = -2m_2L^2 \frac{\cos\alpha}{\sin^3\alpha} \frac{d\bar{\alpha}}{dt}. \quad (8)$$

У рівнянні (4)

$$R'_{k_2} + R''_{k_2} = R_{k_2}, \quad (9)$$

де R_{k_2} – сумарна дотична реакція на задніх привідних колесах, яка визначається за формулою

$$M_{\text{ПОВ}} = \frac{B}{2} (R''_{k_2} - R'_{k_2}). \quad (10)$$

Сумарна дотична реакція дороги на передніх напрямних колесах визначається за формулою

$$R_{k_1} = m_a * g f \frac{b}{L}, \quad (11)$$

де f – коефіцієнт опору качання коліс;

g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}$;

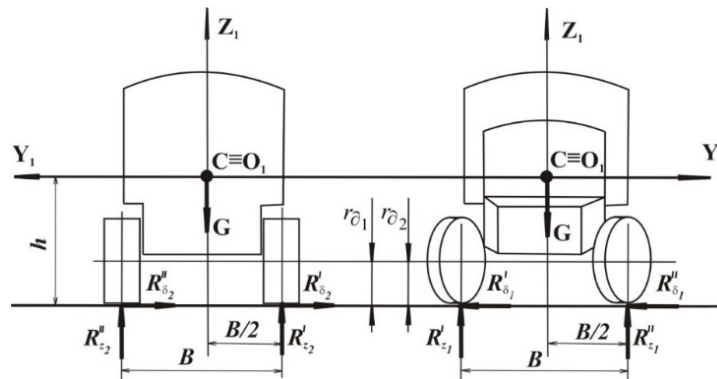
Дотична реакція дороги на задніх привідних колесах визначається за формулами

$$R'_{k_2} = \frac{M'_{k_2}}{r_{\partial}} - R'_{z_2} f; \quad (12)$$

$$R''_{k_2} = \frac{M''_{k_2}}{r_{\partial}} - R''_{z_2} f, \quad (13)$$

де $R'_{z_2}; R''_{z_2}$ – нормальні реакції дороги на внутрішньому та зовнішньому задніх привідних колесах.

Для визначення нормальних реакцій R'_{z_2} і R''_{z_2} розглянемо схему навантаження автомобіля при русі на повороті (рис.3)



а – вид позаду; б – вид спереду

Рисунок 3 – Схема сил, діючих на автомобіль у поперечній площині при повороті

Джерело: розроблено автором

Нормальні реакції дороги на задніх колесах при повороті автомобіля (рис.3а) визначаються за формулами:

$$R'_{z_2} = 0.5m_a g \frac{a}{L} - P_{\text{Ц}} \frac{a}{L} \frac{h}{B}; \quad (14)$$

$$R''_{k_2} = 0.5m_a g \frac{a}{L} + P_{\text{Ц}} \frac{a}{L} \frac{h}{B}, \quad (15)$$

де a – відстань від передньої осі до проекції центру мас автомобіля на горизонтальну площину (рис.1);

$P_{\text{Ц}}$ – відцентрова сила інерції, яка визначається за формулою

$$P_{\text{Ц}} = m_a \omega_z^2 R_c; \quad (16)$$

R_c – радіус повороту центру мас автомобіля визначається як

$$R_c = \sqrt{R_2^2 + b^2} = \sqrt{L^2 ct g^2 \bar{\alpha} + b^2} = L \sqrt{\frac{b^2}{L^2} + ct g^2 \bar{\alpha}}. \quad (17)$$

Рівняння (14) і (15) з урахуванням співвідношення (16) і (17) приймуть вигляд

$$R'_{z_2} = 0.5m_a g \frac{a}{L} \left(1 - 2 \frac{\omega_z^2 h}{g} \frac{L}{B} \sqrt{\frac{b^2}{L^2} + ct g^2 \bar{\alpha}} \right); \quad (18)$$

$$R''_{z_2} = 0.5m_a g \frac{a}{L} \left(1 + 2 \frac{\omega_z^2 h}{g} \frac{L}{B} \sqrt{\frac{b^2}{L^2} + ct g^2 \bar{\alpha}} \right). \quad (19)$$

Вираз (10), з урахуванням співвідношення (12), (13), (18) і (19) прийме вигляд

$$M_{\text{ПОВ}} = \frac{B}{2r\partial} (M''_{k_2} - M'_{k_2}) + m_a f a h \omega_z^2 \sqrt{\frac{b^2}{L^2} + ct g^2 \bar{\alpha}}. \quad (20)$$

З рівняння (20) визначимо

$$M''_{k_2} - M'_{k_2} = M_{\text{ПОВ}} - \frac{m_a f a h \omega_z^2 \sqrt{\frac{b^2}{L^2} + ct g^2 \bar{\alpha}}}{\frac{B}{2r\partial}}. \quad (21)$$

Сумарна дотична реакція на задніх колесах R_{k_2} може бути визначена як

$$R_{k_2} = \frac{M''_{k_2} + M'_{k_2}}{r\partial} - m_a g f \frac{a}{L}. \quad (22)$$

Рівняння (4) з урахуванням співвідношень (5), (6), (7), (8), (20) і (22) прийме вигляд

$$\frac{d\omega_z}{dt} = \frac{2 \operatorname{cosec} 2\bar{\alpha}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} t g^2 \bar{\alpha}} \omega_z \frac{d\bar{\alpha}}{dt} + \frac{M''_{k_2} + M'_{k_2}}{m_a * r \partial L} * \frac{t g \bar{\alpha}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} t g^2 \bar{\alpha}} - \frac{g f}{L^2} * \frac{a * t g \bar{\alpha} + 2 b * \operatorname{cosec} 2\bar{\alpha}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} t g^2 \bar{\alpha}} - \omega_z^2 \frac{a h f}{L^2} t g \bar{\alpha} * \frac{\sqrt{1 + \frac{b^2}{L^2} t g^2 \bar{\alpha}}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} t g^2 \bar{\alpha}} + \frac{M''_{k_2} - M'_{k_2}}{m_a * r \partial} * \frac{B}{2L^2} * \frac{t g^2 \bar{\alpha}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} t g^2 \bar{\alpha}}. \quad (23)$$

Використовуючи метод парціальних прискорень, представимо рівняння (23) у вигляді

$$\frac{d\omega_z}{dt} = \mathcal{E}_{\text{кер.}} + \mathcal{E}_1 - \mathcal{E}_2 - \mathcal{E}_{\omega_z} + \mathcal{E}_{\text{МПОВ}}, \quad (24)$$

де $\mathcal{E}_{\text{кер.}}$ – парціальне кутове прискорення, викликане дією керуючого впливу $\frac{d\bar{\alpha}}{dt}$ у кермовому управлінні визначається за формулою

$$\mathcal{E}_{\text{кер.}} = \frac{2 \operatorname{cosec} 2\bar{\alpha}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} t g^2 \bar{\alpha}} \omega_z \frac{d\bar{\alpha}}{dt}, \quad (25)$$

\mathcal{E}_1 – парціальне кутове прискорення, викликане дією моментів на задніх ведучих колесах визначається за формулою

$$\mathcal{E}_1 = \frac{M''_{k_2} + M'_{k_2}}{m_a * r \partial * L} * \frac{t g \bar{\alpha}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} t g^2 \bar{\alpha}}; \quad (26)$$

\mathcal{E}_2 – парціальне кутове прискорення, викликане дією сил опору коченню коліс автомобіля визначається за формулою

$$\mathcal{E}_2 = \frac{g f}{L^2} * \frac{a * t g \bar{\alpha} + 2 b * \operatorname{cosec} 2\bar{\alpha}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} t g^2 \bar{\alpha}}; \quad (27)$$

\mathcal{E}_{ω_z} – парціальне кутове прискорення, обумовлено дією відцентрового прискорення, прикладеного у центрі мас

$$\mathcal{E}_{\omega_z} = \omega_z^2 \frac{a h f}{L^2} t g \bar{\alpha} * \frac{\sqrt{1 + \frac{b^2}{L^2} t g^2 \bar{\alpha}}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} t g^2 \bar{\alpha}}; \quad (28)$$

$\mathcal{E}_{\text{МПОВ}}$ – додаткове парціальне кутове прискорення, викликане дією повертаючого моменту $M_{\text{ПОВ}}$, визначається за формулою

$$\mathcal{E}_{\text{МПОВ}} = \frac{M''_{k_2} - M'_{k_2}}{m_a * r \partial} * \frac{B}{2L^2} * \frac{t g^2 \bar{\alpha}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} t g^2 \bar{\alpha}}; \quad (29)$$

Для забезпечення високих показників керування автомобіля необхідно вибрати зону нечутливості (див. рис.2). Для цього необхідно виконання умови

$$\frac{d\omega_z}{dt} = \mathcal{E}_{\text{кер.}} = \frac{2 \operatorname{cosec} 2\bar{\alpha}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}} \omega_z \frac{d\bar{\alpha}}{dt}, \quad (30)$$

Останнє можливо при

$$\mathcal{E}_1 - \mathcal{E}_2 - \mathcal{E}_{\omega_z} + \mathcal{E}_{\text{МПОВ}} = 0. \quad (31)$$

З рівняння (31) визначимо

$$\mathcal{E}_{\text{МПОВ}} = \mathcal{E}_2 + \mathcal{E}_{\omega_z} - \mathcal{E}_1. \quad (32)$$

Підставляючи вирази (27), (28) і (26) у рівняння (31), отримаємо

$$\mathcal{E}_{\text{МПОВ}} = \frac{gf}{L^2} * \frac{a * \operatorname{tg} \bar{\alpha} + 2b * \operatorname{cosec} 2\bar{\alpha}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}} + \omega_z^2 \frac{ahf}{L^2} \operatorname{tg} \bar{\alpha} * \frac{\sqrt{1 + \frac{b^2}{L^2} \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}} - \frac{M''_{k_2} + M'_{k_2}}{m_a * r \partial * L} * \frac{\operatorname{tg} \bar{\alpha}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}} = \frac{M''_{k_2} - M'_{k_2}}{m_a * r \partial} * \frac{B}{2L^2} \frac{\operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}}. \quad (33)$$

З рівняння (33) визначимо необхідну різницю крутних моментів на задніх привідних колесах

$$\Delta M_k = M''_{k_2} - M'_{k_2} = 2 \left[\frac{m_a * r \partial * gf}{B * \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}} (\operatorname{tg} \bar{\alpha} + 2b \operatorname{cosec} 2\bar{\alpha}) + \omega_z^2 \frac{m_a * r \partial * ahf}{\operatorname{tg} \bar{\alpha}} \sqrt{1 + \frac{b^2}{L^2} \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}} - \frac{L}{B \operatorname{tg} \bar{\alpha}} (M''_{k_2} + M'_{k_2}) \right]. \quad (34)$$

Отже, отримано рівняння (34), що дозволяє організувати управління поворотом задньопривідного автомобіля з мотор-колесами за умови відсутності нелінійності типу «зона нечутливості». Для реалізації умови (34) необхідно виміряти такі параметри: масу автомобіля m_a ; коефіцієнт опору кочення f ; середній кут повороту напрямних коліс $\bar{\alpha}$; координати центру мас автомобіля a, b, h ; крутні моменти на задніх привідних колесах M''_{k_2}, M'_{k_2} .

Висновки. В результаті проведеного дослідження запропоновано підвищити керованість задньопривідного автомобіля з мотор-колесами при повороті за рахунок усунення нелінійності типу «зони нечутливості». Для вирішення зазначеної задачі запропоновано використати калібровану систему, що має два ступені свободи, з можливістю використання спільно кінематичного та динамічного способу повороту.

1. В результаті проведеного дослідження отримано рівняння, що дозволяє організувати управління поворотом задньопривідного автомобіля з мотор-колесами за умови відсутності нелінійності типу «зона нечутливості». Для реалізації вказаного повороту необхідно проводити вимірювання маси автомобіля, коефіцієнта опору кочення коліс, середнього кута повороту напрямних коліс, розташування центру мас автомобіля, крутні моменти на задніх привідних колесах.

Список літератури

1. Бобошко О. А. Підвищення маневреності колісних тракторів і самохідних шасі: автореф. дис. на здобуття наук ступеня канд техн наук: 05.02.02 .Харків, 2002. 20с.
2. Бобошко О. А. Наукові основи підвищення показників автомобілів: автореф. дис. на здобуття наук ступеня докт. техн. наук: спец. 05.02.02. Харків, 2019. 40 с.
3. Гармаш В.П. Поліпшення маневреності колісних машин шляхом використання роздільного приводу коліс поворотного мосту: дис. канд. техн. наук: 274. – Харків. нац. автом-дор. ун-т. Харків, 2023. 189 с.
4. Подригало М.А. Підвищення маневреності колісного транспортного засобу шляхом вдосконалення способу управління поворотом. *Вісник національного технічного університету "ХПІ". Серія: Машинознавство та САПР.* 2023. Вип. 1. С. 68-75.
5. Траяновська. У.П., Пожидаєв С.П. Моделювання криволінійного руху колісних та гусеничних тракторних агрегатів: монографія. Київ, АграрМедіяГруп, 2013. 303 с.
6. Експлуатаційні властивості автотранспортних засобів: маневреність. керованість. стійкість: навч. посіб./ В.П. Сахно та ін. - Донецьк: ЛАНДОН-ХХІ, 2015. 400 с.
7. Спосіб керування поворотом транспортного засобу: пат. 40814 Україна : МПК В60Т1/00.

- №u200813743 ; заявл.28.11.2008 ; опубл. 27.04.2009. Бюл. №8.
8. Спосіб керування поворотом транспортного засобу: пат. 100077 Україна : МПК В60Т1/00 №u214414120 ; заявл. 29.12.2014 ; опубл. 10.07.2015. Бюл.№3.
 9. Система повороту вантажного автомобіля : пат. 102955 Україна МПК В62Д 11/08 №u201505337 ; заявл. 02.06.2015 ; опубл. 25.11.2015. Бюл. №22.
 10. Система управління колесами ведучого моста при динамічному способі управління транспортним засобом : пат. 110465 Україна МПК В62Д 11/09 №u201603649 ; заявл. 06.04.2016 ; опубл. 10.10.2016 ; Бюл. №19.
 11. Система підвищення маневреності вантажного автомобіля: пат. 100699 Україна МПК В60Т 13/26 №u201560330 ; заявл. 16.01.2015 ; опубл. 10.08.2015. Бюл. №15.

References

1. Boboshko, O.A. (2002). *Pidvyshchennia manevrenosti kolisnykh traktoriv i samokhidnykh shasi: avtoref. dys. na zdobuttia nauk. stupenia kand. tekhn. nauk: 05.02.02*. Kharkiv [in Ukrainian].
2. Boboshko, O.A. (2019). *Naukovi osnovy pidvyshchennia pokaznykiv avtomobiliv: avtoref. dys. na zdobuttia nauk. stupenia dokt. tekhn. nauk: spets. 05.02.02*. Kharkiv [in Ukrainian].
3. Harmash, V.P. (2023). *Polipshennia manevrenosti kolisnykh mashyn shliakhom vykorystannia rozdil'noho pryvoda kolis povorotnoho mostu: dys. kand. tekhn. nauk*. Kharkiv: Kharkivskiyi nats. avtomobil'no-dorozhnyi un-t [in Ukrainian].
4. Podryhalo, M.A., et al. (2023). *Pidvyshchennia manevrenosti kolisnoho transportnoho zasobu shliakhom vdoskonalennia sposobu upravlinnia povorotom. Visnyk Natsional'noho tekhnichnoho universytetu "KhPI". Seriya: Mashynoznavstvo ta SAPR, (1), 68–75* [in Ukrainian].
5. Traianovs'ka, U.P., & Pozhydaiev, S.P. (2013). *Modeliuvannia kryvoliniinoho rukhu kolisnykh ta husenychnykh traktornykh ahr. hativ: monohrafiia*. Kyiv: AhrarMediaHrup [in Ukrainian].
6. Sakhno, V.P., et al. (2015). *Ekspluatatsiini vlastyvoli avtotransportnykh zasobiv: manevrenist', kerovanyist', stiikist': navch. posib*. Donetsk: LANDON-KHKhI [in Ukrainian].
7. *Sposib keruvannia povorotom transportnoho zasobu*. Patent No. 40814, Ukraine. MPK В60Т1/00. No. u200813743; Filed 28.11.2008; Published 27.04.2009. Bulletin No. 8 [in Ukrainian].
8. *Sposib keruvannia povorotom transportnoho zasobu*. Patent No. 100077, Ukraine. MPK В60Т1/00. No. u214414120; Filed 29.12.2014; Published 10.07.2015. Bulletin No. 3 [in Ukrainian].
9. *Systema povorotu vantazhnoho avtomobilia*. Patent No. 102955, Ukraine. MPK В62Д11/08. No. u201505337; Filed 02.06.2015; Published 25.11.2015. Bulletin No. 22 [in Ukrainian].
10. *Systema upravlinnia kolesamy veduchoho mosta pry dynamichnomu sposobovi upravlinnia transportnym zasobom*. Patent No. 110465, Ukraine. MPK В62Д11/09. No. u201603649; Filed 06.04.2016; Published 10.10.2016. Bulletin No. 19 [in Ukrainian].
11. *Systema pidvyshchennia manevrenosti vantazhnoho avtomobilia*. Patent No. 100699, Ukraine. MPK В60Т13/26. No. u201560330; Filed 16.01.2015; Published 10.08.2015. Bulletin No. 15 [in Ukrainian].

Mykhailo Podryhalo, Prof., DSc., **Olexandr Polyanskyi**, Prof., DSc., **Yevgen Dubinin**, Prof., DSc.,
Maxim Krasnokutsky, **Vitaly Lytvyn**

Kharkiv National Automobile and Highway University, Kharkiv, Ukraine

Rational Control of the Turning Dynamics of a Rear-Wheel Drive Vehicle with Motor Wheels

The study considers the issue of increasing the controllability of wheeled vehicles, proposes to increase the controllability of a rear-wheel drive vehicle with motor wheels when turning by eliminating the nonlinearity of the “zone of insensitivity” type. Proposed to use the calibrated system with two degrees of freedom, with the possibility of using both kinematic and dynamic turning methods. As a result, an equation is obtained that allows organizing the control of turning a rear-wheel drive vehicle with motor wheels in the absence of a nonlinearity of the “zone of insensitivity” type. To realize the specified turn, it is necessary to measure the vehicle mass, wheel rolling resistance coefficient, average angle of rotation of the guide wheels, position of the vehicle's center of mass, and torques on the rear drive wheels. The results obtained are important for improving the controllability of wheeled vehicles, ensuring the safety and reliability of their operation.

wheeled vehicle, controllability, zone of insensitivity, steering control

Одержано (Received) 28.03.2025

Прорецензовано (Reviewed) 18.04.2025
Прийнято до друку (Approved) 22.04.2025