

– кутового прискорення $\dot{\omega}_z$ автомобіля у площині дороги.

Використовується два суматора $\sum 1$ і $\sum 2$, які визначають сигнали $\bar{\alpha}_1$ та $\frac{\partial \bar{\alpha}_2}{\partial t}$ при керуванні поворотом задніх напрямних коліс.

Розроблений алгоритм керування поворотом задніх напрямних коліс дозволяє підвищити стабільність показників маневреності двовісних автомобілів при повороті.

Перелік посилань

1. Бобошко О.А. Наукові основи підвищення показників маневреності автомобілів: дис. док. техн. наук: спец. 05.22.02 «Автомобілі і трактори» / Бобошко Олександр Андрійович. – Харків, 2019. – 332 с.

2. Гармаш В.П. Поліпшення маневреності шляхом використання роздільного приводу коліс поворотного мосту. Дисертація PhD, спец. 274 – «Автомобільний транспорт»: – Харків: ХНАДУ, 2023 – 146 с.

ВИКОРИСТАННЯ ЗАДНІХ НАПРЯМНИХ КОЛІС ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ СТАБІЛЬНОСТІ ПОКАЗНИКІВ МАНЕВРЕНОСТІ АВТОМОБІЛІВ

ас. Рябушко Іван Андрійович

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

У сучасному автомобілебудуванні спостерігається активне впровадження двовісних легкових автомобілів із задніми напрямними колесами. Аналіз існуючих наукових досліджень показав, що основна увага приділяється визначенню радіусу повороту та кутової швидкості автомобіля як ключових показників маневреності. Водночас у наукових працях недостатньо розглянуто можливість використання задніх напрямних коліс для компенсації нестабільності, що виникає внаслідок зміни характеристик шин і дорожніх умов.

Метою дослідження є підвищення експлуатаційних властивостей автомобіля шляхом забезпечення стабільності показників маневреності за рахунок додаткового керування задніми напрямними колесами. Для досягнення цієї мети було поставлено завдання визначення законів керування для усталеного та неусталеного руху, а також розробки алгоритму функціонування відповідної системи стабілізації.

При умові, що автомобіль буде мати абсолютно стабільні показники повороткості при $R = R'$ і $\omega_z = \omega'_z$:

$$R' = L / \overline{\text{tg } \alpha_1},$$

$$\omega_z' = \frac{V_{x_1}}{L} \cdot \overline{tg\alpha_1}.$$

Це дає можливість визначити кут повороту $\overline{\alpha_2}$ задніх напрямних коліс

$$\overline{\alpha_2} = -\arctg \left(\frac{\frac{1}{\overline{\delta_1}} + \overline{tg\alpha_1}}{1 + \overline{tg^2\alpha_1}} \right) - \overline{\delta_2}.$$

Аналіз результатів розрахунків дає можливість побачити наступне:

- кут A має величини, що значно менше ніж величини кута $\overline{\delta_1}$ при усіх можливих поєднаннях кутів $\overline{\alpha_1}$ та $\overline{\delta_1}$;
- дійсні значення кута A сумірні з величинами $\overline{\delta_1}$ тільки при дуже малих значеннях останніх;
- при подальших розрахунках можливо приймати $\overline{\delta_2} \cong -\overline{\delta_2}$.

Кут $\overline{\delta_2}$ відведення середини задньої осі автомобіля залежить ввід сумарної бічної сили $R_{\delta 1}$, що діє на задньої осі та коефіцієнт K_{y2} опору відведення задньої осі. Найбільш нестабільним елементом колісного рушію є шина, коефіцієнт відведення якої може змінюватися у широких межах при зміні внутрішнього тиску, навантаження, зношування протектору та інше. Це є причиною функціональної нестабільності показників маневреності автомобіля.

Залежність для визначення сумарної бічної реакції дороги на колесах задньої осі двовісного автомобілю з напрямними колесами після диференціювання:

$$\overline{\delta_2} = \frac{m \sec \overline{\alpha_2}}{K_{y2}} \left[\left(\frac{ab - i_z^2}{L^2} \overline{tg\alpha_1} + \frac{i_z^2 - a^2}{L^2} \overline{tg\alpha_2} \right) \cdot \left(\frac{dV_{x_1}}{dt} + V_{x_1} \frac{\sec^2 \overline{\alpha_1} \frac{d\overline{\alpha_1}}{dt} - \sec^2 \overline{\alpha_2} \frac{d\overline{\alpha_2}}{dt}}{\overline{tg\alpha_1} - \overline{tg\alpha_2}} \right) + \frac{a}{L^2} V_{x_1} (\overline{tg\alpha_1} - \overline{tg\alpha_2}) \right] - \frac{R_{K_2}}{K_{y2}} \cdot \overline{tg\alpha_2}.$$

При постановці у ліву частину () замість $\overline{\delta_2}$ величини $\overline{tg\delta_2}$ і $\overline{tg\alpha_2}$ ми отримаємо рівняння, яке потребує дуже складного аналітичного рішення. Оскільки ми розглядаємо поворот задніх коліс на кут $\overline{\alpha_2}$, як додатковий для компенсації нестабільності показників повороткості, то використаємо залежність для $R_{\delta 2}$, що отримано в роботі [3] для двовісного автомобіля з передніми поворотними колесами

$$R_{\delta 2} = m \left[\overline{tg\alpha_1} \left(\frac{ab - i_z^2}{L^2} \right) \frac{dV_{x_1}}{dt} \overline{tg\alpha_1} + V_{x_1}^2 \frac{a}{L^2} + V_{x_1} \frac{ab - i_z^2}{L^2 \cos^2 \overline{\alpha_1}} \frac{d\overline{\alpha_1}}{dt} \right].$$

В процесі розрахунків була знайдена залежність, яка пов'язує між собою кутову швидкість повороту задніх напрямних коліс з кінематичними параметрами повороту двовісного автомобіля

$$\frac{\partial \bar{\alpha}_2}{\partial t} = -\sec^3 \bar{\alpha}_1 \frac{m}{K_{y_1}} \frac{b^2 + i_z^2}{L} \left(\frac{d^2 \omega_z}{dt} + \frac{b}{L} \frac{da_H^n}{dt} \right) - \\ - \frac{m}{K_{y_1}} \sec^3 \bar{\alpha}_1 \operatorname{tg} \bar{\alpha}_1 \cdot \left(\frac{b^2 + i_z^2}{L} \frac{d^2 \omega_z}{dt} + \frac{b}{L} \frac{da_H^n}{dt} \right) \pm \frac{\sec^4 \bar{\alpha}_1}{K_{y_1}} \cdot \frac{\partial \bar{\alpha}_1}{\partial t} R_{K_1}.$$

Перелік посилань

1. Бобошко О.А. Наукові основи підвищення показників маневреності автомобілів: дис. док. техн. наук: спец. 05.22.02 «Автомобілі і трактори» / Бобошко Олександр Андрійович. – Харків, 2019. – 332 с.
2. Гармаш В.П. Поліпшення маневреності шляхом використання роздільного приводу коліс поворотного мосту. Дисертація PhD, спец. 274 – «Автомобільний транспорт»: – Харків: ХНАДУ, 2023 – 146 с.
3. Бобошко О.А. Підвищення маневреності колісних тракторів і самохідних шасі: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.02 «Автомобілі і трактори» / Бобошко Олександр Андрійович. – Харків, 2002. – 20 с.

АНАЛІЗ ПРИЧИН АВАРІЙНИХ ВІДМОВ ДВИГУНА КМ385ВТ

здобувач гр. АПМ-41-22 Свільюнок Денис Володимирович
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Надійність двигуна є однією з ключових умов безпечної та ефективної експлуатації тракторної техніки. Аварійні відмови силового агрегату призводять до втрати працездатності транспортного засобу, погіршення його тягово-динамічних властивостей, зниження стійкості режимів роботи та ускладнення керування, що безпосередньо впливає на рівень активної безпеки.

Дизельний двигун КМ385ВТ широко застосовується на малогабаритних і універсальних тракторах. Двигун є дизельним трициліндровим, чотиритактним, рядним із рідинним охолодженням та безпосереднім упорскуванням палива. Його поширеність у сільськогосподарській практиці та конструктивна простота зумовлюють доцільність дослідження саме цього силового агрегату.

До найбільш характерних причин аварійних відмов двигуна КМ385ВТ належать порушення правил запуску, недотримання режимів змащування, прогріву та охолодження, експлуатація з перевантаженням, несвоєчасне технічне обслуговування, підвищений знос деталей, порушення регулювань