

Дубінін Є.О.,
Полянський О.С.,
Клец Д.М.
Харківський національний
автомобільно-дорожній
університет,
м. Харків, Україна
E-mail: dubinin-rmn@ukr.net

**ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАДІЙНОСТІ КОЛІСНИХ
МАШИН НА УХИЛАХ ЗНИЖЕННЯМ
ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ**

УДК 629.017

Отримана уточнена умова динамічної стійкості колісної машини з урахуванням впливу підвіски і системи «шини-грунт». Запропонований критерій критичної швидкості руху шарнірно-зчленованих колісних машин під час наїзду на перешкоду. Їх застосування дозволяє оцінювати, прогнозувати та виключати відмови в роботі машин у вигляді перекидання, тим самим підвищуючи ймовірність виконання сільськогосподарських робіт на ухилах. Результати досліджень можуть бути використані в процесі експлуатації колісних машин при виконанні сільськогосподарських операцій.

Ключові слова: колісна машина, ймовірність виконання операції, стійкість положення, електронна система.

Вступ. Виконання технологічних процесів сільськогосподарських робіт невід'ємно пов'язане як зі станом машин, та і зі станом поверхні, якою вони рухаються. Ймовірність виконання сільськогосподарських операцій в такому випадку є комплексним показником, що дозволить враховувати велику кількість факторів впливу. Серед таких факторів одним з найбільш вагомих є динамічні навантаження на машину під час руху нерівностями, особливо на поверхнях з поперечним ухилом. Тому дослідження, направлені на підвищення ймовірності виконання сільськогосподарських операцій колісними машинами під час руху ухилами, є актуальними.

Аналіз останніх досягнень та публікацій. Стійкість колісних машин при русі залежить від великої кількості різних факторів і впливає на безпеку руху. Так, у роботі [1] одними з основних причин перекидання автомобільних поїздів називаються резонансні поперечні коливання на нерівностях, осипання ґрунту під колесами, внаслідок чого може утворюватися косогір, криволінійний рух з великими швидкостями. Для шарнірно-зчленованих машин при виконанні різних видів робіт, у тому числі транспортних, найбільш типовими причинами перекидання є: наїзд колеса секції на перешкоду або його влучення в яму, перекидання на ухилі при повороті із причепом. Так, переважна більшість випадків перекидання тракторів різних конструкцій (більше 80%) пов'язана з порушенням динамічних критеріїв стійкості, при цьому більше 70% з них припадає на бічне перекидання, майже половина з них є наслідком несприятливого мікрорельєфу місцевості [2, 3].

Оцінка поперечної стійкості колісного шарнірно-зчленованого трактора можлива на основі використання методу парціальних прискорень. Однак, при проведенні досліджень авторами роботи [4] не був врахований вплив пружних властивостей ходової системи й підвіски на стійкість. Також не дослідженим залишився взаємозв'язок параметрів руху колісної машини з умовою збереження поперечної динамічної стійкості положення.

Мета і постановка завдань. Метою дослідження є підвищення ймовірності виконання сільськогосподарських операцій колісними машинами під час руху ухилами з нерівностями за рахунок зниження динамічних навантажень.

Для досягнення поставленої мети сформульовані наступні завдання дослідження:
– отримати уточнену умову динамічної стійкості колісної машини з урахуванням впливу підвіски і системи «шини-грунт»;

– розробити підхід з підвищення стійкості положення колісних шарнірно-зчленованих машин на основі застосування бортової електронної системи.

Підвищення ймовірності виконання сільськогосподарських операцій. Питання забезпечення поперечної стійкості положення колісних машин, особливо шарнірно-зчленованих, займають особливе місце у зв'язку з їхньою конструкцією. У цей час оцінювання статичної стійкості проводять на спеціальних стендах, причому існуючий технічний рівень засобів транспорту дозволяє забезпечувати таку стійкість і задовольняти пропонованим вимогам. При цьому в реальних умовах експлуатації пріоритетною для забезпечення є динамічна стійкість положення.

Відомо, що кут поперечного ухилу поверхні, якою колісна машина може впевнено рухатися без перекидання, повинен бути не більше половини статичного кута стійкості, що визначений на стенді. На практиці вимір кута ухилу поверхні в процесі руху являє собою певні труднощі, також складно врахувати можливі динамічні навантаження від мікронерівностей рельєфу дороги. При цьому перекидання можливе при наявності одночасної дії двох факторів – поперечного ухилу опорної поверхні й впливу мікронерівностей.

Для шарнірно-зчленованих колісних машин при русі на ухилі оцінюють стійкість кожної секції та найгірший параметр ухвалюють в якості критерію оцінки стійкості всієї машини (за умови вільного взаємного переміщення елементів горизонтального шарніра). Це пов'язане, насамперед, з конструктивними особливостями секцій.

Врахування впливу на поперечну стійкість колісної машини її підвіски й ходової системи будемо виконувати, виходячи з умови відсутності їх взаємного впливу, з метою визначення ступеню впливу кожного з елементів системи, тому що нахил здійснюється відносно різних центрів крену.

Додатковий кут крену підресореної маси секції $\alpha_{\text{п}}$, при відсутності деформації коліс і ґрунту, можна ввести, використовуючи підхід, запропонований у роботі [5]. При цьому не враховується вітрове навантаження й зсув миттєвого центру крену при нахилі підресореної маси. Також не враховується бічна деформація підвіски, що відповідає відомим підходам [6]. Відомо, що основний вплив на поперечну стійкість виявляє крен на підвісці, а кути повороту осей мостів, що виникають через різні радіальні деформації верхніх і нижніх шин внаслідок перерозподілу нормальних реакцій, і бічні зсуви центрів контакту коліс із дорогою щодо їхніх площин обертання незначні через високу жорсткість шин [7]. Тому їх впливом у цьому випадку можна знехтувати.

На рисунку 1а представлена схема, що дозволяє визначити кут крену підресореної маси секції $\alpha_{\text{п}}$ щодо опорної поверхні.

Враховуючи геометричні параметри схеми, представленої на рисунку 1а, і закладаючи запас стійкості при розрахунках, залежність для визначення кута крену підресореної маси передньої секції $\alpha_{\text{п}}$ щодо опорної поверхні запишеться у вигляді

$$\alpha_{\text{п}} = \arctg \frac{m_{\text{п1}} \cdot g \cdot h_{\text{п1}}^2 \cdot \sin \beta}{0,5 \cdot h_{\text{с1}} \cdot C_{\text{п1}} \cdot B_{\text{п1}}^2} \quad (1)$$

Врахування жорсткості шин і опорної поверхні можливе через додатковий кут крену $\alpha_{\text{к}}$ [8], який можливо визначити за умови, що наведена жорсткість ґрунту й шин колісної машини з боку осі перекидання C_1 і зовнішніх стосовно неї C_2 , дорівнюють $C_1=C_2=C$

$$\alpha_{\text{к}} = \frac{m_{\text{м}} \cdot g \cdot \cos \beta}{C_{\text{пр}} \cdot B} - \frac{2 \cdot M_{\text{зап}}}{C_{\text{пр}} \cdot B^2}, \quad (2)$$

де m_M – маса машини; $C_{пр}$ – приведена жорсткість системи «шини-грунт»; $M_{зап}$ – момент запасу щодо перекидання.

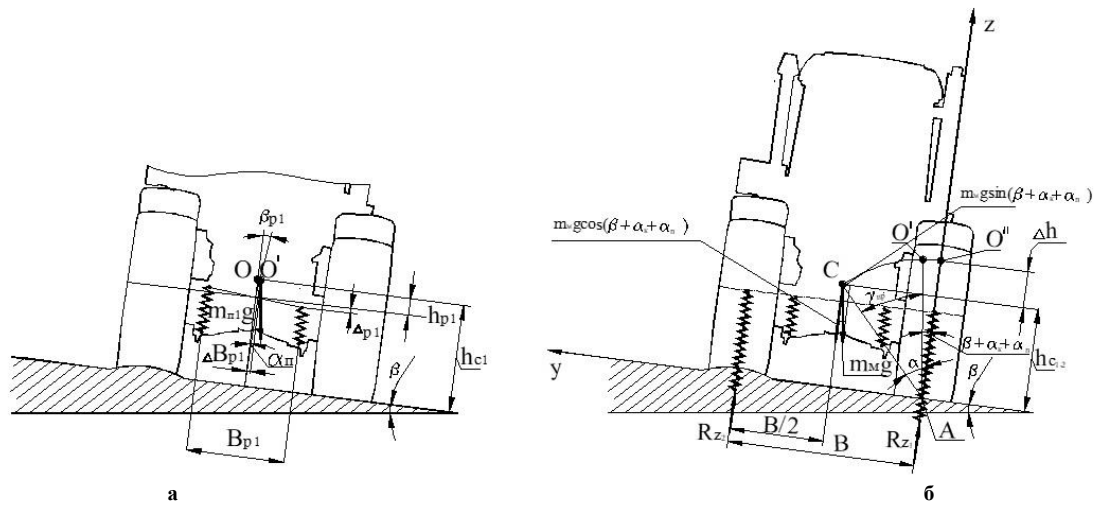


Рис. 1 – Схеми: а – для визначення кута крену $\alpha_{п}$ підресорної маси секції шарнірно-зчленованої машини при русі дорогою з поперечним ухилом; б – сил при наїзді на перешкоду при русі дорогою з поперечним ухилом

Оцінка поперечної стійкості шарнірно-зчленованої колісної машини при наїзді на одиничну перешкоду можлива на основі використання підходу [4]. Розглянемо процес перекидання на прикладі однієї із секцій машини – передньої, приймаючи на рис. 1б m_1 замість m_M , α_1 замість α , та h_{c1} замість $h_{c1,2}$. Міркування для задньої секції та машини в цілому (при блокуванні горизонтального шарніра) будуть аналогічними.

Вихідні дані для розрахунків наведено на рисунку 1б. Умовою бічного перекидання секції є поворот на кут $\gamma_{гр}$, що є граничним за умовою стійкості положення в поперечній площині з врахуванням деформації пружних елементів підвіски й шин. Його можна представити як різницю між граничним кутом статичної стійкості й кутами крену колісної машини, викликаними роздільно деформацією пружних елементів підвіски, еластичністю шин і піддатливістю ґрунту

$$\gamma_{гр} = \alpha_1 - \beta - \alpha_{п} - \alpha_{к}, \quad (3)$$

$$\alpha_1 = \arctg \frac{B}{2h_{c1}}. \quad (4)$$

При поточному куті повороту машини γ в поперечній площині ($\gamma \geq \gamma_{гр}$) лінія дії ваги секції буде проходити правіше осі перекидання, стабілізуючий момент від неї стане перекидаючим. Секція втратить стійкість положення й перекинеться навіть при зникненні збудуючих впливів. Застосуємо метод енергетичного балансу для оцінки стійкості. Граничне енергетичне збудування, перевищення якого визначає втрату бічної стійкості положення секції з урахуванням впливу жорсткості підвіски й наведеної жорсткості системи «шини-грунт», визначається збільшенням її потенційної енергії $\Delta W_{п}$ при переході центру мас із точки C у точку O'

$$\Delta W_{п} = G_1 \cdot \Delta h = m_1 g \Delta h, \quad (5)$$

де G_1 – вага секції; m_1 – маса секції; Δh – вертикальне переміщення центру мас секції при його кутовому переміщенні під дією збудуючого фактору.

Рівняння динаміки повороту секції машини в поперечній площині має вигляд

$$I_{O_1} \dot{\omega}_x = M_{збур} - M_{стаб}, \quad (6)$$

де $\dot{\omega}_x$ – кутове прискорення секції в поперечній площині при збуреному русі; $M_{збур}$ – збурювальний момент; $M_{стаб}$ – стабілізуючий момент; I_{0_1} – момент інерції секції машини щодо осі перекидання.

Умовою збереження динамічної поперечної стійкості положення передньої секції шарнірно-зчленованої колісної машини при русі поперечним ухилом з урахуванням впливу жорсткості підвіски і приведеної жорсткості системи «шини-грунт» є нерівність (7) [9]

$$\omega_{гран} = \omega_x^{ПЗ} \leq \sqrt{\frac{2 \cdot g}{h_{c1}} \cdot \frac{1 - \cos(\alpha_1 - \beta - \alpha_{п} - \alpha_{к})}{\frac{i_{x1}^2}{h_{c1}^2} \cdot \cos \alpha_1 + \sec \alpha_1}}. \quad (7)$$

При наїзді одним колесом секції на перешкоду з конфігурацією, що дозволяє зберегти швидкість руху машини, зв'язок його лінійної швидкості з кутовою у вертикальній площині можливо визначити через висоту перешкоди [2].

Одержимо критерій критичної швидкості прямолінійного руху шарнірно-зчленованої колісної машини, виходячи з умови забезпечення динамічної поперечної стійкості положення її передньої секції [9, 10]

$$V_{xкр} \leq \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot B^2}{h_{c1} \cdot \sin^2 \varphi_B} \cdot \frac{1 - \cos(\alpha_1 - \beta - \alpha_{п} - \alpha_{к})}{\frac{i_{x1}^2}{h_{c1}^2} \cdot \cos \alpha_1 + \sec \alpha_1}}. \quad (8)$$

На прикладі шарнірно-зчленованого колісного трактора з номінальним тяговим зусиллям 30 кН розраховано критичні швидкості прямолінійного руху кожної секції за розблокованого та заблокованого горизонтального шарніра дорогами з різним кутом ухилу під час наїзду на одиничну перешкоду висотою 0,3 м. Для розрахунків прийняті наступні параметри: $m_{п1}=5500$ кг, $m_1=6580$ кг, $m_2=2400$ кг, $h_{p1}=0,41$ м, $h_{c1}=1,04$ м, $h_{c2}=0,75$ м, $h_{c1,2}=0,95$ м, $C_{p1}=1120$ кН/м, $B_{p1}=0,83$ м, $B=1,86$ м, $\varphi_B=7^\circ$, $p=0,155$ МПа, $D=1,605$ м, $b=0,587$ м, $I_{XC1}=2154$ кг·м², $I_{XC2}=226$ кг·м², $I_{XC1,2}=2574$ кг·м². Результати розрахунків запропонованого критерію наведено в таблиці 1.

Аналіз результатів показує, що реальна загроза перекидання досліджуваного трактора у випадку його прямолінійного руху існує під час наїзду на перешкоду при переміщенні поверхнею з кутом поперечного ухилу не менше 15°. При цьому секції трактора повертаються одна щодо іншої до контакту обмежувальних упорів горизонтального шарніра, тобто в цьому випадку відбувається втрата енергії на удар і до найменш стійкої передньої секції приєднується більш стійка друга секція зі своїми енергетичними характеристиками. Кут ухилу в 15° був обраний з умови, відповідно до якої для роботи на ухилах з більшими кутами потрібне створення спеціальних гірських тракторів [11].

У результаті розрахунків встановлено, що передня секція трактора має найменший запас стійкості. При цьому друга секція стійка на всьому діапазоні розрахованих експлуатаційних швидкостей. Також встановлено, що блокування горизонтального шарніра може підвищити динамічну стійкість шарнірно-зчленованого колісного трактора з номінальним тяговим зусиллям 30 кН не менш ніж на 7%. При цьому приведену жорсткість системи «шини-грунт» у випадку руху твердою поверхнею можна не враховувати, тому що додатковий кут крену α_k не перевищує 1°.

Результати розрахунків критерію критичної швидкості секцій шарнірно-зчленованого колісного трактора при наїзді на перешкоду

Кут поперечного ухилу дороги β , град	0	5	10	15
Швидкість передньої секції $V_{x_{кр1}}$, м/с	21,5	18,9	16,3	13,6
Швидкість задньої секції $V_{x_{кр2}}$, м/с	29,3	26,5	23,8	20,9
Швидкість машини при заблокованому горизонтальному шарнірі $V_{x_{кр1,2}}$, м/с	23,1	20,5	17,8	15,1

За залежністю (7), з урахуванням результатів, отриманих під час дослідження зміни кутів статичної стійкості секцій шарнірно-зчленованої машини в залежності від кутів повороту секцій, були розраховані граничні кутові швидкості $\omega_{гран}$. Результати розрахунків на прикладі найменш стійкої передньої секції представлені на рисунку 2.

Встановлено, що зміна кутів повороту секцій шарнірно-зчленованої колісної машини з номінальним тяговим зусиллям 30 кН в площині дороги на $\delta_1 = \delta_2 = 0...15^\circ$ та кута нахилу опорної поверхні $\beta = 0...9^\circ$ комплексно впливає на динамічну стійкість секцій машини проти перекидання. При цьому збільшення кута β зменшує граничну кутову швидкість $\omega_{гран}$ передньої секції до 30%, задньої секції – до 25%.

Зміна кута δ змінює $\omega_{гран}$ передньої секції на 13–18% та суттєво не впливає на стійкість задньої секції, що пов'язано з їхніми конструктивними особливостями. Комплексний вплив на динамічну стійкість секцій машини проти перекидання може знижувати, за умови складання машини вбік ухилу, $\omega_{гран}$ секцій не менш ніж на 20%. Отримані в процесі теоретичних досліджень результати можуть бути використані в подальшому для створення відповідних електронних систем забезпечення стійкості положення шарнірно-зчленованих машин.

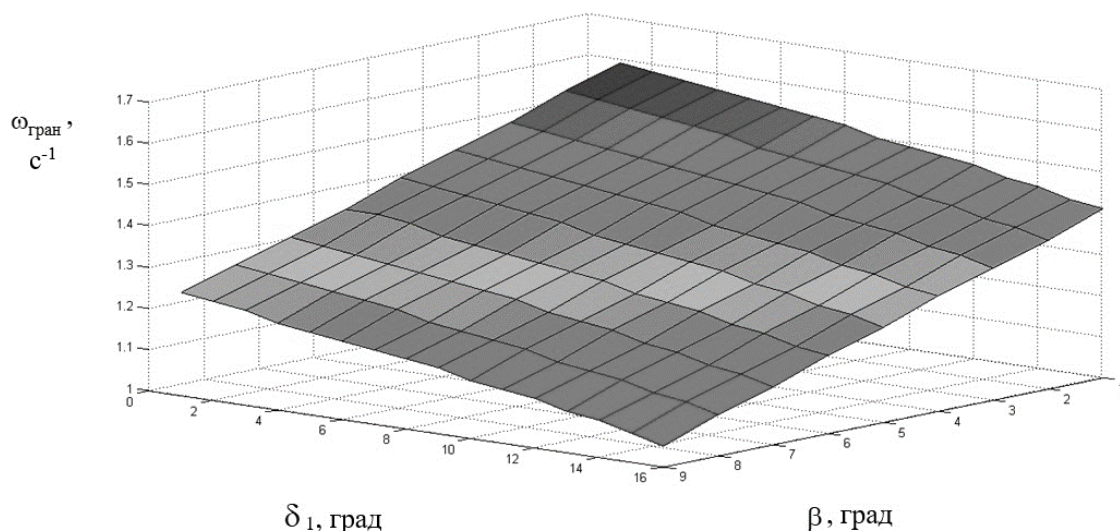


Рис. 2 – Залежність $\omega_{гран}$ передньої секції від кута нахилу опорної поверхні β та кута повороту в площині дороги δ_1

Таким чином, прогнозування динамічної стійкості положення шарнірно-зчленованих колісних машин можливе при постійному контролі швидкості руху та положення в просторі їх секцій, а забезпечення – на основі своєчасного регулювання швидкості руху або застосування спеціальних пристроїв.

Причому варіант використання електронних систем, які дозволяють знижувати швидкість руху залежно від динамічних параметрів машини у поперечній вертикальній площині є дуже перспективним.

На автоматичному рівні застосування засобів, що підвищують безпеку експлуатації, запропоновані способи підвищення стійкості положення можна вдосконалити за допомогою установки системи з датчиками прискорень і електронного блоку керування подачею палива [12].

Спосіб реалізується таким чином. Під час руху колісної машини нерівностями виникають динамічні навантаження у вертикальній площині. Встановлені на машині датчики лінійних прискорень фіксують значення вертикальних прискорень a й порівнюють із критичним прискоренням $a_{кр}$. Якщо значення прискорення виходить за межі критичного, електронний блок керування знижує подачу палива, тим самим знизивши швидкість руху та динамічні навантаження у вертикальній площині. Це дозволяє підвищити поперечну стійкість таких машин під час руху нерівностями в автоматичному режимі. Реалізація запропонованого способу ілюструється рис. 3.



Рис. 3 – Блок-схема захисту шарнірно-зчленованих колісних машин від перекидання використанням бортової електронної системи

Висновки

1. З використанням методу парціальних прискорень і методу енергетичного балансу отримана уточнена умова динамічної стійкості колісної машини з урахуванням впливу підвіски і системи «шини-грунт». Запропонований критерій критичної швидкості руху шарнірно-зчленованих колісних машин під час наїзду на перешкоду. Їх застосування дозволяє оцінювати та прогнозувати необхідність стабілізації динамічної стійкості положення в процесі руху. На прикладі шарнірно-зчленованого колісного трактора з номінальним тяговим зусиллям 30 кН встановлено що реальна загроза його перекидання у випадку прямолінійного руху існує під час наїзду на перешкоду при переміщенні поверхнею з кутом ухилу не менше 15° . При цьому приведена жорсткість системи «шини-грунт» у випадку руху твердою поверхнею можна не враховувати, тому що додатковий кут крену α_k не перевищує 1° . Також встановлено, що блокування горизонтального шарніра може підвищити динамічну стійкість положення не менш ніж на 7%.

2. Встановлено, що збільшення кутів повороту секцій шарнірно-зчленованої колісної машини з номінальним тяговим зусиллям 30 кН в площині дороги до $\delta_1 = \delta_2 = 15^\circ$ та кута нахилу опорної поверхні до $\beta = 9^\circ$ комплексно впливає на динамічну стійкість

секцій машини проти перекидання за умови складання машини вбік ухилу, знижуючи її не менше ніж на 20%.

3. Розроблений підхід з підвищення стійкості положення колісних шарнірно-зчленованих машин на основі застосування бортової електронної системи з відповідним програмним забезпеченням, до дозволяє підвищити імовірність виконання сільськогосподарських операцій на ухилах з нерівностями.

Література:

1. Аксенов П. В. Многоосные автомобили / Аксенов П. В. – М.: Машиностроение, 1989. – 280 с.
2. Коновалов В. Ф. Динамическая устойчивость тракторов / Коновалов В. Ф. – М.: Машиностроение, 1981. – 144 с.
3. Поспелов Ю. А. Анализ причин опрокидывания тракторов / Ю. А. Поспелов, Р. А. Левин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2000. – № 7. – С. 24–27.
4. Подригало М. А. Оценка устойчивости положения колесных машин методом парциальных ускорений / М. А. Подригало, А. С. Полянский, Д. М. Клец, Н. С. Корчан, В. В. Задорожня // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – 2011. – Вип. 11, Т. 1. – С. 58–66.
5. Петренко А. М. Устойчивость специальных транспортных средств: учеб. пособие / Петренко А. М. – М.: МАДИ, 2013. – 41 с.
6. Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытаний: ГОСТ 31507-2012. – [Введен в действие 2013-09-01]. – М.: Стандартиформ, 2013. – 51 с. – (Межгосударственный стандарт).
7. Тарасик В. П. Теория движения автомобиля: учебник для вузов / Тарасик В. П. – СПб.: БХВ-Петербург, 2006. – 478 с.
8. Надежность в технике. Оценка параметров безопасности колесных и гусеничных машин по опрокидыванию. Характеристики динамической и статической устойчивости: РД 50-233-81. – [Введ. в действие 1981-01-28]. – М.: Изд-во стандартов, 1981. – 62 с.
9. Дубинин Е. А. Прогнозирование динамической устойчивости положения шарнирно-сочлененных средств транспорта методом парциальных ускорений / Е. А. Дубинин, А. С. Полянский // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета: сб. науч. трудов. – 2013. – Вып. 40. – С. 37–41.
10. Полянский А. С. Критерий динамической устойчивости положения шарнирно-сочлененных средств транспорта / А. С. Полянский, Е. А. Дубинин // Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту: I Міжнар. наук.-практ. інтернет-конф., 12–14 листопада 2013 р.: тези доп. – Вінниця, 2013. – С. 4–5.
11. Двали Р. Р. Механическая тяга в горной местности / Р. Р. Двали, В. В. Махалдиани. – М.: Наука, 1970. – 235 с.
12. Пат. 77840 Україна, МПК В60W 30/02. Спосіб підвищення поперечної стійкості колісних машин з використанням електронних систем / Подригало М. А., Полянський О. С., Дубінін Є. О., Клец Д. М., Задорожня В. В.; заявник і патентовласник Харківський нац. автом.-дорожній ун-т. – №201210778; заявл. 14.09.12; опубл. 25.02.13, Бюл. №4.

Summary

Ye. Dubinin, A. Polyanskyi, D. Klets Providing the reliability of wheeled machines on the bias based on dynamic loads reducing

An improved condition for the dynamic stability of the wheeled vehicle was obtained, taking into account the effect of the suspension and the "tire-ground" system. The criterion for the critical speed of articulated wheeled vehicles movement when they hit an obstacle is proposed.

On the example of the articulated wheeled tractor with a nominal pulling force of 30 kN, the critical speeds of rectilinear motion of each section were calculated for unlocked and locked horizontal hinges with roads with different angle of inclination during an encroachment on a single obstacle in height of 0.3 m.

As a result of calculations it was established that the front section of the tractor has the smallest margin of stability. In this case, the second section is stable throughout the range of calculated operating speeds. It has also been established that the locking of the horizontal hinge can increase the dynamic stability of the articulated wheeled tractor with a nominal pulling force of 30 kN not less than 7%. Their using makes it possible to evaluate, predict and eliminate failures in the work of machines in the form of tipping, thereby increasing the likelihood of agricultural work on slopes.

The proposed ways to improve the position stability can be implemented by installing a system with accelerators and an electronic fuel injection control unit.

The results of the research can be used in the operation of wheeled vehicles when performing agricultural operations.

Keywords: *wheeled vehicle, probability of performing the operation, position stability, electronic system.*

References

1. Aksenov P. V. Mnogoosnye avtomobili / Aksenov P. V. – M.: Mashinostroenie, 1989. – 280 s.
2. Konovalov V. F. Dinamicheskaja ustojchivost' traktorov / Konovalov V. F. – M.: Mashinostroenie, 1981. – 144 s.
3. Pospelov Ju. A. Analiz prichin oprokidyvanija traktorov / Ju. A. Pospelov, R. A. Levin // Traktory i sel'skohozjajstvennyje mashiny. – 2000. – № 7. – S. 24–27.
4. Podrigalo M. A. Ocenka ustojchivosti polozhenija kolesnyh mashin metodom parcial'nyh uskorenij / M. A. Podrigalo, A. S. Poljanskij, D. M. Klec, N. S. Korchan, V. V. Zadorozhnjaja // Praci Tavrijs'kogo derzhavnogo agrotehnologičnogo universitetu. – 2011. – Vip. 11, T. 1. – S. 58–66.
5. Petrenko A. M. Ustojchivost' special'nyh transportnyh sredstv: ucheb. posobie / Petrenko A. M. – M.: MADI, 2013. – 41 s.
6. Avtotransportnye sredstva. Upravljaemost' i ustojchivost'. Tehničeskie trebovanija. Metody ispytanij: GOST 31507-2012. – [Vveden v dejstvie 2013-09-01]. – M.: Standartinform, 2013. – 51 s. – (Mezhgosudarstvennyj standart).
7. Tarasik V. P. Teorija dvizhenija avtomobilja: uchebnik dlja vuzov / Tarasik V. P. – SPb.: BHV-Peterburg, 2006. – 478 s.
8. Nadezhnost' v tehnike. Ocenka parametrov bezopasnosti kolesnyh i gusenichnyh mashin po oprokidyvaniju. Harakteristiki dinamicheskoi i statičeskoi ustojchivosti: RD 50-233-81. – [Vved. v dejstvie 1981-01-28]. – M.: Izd-vo standartov, 1981. – 62 s.
9. Dubinin E. A. Prognozirovanie dinamicheskoi ustojchivosti polozhenija sharnirno-sochlenennyh sredstv transporta metodom parcial'nyh uskorenij / E. A. Dubinin, A. S.

- Poljanskij // Uchenye zapiski Krymskogo inzhenerno-pedagogicheskogo universiteta: sb. nauch. trudov. – 2013. – Vyp. 40. – S. 37–41.
10. Poljanskij A. S. Kriterij dinamicheskoy ustojchivosti polozhenija sharnirno-sochlenennyh sredstv transporta / A. S. Poljanskij, E. A. Dubinin // Suchasni tehnologii ta perspektivi rozvitku avtomobil'nogo transportu: I Mizhnar. nauk.-prakt. internet-konf., 12–14 listopada 2013 r.: tezi dop. – Vinnicja, 2013. – S. 4–5.
 11. Dvali R. R. Mehanicheskaja tjaga v gornoj mestnosti / R. R. Dvali, V. V. Mahaldiani. – M.: Nauka, 1970. – 235 s.
 12. Pat. 77840 Ukraïna, MPK B60W 30/02. Sposib pidvishhennja poperechnoi stijkosti kolisnih mashin z vikoristannjam elektronnih sistem / Podrigalo M. A., Poljans'kij O. S., Dubinin E. O., Klec D. M., Zadorozhnja V. V.; zajavnik i patentovlasnik Harkivs'kij nac. avtom.-dorozhnij un-t. – №201210778; zajavl. 14.09.12; opubl. 25.02.13, Bjul. №4.