

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ
УНІВЕРСИТЕТ

ГАЦЬКО ВАСИЛЬ ІВАНОВИЧ

УДК 629.3.017

**ВПЛИВ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ФАКТОРІВ
НА КЕРОВАНІСТЬ ВАНТАЖНОГО АВТОМОБІЛЯ
ПРИ СТАЛОМУ РУСІ**

Спеціальність 05.22.20 – Експлуатація і ремонт засобів транспорту

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Харків – 2015

Дисертацією є рукопис

Робота виконана в Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті Міністерства освіти і науки України

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор
Подригало Михайло Абович,
Харківський національний автомобільно-дорожній
університет, завідувач кафедри технології
машинобудування і ремонту машин

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Кравченко Олександр Петрович,
Житомирський державний технологічний університет,
професор кафедри «Автомобілі і автомобільне
господарство».

кандидат технічних наук,
старший науковий співробітник
Рогозін Ігор Віталійович,
Харківський університет повітряних сил
ім. І. Кожедуба, старший викладач кафедри теорії
та конструкції автомобільної та спеціальної техніки

Захист дисертації відбудеться «25» листопада 2015 р. о 14⁰⁰ годин на засіданні Спеціалізованої вченої ради Д 64.059.02 при Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті за адресою: 61002, м. Харків, вул. Петровського, 25.

З дисертацією можна ознайомитися в бібліотеці Харківського національного автомобільно-дорожнього університету за адресою: 61002, м. Харків, вул. Петровського, 25.

Автореферат розісланий «23» жовтня 2015 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради



Павленко В.М.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Керованість та стійкість автомобіля є важливими експлуатаційними характеристиками, що впливають на безпеку дорожнього руху. При русі в сталому режимі керованість є однією з властивостей більш загальної (комплексної) властивості – стійкості автомобіля. Керованість при сталому русі забезпечується можливістю своєчасно і точно стабілізувати водієм курсовий кут або радіус повороту автомобіля. Ще однією з властивостей, що забезпечує стійкість і керованість, є повертуваність вантажного автомобіля. Проте в даний час відсутні критерії, що дозволяють кількісно оцінити цю характеристику. Це особливо важливо для вантажних автомобілів, що мають недостатню повертуваність.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконувалася у відповідності з Постановою Національної Ради України з питань безпеки життєдіяльності населення від 25 грудня 1997 р. № 3 «Про відповідальність вимогам охорони праці машин, транспортних засобів, обладнання, що виготовляються в Україні», «Концепції розвитку автомобільної промисловості та регулювання ринку автомобілів у період до 2015 р.», затвердженої розпорядженням Кабінету Міністрів України від 3 серпня 2006 р. № 452-р. Робота виконувалася у відповідності з науковим напрямом кафедри технології машинобудування і ремонту машин ХНАДУ:

- планом науково-дослідних робіт – «Керованість колісних машин при сталому русі» (№ держреєстрації 0113U004119);

- планом виконання госпдоговірної роботи – «Діагностування автомобільних поїздів, які перевозять великогабаритні вироби, методом парціальних прискорень» № 31-21-13 між ХНАДУ і товариством «Стартер-Авто»;

Дослідження проводилися на кафедрі технології машинобудування і ремонту машин ХНАДУ і є складовою частиною вирішення проблеми підвищення стійкості і керованості транспортних засобів.

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є підвищення безпеки використання вантажних автомобілів шляхом поліпшення керованості при сталому русі за рахунок удосконалення методів оцінювання і засобів забезпечення показників керованості при змінному технічному стані.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- провести теоретичне дослідження керованості вантажного автомобіля при сталому прямолінійному русі;

- провести теоретичне дослідження керованості вантажного автомобіля при сталому криволінійному (круговому) русі;

- провести експериментальні дослідження керованості вантажних автомобілів при сталому русі.

Об'єкт дослідження – сталий рух вантажного автомобіля по прямій і на повороті.

Предмет дослідження – визначення нових взаємозв'язків між параметрами вантажного автомобіля, його технічним станом та показниками керованості при сталому русі.

Методи дослідження. У теоретичній частині роботи використовувалися методи теорії подібності, рішення диференціальних рівнянь, частотні методи оцінювання стійкості динамічних систем та методи теорії автоматичного управління. В експериментальній частині – методи парціальних прискорень, електричного вимірювання механічних величин.

Наукова новизна отриманих результатів:

- вперше запропоновані критерії стійкості й керованості автомобіля при сталому русі – власна частота коливань машини в площині дороги й коефіцієнт динамічності при коливаннях;
- вперше визначено максимально-допустиму величину дисбалансу направляючих коліс автомобіля за умови забезпечення стійкості й керованості автомобіля;
- отримала подальшого розвитку теорія стійкості й керованості автомобілів у частині дослідження та розробки нових критеріїв керованості, стійкості й повертуваності колісних машин;
- отримав подальший розвиток метод оцінювання повертуваності шляхом введення нового критерію, що відображає додаткову зміну кривизни траєкторії машини, зумовлену бічною еластичністю шин.

Практичне значення мають наступні результати:

- методика оцінювання стійкості й керованості автомобілів за критерієм частоти власних коливань у площині дороги;
- методика оцінювання повертуваності автомобілів за критерієм додаткової зміни кривизни траєкторії;
- методика оцінювання максимально допустимого дисбалансу направляючих коліс;
- методика оцінювання керованості та технічного стану вантажного автомобіля використовується Шебелинським ОТГ і СТБУ «Укрбургаз» при проведенні технічного обслуговування та ремонту технологічного автотранспорту;
- рекомендації щодо підвищення керованості спеціалізованого рухомого складу використовуються ПАТ «Азовобщемаш» при розробці нових конструкцій машин.

Особистий внесок здобувача. Усі основні результати, що виносяться на захист, одержані здобувачем самостійно. В роботах у співавторстві здобувачу належать:

- обґрунтовування вимог до реєстраційно-вимірювального комплексу при проведенні випробувань автомобілів на стійкість і керованість [2, 3];
- теоретичне обґрунтовування передаточних функцій [4];
- визначення взаємозв'язку між властивостями стійкості і керованості вантажного автомобіля при сталому русі [7];
- розробка фізичної та математичних моделей для оцінювання стійкості і керованості вантажних автомобілів при сталому русі [5, 6, 8, 9, 10, 11, 12];
- визначив вплив дисбалансу направляючих коліс при наявності їх окружного люфту на величину максимального кута рискання автомобіля (аналітичні залежності, що пов'язують указані параметри) [13];

– запропоновано, як критерій стійкості і керованості власну частоту коливань автомобіля в площині дороги [14–18].

Апробація результатів дисертації. Основні результати дисертації доповідалися й обговорювалися на:

– Міжнародній науково-технічній конференції «Проблеми та перспективи автомобілебудування та автомобільного транспорту». – Харків, 2011 р.;

– XVII-й науково-технічній конференції з міжнародною участю «Транспорт, екологія – стійкий розвиток». – Варна, 2011 р.;

– Міжнародній науково-практичній конференції «Технічний прогрес в АПК». – Харків, 2012 р.;

– Восьмій і Дев'ятій конференціях Харківського університету Повітряних Сил ім. Івана Кожедуба «Новітні технології – для захисту повітряного простору». – Харків 2012, 2013 рр.;

– XV-й і XVI-й Міжнародних науково-технічних конференціях «Автомобільний транспорт: Проблеми і перспективи». – Севастополь, 2012, 2013 рр.;

– Науково-практичній конференції «Наукове забезпечення службово-бойової діяльності внутрішніх військ МВС України», Академії внутрішніх військ МВС України, 28 березня 2013 р.

Публікації. По матеріалам дисертаційної роботи опубліковано 18 наукових праць: 11 статей у спеціальних наукових виданнях, що входять до переліку МОН України, у тому числі 1 без співавторів, 2 статті в закордонних виданнях, 4 статті у виданнях, зареєстрованих у міжнародних наукометричних базах, 4 тези у збірниках міжнародних науково-технічних конференцій, одержано 1 патент на корисну модель.

Структура і об'єм роботи. Дисертація складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел, додатків. Повний обсяг роботи складає 179 сторінок, 34 рисунка, 7 таблиць, список використаних джерел із 136 найменувань на 16 сторінках, 5 додатків на 48 сторінках.

ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі міститься обґрунтування актуальності роботи, її практична значущість, сформульовані мета роботи й основні задачі, вирішувані в дисертації.

Перший розділ присвячений аналізу наукових робіт з керованості і стійкості автомобілів при сталому русі. Основи сучасної теорії стійкості були закладені Є.О. Чудаковим, Я.М. Певзнером, А.С. Литвиновим, Д.Р. Еллісом, П.В. Аксеновим, Д.А. Антоновим, В.В. Гуськовим, В.В. Цимбалінім, Б.С. Фалькевичем, М.О. Яковлевим, В.П. Сахно, О.П. Кравченко. Розглянуто й проаналізовано критерії оцінювання маневреності, керованості і стійкості автомобілів. Аналіз відомих показників маневреності, стійкості й керованості показав, що в літературі відсутні критерії, які дозволяють кількісно оцінити повертуваність вантажного автомобіля. Визначено структуру властивостей стійкості й керованості вантажного автомобіля при сталому русі.

У другому розділі проведено теоретичне дослідження керованості автомобіля при сталому прямолінійному русі.

При прямолінійному русі керованість є складовою частиною більш складної властивості – курсової стійкості автомобіля, оскільки рух автомобіля завжди є криволінійним з кривизною траєкторії, яка постійно змінюється. Автомобіль постійно знаходиться під впливом різних збурень, що призводять до відхилення його траєкторії від прямолінійної. Тому водій вимушений постійно коригувати траєкторію руху, повертаючи рульове колесо.

Кутова швидкість повороту автомобіля в площині дороги з урахуванням бічного уводу шин передніх і задніх коліс

$$\omega_z = \frac{V_0}{L} \cdot \frac{A_\alpha \sin(\Omega t) + \delta_2 - \delta_1}{\sqrt{1 + \left(\frac{ab}{2L^2} + \frac{B^2}{12L^2} \right) \cdot [A_\alpha \sin(\Omega t) + \delta_2 - \delta_1]^2}}, \quad (1)$$

де V_0 – лінійна швидкість автомобіля у напрямі його подовжньої осі;

L – подовжня база автомобіля;

A_α – амплітуда коливань направляючих коліс;

Ω – колова частота коливань направляючих коліс;

t – час;

δ_1, δ_2 – кути уводу коліс передньої і задньої осей відповідно;

a – проекція на опорну поверхню відстані від передньої осі до центру мас автомобіля, м;

b – відстань від задньої осі до проекції центру мас автомобіля на горизонтальну площину, м;

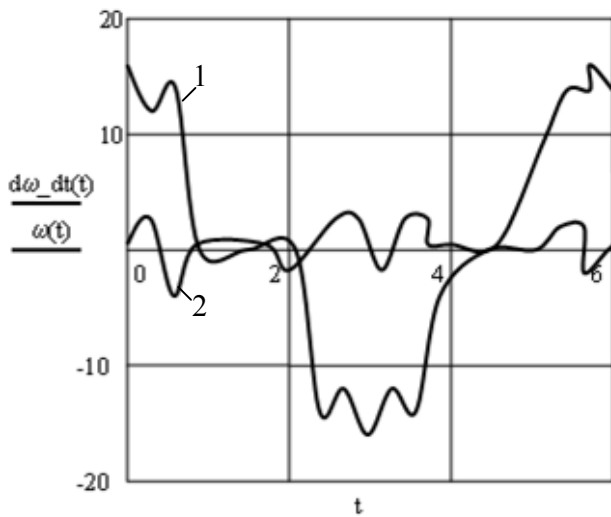
B – колія, м.

Відповідно, з урахуванням впливу бічної еластичності шин на керованість автомобіля, кутове прискорення автомобіля в площині дороги

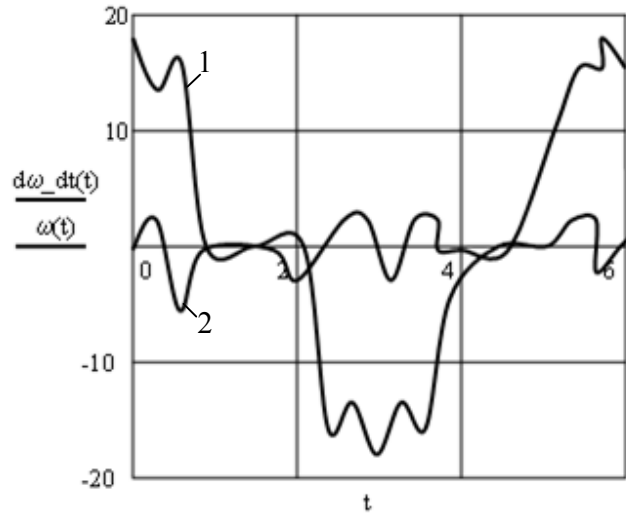
$$\varepsilon_z = \frac{d\omega_z}{dt} = \frac{V_0}{L} \cdot \frac{A_\alpha \cdot \Omega \cos(\Omega t) + \frac{d\delta_2}{dt} - \frac{d\delta_1}{dt}}{\sqrt{\left\{ 1 + \left(\frac{ab}{2L^2} + \frac{B^2}{12L^2} \right) \cdot [A_\alpha \sin(\Omega t) + \delta_2 - \delta_1]^2 \right\}^3}}, \quad (2)$$

Кути уводу коліс передньої δ_1 і задньої δ_2 осей можуть бути визначені числовими методами й розраховані для конкретного автомобіля при заданих конструктивних параметрах.

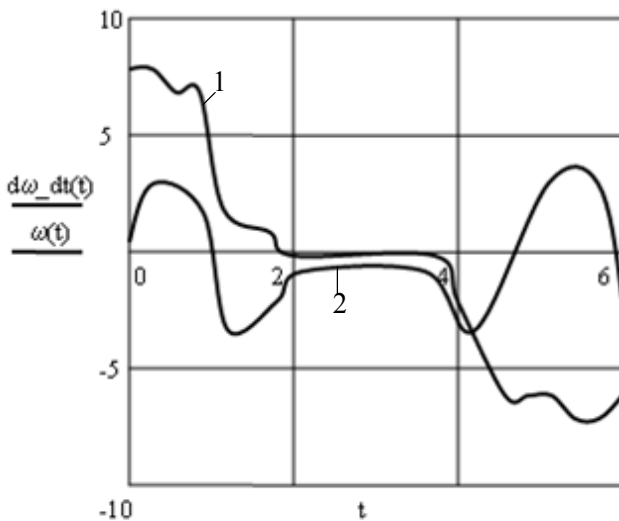
Результати математичного моделювання процесу руху автомобіля (на прикладі автомобіля Урал-4320) при різних значеннях періоду зміни кута повороту T_M й амплітуди коливань A_α направляючих коліс показано на рис. 1.



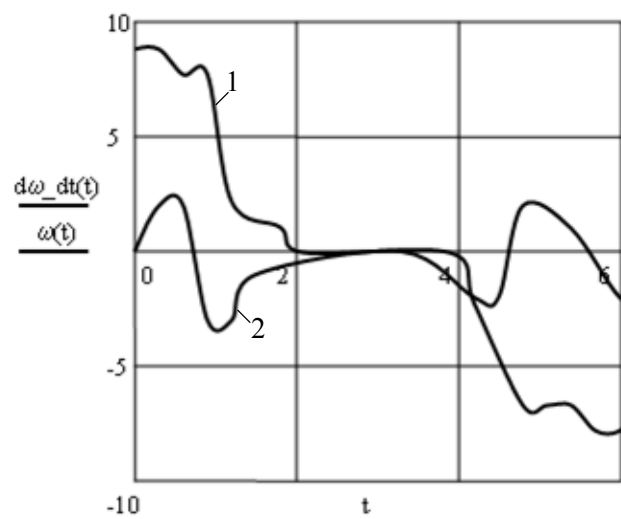
а

 $T_M = 0,1 \text{ с}; A_\alpha = 5 \text{ град}$


б

 $T_M = 0,1 \text{ с}; A_\alpha = 6 \text{ град}$


в

 $T_M = 0,2 \text{ с}; A_\alpha = 5 \text{ град}$


г

 $T_M = 0,2 \text{ с}; A_\alpha = 6 \text{ град}$

1 – кутове прискорення; 2 – кутова швидкість

Рисунок 1 – Зміна кутової швидкості і кутового прискорення автомобіля Урал-4320 від часу при прямолінійному русі

Забезпечення постійного курсового кута й заданого радіуса повороту автомобіля при сталому русі здійснюється водієм шляхом постійної дії на рульове колесо. Вказана дія має коливальний характер з частотою, що може досягати 0,7 Гц. Частота власних коливань у площині дороги автомобілів з недостатньою повертуваністю також може знаходитись у вказаному діапазоні, що створює умови для виникнення резонансу і зсуву коливань по фазі на 180° . Це призводить до порушення керованості і стійкості автомобілів.

Для визначення частоти власних коливань при прямолінійному русі автомобіля складено схему навантаження автомобіля з повертаючим моментом при сталому прямолінійному русі й одержано вираз

$$v_{\text{влас}} = \frac{L}{2\pi} \sqrt{\frac{C_{y_1} / m_a}{\left(1 + \frac{C_{y_1}}{C_{y_2}}\right) \left[i_z^2 + a^2 \left(\frac{\frac{C_{y_1}}{C_{y_2}} - \frac{b}{a}}{1 + \frac{C_{y_1}}{C_{y_2}}} \right)^2 \right]}}, \quad (3)$$

де C_{y_1} , C_{y_2} – сумарні бокові жорсткості передніх і задніх коліс автомобіля;

m_a – повна маса автомобіля;

i_z – радіус інерції остову автомобіля відносно вертикальної осі.

Аналіз залежності (3) показує, що із зростанням подовжньої колісної бази L відбувається зростання $v_{\text{влас}}$ за лінійним законом. Із збільшенням загальної маси вантажного автомобіля m_a відбувається зменшення частоти власних коливань у площині дороги.

Керованість і стійкість усталеного руху автомобіля буде забезпечена при виконанні умови

$$v_{\text{збуд}}^{\text{max}} < v_{\text{влас}}. \quad (4)$$

Збільшення $v_{\text{влас}}$ можливе або при збільшенні C_{y_1} , або при виконанні умови

$$\frac{C_{y_1}}{C_{y_2}} - \frac{b}{a} = 0. \quad (5)$$

У цьому випадку вираз для знаходження власної частоти коливань з урахуванням залежності i_z від координат центру мас автомобіля буде мати вигляд

$$v_{\text{влас}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{a}{L} \frac{2C_{y_1} / m_a}{\frac{a}{L} \left(1 - \frac{a}{L}\right) + \frac{B^2}{6L^2}}}. \quad (6)$$

Таким чином, при нейтральній повертуваності автомобіля можливо реалізувати максимальне значення частоти власних коливань v_{max} у площині дороги.

Сталий прямолінійний рух колісної машини відбувається при постійних періодичних коливаннях направляючих коліс, що обумовлено необхідністю забезпечення курсової стійкості за рахунок корекції курсового кута. Таким чином, у площині дороги колісна машина є пружною коливальною системою, що здійснює вимушені коливання.

Амплітуда вимушених коливань в колі точки резонансу зростає з урахуванням коефіцієнта динамічності:

Визначено залежність для коефіцієнта динамічності коливань автомобіля в площині дороги

$$K_D = \left\{ 1 - v_{зб\text{уд}}^2 \cdot \frac{4\pi^2 m_a}{L^2 C_{y_1}} \left(1 + \frac{C_{y_1}}{C_{y_2}} \right) \left[i_z^2 + a^2 \left(\frac{\frac{C_{y_1} - b}{C_{y_2} - a}}{1 + \frac{C_{y_1}}{C_{y_2}}} \right)^2 \right] \right\}^{-1}. \quad (7)$$

Аналіз залежності (7) показує, що зі зростанням $v_{зб\text{уд}}$ відбувається збільшення K_D . При $v_{зб\text{уд}} = 0$ величина $K_D = 1$. Зі збільшенням бази автомобіля L відбувається зменшення коефіцієнта динамічності, а зі збільшенням його загальної маси K_D зростає. Зростання K_D відбувається також зі збільшенням радіуса інерції автомобіля i_z щодо вертикальної осі, а також – зі зменшенням C_{y_1} . На рис. 2 наведено графіки залежності $K_D \left(\frac{C_{y_1}}{C_{y_2}} \right)$ для автомобіля Урал-4320 при різних значеннях C_{y_1} .

Для визначення впливу дисбалансу направляючих коліс за наявності їх колового люфту на стійкість і керованість автомобіля використано динамічну модель (рис. 3).

Кутова швидкість рискання автомобіля

$$\omega_z = \frac{V_0 / L}{\sqrt{\frac{i_z^2}{L^2} + \left[\frac{S_0 \cdot a_{ш} \cdot V_0^2}{I_{kz} \cdot r_k^2 \cdot \sqrt{\left(k^2 - \frac{V_0^2}{r_k^2} \right)^2 + 4n^2 \frac{V_0^2}{r_k^2}}} \sin \left(\frac{V_0}{r_k} t - \Delta \right) + \delta_2 - \delta_1 \right]^2}}, \quad (8)$$

де S_0 – дисбаланс;

$a_{ш}$ – відстань від вертикальної осі симетрії колеса до осі шкворня;

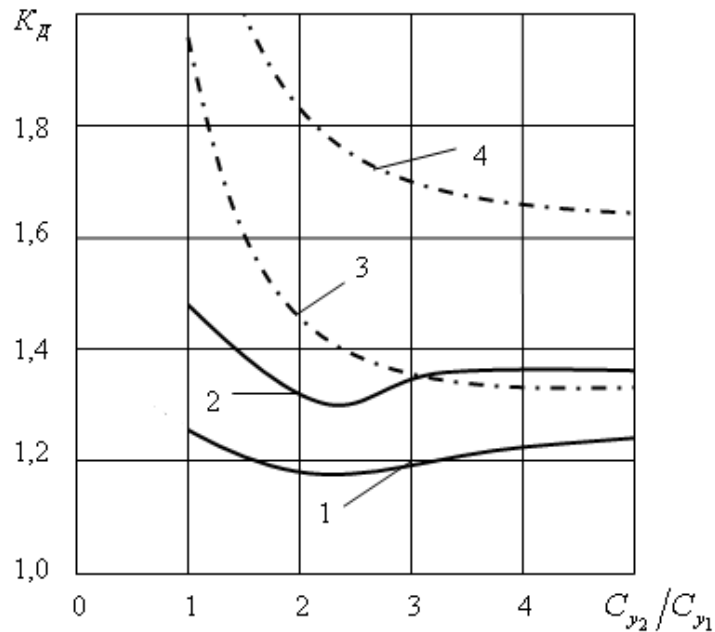
r_k – кінематичний радіус направляючого колеса;

I_{kz} – момент інерції направляючого колеса відносно осі шкворня;

k – кругова частота власних (вільних) коливань направляючого колеса відносно осі шкворня;

$2n$ – відносний коефіцієнт, що характеризує в'язке тертя й затухання коливань;

Δ – кут зсуву по фазі між коливаннями направляючого колеса і збурюючого моменту.



1, 2 – споряджений автомобіль; 3, 4 – повністю навантажений автомобіль;

1, 3 – при $C_{y1} = 2,264 \cdot 10^5$ Н/м; 2, 4 – при $C_{y1} = 1,475 \cdot 10^5$ Н/м

Рисунок 2 – Залежність коефіцієнта динамічності K_d від відношення C_{y2} / C_{y1}

Динамічну модель показано на рис. 3.

Максимальне значення кутової швидкості ω_z реалізується при

$$\sin\left(\frac{V_0}{r_k}t - \Delta\right) = 1$$

$$\omega_{z_{\max}} = \frac{V_0 / L}{\sqrt{\frac{i_z^2}{L^2} + \left[\frac{S_0 \cdot a_{\text{ш}} \cdot V_0^2}{I_{kz} \cdot r_k^2 \cdot \sqrt{\left(k^2 - \frac{V_0^2}{r_k^2}\right)^2 + 4n^2 \frac{V_0^2}{r_k^2}}} + \delta_2 - \delta_1 \right]^{-2}}}. \quad (9)$$

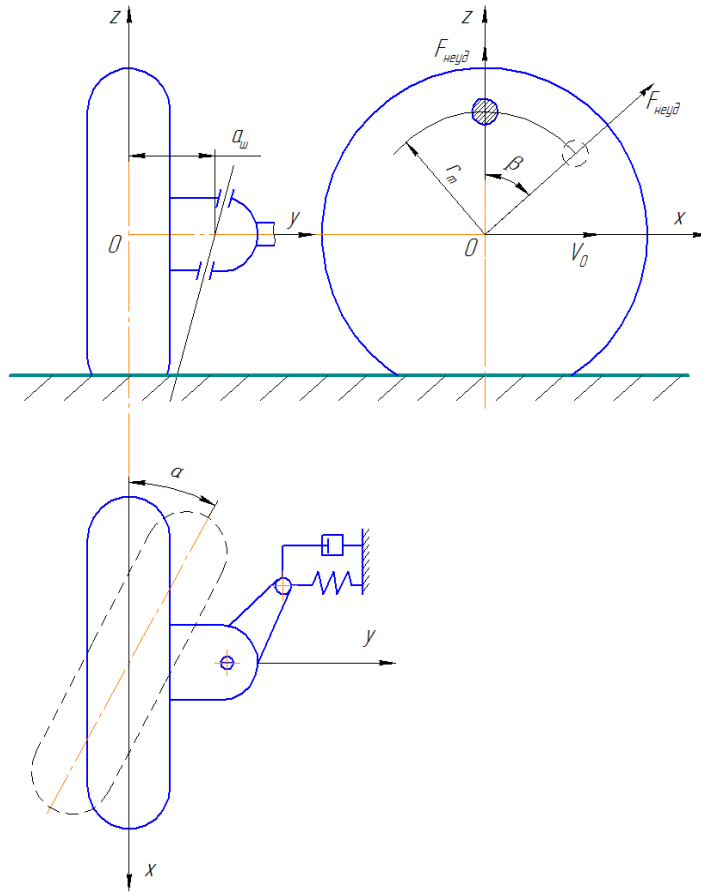


Рисунок 3 – Динамічна модель напрямляючого колеса автомобіля при наявності дисбалансу й колового люфту

Максимальне значення $\psi_{z\max}$ курсового кута, що є кутом рискання автомобіля за наявності дисбалансу й люфту напрямляючого колеса дорівнює

$$\psi_{z\max} = \frac{2r_k}{i_z} \arccos \sqrt{1 + \frac{L^2 I_{kz}^2 r_k^2 \left[\left(k^2 - \frac{V_0^2}{r_k^2} \right)^2 + 4n^2 \frac{V_0^2}{r_k^2} \right]}{i_z^2 S_0^2 \cdot a_{\text{ш}}^2 V_0^4}}}. \quad (10)$$

Якщо нормувати величину максимального відхилення курсового кута $\psi_{z\max}$ (кута рискання), то із рівняння (10), приймаючи $\psi_{z\max} = [\psi_z]$, визначається допустимий сумарний дисбаланс $S_{0\Sigma}$ напрямляючих коліс. Даний дисбаланс $S_{0\Sigma}$ відповідає найнесприятливішому відночному розташуванню невіднованих мас на лівому і правому колесах.

Максимально-допустимий дисбаланс на одному напрямляючому колесі

$$[S_0] = 0,5[S_{0\Sigma}] = \frac{LI_{kz}r_k}{2i_z a_{\text{ш}}^2 V_0^2} \sqrt{\left(k^2 - \frac{V_0^2}{r_k^2} \right)^2 + 4n^2 \frac{V_0^2}{r_k^2} \cdot \operatorname{tg} \left(\frac{i_z}{2r_k} [\psi_z] \right)}. \quad (11)$$

У табл 1 наведено результати розрахунку значень максимально допустимого дисбалансу $[S_0]$ у залежності от $[\psi_z]$ для автомобіля Урал-4320.

Таблиця 1 – Максимально-допустимий дисбаланс направляючих коліс автомобіля Урал-4320

$[\psi_z]$, град		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	20
$[S_0]$ кг/м	Споряджений автомобіль	0,185	0,372	0,559	0,746	0,939	1,124	1,315	1,507	1,702	1,898	4,066
	Повністю завантажений автомобіль	0,186	0,372	0,559	0,746	0,934	1,123	1,313	1,505	1,698	1,893	4,012

Аналіз результатів, наведених у табл. 1, показує, що завантаження автомобіля практично не впливає на величину максимально-допустимого дисбалансу направляючих коліс автомобіля Урал-4320.

У **третьому розділі** досліджено рух автомобіля на сталому повороті. У даний час розрізняють нейтральну, надмірну й недостатню повертуваність автомобілів, що визначаються різницею кутів уводу коліс задньої й передньої осей. Якщо вказана різниця дорівнює нулю, то повертуваність нейтральна, якщо більше нуля, то надмірна. Недостатня повертуваність реалізується у випадку, якщо кут уводу коліс передньої осі більше кута уводу коліс задньої осі. Проте для всіх трьох варіантів реалізації повертуваності відсутня кількісна оцінка зазначеного показника. При визначенні критерію оцінювання повертуваності автомобіля необхідно використовувати схему повороту двоосьового вантажного автомобіля з жорсткими й еластичними в бічному напрямі колесами (рис. 4).

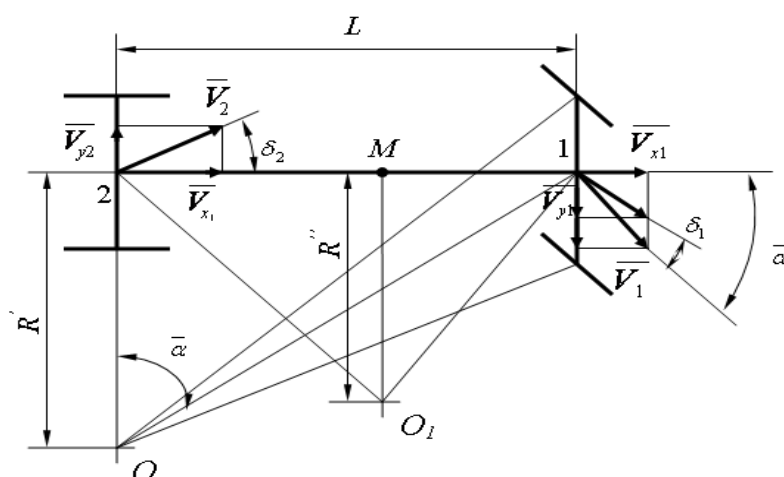


Рисунок 4 – Картина лінійних швидкостей вантажного автомобіля при русі на повороті

В якості критерію повертуваності запропоновано використовувати зміну кривизни траєкторії автомобіля через бокову еластичність шини

$$K = K' - K'' = \frac{\delta_2 - \delta_1 - \delta_1 \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha} (\operatorname{tg} \bar{\alpha} - \delta_2)}{L \cdot \left(1 + \delta_1 \operatorname{tg} \bar{\alpha}\right)} = \frac{1}{L} \left(\delta_2 - \delta_1 \cdot \frac{\sec^2 \bar{\alpha}}{1 + \delta_1 \operatorname{tg} \bar{\alpha}} \right) \quad (12)$$

де K' – кривизна траєкторії руху автомобіля з жорсткими колесами в даній точці;

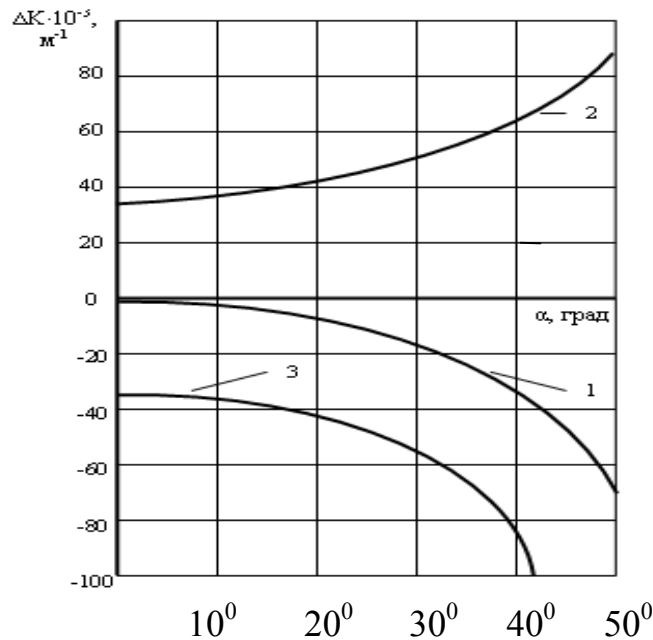
K'' – кривизна траєкторії автомобіля з еластичними колесами в даній точці.

На відміну від відомого підходу до оцінювання ступеня повертуваності, даний критерій дозволяє визначити не тільки знак, але й величину ΔK . Значення даного критерію може бути позитивним, негативним або дорівнювати нулю.

Функція $\Delta K(\bar{\alpha})$ має максимум, точка якого визначається з виразу

$$\bar{\alpha}_{opt} = \operatorname{arctg} \left[\sqrt{\frac{1}{\delta_1^2} + 1} - \frac{1}{\delta_1} \right]. \quad (13)$$

На рис. 5 наведена залежність $\Delta K(\bar{\alpha})$ для автомобілів з різними значеннями δ_1 і δ_2 . Аналіз графіків залежностей, наведених на рис. 4, показує, що зі зростанням середнього кута $\bar{\alpha}$ повороту направляючих коліс зміна кривизни траєкторії руху автомобіля $\Delta K(\bar{\alpha})$, обумовлена бічною еластичністю шин, збільшується.



1 – $\delta_1 = \delta_2 = 8^\circ$; 2 – $\delta_1 = 8^\circ$, $\delta_2 = 12^\circ$;
3 – $\delta_1 = 12^\circ$, $\delta_2 = 8^\circ$

Рисунок 5 – Залежність $\Delta K(\bar{\alpha})$ при $L = 2$ м

Значення $\bar{\alpha}_{opt}$, відповідне отриманню $\Delta K = \Delta K_{max}$, при кутах уводу коліс передньої осі $\delta_1 > 6^\circ$ є практично постійною величиною, рівною приблизно 43° .

Автомобіль, що має нейтральну повертуваність, при русі по прямій (тобто $\delta_2 = \delta_1$) на повороті зі збільшенням кута $\bar{\alpha}$ отримує недостатню повертуваність, абсолютна величина якої зі зростанням $\bar{\alpha}$ збільшується.

Якщо кутові прискорення і швидкості додаткового руху збігаються за напрямом з напрямом повороту, то автомобіль має надмірну повертуваність, якщо протилежні – недостатню. Якщо сума вказаних величин, дорівнює нулю, то автомобіль має нейтральну повертуваність.

Додатковий рух автомобіля в площині дороги, обумовлений бічною еластичністю шин, погіршує якість процесу керування.

Додаткова кутова швидкість автомобіля в площині дороги, обумовлена бічною еластичністю шин, визначається за формулою

$$\Delta\omega_z = \frac{V_{x_1}}{L} \cdot \frac{\delta_2 - \delta_1 - \delta_1 \cdot \operatorname{tg}\bar{\alpha} \cdot (\operatorname{tg}\bar{\alpha} - \delta_2)}{1 + \delta_1 \cdot \operatorname{tg}\bar{\alpha}} = \frac{V_{x_1}}{L} \cdot \left(\delta_2 - \delta_1 \cdot \frac{\sec^2 \bar{\alpha}}{1 + \delta_1 \operatorname{tg}\bar{\alpha}} \right). \quad (14)$$

Додаткове кутове прискорення автомобіля в площині дороги, обумовлене бічною еластичністю шин, визначається за формулою

$$\begin{aligned} \Delta\varepsilon_z = \frac{d\Delta\omega_z}{dt} = \frac{V_{x_1}}{L} \left\{ \frac{d\delta_2}{dt} - \frac{\sec^2 \bar{\alpha}}{(1 + \delta_1 \operatorname{tg}\bar{\alpha})^2} \left[\frac{d\delta_1}{dt} + \frac{d\bar{\alpha}}{dt} \delta_1 \times \right. \right. \\ \left. \left. \times \left(2\operatorname{tg}\bar{\alpha} - \delta_1 \frac{\cos 2\bar{\alpha}}{\cos^2 \bar{\alpha}} \right) \right] + \frac{1}{V_{x_1}} \cdot \frac{dV_{x_1}}{dt} \left(\delta_2 - \delta_1 \frac{\sec^2 \bar{\alpha}}{1 + \delta_1 \operatorname{tg}\bar{\alpha}} \right) \right\}. \end{aligned} \quad (15)$$

Передаточна функція керування при повороті автомобіля є відношенням кутового прискорення автомобіля при еластичних колесах до кутового прискорення автомобіля при жорстких колесах

$$\begin{aligned} W_{\text{пер}} = \frac{\varepsilon_z}{\varepsilon'_z} = 1 + \frac{\Delta\varepsilon_z}{\varepsilon'_z} = \\ = 1 + \frac{\frac{d\delta_2}{dt} - \frac{\frac{d\delta_1}{dt} + \frac{d\bar{\alpha}}{dt} \delta_1 \left(2\operatorname{tg}\bar{\alpha} - \delta_1 \frac{\cos 2\bar{\alpha}}{\cos^2 \bar{\alpha}} \right)}{(\cos \bar{\alpha} + \delta_1 \sin \bar{\alpha})^2} + \frac{\frac{dV_{x_1}}{dt}}{V_{x_1}} \left(\delta_2 - \delta_1 \frac{\sec^2 \bar{\alpha}}{1 + \delta_1 \operatorname{tg}\bar{\alpha}} \right)}{\frac{dV_{x_1}}{V_{x_1}} \left(\sec^2 \bar{\alpha} \frac{d\bar{\alpha}}{dt} + \operatorname{tg}\bar{\alpha} \right)}. \end{aligned} \quad (16)$$

Керованість автомобіля при русі по прямій може бути оцінена при допущенні $\bar{\alpha} = 0$

$$W_{\text{пер}} = 1 + \frac{\frac{d\delta_2}{dt} - \frac{d\delta_1}{dt} + \frac{dV_{x1}}{dt} \cdot \frac{\delta_2 - \delta_1}{V_{x1}}}{d\bar{\alpha} / dt}. \quad (17)$$

Частота власних коливань автомобіля в площині дороги при сталому круговому русі збільшується з ростом $\bar{\alpha}$

$$v_{\text{влас}} = \frac{L \cdot \cos \bar{\alpha}}{2\pi} \sqrt{\frac{C_{y1} / m_a}{\left(1 + \frac{C_{y1}}{C_{y2}} \cos^2 \bar{\alpha}\right) \left[i_z^2 + a^2 \left(\frac{\frac{C_{y1}}{C_{y2}} \cos^2 \bar{\alpha} - \frac{b}{a}}{1 + \frac{C_{y1}}{C_{y2}} \cos^2 \bar{\alpha}}\right)\right]}}}. \quad (18)$$

У четвертому розділі приведені результати експериментального дослідження керованості вантажних автомобілів при сталому русі. Програма-методика передбачала оцінювання керованості і стійкості автомобілів КрАЗ, МАЗ-53366 і Урал-4320 автобази Шебелинського відділення бурових робіт «УКРБУРГАЗ» (Харківська область, Балаклеєвський район, смт. Андріївка).

Випробувальне устаткування, що використовувалось:

а) мобільний реєстраційно-вимірювальний комплекс:

– нетбук Asus Eee PC зі спеціалізованим ПЗ «Accelerate v.3.2», розробленим співробітниками ХНАДУ і ХНТУСХ ім. П. Василенка;

– 2 датчика ДЛШ на базі акселерометрів MMA7260QT.

б) пристосування спеціальне для установлювання давачів лінійного прискорення на рамі вантажного автомобіля, розроблене на кафедрі технології машинобудування і ремонту машин ХНАДУ.

в) фотоапарат Nikon D7000, відеокамера.

Вимірювання здійснювалися одночасно двома приєднаними акселерометрами в подовжній, поперечній і вертикальній площинах.

Інформація про параметри руху вантажного автомобіля в цих площинах була отримана шляхом математичної обробки сигналів з акселерометрів. Інформація про швидкість руху автомобіля отримана за допомогою математичної обробки без застосування інтегрування сигналів акселерометрів. Для візуалізації результатів вимірювання використовувався дисплей нетбука. Живлення обчислювального блоку забезпечувалося від автономних елементів за допомогою відповідного блоку.

З використанням реєстраційно-вимірювального комплексу визначені значення прискорень автомобілів КрАЗ, МАЗ-53366 і Урал-4320, які були використані для оцінювання їх керованості і стійкості.

Оцінювання відповідності одержаних розрахункових та експериментальних величин частот власних коливань досліджуваних автомобілів наведено на рис. 6.

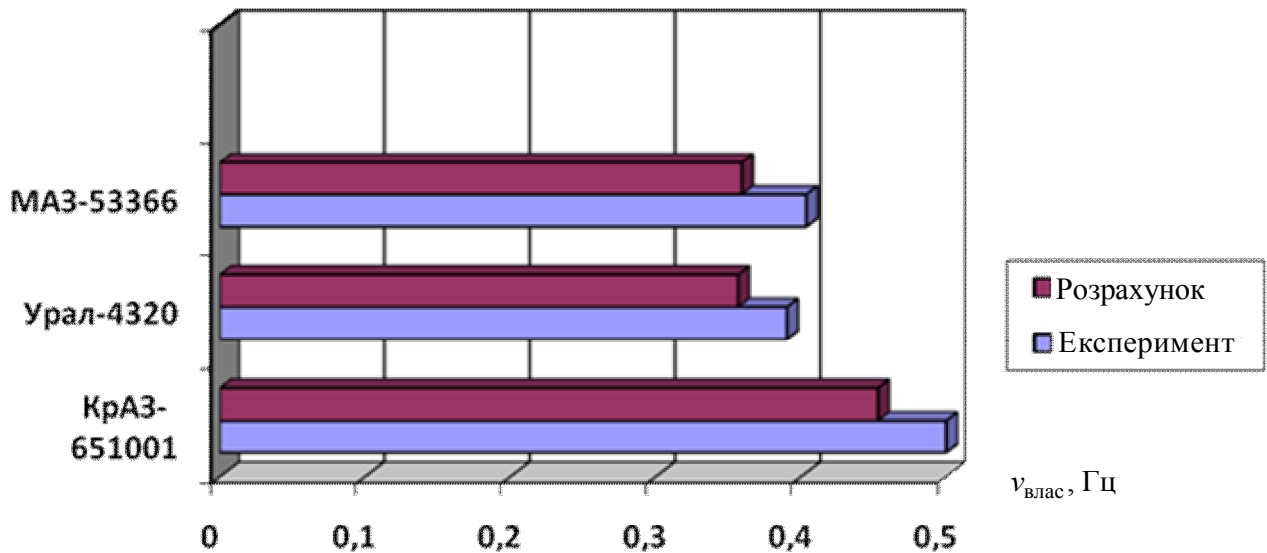


Рисунок 6 – Оцінювання відповідності одержаних розрахункових й експериментальних величин частот власних коливань досліджуваних автомобілів

Розбіжність експериментальних і розрахункових значень пов'язана з власною похибкою чутливих елементів реєстраційно-вимірювального комплексу (до 1 %), і похибкою їх установки. Аналіз показує, що розбіжність δ_v між результатами теоретичних й експериментальних досліджень не перевищує 11 %, що підтверджує достовірність дослідження.

ВИСНОВКИ

1. Проведений аналіз літературних джерел показав, що удосконалення потребує теорія стійкості й керованості автомобіля при сталому русі по прямій і на повороті. У літературі відсутні критерії, що дозволяють кількісно оцінювати повертуваність вантажних автомобілів, що мають низькі показники керованості.

2. Запропонований новий показник – частота власних коливань автомобіля в площині дороги може служити критерієм його стійкості й керованості. Проведені, на прикладі автомобіля Урал-4320, теоретичні дослідження показали, що частота власних коливань у площині дороги може сягати 0,7 Гц (найбільшої частоти вимушених коливань, створюваних водієм на рульовому колесі), що

призводить до появи резонансу і зсуву коливань по фазі на 180° , отже до – порушення керованості і стійкості машини.

3. Оптимальними значеннями щодо забезпечення керованості і стійкості спорядженого автомобіля Урал-4320 при сталому прямолінійному русі є значення сумарної бічної жорсткості шин $C_{y_1} = C_{y_2} = 4,584 \times 10^4$ Н/м. Для повністю навантаженого автомобіля Урал-4320 вказані значення складають $C_{y_1} = C_{y_2} = 9,293 \times 10^4$ Н/м.

4. При $v_{збуд}^{max} < v_{влас}$ оцінювання керованості і стійкості автомобіля можна здійснювати за допомогою коефіцієнта динамічності, що є відношенням амплітуди вимушених коливань до статичного повороту системи при амплітудному значенні крутного моменту рівного $M_{пов}$. Забезпечення нейтральної повертуваності автомобіля шляхом регулювання співвідношення сумарних бічних жорсткостей шин передніх і задніх коліс дозволяє зменшити коефіцієнт динамічності при $v_{збуд}^{max} < v_{влас}$. Регулювання вказаного співвідношення можливо здійснювати за рахунок зміни внутрішнього тиску повітря в шинах передніх і задніх коліс.

5. Для автомобіля Урал-4320 при $C_{y_1} = 2,2 \cdot 10^5$ Н/м і забезпеченні нейтральної повертуваності ($C_{y_1} / C_{y_2} = b / a$) коефіцієнт динамічності складає 1,185 (у спорядженому стані) і 1,402 – при повному завантаженні. Чим більше відрізняється коефіцієнт динамічності від одиниці, тим гірші стійкість і керованість автомобіля при $v_{збуд}^{max} < v_{влас}$.

6. Одержані математичні моделі дозволяють здійснювати оцінку керованості і стійкості автомобілів, що рухаються прямолінійно, при малих коливальних відхиленнях направляючих коліс від нейтрального положення. Це дозволило визначити взаємозв'язок між максимальним кутом рискання автомобіля, викликаного дисбалансом і кутовим люфтом направляючих коліс вантажного автомобіля, та максимально допустимим значенням вказаного дисбалансу.

При існуючих нормативних значеннях дисбалансу направляючих коліс вантажних автомобілів у межах 0,030–0,045 кг·м, величина максимального кута рискання складає 2–3°.

7. Зміна кривизни ΔK траєкторії руху автомобіля при повороті, обумовлена бічною еластичністю шин, може служити критерієм кількісного оцінювання ступеня повертуваності автомобіля. При нульовому значенні ΔK автомобіль має нейтральну повертуваність; при $\Delta K > 0$ – надмірну, а при $\Delta K < 0$ – недостатню. Одержані залежності дозволили визначити, що із збільшенням середнього кута $\bar{\alpha}$ повороту направляючих коліс відбувається зменшення ступеня повертуваності автомобіля. Автомобілі, що володіють нейтральною повертуваністю, при русі по прямій набувають недостатню повертуваність при збільшенні кутів повороту направляючих коліс. Тривісні вантажні автомобілі із здвоєними шинами ведучих

мостів балансирувального візка володіють недостатньою повертуністю при всіх реальних положеннях центру мас. Абсолютне значення параметра ΔK в даному випадку відносно велике. У цьому випадку для підвищення стійкості й керованості автомобіля доцільною є установка другого переднього керованого моста.

8. Одержаний вираз для розрахунку власної частоти коливань автомобіля в площині дороги при сталому повороті, дозволив визначити, що із зростанням середнього кута повороту направляючих коліс, за інших рівних умов, відбувається зменшення власної частоти коливань. Це значить, що при русі автомобіля на сталому повороті небезпека втрати стійкості й керованості зростає в порівнянні із сталим прямолінійним рухом.

9. Результати експериментальних досліджень дозволили підтвердити можливість використання власної частоти коливань автомобіля в площині дороги як критерій його стійкості і керованості. Вказана частота для автомобілів у спорядженому стані складає:

- 0,50 Гц – для автомобіля КрАЗ;
- 0,40 Гц – для автомобіля МАЗ-53366;
- 0,39 Гц – для автомобіля Урал-4320

що менше 0,7 Гц і свідчить про недостатню стійкість і керованість вказаних автомобілів.

Розбіжність між результатами теоретичного й експериментального визначення власної частоти коливань автомобілів у площині дороги не перевищує 11 %.

10. Методика оцінювання керованості технологічного автомобіля використовується Шебелинським ОТТ і СТБУ «Укрбургаз» при проведенні технічного обслуговування і ремонту технологічного автотранспорту.

Рекомендації по підвищенню керованості спеціалізованого рухомого складу використовуються ПАО «Азовобщемаш» при розробці нових конструкцій машин.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Гацько В.И. Влияние конструктивных параметров на устойчивость и управляемость автомобиля при установившемся прямолинейном движении / В.И. Гацько // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. Науковий журнал. – Луганськ, 2013. – № 15 (204). – Частина 2. – С. 254–259.

2. Метрологічне забезпечення динамічних випробувань тягово-транспортних машин / В.І. Гацько, М.А. Подригало, А.І. Коробко, Д.М. Клец // Тракторна енергетика в рослинництві. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. – 2009. – Вип. 89. – С. 87–99.

3. Підвищення точності вимірювання параметрів руху автомобілів у процесі динамічних випробувань / В. Гацько, М. Подригало, А. Коробко,

Д. Клец, О. Назарько // Метрологія та прилади. Науково-виробничий журнал. – 2010. – № 3. – С. 49–52.

4. Гацько В.И. Оценка управляемости автомобиля с помощью передаточных функций / В.И. Гацько, М.А. Подригало, Д.М. Клец // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь, 2011. – Вип. 11, Т. 2. – С. 257–260.

5. Подригало М.А. Оценка управляемости трехосного грузового автомобиля Урал 4320 при прямолинейном движении / М.А. Подригало, Д.М. Клец, В.И. Гацько, М.В. Тутов // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. Технические науки. – Симферополь : НИЦ КИПУ, 2011. – Вып. 27. – С. 59–64.

6. Гацько В.И. Управляемость колесных машин при установившемся движении / В.И. Гацько, М.А. Подригало, Д.М. Клец // Автомобильный транспорт. Сборник научных трудов. – Харьков : Изд-во ХНАДУ, 2011. – Вып. 29. – С. 117–125.

7. Гацько В.И. Взаимосвязь свойств устойчивости и управляемости автомобиля / В.И. Гацько, М.А. Подригало, Д.М. Клец // Вісник СевНТУ. Збірник наукових праць. Серія: Машиноприладобудування та транспорт. – Севастополь, 2012. – Вип. 134. – С. 28–31.

8. Гацько В.И. Оценка управляемости грузового автомобиля при малых колебательных отклонениях управляемых колес от нейтрального положения / В.И. Гацько, М.А. Подригало, Д.М. Клец // Механізація сільськогосподарського виробництва. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. Технічні науки. – Харків, 2012. – Вип. 124, Т. 2. – С. 95–103.

9. Гацько В.И. Обеспечение управляемости и устойчивости автомобиля при установившемся движении / В.И. Гацько, М.А. Подригало, Д.М. Клец // Вестник ХНАДУ. Сборник научных трудов. – Харьков : Изд-во ХНАДУ, 2013. – Вып. 60. – С. 42–48.

10. Гацько В.И. Оценка управляемости и устойчивости многоосных автомобилей при установившемся прямолинейном движении / В.И. Гацько, М.А. Подригало, Д.М. Клец, В.Н. Плетнев // Вісник СевНТУ. Збірник наукових праць. Серія: Машиноприладобудування та транспорт. – Севастополь, 2013. – Вип. 143. – С. 41–44.

11. Подригало М.А. Оценка устойчивости и управляемости автомобилей по собственной частоте его колебаний в плоскости дороги / М.А. Подригало, Д.М. Клец, В.И. Гацько // Автомобильная промышленность. – М., 2014 – № 5. – С. 29–33.

12. Подригало М.А. Забезпечення керованості та стійкості мобільних машин при усталеному русі / М.А. Подригало, М.П. Артёмов, Д.М. Клец, В.И. Гацько // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. Технические науки. – Симферополь : НИЦ КИПУ, 2014. – Вып. 43. – С. 22–25.

13. Подригало М.А. Влияние дисбаланса и окружного люфта направляющих колес на устойчивость и управляемость грузовых автомобилей / М. А. Подригало, Д. М. Клец, А. И. Коробко, В. И. Гацько // Вісник СевНТУ. Збірник наукових праць. Серія: Машиноприладобудування та транспорт. – Севастополь, 2014. – № 152/2014. – С. 69–73.

14. Гацько В.И. Количественная оценка поворачиваемости автомобилей / В.И. Гацько, М.А. Подригало, А.А. Бобошко, Д.М. Клец // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. Технические науки. – Симферополь: НИЦ КИПУ, 2011. – Вып. 27. – С. 65–69.

15. Пат. 87396 на корисну модель України МПК G01M17/02 (2006.01). Пристосування для визначення бічної твердості шин / С.А. Февантов, А.У. Абдулгасіс, В.І. Гацько, М.А. Подригало, У.А. Абдулгасіс, Д.М. Клец; власники: Февантов С.А., Абдулгасіс А.У., Гацько В.І., Подригало М.А., Абдулгасіс У.А., Клец Д.М. – № u201308616; заявл. 09.07.2013; опубл. 10.02.2014, Бюл. № 3 / 2014.

16. Гацько В.І. Забезпечення керованості та стійкості автомобілів при установленому русі / В. І. Гацько, М.А. Подригало, Д.М. Клец // Новітні технології – для захисту повітряного простору: дев'ята наук. конф. ХУПС ім. Івана Кожедуба, 17-18 квітня 2013 р. : тези доповідей. – Х., 2013. – С. 240.

17. Гацько В.И. Управляемость колесных машин при установившемся движении / В.И. Гацько, М.А. Подригало, Д.М. Клец // Новітні технології – для захисту повітряного простору: восьма наук. конф. ХУПС ім. Івана Кожедуба, 18–19 квітня 2012 р. : тези доповідей. – Х., 2012. – С. 216.

18. Гацько В.И. Применение передаточных функций для оценки управляемости автомобиля / В.И. Гацько, М.А. Подригало, Д.М. Клец // Транспорт, экология – устойчивое развитие: XVII науч.-техн. конф. с междунар. участием, 19–21 мая 2011 г. : сб. докл. – Варна, 2011. – С. 250–254.

19. Подригало М. А. Оцінка стійкості та керованості багатовісних автомобілів / Подригало М. А., Клец Д. М., Гацько В. І., Плетньов В. М. // Наукове забезпечення службово-бойової діяльності внутрішніх військ МВС України : V науково-практична конференція Академії внутрішніх військ МВС України, 28 березня 2013 р. : Секція 2 «Актуальні проблеми технічного забезпечення службово-бойової діяльності сил охорони правопорядку» : тези доповідей. – Х., 2013. – С. 9697.

АНОТАЦІЯ

Гацько В.І. Вплив експлуатаційних факторів на керованість вантажного автомобіля при установленому русі – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.00.20 – експлуатація та ремонт засобів транспорту. Харківський національний автомобільно-дорожній університет Міністерства освіти і науки України, Харків, 2015.

Дисертація присвячена питанням поліпшення керованості та стійкості вантажних автомобілів при усталеному русі шляхом раціонального регулювання бічної жорсткості шин за рахунок зміни в них внутрішнього тиску повітря.

У роботі отримані нові рішення актуальних завдань визначення керованості автомобіля при усталеному русі по прямій і на повороті. Отримані нові критерії керованості, стійкості руху та повертуваності автомобілів. Це дозволило визначити шляхи покращення показників цих властивостей.

Проведено експериментальну перевірку теоретичних положень, що стосується частоти власних коливань автомобіля Урал-4320 у площині дороги.

Отримані результати використовуються Шебелинським ОТТ і СТБУ «Укрбургаз» при проведенні технічного обслуговування та ремонті технологічного автотранспорту і ПАО «Азовобщемаш» при розробці нових конструкцій машин.

Ключові слова: керованість та стійкість автомобіля, частота власних коливань, повертуваність автомобіля, дисбаланс спрямовуючих коліс.

АННОТАЦИЯ

Гацько В.И. Влияние эксплуатационных факторов на управляемость грузового автомобиля при установившемся движении – На правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.22.20 – эксплуатация и ремонт средств транспорта. – Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет Министерства образования и науки Украины, Харьков, 2015.

Диссертация посвящена вопросам улучшения управляемости и устойчивости грузовых автомобилей при установившемся движении путем рационального регулирования боковой жесткости шин за счет изменения в них внутреннего давления воздуха.

В работе рассмотрены параметры и показатели устойчивости и управляемости грузовых автомобилей при установившемся движении по прямой и на повороте. Предложены новые критерии для оценки устойчивости, управляемости и поворачиваемости автомобилей.

Для оценки поворачиваемости автомобиля предложен новый критерий – дополнительная кривизна траектории движения, обусловленная боковой эластичностью шин.

Для оценки управляемости и устойчивости автомобиля при установившемся движении предложен новый критерий – частота собственных (свободных) колебаний машины в плоскости дороги.

Исследовано влияние дисбаланса направляющих колес при наличии их окружного люфта на амплитуду угла расстояния автомобиля при установившемся прямолинейном движении. Определен максимально допустимый дисбаланс одного направляющего колеса при заданном максимальном угле рыскания автомобиля.

Полученные результаты позволили наметить пути улучшения показателей устойчивости и управляемости грузовых автомобилей при установившемся движении.

Проведена экспериментальная проверка теоретических положений, касающихся определения частоты собственных колебаний грузового автомобиля Урал-4320 в плоскости дороги.

Полученные результаты используются Шебелинским ОТТ и СТБУ «Укрбургаз» при проведении технического обслуживания и ремонта технологического автотранспорта и ПАО «Азовобщемаш» при разработке новых конструкций машин.

Ключевые слова: управляемость и устойчивость движения автомобиля, частота собственных колебаний, поворачиваемость автомобиля, дисбаланс направляющих колес.

ABSTRACT

V. Hatsko. Effect of operational factors on controllability of the auto truck at steady motion. Manuscript.

Dissertation for competition of the academic degree of candidate of engineering sciences on specialty 05.22.20 – Maintenance and repair of vehicles. Kharkiv National Automobile and Highway University of the Ministry of Education and Science of Ukraine, Kharkiv, 2015.

The dissertation deals with issues concerning the improvement of controllability and stability of auto trucks at steady movement through rational regulation of lateral stiffness of tires by changing the internal air pressure.

New solutions to pressing problems in determining the vehicle drivability at steady motion in a straight line and at cornering are obtained. The new criteria of vehicle drivability, stability and maneuverability are available. It made possible to identify the ways for improving the performance of these properties.

An experimental verification of theoretical positions regarding the natural oscillation frequency of the auto truck Ural-4320 in the plane of the road is carried out.

The results obtained are used by Shebelinsk OTT and STBU «Ukrburhaz» when carrying out maintenance and repair of technological motor vehicles and by PJSC «Azovobshemash» in the development of new designs of vehicles.

Key words: vehicle controllability and stability, frequency of natural oscillations, vehicle manoeuvrability, front wheels imbalance.