

Д. М. КЛЕЦ, Є. О. ДУБІНІН, Є. С. ПЕЛИПЕНКО, В. Ю. БАЙДАЛА

ВИЗНАЧЕННЯ ПАРЦІАЛЬНИХ ПРИСКОРЕНЬ ДВОВІСНОЇ МАШИНИ З УСІМА КЕРОВАНИМИ КОЛЕСАМИ

Запропонований спосіб дозволяє оцінити керованість автомобіля з урахуванням або без урахування відведення, з різними типами ведучих коліс і різними керованими колесами з використанням парціальних прискорень. Визначення бічних та тангенціальних реакцій на автомобільну шину при повороті дозволяє більш точно оцінити маневреність, стійкість і керованість автомобіля. Визначення сумарних і часткових кутових прискорень транспортного засобу при його повертанні з урахуванням або без урахування відведення дозволяє розробити алгоритм поліпшення роботи транспортних засобів з різними типами шин. Використання різних способів керування транспортним засобом ускладнює процес проектування та управління машиною, змінюючи характеристики переміщення машин під час застосування пристроїв блокування. Рівняння обертального руху передньопривідних транспортних засобів і повнопривідних машин при криволінійному русі без відведення є однаковими. З'явлення нових способів виконання маневрів, таких як поворот з усіма ведучими колесами (4WS), вимагає дослідження траєкторії руху, стійкості і керованості машин при заданому маневруванні. Метод парціальних прискорень дозволяє виконувати оцінку керованості транспортних засобів з різними типами приводів (передньо-, задньо- та повнопривідних) та з різними керованими колесами. Визначення бокових реакцій на колесах транспортного засобу при повороті дозволяє більш точно виконувати оцінку поворотливості, стійкості та керованості транспортних засобів.

Ключові слова: автомобіль, усі керовані колеса, стійкість, керованість, парціальні прискорення.

Д. М. КЛЕЦ, Е.А. ДУБИНИН, Е. С. ПЕЛИПЕНКО, В.Ю. БАЙДАЛА

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРЦИАЛЬНЫХ УСКОРЕНИЙ ДВУХОСНОЙ МАШИНЫ СО ВСЕМИ УПРАВЛЯЕМЫМИ КОЛЕСАМИ

Предложенный способ позволяет оценить управляемость автомобиля с учетом или без учета увода, с различными типами ведущих колес и различными управляемыми колесами с использованием парциальных ускорений. Определение боковых и тангенциальных реакций на автомобильную шину при повороте позволяет более точно оценить маневренность, устойчивость и управляемость автомобиля. Определение суммарных и частичных угловых ускорений транспортного средства при его повороте с учетом или без учета увода позволяет разработать алгоритм улучшения работы транспортных средств с разными типами шин. Использование различных способов управления транспортным средством усложняет процесс проектирования и управления машиной, изменяя характеристики перемещения машин при применении устройств блокировки. Зависимости для оценки динамики вращательного движения переднеприводных транспортных средств и полноприводных машин при движении по кривой без увода одинаковы. Появление новых способов выполнения маневров, таких как движение со всеми ведущими колесами (4WS), требует исследования траектории движения, устойчивости и управляемости машин при заданном маневрировании. Метод парциальных ускорений позволяет выполнять оценку управляемости транспортных средств с различными типами приводов (передне-, задне- и полноприводных) и с различными управляемыми колесами. Определение боковых реакций на колесах транспортного средства при повороте позволяет более точно выполнять оценку поворотливости, устойчивости и управляемости транспортных средств.

Ключевые слова: автомобиль, все управляемые колеса, устойчивость, управляемость, парциальные ускорения

D. KLETS, Y. DUBININ, Y. PELYPENKO, V. BAIDALA

DETERMINATION OF THE PARTIAL ACCELERATION OF A TWO-AXLE VEHICLE WITH ALL-HANDLED WHEELS

The proposed method allows evaluating an automobile handling with or without accounting withdrawal, with various types of drive wheels and various steering wheels using partial acceleration. Determination of lateral and tangential reactions on automobile tire while turning in view tire slip allows more accurate evaluating of automobile maneuverability, stability and handling. Determination of vehicle total and partial angular accelerations during its driving into rotation with

and without accounting withdrawal allows developing an vehicles handling improving algorithm with different tire types. Using of different ways in vehicle managing is complicating associated with machine design and control process by machine handling characteristics changing during applying the locking devices. The equations of front-wheel drive vehicles and all-wheel drive vehicles rotational motion when driving on curves without removal are the same. Appearance of new ways to perform maneuvers such as turning movement with all the drive wheels (4WS), requires researching of movement trajectory, stability and handling of machines during specified maneuvering. The partial acceleration method allows the assessment of the controllability of vehicles with different types of drives (front-, rear - and all-wheel drive) and with different steerable wheels. The determination of lateral reactions on the wheels of the vehicle when turning allows for a more accurate assessment of the agility, stability and handling of vehicles.

Key words: automobile, all handled wheels, stability, handling, partial acceleration.

Вступ. Управління автомобілем у системі «водій-автомобіль-дорожнє середовище» можна розглядати як процес організації впливів, відповідних алгоритму управління. Забезпечення стійкості є однією з основних проблем теорії управління технічними системами. Стійкість в процесі управління автомобілем є однією зі складових властивостей більш загальної властивості – керованості [1]. Якщо технічна система є розімкненою, то для забезпечення її стійкості при дії збуджень використовується тільки керуючий вплив. Керованість будь-якого об'єкту характеризує його здатність адекватно реагувати на дії. Керуючий вплив викликає перехідний процес з одного стану рівноваги об'єкта управління в інший. Для механічних систем, до яких відносяться мобільні машини, перехідний процес супроводжується зміною швидкісного режиму руху. Прискорення, які викликаються при цьому, характеризують не тільки керованість системи, але і зміну в часі технічного стану, зумовленого нестабільністю параметрів [2, 3]. Тому виникає задача визначення взаємозв'язку керованості і технічного стану об'єкта управління.

Аналіз останніх досягнень та публікацій. Ідея методу парціальних прискорень належить групі вчених м. Харкова: Артёмов М.П., Лебедев А.Т., Подригало М.А., та ін. [4]. Основою ідеї був принцип Германа-Д'Аламбера-Ейлера, відомий в механіці як принцип кінетостатики або принцип квазістатичної рівноваги. Ідея Д'Аламбера полягала в тому, щоб привести рівняння динаміки до більш простих рівнянь статички. Мовою математики це означає приведення змішаної системи векторів (прискорень і сил) в однорідний векторний простір сил. Такий підхід дозволив в інженерній практиці значно спростити силовий аналіз складних механізмів. Однак багато авторів, забуваючи, що зазначений принцип всього лише математичний прийом і фізичного сенсу не має [5], здійснюють грубі помилки при дослідженні динаміки машин. Наприклад, представляють фіктивну реактивну силу інерції рушійною.

Якщо принцип Д'Аламбера зручний при проведенні теоретичних досліджень, то метод парціальних прискорень зручний при проведенні експериментальних досліджень і подальшої обробки їх результатів і узагальнень.

Мета та постановка задачі дослідження. Метою дослідження є визначення парціальних прискорень двовісних машин з усіма керованими колесами з приводом на передню, задню та обидві вісі.

Основний матеріал та результати дослідження. Рівняння плоскопаралельного руху задньопривідного ТЗ за відсутності бокового відводу шин і повороті направляючих коліс в одну сторону:

$$\begin{cases} m_a \cdot \frac{d^2 x_1}{dt^2} = -R_{k1} \cdot \cos \bar{\alpha}_1 - R_{\delta 1} \cdot \sin \bar{\alpha}_1 + R_{k2} \cdot \cos \bar{\alpha}_2 - R_{\delta 2} \cdot \sin \bar{\alpha}_2; & (1) \\ m_a \cdot \frac{d^2 y_1}{dt^2} = R_{k1} \cdot \sin \bar{\alpha}_1 - R_{\delta 1} \cdot \cos \bar{\alpha}_1 - R_{k2} \cdot \sin \bar{\alpha}_2 - R_{\delta 2} \cdot \cos \bar{\alpha}_2; & (2) \\ I_{z_c} \cdot \frac{d\omega_z}{dt^2} = a \cdot (R_{\delta 1} \cdot \cos \bar{\alpha}_1 - R_{k1} \cdot \sin \bar{\alpha}_1) - b \cdot (R_{k2} \sin \bar{\alpha}_2 + R_{\delta 2} \cdot \cos \bar{\alpha}_2). & (3) \end{cases}$$

Сумарні бокові реакції на колесах передньої та задньої вісей задньопривідного ТЗ за відсутності бокового відводу шин:

$$R_{\delta 1} = R_{k1} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha}_1 + m \sec \bar{\alpha}_1 \left(\left(\frac{i_z^2 + b^2}{L^2} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha}_1 - \frac{i_z^2 - a \cdot b}{L^2} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha}_2 \right) \times \right. \\ \left. \times \left(\frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1} \cdot \frac{\sec^2 \bar{\alpha}_1 \frac{d\bar{\alpha}_1}{dt} - \sec^2 \bar{\alpha}_2 \frac{d\bar{\alpha}_2}{dt}}{\operatorname{tg} \bar{\alpha}_1 - \operatorname{tg} \bar{\alpha}_2} \right) + \frac{b}{L^2} \cdot V_{x1}^2 \cdot (\operatorname{tg} \bar{\alpha}_1 - \operatorname{tg} \bar{\alpha}_2) \right); \quad (4)$$

$$R_{\delta 2} = -R_{k2} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha}_2 + m \sec \bar{\alpha}_2 \left(\left(\frac{a \cdot b - i_z^2}{L^2} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha}_1 + \frac{i_z^2 - a^2}{L^2} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha}_2 \right) \times \right. \\ \left. \times \left(\frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1} \cdot \frac{\sec^2 \bar{\alpha}_1 \frac{d\bar{\alpha}_1}{dt} - \sec^2 \bar{\alpha}_2 \frac{d\bar{\alpha}_2}{dt}}{\operatorname{tg} \bar{\alpha}_1 - \operatorname{tg} \bar{\alpha}_2} \right) + \frac{a}{L^2} \cdot V_{x1}^2 \cdot (\operatorname{tg} \bar{\alpha}_1 - \operatorname{tg} \bar{\alpha}_2) \right). \quad (5)$$

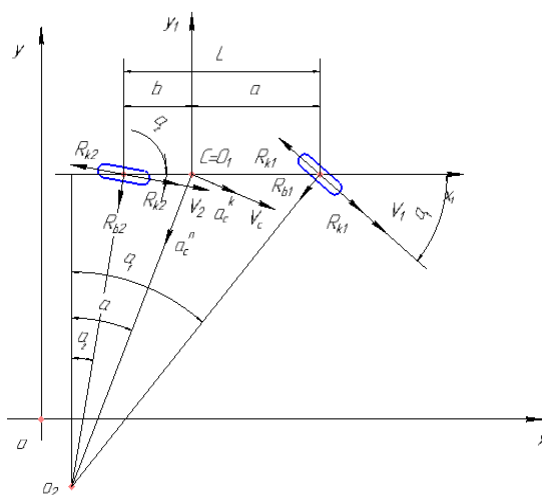


Рис. 1. Схема сил, які діють на автомобіль з усіма керованими колесами при повороті їх в одну сторону

З рівняння (3) одержимо рівняння парціальних – прискорень шляхом розділу лівої та правої частин на I_{zc} .

$$\dot{\omega}_z = \frac{a \cdot R_{\delta 1} \cdot \cos \bar{\alpha}_1}{I_{zc}} - \frac{a \cdot R_{k1} \cdot \sin \bar{\alpha}_1 + b \cdot R_{k2} \cdot \sin \bar{\alpha}_2 + b \cdot R_{\delta 2} \cdot \cos \bar{\alpha}_2}{I_{zc}} = \dot{\omega}_{знов}^{парц} - \dot{\omega}_{зсобр}^{парц} \quad (6)$$

звідки

$$\dot{\omega}_{знов}^{парц} = \frac{a \cdot R_{\delta 1} \cdot \cos \bar{\alpha}_1}{I_{zc}}, \quad (7)$$

$$\dot{\omega}_{зсобр}^{парц} = \frac{a \cdot R_{k1} \cdot \sin \bar{\alpha}_1 + b \cdot R_{k2} \cdot \sin \bar{\alpha}_2 + b \cdot R_{\delta 2} \cdot \cos \bar{\alpha}_2}{I_{zc}}. \quad (8)$$

Визначимо парціальне прискорення $\dot{\omega}_{зпов}^{парц}$ та $\dot{\omega}_{зсопр}^{парц}$, для цього підставимо їх в рівняння (7) та (8).

$$\dot{\omega}_{зпов}^{парц} = \frac{a}{i_z^2} \left\{ \left[G \cdot b - \left(m_a \cdot \frac{dV_{x1}}{dt} + k \cdot F \cdot V_{x1}^2 \right) \cdot (h - r_\delta) \right] \cdot \frac{f \sin \bar{\alpha}_1}{L \cdot m_a} + \frac{b}{L_2} \cdot V_{x1}^2 (tg \bar{\alpha}_1 - tg \bar{\alpha}_2) \right\} + \left(\frac{i_z^2 + b^2}{L^2} \cdot tg \bar{\alpha}_1 - \frac{i_z^2 - ab}{L^2} \cdot tg \bar{\alpha}_2 \right) \cdot \left(\frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1} \cdot \frac{\sec^2 \bar{\alpha}_1 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_1}{dt} - \sec^2 \bar{\alpha}_2 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_2}{dt}}{tg \bar{\alpha}_1 - tg \bar{\alpha}_2} \right) \cdot \frac{a}{i_z^2}; \quad (9)$$

$$\dot{\omega}_{зсопр}^{парц} = \frac{a}{i_z^2} \left\{ \left[G \cdot b - \left(m_a \cdot \frac{dV_{x1}}{dt} + k \cdot F \cdot V_{x1}^2 \right) \cdot (h - r_\delta) \right] \cdot \frac{f \sin \bar{\alpha}_1}{L \cdot m_a} + \frac{b}{L_2} \cdot V_{x1}^2 (tg \bar{\alpha}_1 - tg \bar{\alpha}_2) \right\} + \left(\frac{a \cdot b - i_z^2}{L^2} \cdot tg \bar{\alpha}_1 - \frac{i_z^2 + a^2}{L^2} \cdot tg \bar{\alpha}_2 \right) \cdot \left(\frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1} \cdot \frac{\sec^2 \bar{\alpha}_1 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_1}{dt} - \sec^2 \bar{\alpha}_2 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_2}{dt}}{tg \bar{\alpha}_1 - tg \bar{\alpha}_2} \right) \cdot \frac{b}{i_z^2}; \quad (10)$$

Співвідношення, яке приведене нижче, дає можливість на етапі проектування та випробувань оцінити керованість задньопривідного автомобіля за парціальними кутовими прискореннями.

$$\dot{\omega}_z = \frac{dV_{x1}}{dt} \cdot (tg \bar{\alpha}_1 - tg \bar{\alpha}_2) + V_{x1} \cdot \left(\sec^2 \bar{\alpha}_1 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_1}{dt} - \sec^2 \bar{\alpha}_2 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_2}{dt} \right). \quad (11)$$

Рівняння плоскопаралельного руху повнопривідного ТЗ за відсутності бокового відводу шин та повороті направляючих коліс в одну сторону:

$$\begin{cases} m_a \cdot \frac{d^2 x_1}{dt^2} = R_{k1} \cdot \cos \bar{\alpha}_1 - R_{\delta 1} \cdot \sin \bar{\alpha}_1 + R_{k2} \cdot \cos \bar{\alpha}_2 - R_{\delta 2} \cdot \sin \bar{\alpha}_2; \end{cases} \quad (12)$$

$$\begin{cases} m_a \cdot \frac{d^2 y_1}{dt^2} = -R_{k1} \cdot \sin \bar{\alpha}_1 - R_{\delta 1} \cdot \cos \bar{\alpha}_1 - R_{k2} \cdot \sin \bar{\alpha}_2 - R_{\delta 2} \cdot \cos \bar{\alpha}_2; \end{cases} \quad (13)$$

$$\begin{cases} I_{z_c} \cdot \frac{d\omega_z}{dt^2} = a \cdot (R_{\delta 1} \cdot \cos \bar{\alpha}_1 + R_{k1} \cdot \sin \bar{\alpha}_1) - b \cdot (R_{k2} \cdot \sin \bar{\alpha}_2 + R_{\delta 2} \cdot \cos \bar{\alpha}_2). \end{cases} \quad (14)$$

Сумарна бокова реакція на колесах передньої вісі повнопривідного автомобіля за відсутності бокового відводу шин визначається з виразу[2].

$$R_{\delta 1} = -R_{k1} \cdot tg \bar{\alpha}_1 + m \cdot \sec \bar{\alpha}_1 \left(\left(\frac{i_z^2 + b^2}{L^2} \cdot tg \bar{\alpha}_1 - \frac{i_z^2 - a \cdot b}{L^2} \cdot tg \bar{\alpha}_2 \right) \times \left(\frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1} \cdot \frac{\sec^2 \bar{\alpha}_1 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_1}{dt} - \sec^2 \bar{\alpha}_2 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_2}{dt}}{tg \bar{\alpha}_1 - tg \bar{\alpha}_2} \right) + \frac{b}{L^2} \cdot V_{x1}^2 \cdot (tg \bar{\alpha}_1 - tg \bar{\alpha}_2) \right). \quad (15)$$

З рівняння (14) отримаємо рівняння парціальних прискорень шляхом розділу лівої та правої частин на I_{zc} .

$$\dot{\omega}_z = \frac{a \cdot R_{\delta 1} \cdot \cos \bar{\alpha}_1}{I_{zc}} - \frac{b \cdot R_{k 2} \cdot \sin \bar{\alpha}_2 + b \cdot R_{\delta 2} \cdot \cos \bar{\alpha}_2}{I_{zc}} = \dot{\omega}_{zнов}^{парц} - \dot{\omega}_{zсспр}^{парц} \quad (16)$$

$$\dot{\omega}_{zнов}^{парц} = \frac{a \cdot R_{\delta 1} \cdot \cos \bar{\alpha}_1 + a \cdot R_{k 1} \cdot \sin \bar{\alpha}_1}{I_{zc}}, \quad (17)$$

$$\dot{\omega}_{zсспр}^{парц} = \frac{b \cdot R_{k 2} \cdot \sin \bar{\alpha}_2 + b \cdot R_{\delta 2} \cdot \cos \bar{\alpha}_2}{I_{zc}}. \quad (18)$$

Визначимо парціальні прискорення $\dot{\omega}_{знов}^{парц}$ та $\dot{\omega}_{зсспр}^{парц}$.

$$\begin{aligned} \dot{\omega}_{знов}^{парц} &= \frac{a}{i_z^2} \cdot \left(\frac{i_z^2 + b^2}{L^2} \cdot tg \bar{\alpha}_1 - \frac{i_z^2 - a \cdot b}{L^2} \cdot tg \bar{\alpha}_2 \right) \times \\ &\times \left(\frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1} \cdot \frac{\sec^2 \bar{\alpha}_1 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_1}{dt} - \sec^2 \bar{\alpha}_2 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_2}{dt}}{tg \bar{\alpha}_1 - tg \bar{\alpha}_2} \right) + \frac{b}{L^2} \cdot \frac{a}{i_z^2} \cdot V_{x1}^2 \cdot (tg \bar{\alpha}_1 - tg \bar{\alpha}_2); \end{aligned} \quad (19)$$

$$\begin{aligned} \dot{\omega}_{знов}^{парц} &= \frac{b}{i_z^2} \cdot \left(\frac{a \cdot b - i_z^2}{L^2} \cdot tg \bar{\alpha}_1 + \frac{i_z^2 + a^2}{L^2} \cdot tg \bar{\alpha}_2 \right) \times \\ &\times \left(\frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1} \cdot \frac{\sec^2 \bar{\alpha}_1 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_1}{dt} - \sec^2 \bar{\alpha}_2 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_2}{dt}}{tg \bar{\alpha}_1 - tg \bar{\alpha}_2} \right) + \frac{a}{L^2} \cdot \frac{b}{i_z^2} \cdot V_{x1}^2 \cdot (tg \bar{\alpha}_1 - tg \bar{\alpha}_2). \end{aligned} \quad (20)$$

Рівняння плоскопаралельного руху передньопривідного автомобіля за відсутності бокового відводу шин (при повороті направляючих коліс в одну сторону):

$$\left\{ \begin{aligned} m_a \cdot \frac{d^2 x_1}{dt^2} &= R_{k1} \cdot \cos \bar{\alpha}_1 - R_{\delta 1} \cdot \sin \bar{\alpha}_1 - R_{k2} \cdot \cos \bar{\alpha}_2 - R_{\delta 2} \cdot \sin \bar{\alpha}_2; \\ m_a \cdot \frac{d^2 y_1}{dt^2} &= -R_{k1} \cdot \sin \bar{\alpha}_1 - R_{\delta 1} \cdot \cos \bar{\alpha}_1 + R_{k2} \cdot \sin \bar{\alpha}_2 - R_{\delta 2} \cdot \cos \bar{\alpha}_2; \\ I_{zc} \cdot \frac{d\omega_z}{dt^2} &= a \cdot (R_{\delta 1} \cdot \cos \bar{\alpha}_1 + R_{k1} \cdot \sin \bar{\alpha}_1) + b \cdot (R_{k2} \sin \bar{\alpha}_2 - R_{\delta 2} \cdot \cos \bar{\alpha}_2). \end{aligned} \right. \quad (21)$$

Сумарна бокова реакція на колесах задньої вісі передньопривідного автомобіля за відсутності бокового уводу шин визначається з виразу:

$$R_{\delta 2} = R_{k2} \cdot tg \bar{\alpha}_2 + m \cdot \sec \bar{\alpha}_2 \cdot \left(\left(\frac{a \cdot b - i_z^2}{L^2} \cdot tg \bar{\alpha}_1 + \frac{i_z^2 + a^2}{L^2} \cdot tg \bar{\alpha}_2 \right) \right) \quad (24)$$

З рівняння (23) отримаємо рівняння парціальних прискорень шляхом розділу лівої та правої частин на I_{zc} .

$$\dot{\omega}_z = \frac{a \cdot R_{\delta 1} \cdot \cos \bar{\alpha}_1 + a \cdot R_{k1} \cdot \sin \bar{\alpha}_1 + b \cdot R_{k2} \cdot \sin \bar{\alpha}_2}{I_{zc}} - \frac{b \cdot R_{\delta 2} \cdot \cos \bar{\alpha}_2}{I_{zc}} = \dot{\omega}_{зпов}^{парц} - \dot{\omega}_{зсопр}^{парц} \quad (25)$$

звідки визначимо

$$\dot{\omega}_{зпов}^{парц} = \frac{a \cdot R_{\delta 1} \cdot \cos \bar{\alpha}_1 + a \cdot R_{k1} \cdot \sin \bar{\alpha}_1 + b \cdot R_{k2} \cdot \sin \bar{\alpha}_2}{I_{zc}}, \quad (26)$$

$$\dot{\omega}_{зсопр}^{парц} = \frac{b \cdot R_{\delta 2} \cdot \cos \bar{\alpha}_2}{I_{zc}}. \quad (27)$$

Визначимо парціальні прискорення $\dot{\omega}_{зпов}^{парц}$ та $\dot{\omega}_{зсопр}^{парц}$.

$$\dot{\omega}_{зпов}^{парц} = \frac{a}{i_z^2} \cdot \left(\frac{i_z^2 + b^2}{L^2} \cdot tg \bar{\alpha}_1 - \frac{i_z^2 - a \cdot b}{L^2} \cdot tg \bar{\alpha}_2 \right) \times \left(\frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1} \cdot \frac{\sec^2 \bar{\alpha}_1 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_1}{dt} - \sec^2 \bar{\alpha}_2 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_2}{dt}}{tg \bar{\alpha}_1 - tg \bar{\alpha}_2} \right) + \quad (28)$$

$$+ \frac{b}{L^2} \cdot \frac{a}{i_z^2} \cdot V_{x1}^2 \cdot (tg \bar{\alpha}_1 - tg \bar{\alpha}_2) + \left(G \cdot a + \left(m_a \cdot \frac{dV_{x1}}{dt} + k \cdot F \cdot V_{x1}^2 \right) \cdot (h - r_\delta) \right) \cdot \frac{f \cdot b \cdot \sin \bar{\alpha}_2}{L \cdot m_a \cdot i_z^2};$$

$$\dot{\omega}_{зсопр}^{парц} = \frac{b}{i_z^2} \cdot \left(\frac{a \cdot b - i_z^2}{L^2} \cdot tg \bar{\alpha}_1 + \frac{i_z^2 + a^2}{L^2} \cdot tg \bar{\alpha}_2 \right) \left(\frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1} \cdot \frac{\sec^2 \bar{\alpha}_1 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_1}{dt} - \sec^2 \bar{\alpha}_2 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_2}{dt}}{tg \bar{\alpha}_1 - tg \bar{\alpha}_2} \right) + \quad (29)$$

$$+ \frac{a}{L^2} \cdot \frac{b}{i_z^2} \cdot V_{x1}^2 \cdot (tg \bar{\alpha}_1 - tg \bar{\alpha}_2) + \left(G \cdot a + \left(m_a \cdot \frac{dV_{x1}}{dt} + k \cdot F \cdot V_{x1}^2 \right) \cdot (h - r_\delta) \right) \cdot \frac{f \cdot b \cdot \sin \bar{\alpha}_2}{L \cdot m_a \cdot i_z^2}.$$

На рис. 2 приведена схема сил, які діють на автомобіль з усіма напружуваними колесами при повороті їх в різні сторони та представлена картина лінійних швидкостей та прискорень характерних точок.

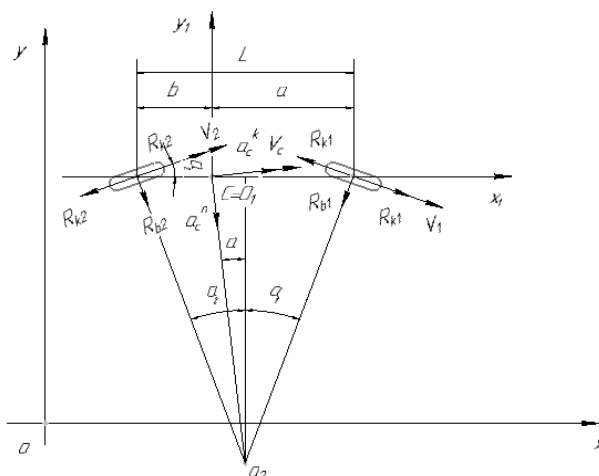


Рис. 2. Схема сил, які діють на автомобіль з усіма керуючими колесами при повороті їх в різні сторони

Рівняння плоскопаралельного руху задньопривідного автомобіля за відсутності бокового виводу шин (при повороті напружуваних коліс в різні сторони):

$$\begin{cases} m_a \cdot \frac{d^2 x_1}{dt^2} = -R_{k1} \cdot \cos \bar{\alpha}_1 - R_{\delta 1} \cdot \sin \bar{\alpha}_1 + R_{k2} \cdot \cos \bar{\alpha}_2 + R_{\delta 2} \cdot \sin \bar{\alpha}_2; \\ m_a \cdot \frac{d^2 y_1}{dt^2} = R_{k1} \cdot \sin \bar{\alpha}_1 - R_{\delta 1} \cdot \cos \bar{\alpha}_1 + R_{k2} \cdot \sin \bar{\alpha}_2 - R_{\delta 2} \cdot \cos \bar{\alpha}_2; \\ I_{zc} \cdot \frac{d\omega_z}{dt^2} = a \cdot (R_{\delta 1} \cdot \cos \bar{\alpha}_1 - R_{k1} \cdot \sin \bar{\alpha}_1) + b \cdot (R_{k2} \cdot \sin \bar{\alpha}_2 - R_{\delta 2} \cdot \cos \bar{\alpha}_2). \end{cases} \quad (30)$$

Сумарні бокові реакції на колесах передньої та задньої вісей задньопривідного автомобіля за відсутності бокового уводу шин визначаються з виразів:

$$R_{\delta 1} = R_{k1} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha}_1 + m \cdot \sec \bar{\alpha}_1 \left(\left(\frac{i_z^2 + b^2}{L^2} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha}_1 + \frac{i_z^2 - a \cdot b}{L^2} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha}_2 \right) \times \right. \\ \left. \times \left(\frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1} \cdot \frac{\sec^2 \bar{\alpha}_1 \frac{d\bar{\alpha}_1}{dt} + \sec^2 \bar{\alpha}_2 \frac{d\bar{\alpha}_2}{dt}}{\operatorname{tg} \bar{\alpha}_1 + \operatorname{tg} \bar{\alpha}_2} \right) + \frac{b}{L^2} \cdot V_{x1}^2 \cdot (\operatorname{tg} \bar{\alpha}_1 + \operatorname{tg} \bar{\alpha}_2) \right); \quad (33)$$

$$R_{\delta 2} = R_{k2} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha}_2 + m \cdot \sec \bar{\alpha}_2 \left(\left(\frac{a \cdot b - i_z^2}{L^2} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha}_1 - \frac{i_z^2 + a^2}{L^2} \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha}_2 \right) \times \right. \\ \left. \times \left(\frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1} \cdot \frac{\sec^2 \bar{\alpha}_1 \frac{d\bar{\alpha}_1}{dt} + \sec^2 \bar{\alpha}_2 \frac{d\bar{\alpha}_2}{dt}}{\operatorname{tg} \bar{\alpha}_1 + \operatorname{tg} \bar{\alpha}_2} \right) + \frac{a}{L^2} \cdot V_{x1}^2 \cdot (\operatorname{tg} \bar{\alpha}_1 + \operatorname{tg} \bar{\alpha}_2) \right). \quad (34)$$

Розділимо ліву та праву частини рівняння (32) на I_{zc}

$$\dot{\omega}_z = \frac{a \cdot R_{\delta 1} \cdot \cos \bar{\alpha}_1 - a \cdot R_{k1} \cdot \sin \bar{\alpha}_1}{I_{zc}} - \frac{b \cdot R_{k2} \cdot \sin \bar{\alpha}_2 - b \cdot R_{\delta 2} \cdot \cos \bar{\alpha}_2}{I_{zc}} = \dot{\omega}_{зпов}^{парц} - \dot{\omega}_{зпов}^{парц}, \quad (35)$$

Звідки

$$\dot{\omega}_{зпов}^{парц} = \frac{a \cdot R_{\delta 1} \cdot \cos \bar{\alpha}_1 - a \cdot R_{k1} \cdot \sin \bar{\alpha}_1}{I_{zc}}, \quad (36)$$

$$\dot{\omega}_{зспр}^{парц} = \frac{-b \cdot R_{k2} \cdot \sin \bar{\alpha}_2 + b \cdot R_{\delta 2} \cdot \cos \bar{\alpha}_2}{I_{zc}}. \quad (37)$$

Сумарна нормальна реакція на колесах задньої вісі:

$$R_{z2} = G \cdot \frac{a}{L} + m_a \cdot \frac{d^2 x_1}{dt^2} \cdot \frac{h - r_{\delta}}{L} + k \cdot F \cdot V_{x1}^2 \cdot \frac{h_w - r_{\delta}}{L} \quad (38)$$

Сумарна дотична реакція на колесах задньої вісі задньопривідного ТЗ визначається приймаючи $h_w = h$.

$$R_{k2} = G \cdot \varphi \cdot \frac{a}{L} + \left(m_a \cdot \frac{dV_{x1}}{dt} + k \cdot F \cdot V_{x1}^2 \right) \cdot \frac{\varphi \cdot (h - r_{\delta})}{L} \quad (39)$$

Визначимо парціальні прискорення $\dot{\omega}_{зпов}^{парц}$ та $\dot{\omega}_{зспр}^{парц}$.

$$\begin{aligned} \dot{\omega}_{знов}^{напу} &= \frac{a}{i_z^2} \cdot \left(\frac{i_z^2 + b^2}{L^2} \cdot tg\bar{\alpha}_1 + \frac{i_z^2 - a \cdot b}{L^2} \cdot tg\bar{\alpha}_2 \right) \left(\frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1} \cdot \frac{\sec^2 \bar{\alpha}_1 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_1}{dt} - \sec^2 \bar{\alpha}_2 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_2}{dt}}{tg\bar{\alpha}_1 + tg\bar{\alpha}_2} \right) + \\ &+ \frac{ab}{Li_z^2} \left(g(f \sin \bar{\alpha}_1 + \varphi \sin \bar{\alpha}_2) + \frac{V_{x1}^2}{L} (tg\bar{\alpha}_1 + tg\bar{\alpha}_2) \right) + \left(\frac{dV_{x1}}{dt} + \frac{kF}{m_a} V_{x1}^2 \right) \frac{h - r_{\delta}}{L \cdot i_z^2} \times \\ &\times (b\varphi \sin \bar{\alpha}_2 - af \sin \bar{\alpha}_1); \end{aligned} \quad (40)$$

$$\begin{aligned} \dot{\omega}_{зсопр}^{напу} &= \frac{b}{i_z^2} \cdot \left(\frac{a \cdot b - i_z^2}{L^2} \cdot tg\bar{\alpha}_1 - \frac{i_z^2 + a^2}{L^2} \cdot tg\bar{\alpha}_2 \right) \left(\frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1} \cdot \frac{\sec^2 \bar{\alpha}_1 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_1}{dt} - \sec^2 \bar{\alpha}_2 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_2}{dt}}{tg\bar{\alpha}_1 + tg\bar{\alpha}_2} \right) + \\ &+ \frac{ab}{Li_z^2} \cdot V_{x1}^2 \left(g(f \sin \bar{\alpha}_1 + \varphi \sin \bar{\alpha}_2) + \frac{V_{x1}^2}{L} (tg\bar{\alpha}_1 + tg\bar{\alpha}_2) \right) + \left(\frac{dV_{x1}}{dt} + \frac{kF}{m_a} V_{x1}^2 \right) \frac{h - r_{\delta}}{L \cdot i_z^2} \times \\ &\times (b\varphi \sin \bar{\alpha}_2 - af \sin \bar{\alpha}_1). \end{aligned} \quad (41)$$

Приведене нижче співвідношення дозволяє на етапі проектування і випробувань оцінити керованість задньопривідного автомобіля за парціальними прискореннями.

$$\dot{\omega}_z = \frac{dV_{x1}}{dt} \cdot (tg\bar{\alpha}_1 + tg\bar{\alpha}_2) + V_{x1} \cdot \left(\sec^2 \bar{\alpha}_1 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_1}{dt} + \sec^2 \bar{\alpha}_2 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_2}{dt} \right). \quad (42)$$

Рівняння плоско паралельного руху повнопривідного ТЗ за відсутності бокового уводу шин та повороті направляючих коліс в різні сторони:

$$\begin{cases} m_a \cdot \frac{d^2 x_1}{dt^2} = R_{k1} \cdot \cos \bar{\alpha}_1 - R_{\delta 1} \cdot \sin \bar{\alpha}_1 + R_{k2} \cdot \cos \bar{\alpha}_2 + R_{\delta 2} \cdot \sin \bar{\alpha}_2; \end{cases} \quad (43)$$

$$\begin{cases} m_a \cdot \frac{d^2 y_1}{dt^2} = -R_{k1} \cdot \sin \bar{\alpha}_1 - R_{\delta 1} \cdot \cos \bar{\alpha}_1 + R_{k2} \cdot \sin \bar{\alpha}_2 - R_{\delta 2} \cdot \cos \bar{\alpha}_2; \end{cases} \quad (44)$$

$$\begin{cases} I_{zc} \cdot \frac{d\omega_z}{dt^2} = a \cdot (R_{\delta 1} \cdot \cos \bar{\alpha}_1 + R_{k1} \cdot \sin \bar{\alpha}_1) + b \cdot (R_{k2} \sin \bar{\alpha}_2 - R_{\delta 2} \cdot \cos \bar{\alpha}_2). \end{cases} \quad (45)$$

Сумарна бокова реакція на колесах передньої вісі повнопривідного автомобіля за відсутності бокового уводу шин визначається з виразу:

$$\begin{aligned} R_{\delta 1} &= -R_{k1} \cdot tg\bar{\alpha}_1 + m \cdot \sec \bar{\alpha}_1 \left(\left(\frac{i_z^2 + b^2}{L^2} \cdot tg\bar{\alpha}_1 + \frac{i_z^2 - a \cdot b}{L^2} \cdot tg\bar{\alpha}_2 \right) \times \right. \\ &\times \left. \left(\frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1} \cdot \frac{\sec^2 \bar{\alpha}_1 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_1}{dt} + \sec^2 \bar{\alpha}_2 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_2}{dt}}{tg\bar{\alpha}_1 + tg\bar{\alpha}_2} \right) + \frac{b}{L^2} \cdot V_{x1}^2 \cdot (tg\bar{\alpha}_1 + tg\bar{\alpha}_2) \right) \end{aligned} \quad (46)$$

Визначимо парціальні прискорення $\dot{\omega}_{знов}^{парц}$ та $\dot{\omega}_{зсопр}^{парц}$.

$$\dot{\omega}_{знос}^{парц} = \frac{a}{i_z^2} \cdot \left(\frac{i_z^2 + b^2}{L^2} \cdot tg\bar{\alpha}_1 + \frac{i_z^2 - a \cdot b}{L^2} \cdot tg\bar{\alpha}_2 \right) \left(\frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1} \cdot \frac{\sec^2 \bar{\alpha}_1 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_1}{dt} + \sec^2 \bar{\alpha}_2 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_2}{dt}}{tg\bar{\alpha}_1 + tg\bar{\alpha}_2} \right) + \frac{b}{L^2} \cdot \frac{a}{i_z^2} \cdot V_{x1}^2 \cdot (tg\bar{\alpha}_1 + tg\bar{\alpha}_2) + \left(G \cdot a + \left(m_a \cdot \frac{dV_{x1}}{dt} + k \cdot F \cdot V_{x1}^2 \right) \cdot (h - r_\delta) \right) \cdot \frac{f \cdot b \cdot \sin \bar{\alpha}_2}{L \cdot m_a \cdot i_z^2}; \quad (47)$$

$$\dot{\omega}_{знос}^{парц} = \frac{b}{i_z^2} \cdot \left(\frac{a \cdot b - i_z^2}{L^2} \cdot tg\bar{\alpha}_1 - \frac{i_z^2 + a^2}{L^2} \cdot tg\bar{\alpha}_2 \right) \left(\frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1} \cdot \frac{\sec^2 \bar{\alpha}_1 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_1}{dt} + \sec^2 \bar{\alpha}_2 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_2}{dt}}{tg\bar{\alpha}_1 + tg\bar{\alpha}_2} \right) + \frac{a}{L^2} \cdot \frac{b}{i_z^2} \cdot V_{x1}^2 \cdot (tg\bar{\alpha}_1 + tg\bar{\alpha}_2) + \left(G \cdot a + \left(m_a \cdot \frac{dV_{x1}}{dt} + k \cdot F \cdot V_{x1}^2 \right) \cdot (h - r_\delta) \right) \cdot \frac{f \cdot b \cdot \sin \bar{\alpha}_2}{L \cdot m_a \cdot i_z^2}. \quad (48)$$

Рівняння плоскопаралельного руху передньопривідного ТЗ за відсутності бокового уводу шин та повороту направляючих коліс в різні сторони:

$$\begin{cases} m_a \cdot \frac{d^2 x_1}{dt^2} = R_{k1} \cdot \cos \bar{\alpha}_1 - R_{\delta 1} \cdot \sin \bar{\alpha}_1 - R_{k2} \cdot \cos \bar{\alpha}_2 + R_{\delta 2} \cdot \sin \bar{\alpha}_2; & (49) \\ m_a \cdot \frac{d^2 y_1}{dt^2} = -R_{k1} \cdot \sin \bar{\alpha}_1 - R_{\delta 1} \cdot \cos \bar{\alpha}_1 - R_{k2} \cdot \sin \bar{\alpha}_2 - R_{\delta 2} \cdot \cos \bar{\alpha}_2; & (50) \\ I_{z_c} \cdot \frac{d\omega_z}{dt^2} = a \cdot (R_{\delta 1} \cdot \cos \bar{\alpha}_1 + R_{k1} \cdot \sin \bar{\alpha}_1) - b \cdot (R_{k2} \cdot \sin \bar{\alpha}_2 + R_{\delta 2} \cdot \cos \bar{\alpha}_2). & (51) \end{cases}$$

Сумарні бокові реакції на колесах передньопривідного ТЗ за відсутності бокового уводу шин визначається з виразу:

$$R_{\delta 2} = -R_{k2} \cdot tg\bar{\alpha}_2 + m \cdot \sec \bar{\alpha}_2 \cdot \left(\left(\frac{a \cdot b - i_z^2}{L^2} \cdot tg\bar{\alpha}_1 + \frac{i_z^2 + a^2}{L^2} \cdot tg\bar{\alpha}_2 \right) \times \left(\frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1} \cdot \frac{\sec^2 \bar{\alpha}_1 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_1}{dt} + \sec^2 \bar{\alpha}_2 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_2}{dt}}{tg\bar{\alpha}_1 + tg\bar{\alpha}_2} \right) + \frac{a}{L^2} \cdot V_{x1}^2 \cdot (tg\bar{\alpha}_1 + tg\bar{\alpha}_2) \right) \quad (52)$$

Визначимо парціальні прискорення $\dot{\omega}_{зпов}^{парц}$ та $\dot{\omega}_{зсопр}^{парц}$.

$$\dot{\omega}_{знос}^{парц} = \frac{a}{i_z^2} \cdot \left(\frac{i_z^2 + b^2}{L^2} \cdot tg\bar{\alpha}_1 + \frac{i_z^2 - a \cdot b}{L^2} \cdot tg\bar{\alpha}_2 \right) \left(\frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1} \cdot \frac{\sec^2 \bar{\alpha}_1 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_1}{dt} + \sec^2 \bar{\alpha}_2 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_2}{dt}}{tg\bar{\alpha}_1 + tg\bar{\alpha}_2} \right) + \frac{b}{L^2} \cdot \frac{a}{i_z^2} \cdot V_{x1}^2 \cdot (tg\bar{\alpha}_1 + tg\bar{\alpha}_2); \quad (53)$$

$$\dot{\omega}_{знос}^{напу} = \frac{b}{i_z^2} \cdot \left(\frac{a \cdot b - i_z^2}{L^2} \cdot tg\bar{\alpha}_1 - \frac{i_z^2 + a^2}{L^2} \cdot tg\bar{\alpha}_2 \right) \left(\frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1} \cdot \frac{\sec^2 \bar{\alpha}_1 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_1}{dt} + \sec^2 \bar{\alpha}_2 \cdot \frac{d\bar{\alpha}_2}{dt}}{tg\bar{\alpha}_1 + tg\bar{\alpha}_2} \right) + \frac{a}{L^2} \cdot \frac{b}{i_z^2} \cdot V_{x1}^2 \cdot (tg\bar{\alpha}_1 + tg\bar{\alpha}_2). \quad (54)$$

Висновки. Метод парціальних прискорень дозволяє виконувати оцінку керованості транспортних засобів з різними типами приводів (передньо-, задньо- та повнопривідних) та з різними керованими колесами. Визначення бокових реакцій на колесах транспортного засобу при повороті дозволяє більш точно виконувати оцінку поворотливості, стійкості та керованості транспортних засобів.

Список літератури

1. Артемов Н.П., Лебедев А.Т., Подригало М.А., Полянский А.С., Клец Д.М., Коробко А.И., Задорожня В.В. Метод парциальных ускорений и его приложения в динамике мобильных машин / Харьков: изд-во «Міськдрук», 2012. – 220 с.
2. Засоби транспортні дорожні. Стійкість. Методи вивчення основних параметрів випробуваннями: ДСТУ 3310-96, – [Чинний від 01.01.1997]. – К.: Держстандарт України, 1996. – 13 с. – (Національні стандарти України).
3. Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытаний: ГОСТ Р 52302-2004, – [Дата введения в действие 01.01.2006]. – М.: Федеральное агентство по техническому регулированию и метрологии, 2005. – 56 с.
4. Бахмутов С.В. Научные основы параметрической оптимизации автомобиля по критериям управляемости и устойчивости: Дис. докт. техн. наук: 05.05.03.-М., 2000.-320 с.
5. Белоусов Б.Н., Попов С.Д. Колесные транспортные средства особо большой грузоподъемности. Конструкция. Теория. Расчет / Под общ. ред. Б.Н. Белоусова. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. - 728 е.: ил.
6. Гладов Г.И., Петренко А.М. Специальные транспортные средства: Теория: Учеб. для вузов. / Под ред. Г.И. Гладова. М.: ИКЦ «Академкнига», 2006. -215 е.: ил.
7. Ходес И.В. Методология прогнозирования управляемости колёсной машины: Дис. докт. техн. наук: 05.05.03. Волгоград, 2007. - 377 с.
8. Иллюстрированный справочник. Колёсная бронетехника / М.В. Никольский, В.Е. Ильин. М.: ООО «Издательство Астрель», 2001. - 512 е.: ил. (Танкодром).
9. Кушвид Р.П. Прогнозирование показателей управляемости и устойчивости автомобиля с использованием комплекса экспериментальных и теоретических методов: Дис. докт. техн. наук: 05.05.03. М.: МАМИ, 2004. - 342 с.
10. Аксёнов П.В. Многоосные автомобили. 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1989. - 280 е.: ил.
11. Афанасьев Б.А., Белоусов Б.Н. Проектирование колёсных машин с использованием моделирования.: Учеб. пособие по курсу «Моделирование систем колёсных машин». М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1997. -27 е.: ил.
12. Белоусов Б.Н. Основы теории системы общих проектировочно-конструктивных решений колесных транспортных средств особо большой грузоподъемности: Дис. докт. техн. наук: 05.05.03. М., 1997. -380 с.

References (transliterated)

1. Artemov N.P., Lebedev A.T., Podrigalo M.A., Polyanskiy A.S., Klets D.M., Korobko A.I., Zadorozhnyaya V.V. Metod partial'nykh uskorenyy i ego prilozheniya v dinamike mobil'nykh mashin / Khar'kov: izd-vo «Mis'kdruk», 2012. – 220 s.

2. Zasoby transportni dorozhni. Stiikist. Metody vyvchennia osnovnykh parametriv vyprobuvanniamy: DSTU 3310-96, – [Chynnyi vid 01.01.1997]. – K.: Derzhstandart Ukrainy, 1996. – 13 s. – (Natsionalni standarty Ukrainy).
3. Avtotransportnye sredstva. Upravlyaemost' i ustoychivost'. Tekhnicheskie trebovaniya. Metody ispytaniy: GOST R 52302-2004, – [Data vvedeniya v deystvie 01.01.2006]. – M.: Federal'noe agentstvo po tekhnicheskomu regulirovaniyu i metrologii, 2005. – 56 s.
4. Bakhmutov C.B. Nauchnye osnovy parametricheskoy optimizatsii avtomobilya po kriteriyam upravlyaemosti i ustoychivosti: Dis. .dokt. tekhn. nauk: 05.05.03.-M., 2000.-320 s.
5. Belousov B.N., Popov S.D. Kolesnye transportnye sredstva osobo bol'shoy gruzopod'emnosti. Konstruktsiya. Teoriya. Raschet / Pod obshch. red. B.N. Belousova. M.: Izd-vo MGTU im. N.E. Baumana, 2006. - 728 e.: il.
6. Gladov G.I., Petrenko A.M. Spetsial'nye transportnye sredstva: Teoriya: Ucheb. dlya vuzov. / Pod red. G.I. Gladova. M.: IKTs «Akademkniga», 2006. -215 e.: il.
7. Khodes I.V. Metodologiya prognozirovaniya upravlyaemosti kolesnoy mashiny: Dis. .dokt. tekhn. nauk: 05.05.03. Volgograd, 2007. - 377 s.
8. Illyustrirovannyy spravochnik. Kolesnaya bronetekhnika / M.V. Nikol'skiy, V.E. Il'in. M.: OOO «Izdatel'stvo Astrel'», 2001. - 512 e.: il. (Tankodrom).
9. Kushvid R.P. Prognozirovanie pokazateley upravlyaemosti i ustoychivosti avtomobilya s ispol'zovaniem kompleksa eksperimental'nykh i teoreticheskikh metodov: Dis. .dokt. tekhn. nauk: 05.05.03. M.: MAMI, 2004. - 342 s.
10. Aksenov P.V. Mnogoosnye avtomobili. 2-e izd., pererab. i dop. - M.: Mashinostroenie, 1989. - 280 e.: il.
11. Afanas'ev B.A., Belousov B.N. Proektirovanie kolesnykh mashin s ispol'zovaniem modelirovaniya.: Ucheb. posobie po kursu «Modelirovanie sistem kolesnykh mashin». M.: Izd-vo MGTU im. N.E. Baumana, 1997. -27 e.: il.
12. Belousov B.N. Osnovy teorii sistemy obshchikh proektirovochno-konstruktivnykh resheniy kolesnykh transportnykh sredstv osobo bol'shoy gruzopod'emnosti: Dis. .dokt. tekhn. nauk: 05.05.03. M., 1997. -380 s.

Надійшла (received) 03.11.2021 р.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Клец Дмитро Михайлович (Клец Дмитрий Михайлович, Klets Dmytro) – доктор технічних наук, професор, головний проектний менеджер реформи дорожнього сектору команди підтримки реформ Міністерства інфраструктури України ; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7463-1030>; e-mail: d.m.klets@gmail.com

Дубінін Євген Олександрович (Дубинин Евгений Александрович, Dubinin Yevhen) – доктор технічних наук, професор, професор Харківського національного автомобільно-дорожнього університету; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3765-8696> e-mail: dubinin-rmn@ukr.net

Пелипенко Євген Сергійович (Пелипенко Евгений Сергеевич, Pelypenko Yevhen) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри автомобіле- і тракторобудування; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8988-791X>; e-mail: pelipenkoeugene@gmail.com

Байдала Владислава Юрїївна (Байдала Владислава Юрьевна, Baidala Vladislava) – аспірантка Харківського національного автомобільно-дорожнього університету; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8836-6784> e-mail: vlada.baidala@gmail.com