

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ РОБОТИ РУЛЬОВОГО КЕРУВАННЯ АВТОМОБІЛЯ ПРИ ДОЛАННІ ДОРОЖНЬОЇ НЕРІВНОСТІ НА БЕЗПЕКУ РУХУ

Поляков В. М., кандидат технічних наук, Національний транспортний університет, Київ, Україна, poljakov_2006@ukr.net, orcid.org/0000-0001-7042-3066

Разбойников О. О., кандидат технічних наук, Національний транспортний університет, Київ, Україна, razboyn1k@ukr.net, orcid.org/0000-0003-3024-0999

STUDY OF THE INFLUENCE OF THE STEERING OPERATION OF THE VEHICLE WHEN OVERCOMING ROAD BUMPS ON TRAFFIC SAFETY

Poliakov V. M., Candidate of Engineering Sciences, National Transport University, Kyiv, Ukraine, poljakov_2006@ukr.net, orcid.org/0000-0001-7042-3066

Razboynikov O. O., Candidate of Engineering Sciences, National Transport University, Kyiv, Ukraine, razboyn1k@ukr.net, orcid.org/0000-0003-3024-0999

Постановка проблеми.

Безперечно рух автомобіля по рівній дорозі з високою якістю покриття є найбільш раціональним з точки зору впливу на будь-яку його експлуатаційну властивість, у тому числі на ту, що відповідає за безпеку руху автомобіля (керуваність, стійкість тощо). Проте, в реальних умовах дорожнє покриття з часом руйнується, а на деяких ділянках воно взагалі відсутнє. Разом з тим рух автомобіля по нерівній дорозі супроводжується динамічними навантаженнями, що діють в контактні автомобільного колеса з нерівною поверхнею дороги. При цьому еластична шина деформується в різних напрямках, що супроводжується силами і моментами, які через обід, диск та маточину передаються на систему рульового керування автомобіля та його підвіску. Зазначені процеси можуть призвести не тільки до коливань підресореної та невідресорених мас автомобіля (вплив на плавність ходу, паливну економічність тощо), а й до зміни напрямку руху та виходу його габаритів за межі коридору безпеки (втрата курсової стійкості) [1]. Відповідно дорожні нерівності впливають негативно не тільки на комфортабельність руху автомобіля, а й на його безпеку.

Аналіз останніх досліджень і публікацій.

Особливості долаття дорожньої нерівності автомобілем розглядалося в багатьох роботах. Зокрема, в роботі [2] розглянуто вплив геометричних параметрів дорожньої нерівності гармонічного профілю на реакції в контактні шини з опорною поверхнею. Параметри роботи підвіски автомобіля при його русі по нерівній опорній поверхні визначено в роботі [3]. Вплив швидкості руху автомобіля по нерівній дорозі на зміну сил, що діють в його ходовій частині, досліджувалося в роботі [4]. Підвищенню точності оцінки стійкості автомобілів і тракторів при наїзді на збурення присвячена робота [5]. Теоретичне дослідження руху автомобіля по дорозі, що має нерівність на шляху коліс обох бортів автомобіля, проведено в роботі [6]. Теоретичне дослідження руху автомобіля з вільним рульовим колесом по дорозі, що має нерівність на шляху коліс лівого борта автомобіля, проведено в роботі [7]. В роботі [8] наведено результати експериментального та теоретичного досліджень курсової стійкості руху фізичної моделі автомобіля з пасивною та активною підвісками його коліс по нерівній дорозі. В роботі [9] наведено результати теоретичних досліджень руху автомобіля, що долає дорожню нерівність на різних швидкостях, як з вільним рульовим колесом так і з зафіксованим, проте, не наведено аналізу впливу роботи рульового керування автомобіля на безпеку його руху. Зазначене, викликає інтерес у проведенні дослідження щодо впливу роботи рульового керування автомобіля при долаття дорожньої нерівності на безпеку його руху.

Мета роботи полягає у виявленні впливу роботи рульового керування автомобіля при долаття дорожньої нерівності на безпеку руху шляхом теоретичних досліджень курсової стійкості руху автомобіля по нерівній дорозі з вільним та зафіксованим рульовим колесом.

Основна частина.

З точки зору безпеки руху автомобіля останній має рухатись в межах так званого «коридору безпеки», під яким розуміється уявний простір, в регламентованих межах якого автомобіль не є причиною небезпеки для руху [1].

Ширина коридору безпеки B_k визначається з урахуванням особливостей зовнішнього дизайну сучасних автомобілів (рис. 1) [10] і тенденції до зменшення ширини смуги руху B_c в містах України (згідно ДБН В.2.3-5:2018 «Вулиці і дороги населених пунктів» [11] на місцевих житлових вулицях і дорогах усіх населених пунктів ширина смуги руху складає 2,75 м), а також з урахуванням того, що автомобіль до початку дії збурення може рухатись в смузі руху з поперечним зміщенням. При цьому ширина коридору безпеки B_k не може бути більшою за ширину смуги руху B_c [1]

$$B_k = \begin{cases} (B + B_{\text{ш}}) \cdot 1,1 + 0,25 \text{ м} & , \text{ якщо } (B + B_{\text{ш}}) \cdot 1,1 + 0,25 \text{ м} < B_c \\ B_c & - \text{ в інших випадках} \end{cases} \quad (1)$$

де B – колія автомобіля, м;
 $B_{\text{ш}}$ – ширина поперечного профілю шини, м.

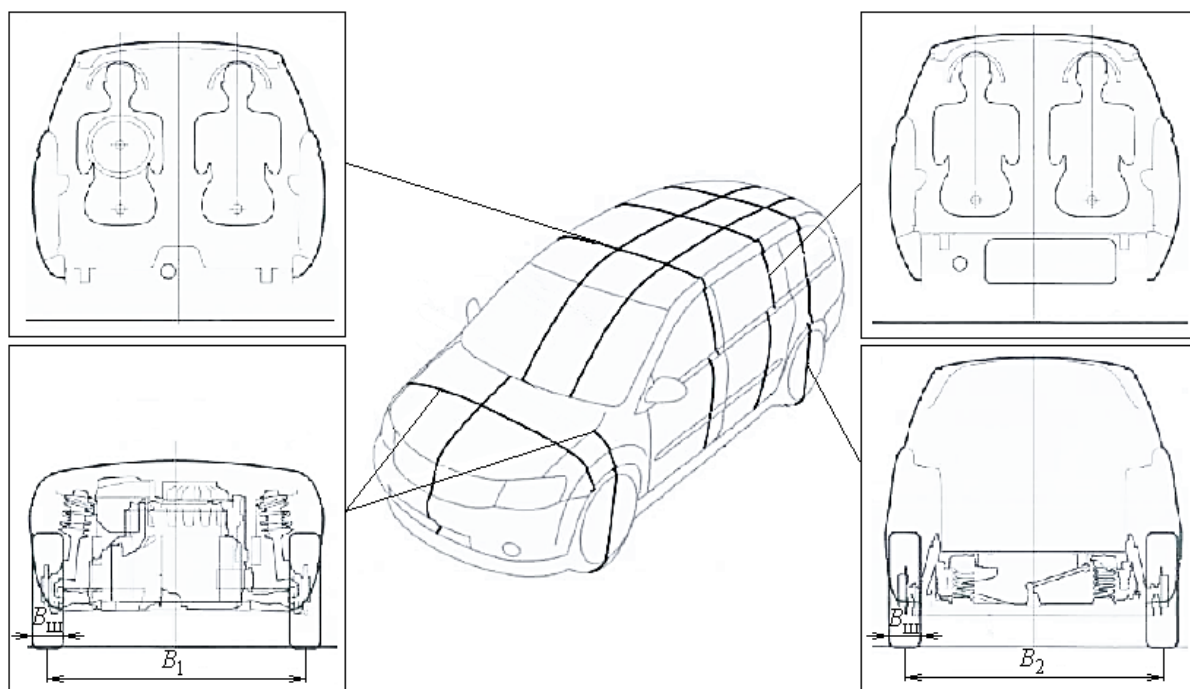


Рисунок 1 – Особливості зовнішньої форми сучасного автомобіля [1]
 Figure 1 – Features of the external form of a modern car [1]

Варто зазначити, що в ДСТУ 3310-96 «Стійкість. Методи визначення основних параметрів випробуваннями» [12] визначається швидкість (критична), при якій відбувається порушення курсової стійкості під час виконання маневру «переставка». Разом з тим в ДСТУ ISO 8855-2014 «Колісні транспортні засоби. Динаміка та курсова стійкість. Словник термінів» [13] зазначається, що нижче цієї (критичної) швидкості автомобіль з надлишковою поворотністю стійкий, в протилежному випадку стійкість втрачається. При цьому, як зазначається в наведеному вище стандарті, для транспортних засобів з недостатньою та нейтральною поворотністю критичної швидкості не існує [1]. Крім того, в роботі [9] виявлено неоднозначний вплив швидкості автомобіля на параметри його руху, що відповідають за його безпеку. Тому в якості оцінювання безпеки руху автомобіля обрано час від початку дії збурення на автомобіль до виходу його габаритів за межі коридору безпеки. За додаткові критерії оцінювання прийнято курсовий кут автомобіля та поперечне відхилення центру його мас через 1,5 с після початку дії збурення [1].

Теоретичне дослідження курсової стійкості руху автомобіля по нерівній дорозі з вільним та зафіксованим рульовими колесами проведено на основі математичної моделі, що запропонована в роботі [1], де загальне рівняння моментів сил, що діють в рульовому керуванні автомобіля, записано у вигляді

$$J_{\theta}^{\text{пр}} \cdot \ddot{\theta} = M_{\tau} + M_y + M_n + M_{\text{ст}} + M_{\omega} + M_{\text{гпр}} + M_v + M_{\tau} + M_d, \quad (2)$$

де J_{θ}^{np} – сумарний момент інерції приведений до осей повороту керованих коліс, кг/м²;
 θ – кут повороту керованих коліс, град;
 M_t, M_y, M_n – відповідно моменти від дії тангенційних, бічних, та нормальних реакцій опорної поверхні на керовані колеса автомобіля, Н·м;
 $M_{ст}$ та M_{ω} – відповідно стабілізуючий момент шин та опору їх повороту під час кочення, Н·м;
 $M_{гир}$ – гіроскопічний момент, Н·м;
 M_B – момент від дії вертикальних сил інерції на керовані колеса автомобіля, Н·м;
 M_t та M_d – відповідно моменти сухого та в'язкого тертя в рульовому керуванні, Н·м.

Проте, в зазначеній роботі [1] не розглядався рух автомобіля із зафіксованим рульовим колесом, тому не враховувалась жорсткість рульового керування. Разом з тим, Чайковський І. П. зазначає, що жорсткість (або піддатливість) рульового керування, визначає точність керування, чутливість до керуючого впливу, пружні повороти керованих коліс під дією бічних сил, схильність до коливань під дією зовнішніх збурень, демпфування поштовхів та ударів від нерівностей дороги. При цьому, Литвинов А. С. наголошує, що внаслідок цього явища, при незмінному положенні рульового колеса випадкові сили, що діють на керовані колеса, змінюють їх положення, а отже, і параметри руху автомобіля, що погіршує його керованість [1].

В роботі [14] наведено характеристику (рис. 2), отриману в результаті вимірювання жорсткості системи рульового керування в легковому автомобілі з рейковим рульовим механізмом, що відображає «складову кута повороту рульового колеса внаслідок пружності» згідно стандарту DIN 70 000. Під час вимірювання керовані колеса були заблоковані. Максимальне значення крутного моменту на рульовому колесі сягало 70 Н·м, що відповідає силі 184 Н, прикладеній до рульового колеса діаметром 380 мм (що відповідає зусиллю однієї руки). Зазначене дає можливість зробити висновки щодо жорсткості системи рульового керування, а також залишкового кута повороту рульового колеса в наслідок гістерезисних втрат, під час руху автомобіля [14].

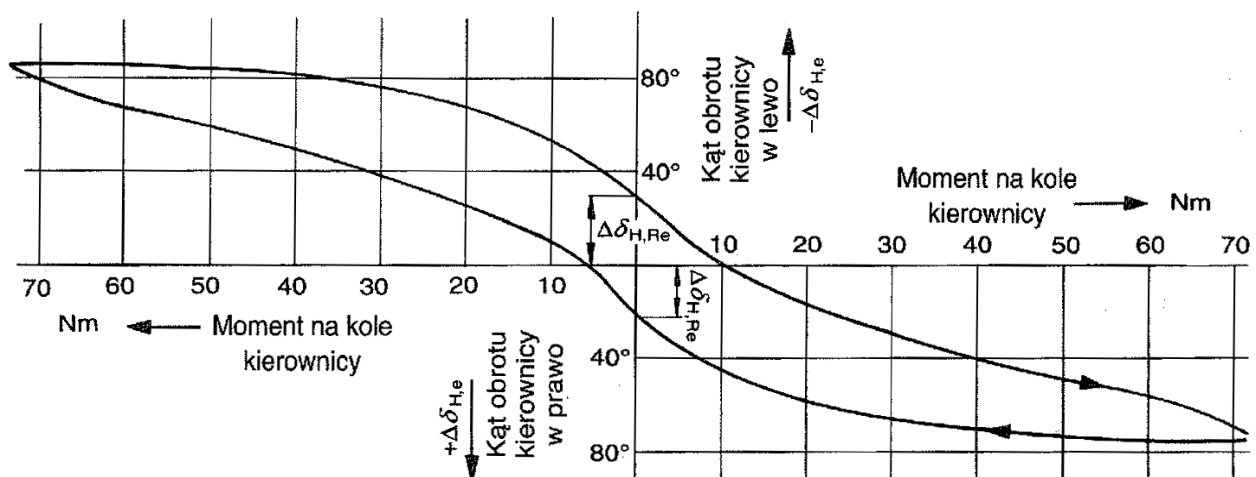


Рисунок 2 – Залежність кута повороту рульового колеса від моменту, що прикладений до нього при заблокованих керованих колесах [14]
 Figure 2 – The dependence of the angle of rotation of the steering wheel on the torque applied to it with the steered wheels locked [14]

В Стандарті DIN 70 000 жорсткість рульового керування визначено як жорсткість на кручення всіх деталей, що зазнають навантаження при повороті рульового колеса або керованих коліс, приведену відповідно до рульового колеса або поворотних цапф. В певних діапазонах жорсткість рульового керування може розглядатись як постійна [14].

Солтус А. П. зазначає, що при закручуванні керованого колеса відносно рульового, виникає пружний момент у рульовому керуванні, що визначається як [15]

$$M_p = c_p \cdot \theta, \quad (3)$$

де c_p – жорсткість рульового керування, Н·м/рад.

З урахуванням вище зазначено, для математичного моделювання руху автомобіля з зафіксованим рульовим колесом рівняння (2) має враховувати пружний момент у рульовому керуванні (3). Тому, рівняння моментів сил, що діють в рульовому керуванні автомобіля, запишемо

$$J_{\theta}^{\text{пр}} \cdot \ddot{\theta} = M_{\tau} + M_y + M_n + M_p + M_{\text{ст}} + M_{\omega} + M_{\text{гпр}} + M_v + M_T + M_d. \quad (4)$$

На початку моделювання автомобіль рухається рівномірно прямолінійно на швидкості 60 км/год вздовж коридору безпеки, займаючи в поперечному січені останнього центральне положення. Колесами лівого борту долає одиничну нерівність гармонічного профілю (висота нерівності обмежена амплітудою косинусоїди 0,075 м, а довжина – її періодом 1,00 м). Основні параметри автомобіля, що використовувались при моделюванні наведено у таблиці 1.

Таблиця 1 – Основні параметри автомобіля категорії М1, що використовувались в математичному моделюванні [1]

Table 1 – The main parameters of the M1 category car that were used in mathematical modeling [1]

Найменування параметру, одиниці вимірювання	Значення
повна маса автомобіля, кг	1004
непідресорена маса підвіски колеса автомобіля, кг	19,5
маса колеса автомобіля, кг	10,0
момент інерції несучої системи автомобіля відносно його повздовжньої осі, кг/м ²	363
момент інерції несучої системи автомобіля відносно його поперечної осі, кг/м ²	1131
момент інерції несучої системи автомобіля відносно його вертикальної осі, кг/м ²	1328
моменти інерції колеса автомобіля відносно осі його обертання, кг/м ²	0,540
момент інерції колеса автомобіля відносно його вертикальної осі, кг/м ²	0,236
передня колія автомобіля, м	1,312
задня колія автомобіля, м	1,314
колісна база автомобіля, м	2,440
відстань від центру підресорених мас автомобіля до його передньої осі, м	0,932
відстань від центру підресорених мас автомобіля до його задньої осі, м	1,508
висота центру підресорених мас автомобіля, м;	0,475
вільний радіус колеса автомобіля, м	0,290
висота профілю шини, м	0,125
ширина поперечного профілю шини, м	0,176
відстань між точками пересічення осей повороту керованих коліс з осями їх обертання, м	1,188
довжина поворотної цапфи, м	0,062
повздовжній кут нахилу осі повороту керованого колеса автомобіля, град	3,7
поперечний кут нахилу осі повороту керованого колеса автомобіля, град	7
кут між осями обертання та повороту колеса автомобіля, град	97
граничний момент сил сухого тертя, що діють в системі рульового керування, Н·м	27
коефіцієнт в'язкого тертя, що діє в системі рульового керування, Н·м·с/рад	80
радіальна жорсткість шини, Н/м	195363
бічна жорсткість шини, Н/м	82500
коефіцієнт окружної жорсткості шини, Н·м/м;	75000
коефіцієнт впливу нормальної реакції опорної поверхні на кутову жорсткість еластичної шини, м/рад	0,657
коефіцієнт демпфування шини, Н·с/м	30
екстремальне значення коефіцієнту опору бічному відведенню, Н/рад	33500
нормальна реакція опорної поверхні на колесо автомобіля, що відповідає екстремальному коефіцієнту опору бічному відведенню, Н	3973
питомий коефіцієнт впливу кута нахилу площини обертання колеса до вертикалі на відведення шини, рад ⁻¹	175·10 ⁻⁶
максимальний коефіцієнт повздовжнього зчеплення шини з дорогою	0,85
максимальний коефіцієнт поперечного зчеплення шини з дорогою	0,73
коефіцієнт повздовжнього зчеплення при повному ковзанні шини відносно дороги	0,75

За результатами розрахунків побудовані графічні залежності зміни поперечного відхилення ΔY центру мас автомобіля (від заданої траєкторії), курсового кута ψ , середнього кута повороту керованих коліс θ , кутів крену ϕ і тангажу α від пройденого часу t_a (рис. 3) [9]. Для аналізу процесів, що впливають на зміну кутів повороту керованих коліс θ автомобіля (рис. 3), побудовано графічні залежності суми моментів від дії нормальних, тангенціальних та бічних реакцій опірної поверхні на керовані колеса автомобіля $M_{n+\tau+y}$, стабілізуючих моментів їх шин та моментів опору їх повороту під час кочення $M_{ст+\omega}$, гіроскопічного моменту $M_{гир}$, моменту в'язкого M_d та сухого M_t тертя, а також пружного моменту рульового керування M_p від пройденого часу t_a (рис. 4).

Для зручності аналізу отриманих результатів на графічних залежностях (рис. 3) та (рис. 4) нанесено вертикальні прямі « n^1 », « n^2 » та « n^3 », що відображають момент долання колесом автомобіля початку нерівності (n^1), її вершини (n^2) та кінця (n^3). Нижній індекс «1» – долання нерівності передніми колесами; «2» – задніми. Для попередньої оцінки курсової стійкості автомобіля пунктиром відображено горизонтальні прямі « B_k », що імітують приведені до центру мас автомобіля межі коридору безпеки, а також вертикальну, що відображає час реакції водія t_p . Криві, що характеризують рух автомобіля з зафіксованим рульовим колесом позначено пунктиром [9].

Аналіз графіків (рис. 3) свідчить, що після наїзду переднім лівим колесом на дорожню нерівність (вертикаль « n^1 ») автомобілі з вільним та зафіксованим рульовим колесом почали змінювати кутові орієнтації своїх несучих систем. Кут тангажу для обох автомобілів після долання переднім лівим колесом кінця нерівності (вертикаль « n^3 ») зменшується до $-0,23$ град, а після долання заднім (вертикаль « n^2 ») – збільшується до $+0,61$ град. В подальшому зменшення кута тангажу досягає свого мінімуму для автомобілів з вільним і зафіксованим рульовими колесами відповідно на значеннях $-0,55$ град та $-0,6$ град. Кут крену має два локальних максимуми: спочатку після долання переднім лівим колесом кінця нерівності (вертикаль « n^1 »), а потім заднім (вертикаль « n^2 »). Кут крену автомобіля з вільним рульовим колесом досягає більших значень (до $+1,15$ град) в порівнянні з автомобілем з зафіксованим рульовим колесом (до $+1,01$ град). Мінімальних значень кута крену (приблизно через $0,5$ с після початку наїзду на дорожню нерівність) досягає автомобіль із зафіксованим рульовим колесом (до $-0,71$ град проти $-0,5$ град з вільним рульовим колесом). В області $0,81$ с... $0,84$ с відбувається повторний локальний максимум, де знову більших значень досягає кут крену автомобіля з вільним рульовим колесом (до $+0,23$ град проти $+0,17$ град). В подальшому для двох автомобілів відбувається повернення кутів крену і тангажу в область нульових значень.

Зазначене пояснюється тим, що після долання дорожньої нерівності (вертикаль « n^1 ») для двох автомобілів відбувається збільшення курсового кута ψ (рис. 3). Причому курсовий кут автомобіля з вільним рульовим колесом змінюється більш інтенсивно і досягає максимуму на значенні $+1,08$ град проти $+0,46$ град для автомобіля з зафіксованим рульовим колесом. Це призводить до зміни їх напрямку руху (відхилення траєкторій їх центрів мас ΔY від заданої). Автомобіль з вільним рульовим колесом відхиляється від заданої траєкторії більш інтенсивно і через $1,5$ с (вертикаль t_p – середній час реакції водія) після наїзду на початок дорожньої нерівності його курсовий кут ψ і поперечне відхилення центру мас автомобіля від заданої траєкторії ΔY досягають відповідно $+0,9$ град та $+0,31$ м, в той час як для автомобіля із зафіксованим рульовим колесом ці параметри досягають $+0,31$ град та $+0,12$ м відповідно. Зазначене свідчить про те, що автомобіль з вільним рульовим колесом фактично здійснює поворот вліво і вже через $1,1$ с виходить за межі коридору безпеки (горизонталь B_k – втрата курсової стійкості). Автомобіль із зафіксованим рульовим колесом також змінює свій напрямок руху, але втрата його курсової стійкості відбувається через $2,5$ с (вихід за межі коридору безпеки).

У свою чергу зазначене пояснюється зміною кута повороту керованих коліс θ автомобіля (рис. 3). Так, в області долання переднім (керованим) лівим колесом вершини нерівності (вертикаль « n^2 ») ці кути досягають значень $+0,5$ град та $+0,4$ град відповідно для автомобілів з вільним та зафіксованим рульовим колесом. В області долання переднім колесом кінця нерівності (вертикаль « n^3 ») ці значення зменшуються відповідно до $+0,35$ град та $-0,15$ град. При цьому для автомобіля з зафіксованим рульовим колесом це значення залишилось не змінним, що пояснює зменшення його курсового кута і поступове випрямлення траєкторії. В області долання заднім колесом початку нерівності (вертикаль « n^1 ») кут повороту керованих коліс автомобіля з вільним рульовим колесом зменшився до $+0,33$ град, а після долання її кінця (вертикаль « n^3 ») поступово повернувся в область нульових значень ($-0,05$ град), що пояснює поступове зменшення курсового кута.

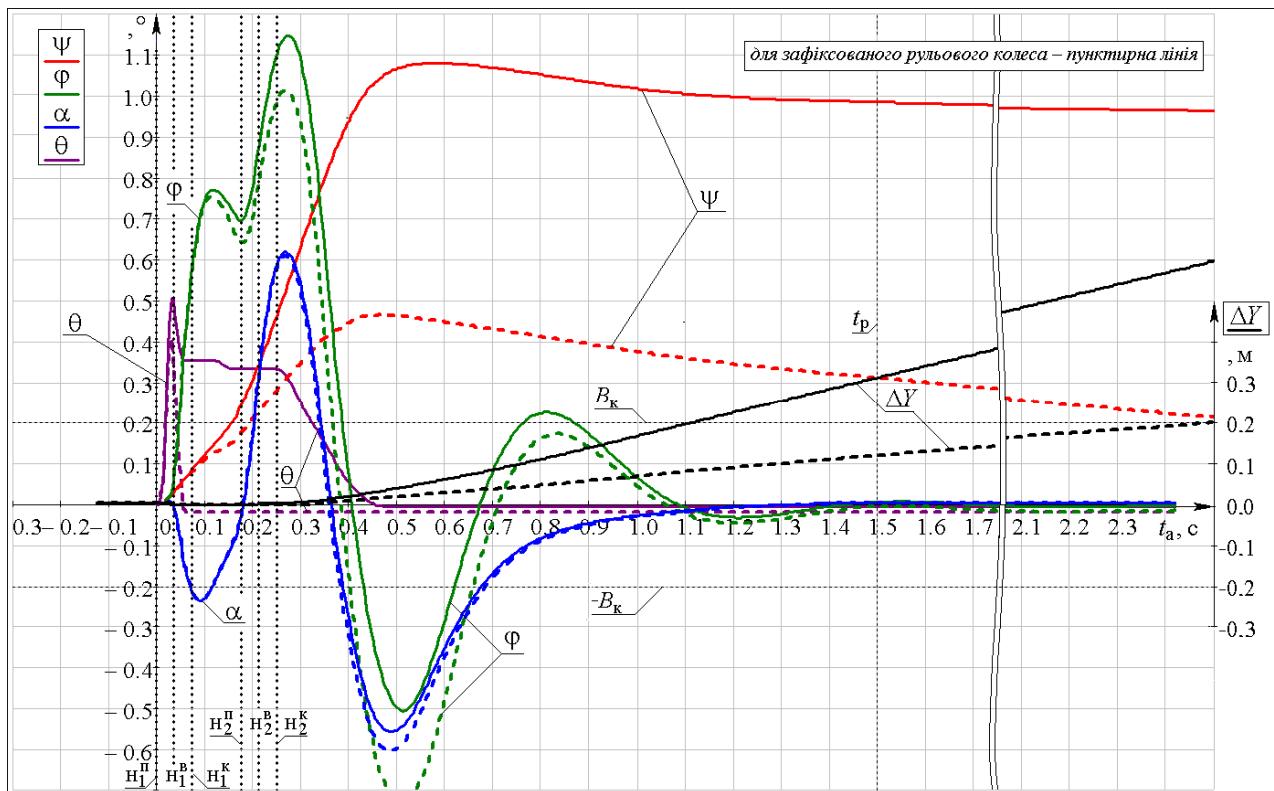


Рисунок 3 – Залежності зміни поперечного відхилення ΔY центру мас автомобіля, його курсового кута ψ , кутів крену φ і тангажу α , а також кута повороту керованих коліс θ , від пройденого часу t_a [9]
 Figure 3 – Dependencies of changes in lateral deviation ΔY of the center of mass of the car, its course angle ψ , roll angles φ and pitch α , as well as the angle of rotation of the steered wheels θ , on the elapsed time t_a [9]

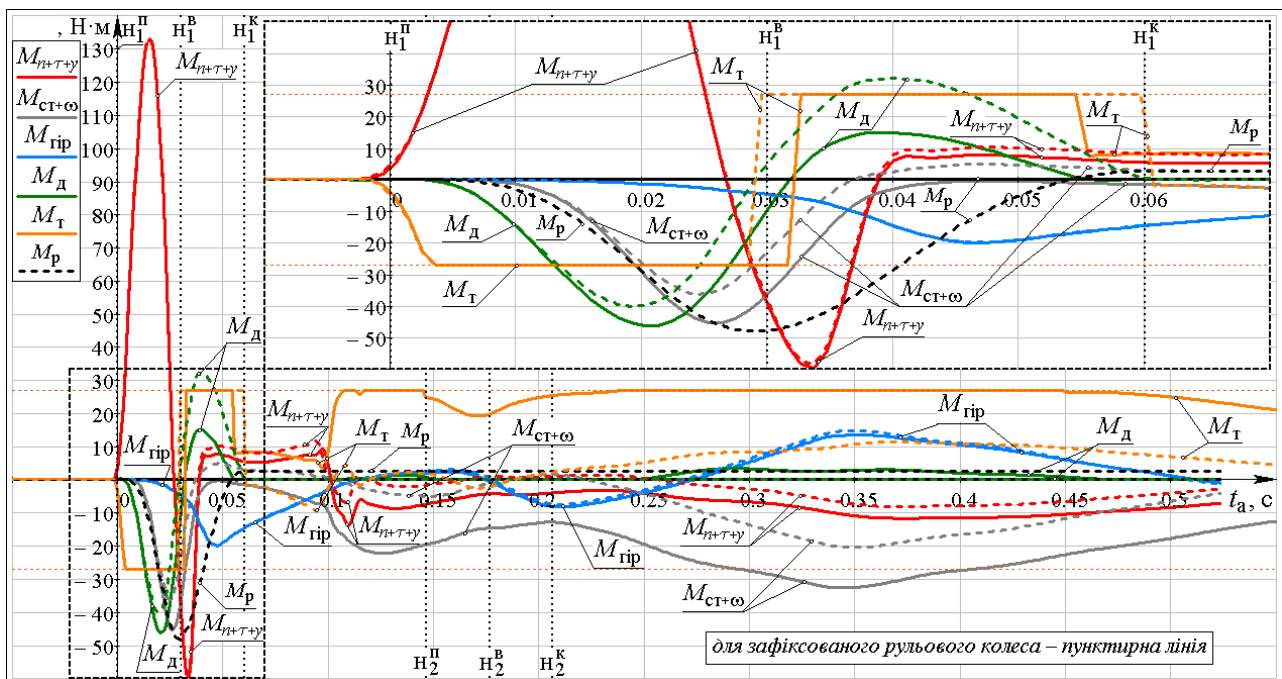


Рисунок 4 – Залежності суми моментів від дії нормальних, тангенційних та бічних реакцій опорної поверхні на керовані колеса автомобіля $M_{n+\tau+y}$, стабілізуючих моментів їх шин та моментів опору їх повороту під час кочення $M_{ст+\omega}$, гіроскопічного моменту $M_{гip}$, моменту в'язкого M_d та сухого M_T тертя, а також пружного моменту рульового керування M_p від пройденого часу t_a
 Figure 4 – Dependencies of the sum of torques on the action of normal, tangential and lateral reactions of the support surface on the steered wheels of the car $M_{n+\tau+y}$, stabilizing torques of their tires and torques of resistance to their rotation during rolling $M_{ст+\omega}$, gyroscopic torque $M_{гip}$, viscous torque M_d and dry M_T of friction, as well as the elastic moment of steering M_p from the elapsed time t_a

Аналіз рисунка 4 свідчить, що після наїзду лівим переднім колесом на початок дорожньої нерівності (вертикаль « n_1^n ») сума моментів від дії нормальних, тангенційних та бічних реакцій опорної поверхні на керовані колеса автомобіля $M_{n+\tau+y}$ стрімко зростає, досягаючи свого максимуму (+ 133 Н·м) в області між початком нерівності (вертикаль « n_1^n ») та її вершиною (вертикаль « n_1^b »). Сума цих моментів $M_{n+\tau+y}$ прагне відхилити керовані колеса вліво, але їм протидіє момент сухого тертя M_t в рульовому керуванні (рис. 4) і тільки після досягнення ним свого граничного значення (табл. 1) починається поворот керованих коліс θ вліво (рис. 3). Одразу після цього починає зростати момент опору в'язкого тертя в рульовому керуванні M_d , а також стабілізуючих моментів шин та моментів опору їх повороту під час кочення $M_{ct+\omega}$. Крім того, для автомобіля з зафіксованим рульовим колесом в роботу включається пружний момент рульового керування M_p , який і пояснює різницю між піковими значеннями середніх кутів повороту θ керованих коліс автомобіля з вільним (+ 0,5 град) та зафіксованим (+ 0,4 град) рульовим колесом (рис. 3).

В області долання вершини нерівності (вертикаль « n_1^b ») (рис. 4) сума моментів від дії нормальних, тангенційних та бічних реакцій $M_{n+\tau+y}$ досягає свого мінімуму (– 60 Н·м) і тепер прагне повернути керовані колеса вправо. У випадку автомобіля з зафіксованим рульовим колесом в тому ж напрямку діє пружний момент рульового керування M_p , який майже досягає значення – 50 Н·м. До того ж в області долання нерівності між вершиною (вертикаль « n_1^b ») та її кінцем (вертикаль « n_1^k ») свого мінімального значення (– 20 Н·м) досягає гіроскопічний момент $M_{гip}$, що в комплексі з дією інших моментів повертає керовані колеса до значення + 0,35 град та – 0,15 град відповідно для автомобіля з вільним та зафіксованим рульовим колесом (рис. 3). Для останнього момент сухого тертя M_t більше не перевищував свого граничного значення (керовані колеса не змінюють свій кут).

Приблизно через 0,1 с після початку долання нерівності (рис. 4) збільшується (по модулю) сума стабілізуючих моментів шин та моментів опору їх повороту під час кочення $M_{ct+\omega}$ (досягаючи значення – 23 Н·м), що разом з сумою моментів від дії нормальних, тангенційних та бічних реакцій $M_{n+\tau+y}$ долають момент сухого тертя M_t і продовжують поворот керованих коліс θ автомобіля з вільним рульовим колесом в бік нейтрального положення, поступово досягнувши значення – 0,05 град (рис. 3), після чого момент сухого тертя M_t в рульовому керуванні більше не долався.

Висновки.

Виявлено, що робота рульового керування автомобіля суттєво впливає на безпеку його руху по нерівній дорозі. Так, за результатами теоретичних досліджень автомобіль з вільним рульовим колесом виходить за межі коридору безпеки через 1,1 с після початку долання дорожньої нерівності, в той час як із зафіксованим – через 2,5 с, що майже на 130 % пізніше відносно першого результату. Цей час може відіграти ключову роль для прийняття рішення та реалізації коригуючих напрямків руху автомобіля дій, що збільшує шанси уникнути дорожньо-транспортну пригоду.

Відхилення керованих коліс автомобіля із зафіксованим рульовим колесом пояснюється жорсткістю (або піддатливістю) рульового керування автомобіля. Це явище слід враховувати при математичному моделюванні пружним моментом у рульовому керуванні. В даних дослідженнях цей момент по модулю майже досяг значення 50 Н·м, в той час як максимальне значення гіроскопічного моменту досягало 20 Н·м, що на 60% менше.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Разбойніков О. О. Поліпшення курсової стійкості легкового автомобіля при русі по нерівній дорозі : дис. ... канд. техн. наук : 05.22.02 / Разбойніков Олександр Олександрович. – Київ : НТУ, 2021. – 214 с.
2. Поляков В. М. Визначення рівнодіючої сил взаємодії автомобільного колеса з нерівною поверхнею дороги / В. М. Поляков, О. О. Разбойніков // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки» – 2017. – Вип. 1(37). – С. 329-338.
3. Поляков В. М. Визначення параметрів роботи підвіски автомобіля при його русі по нерівній опорній поверхні / В. М. Поляков, О. О. Разбойніков // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». – 2017. – Вип. 3(39). – С. 117-126.
4. Разбойніков О. О. Вплив швидкості автомобіля на зміну сил, що діють в ходовій частині при русі по нерівній дорозі / О. О. Разбойніков. Rzeszow : Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Lukaszewicza, Monografia pod redakcją naukową Kazimierza Lejdy, Systemy i Środki Transportu Samochodowego. Seria : Transport. – 2017. – №10. – Р. 87-94.
5. Полянский А. С. Повышение точности оценки устойчивости автомобилей и тракторов при наезде на препятствие / А. С. Полянский, Д. М. Клец, Е. А. Дубинин, В. В. Задорожная // Вісник

Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. – 2018. – Вип. 190. – С. 162-171.

6. Jan Dizo, Miroslav Blatnický, Oleksandr Kravchenko, Peter Gasper. Vehicle passage over an uneven road. *Zilina: Zilinska univerzita, Strojnicka fakulta. Technolog.* 2022. Vol 14, No. 1. pp. 11-14.

7. Поляков В. М. Теоретичне дослідження руху автомобіля по нерівній дорозі / В. М. Поляков, О. О. Разбойніков // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». – 2018. – Вип. 1(40). – С. 252-261.

8. Разбойніков О. О. Експериментальне дослідження курсової стійкості руху на моделі автомобіля з пасивною та активною підвісками його коліс по нерівній дорозі / О. О. Разбойніков // Rzeszow : Politechnika Rzeszowska, Monografia pod redakcją naukową Kazimierza Lejdy, Systemy i Środki Transportu Samochodowego. Seria : Transport. – 2019. – №16. – Р. 43-50.

9. Поляков В. М., Філіпова Г. А., Разбойніков О. О. Теоретичне дослідження динаміки руху автомобіля по нерівній дорозі / В. М. Поляков, Г. А. Філіпова, О. О. Разбойніков // матеріали VII міжнарод. наук.-прак. конф. «Науково-прикладні аспекти автомобільної і транспортно-дорожньої галузей» (14-16 черв. 2022 року). – Луцьк : ЛНТУ – 2022. – С. 90-93.

10. Stuart Macey, Geoff Wardle. (2009) *H-point: The Fundamentals of Car Design & Packaging*. Pasadena : Art Center College of Design, 224 p.

11. Вулиці і дороги населених пунктів. ДБН В.2.3-5:2018. – [Чинний від 2018-09-01]. Вид. офіц. Київ : Укрархбудінформ, 2018. 55 с.

12. Засоби транспортні дорожні. Стійкість. Методи визначення основних параметрів випробуваннями : ДСТУ 3310-96. – [Чинний від 1997-01-01]. Вид. офіц. Київ : Держстандарт України, 1996. – 30 с.

13. Колісні транспортні засоби. Динаміка та курсова стійкість. Словник термінів (ISO 8855:2011, IDT) : ДСТУ ISO 8855-2014. [Чинний від 2015-04-01]. Вид. офіц. Geneva : ISO copyright office, 2011. 42 с.

14. Jornsén Reimpell, Jürgen Betzler (2004) *Podwozia samochodów. Podstawy konstrukcji*. Warszawa : Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, 454 p.

15. Солтус А. П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: навчальний посібник для ВНЗ. Київ : Арістей, 2010. 155 с.

REFERENCES

1. Razboynikov, O. O. (2021) Polipshennia kursovoi stiihosti lehkovoho avtomobilia pry rusi po nerivnii dorozii [Improvement of course stability of the car moving on uneven road]. *Candidate's thesis*. Kyiv: NTU [in Ukrainian].

2. Polyakov, V. M., & Razboynikov, A. A. (2017) Vyznachennia rivnodiiuchoi syl vzaiemodii avtomobilnoho kolesa z nerivnoiu poverkhnei dorohy [Definition of interaction force between the car wheel and uneven road surface] *Visnyk Natsionalnoho transportnoho universytetu. Seriiia «Tekhnichni nauky» – Herald of National Transport University. Series «Engineering», Issue 1(37)*, 329-338 [in Ukrainian].

3. Polyakov, V. M., & Razboynikov, A. A. (2017) Vyznachennia parametriv roboty pidvisky avtomobilia pry yoho rusi po nerivnii opornii poverkhni [Determining conditions of the car suspension system while driving on uneven supporting surface] *Visnyk Natsionalnoho transportnoho universytetu. Seriiia «Tekhnichni nauky» – Herald of National Transport University. Series «Engineering», Issue 3(39)*, 117-126 [in Ukrainian].

4. Razboynikov, A. A. (2017) Vplyv shvydkosti avtomobilia na zminu syl, shcho diut v khodovii chastyini pry rusi po nerivnii dorozii [Impact of vehicle speed on change of forces acting in running gear while driving on uneven road] *Rzeszow : Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Lukasiewicza, Monografia pod redakcją naukową Kazimierza Lejdy, Systemy i Środki Transportu Samochodowego. Seria : Transport, 10*, 87-94 [in Ukrainian].

5. Polyanskiy O., Klets D., Dubinin Ye., Zadorozhnyia V. (2018) Povysheniye tochnosti otsenki ustoychivosti avtomobiley i traktorov pri nayeзде na prepyatstviye [Increasing the accuracy of estimation of the cars and tractors stability when the obstacles are obtained] *Visnyk Kharkivskoho natsionalnoho tekhnichnoho universytetu silskoho hospodarstva imeni Petra Vasylenka, Issue 190*, 162-171 [in Russian].

6. Jan Dizo, Miroslav Blatnický, Oleksandr Kravchenko, Peter Gasper (2022) Vehicle passage over an uneven road. *Zilina: Zilinska univerzita, Strojnicka fakulta. Technolog.* Vol 14, No. 1, 11-14. [in English].

7. Polyakov, V. M., & Razboynikov, A. A. (2018) Teoretychne doslidzhennia rukhu avtomobilia po nerivnii dorozii [Theoretical study of the vehicle movements on uneven road surface] *Visnyk Natsionalnoho*

transportnoho universytetu. Serii «Tekhnichni nauky» – Herald of National Transport University. Series «Engineering», Issue 1(40), 252-261 [in Ukrainian].

8. Razboynikov, A. A. (2019) Eksperymentalne doslidzhennia kursovoi stiihosti rukhu na modeli avtomobilia z pasyvnoiu ta aktyvnoiu pidviskamoyu yoho kolis po nerivnii dorozi [Experimental investigations of course stability of a physical car model with passive and active suspension systems while it moving on uneven road surface] Rzeszow : Politechnika Rzeszowska, Monografia pod redakcja naukowa K. Lejdy, Systemy i Srodki Transportu Samochodowego. Seria : Transport, 16, 43-50 [in Ukrainian].

9. Poliakov V. M., Filipova H. A., Razboynikov O. O. (2022) Teoretychne doslidzhennya dynamiky rukhu avtomobilya po nerivniy dorozi [A theoretical study of the dynamics of car movement on an uneven road] Materials VII International. science-practice conf. «Scientific and applied aspects of the automobile and transport and road industries. (p.p. 90-93). Lutsk: LNTU [in Ukrainian].

10. Stuart Macey, Geoff Wardle. (2009) H-point: The Fundamentals of Car Design & Packaging. Pasadena : Art Center College of Design, 224 p. [in English].

11. Vulytsi i dorohy naselenykh punktiv. [Streets and roads of settlements]. (2018) DBN V.2.3-5:2018. from 1-st September 2018. Kyiv : Ukrarkhbudininform Ukraine [in Ukrainian].

12. Zasoby transportni dorozhni. Stiykist'. Metody vyznachennya osnovnykh parametriv vyprovuvannyamy [Road vehicles. Stability. Methods of determining the main parameters by tests]. (1996). DSTU 3310-96. – from 1-st January 1997. Kyiv: Derzhstandard of Ukraine [in Ukrainian].

13. Kolisni transportni zasoby. Dynamika ta kursova stiykist'. Slovnyk terminiv [Road vehicles — Vehicle dynamics and road-holding ability — Vocabulary] (ISO 8855:2011, IDT) : DSTU ISO 8855-2014. from 1-st April 2015. Geneva : ISO copyright office [in English].

14. Jornsens Reimpell, Jurgen Betzler (2004) Podwozia samochodów. Podstawy konstrukcji. Warszawa : Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, 454 p. [in Polish].

15. Soltus A. P. (2010) Teoriya ekspluatatsiynykh vlastyvostey avtomobilya [The theory of operational properties of a car]. Kyiv: Aristei [in Ukrainian].

РЕФЕРАТ

Поляков В.М. Дослідження впливу роботи рульового керування автомобіля при долатті дорожньої нерівності на безпеку руху / В.М. Поляков, О.О. Разбойніков // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науковий журнал. – К. : НТУ, 2023. – Вип. 1 (55).

В статті наведено результати теоретичних досліджень руху автомобіля, що колесами лівого борту долає дорожню нерівність. Розглянуто рух автомобіля як з вільним рульовим колесом так і з зафіксованим. Отримано графічні залежності, які дозволяють оцінити вплив роботи рульового керування автомобіля на його курсову стійкість при русі по нерівній дорозі. Наведено аналіз впливу роботи рульового керування автомобіля на безпеку його руху в зазначених умовах.

Об'єкт дослідження – вплив роботи рульового керування автомобіля на його курсову стійкість при русі по нерівній дорозі.

Мета роботи полягає у виявленні впливу роботи рульового керування автомобіля при долатті дорожньої нерівності на безпеку руху шляхом теоретичних досліджень курсової стійкості руху автомобіля по нерівній дорозі з вільним та зафіксованим рульовим колесом.

Метод дослідження – математичне моделювання.

Теоретичне дослідження курсової стійкості руху автомобіля по нерівній дорозі з вільним та зафіксованим рульовим колесом проведено на математичній моделі, що враховує жорсткість рульового керування.

Виявлено, що робота рульового керування автомобіля суттєво впливає на безпеку його руху по нерівній дорозі. Так, за результатами теоретичних досліджень автомобіль з вільним рульовим колесом виходить за межі коридору безпеки через 1,1 с після початку долаття дорожньої нерівності, в той час як із зафіксованим – через 2,5 с, що майже на 130 % пізніше відносно першого результату. Цей час може відіграти ключову роль для прийняття рішення та реалізації коригуючих напрямків руху автомобіля дій, що збільшує шанси для уникнення дорожньо-транспортної пригоди. Відхилення керованих коліс автомобіля із зафіксованим рульовим колесом пояснюється жорсткістю (або піддатливістю) рульового керування автомобіля. Це явище слід враховувати при математичному моделюванні пружним моментом у рульовому керуванні.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: ДОРОЖНЯ НЕРІВНІСТЬ, РУЛЬОВЕ КЕРУВАННЯ, АВТОМОБІЛЬ, КУРСОВА СТІЙКІСТЬ, БЕЗПЕКА РУХУ.

ABSTRACT

Poliakov V.M., Razboinikov O.O. Study of the influence of the steering operation of the vehicle when overcoming road bumps on traffic safety. Visnyk National Transport University. Series «Technical sciences». Scientific journal. – Kyiv: National Transport University, – 2023. – Issue 1 (55).

The article presents the results of theoretical studies of the movement of a car that overcomes road irregularities with its left-hand wheels. The movement of the car is considered both with a free steering wheel and with a fixed one. Graphical dependences were obtained, which allow to evaluate the influence of the car's steering on its directional stability when driving on a rough road. An analysis of the influence of the car's steering on the safety of its movement in the specified conditions is given.

The object of study – the influence of the car's steering on its course stability when driving on a rough road.

The purpose of the work is to reveal the influence of the car's steering operation when overcoming road irregularities on traffic safety by conducting theoretical studies of the directional stability of the car's movement on an uneven road with free and fixed steering wheels.

The research method – mathematical modeling.

A theoretical study of the directional stability of a car on an uneven road with free and fixed steering wheels was carried out on a mathematical model that takes into account the stiffness of the steering.

It was found that the operation of the car's steering significantly affects the safety of its movement on a rough road. Thus, according to the results of theoretical studies, a car with a free steering wheel goes beyond the safety corridor 1.1 s after the start of overcoming a road bump, while with a fixed one - after 2.5 s, which is almost 130% later. This time can play a key role in making a decision and implementing corrective actions in the direction of the car's movement, which increases the chances of avoiding a traffic accident. The deflection of the steered wheels of a car with a locked steering wheel is due to the stiffness (or compliance) of the car's steering. This phenomenon should be taken into account in the mathematical modeling of the elastic moment in the steering control.

KEYWORDS: ROAD UNEVENNESS, STEERING SYSTEM, CAR, COURSE STABILITY, TRAFFIC SAFETY.

АВТОРИ:

Поляков Віктор Михайлович, кандидат технічних наук, доцент, професор кафедри автомобілів, Національний транспортний університет, e-mail: poljakov_2006@ukr.net, тел.: +380673861468, Україна, 01010, м. Київ, вул. Омеляновича-Павленка, 1, к. 306, orcid.org/0000-0001-7042-3066.

Разбойніков Олександр Олександрович, кандидат технічних наук, асистент кафедри автомобілів, Національний транспортний університет, e-mail: razboyn1k@ukr.net, тел.: +380972214790 Україна, 01010, м. Київ, вул. Омеляновича-Павленка, 1, к. 306, orcid.org/0000-0003-3024-0999.

AUTHOR:

Poliakov Victor Mykhailovych, Candidate of Engineering Sciences, associate professor, professor of Department of Automobiles, National Transport University, e-mail: poljakov_2006@ukr.net, tel.: +380673861468, Ukraine, 01010, Kyiv, Omelianovycha-Pavlenka Str., 1, of. 306, orcid.org/0000-0001-7042-3066.

Razboinikov Oleksandr Oleksandrovych, Candidate of Engineering Sciences, Assistant Lecturer of Department of Automobiles, National Transport University, e-mail: razboyn1k@ukr.net, tel.: +380972214790 Ukraine, 01010, Kyiv, Omelianovycha-Pavlenka Str., 1, of. 306, orcid.org/0000-0003-3024-0999.

РЕЦЕНЗЕНТИ:

Сахно В.П., доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, завідувач кафедри автомобілів, Київ, Україна.

Макаров Володимир Андрійович, доктор технічних наук, професор, Вінницький національний технічний університет, професор кафедри автомобілів та транспортного менеджменту, Вінниця, Україна.

REVIEWER:

Sakhno Volodymyr Prohorovych, Doctor of Technical Sciences, Professor, National Transport University, Head of Department of Automobiles, Kyiv, Ukraine.

Makarov Volodymyr Andriyovych, Doctor of Technical Sciences, Professor, Vinnytsia National Technical University, Professor of the Department of Automobiles and Transport Management, Vinnytsia, Ukraine.