

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
“ЛЬВІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА”

Волохов Олександр Сергійович

УДК 629.113

**ПОЛІПШЕННЯ СТІЙКОСТІ АВТОМОБІЛІВ КАТЕГОРІЇ М1 У  
НЕУСТАЛЕНИХ РЕЖИМАХ РУХУ**

Спеціальність 05.22.02 — Автомобілі та трактори

**А в т о р е ф е р а т**  
дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Львів — 2013



## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** Швидке поширення світової автомобілізації є невід’ємним явищем сучасного суспільства. Кількість автомобілів постійно зростає, покращується якість як окремих систем, так і автомобіля в цілому. Ряд внутрішніх та зовнішніх факторів робить керування сучасним автомобілем досить складною дією, а під час унеможлиблює її без допомоги окремих пристроїв. Значний відсоток у конструкції сучасного автомобіля мають електронні системи, що дозволяють спростити загальне керування автомобілем.

Невід’ємною та дуже суттєвою властивістю сучасного легкового автомобіля є курсова стійкість руху, забезпечення належного рівня якої є однією з основних наукових автомобільних проблем сьогодення.

Огляд вітчизняних і закордонних публікацій по дослідженню стійкості руху легкових автомобілів вказує на два основних напрямки досліджень. По перше, це взаємодія колеса з опорною поверхнею, по друге, рух автомобіля в усталених режимах. При цьому враховується значна кількість факторів, але практично відсутній напрям досліджень стійкості руху автомобіля у неусталених режимах, саме які і є найбільш часто використовуваними.

Наявність на сучасних автомобілях електронних систем контролю руху дає змогу визначити показники стійкості для цих автомобілів за умов їхньої повсякденної експлуатації та скорегувати їх подальшу експлуатацію в бік більш безпечний для вищезазначених умов.

Вибір та обґрунтування параметрів системи «Автомобіль-навколишнє середовище» для забезпечення необхідних показників стійкості автомобілів категорії М1 у неусталених режимах руху є актуальною задачею.

**Зв’язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Робота виконувалася в межах науково-дослідних робіт кафедри “Автомобілі” Національного транспортного університету – держбюджетної теми №3 “Теорія керуваності та стійкості автомобілів і автопоїздів з нетрадиційними системами управління”, № держреєстрації 0100U002446 та держбюджетної теми “Механіка та енергетика автомобілів і автопоїздів”, № держреєстрації 0104U003346, а також в межах науково-дослідних робіт кафедри “Технічна експлуатація автомобілів” Донецької академії автомобільного транспорту – тема “Прогнозування показників стійкості легкових автомобілів з урахуванням реальних характеристик шин”, № держреєстрації 0107U002154.

**Мета і завдання досліджень.** Метою роботи є поліпшення стійкості автомобілів категорії М1 у неусталених режимах руху з урахуванням взаємовпливу поздовжніх і поперечних сил у плямі контакту коліс з опорною поверхнею.

Відповідно до мети визначені завдання дослідження:

- вибір та обґрунтування показників для оцінки стійкості руху автомобілів категорії М1 у неусталених режимах;
- розробка математичної моделі усталеного криволінійного руху автомобіля категорії М1 і на її основі визначення показників стійкості руху;
- дослідження взаємовпливу поздовжніх і поперечних сил у плямі контакту коліс на показники курсової стійкості автомобіля категорії М1;

- експериментальна перевірка адекватності розробленої математичної моделі для визначення показників курсової стійкості руху автомобіля категорії M1;
- розробка рекомендацій щодо практичного застосування досліджень з метою підвищення показників курсової стійкості руху автомобіля категорії M1.

**Об'єкт дослідження** – стійкість руху автомобіля категорії M1 у неусталених режимах руху.

**Предмет дослідження** – взаємовплив поздовжніх і поперечних сил, що виникають у плямі контакту коліс з опорною поверхнею, на показники курсової стійкості автомобіля категорії M1 у неусталених режимах руху.

**Наукову новизну результатів** дослідження складають:

- модель взаємодії колеса з опорною поверхнею за гіпотезою Fiala, яка має неперервну похідну по куту відведення, що спрощує задачу аналізу стійкості багатовиду стаціонарних станів автомобіля і дозволяє побудувати біфуркаційну множину, використовуючи графоаналітичний метод;
- кількісна оцінка ступеня взаємовпливу поздовжніх і поперечних сил у плямі контакту коліс з опорною поверхнею на показники стійкості руху автомобіля, узагальнені діаграми стійкості, що характеризують втрату стійкості стаціонарних рухів в площині параметрів керування (повздовжньої швидкості та кута повороту керованих коліс);
- умови втрати стійкості в усталеному круговому русі та неусталених режимах при виконанні маневрів «переставка», «поворот», забезпечення граничної швидкості руху і визначення початку коливальної нестійкості (зносу) автомобіля.

**Практичну цінність** результатів дослідження складають:

- математичні моделі різного ступеня складності для визначення параметрів стійкості руху автомобіля категорії M1, які дозволяють за заданими конструктивними та експлуатаційними параметрами визначати їх параметри стійкості руху;
- експериментальні залежності сил, що виникають у плямі контакту, їх вплив на курсову стійкість руху та спосіб використання їх в математичній моделі;
- методика вибору конструктивних, компоновальних та експлуатаційних параметрів автомобіля, які забезпечують необхідні показники стійкості руху.

**Особистий внесок здобувача.** Всі основні результати, що виносяться на захист, отримані здобувачем самостійно та опубліковані у 16 наукових працях. Роботи [4, 5] написано самостійно. У роботах виконаних у співавторстві здобувачу належать: [1] - побудова рівнянь періодичного руху моделі колісної пари; [2] - побудова біфуркаційної множини на основі наближеного аналітичного методу; [3] - визначення кутів відведення коліс та аналіз їх впливу на сили відведення і п'ятковий момент; [6] - методика експериментального визначення показників стійкості автомобіля категорії M1; [7] - порівняння біфуркаційних множин критичної швидкості руху моделей велосипедної та чотириколісної просторової; [8] - визначення кутів відведення коліс автомобіля на основі експериментальних даних параметрів стійкості руху; [9] - конструкція гідровідмітчиків траєкторій центрів осей автомобіля; [10] - рівняння перерозподілу вертикальних реакцій по бортам та осям автомобіля; [11] - порівняльний аналіз коефіцієнтів відведення з

урахуванням повздовжніх сил для лінійної та нелінійної моделей відведення колеса; [12] - визначені показники стійкості автомобіля, побудована площинна модель руху; [13] - підбір обладнання для експериментального визначення показників стійкості руху автомобіля; [14] - оцінка адекватності параметрів стійкості руху автомобіля, що отримані під час проведення експерименту; [15] - порівняльний аналіз залежності бічної сили за моделями Фіала та Пацейки; [16] - побудова біфуркаційної множини на основі чисельно-аналітичного методу.

**Апробація результатів роботи.** Результати роботи доповідались та обговорювались на наукових конференціях професорсько-викладацького складу і студентів Національного транспортного університету (Київ, НТУ 2009 [17], 2010 [18], 2011 [19], 2012 [22] рр.); на міжнародних науково-технічних конференціях «Автомобильный транспорт: проблемы и перспективы» (м. Севастополь СевНТУ, 2011 р. [20]); та II міжнародній науково-технічній конференції «Проблемы и перспективы автомобилестроения и автомобильного транспорта» (м. Харків ХНАДУ, 2011 р. [21]).

**Публікації.** Основний зміст дисертації опубліковано у 16 друкованих роботах у фахових виданнях.

**Структура та обсяг роботи.** Дисертація містить у собі вступ, основну частину, яка складається із чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел зі 105 найменувань. Повний обсяг дисертації складає 152 сторінки, з них 144 сторінки основного тексту, 87 рисунків, 22 таблиці та 6 додатків.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

**У вступі** до дисертації обґрунтована актуальність теми, сформульовано мету та завдання дослідження, викладено наукову новизну результатів дослідження, показано практичне значення, надані відомості про апробацію та публікацію основних положень роботи.

**У першому розділі** здійснено аналітичний огляд існуючих досліджень і обґрунтовано напрямки роботи. Детально розглянуто існуючі методики визначення показників стійкості руху автомобіля та фактори, що найбільш впливають на стійкість руху.

Відомо, що у визначенні показників стійкості руху значну роль відіграє взаємодія колеса з опорною поверхнею. На теперішній час існує декілька моделей взаємодії колеса з опорною поверхнею, найбільш поширеними з яких є модель E.Fiala, що розглядає взаємовплив поздовжніх і поперечних сил у плямі контакту на величину бічної сили через деякий ефективний коефіцієнт тертя ковзання  $\mu$ , та нелінійні моделі пневматичної шини Сегела або Пасейки, які дозволяють моделювати бічну силу з високою точністю, однак вимагають великої кількості вихідних даних, які найчастіше невідомі. Використання нелінійних моделей шини при аналітичному дослідженні викликає певні труднощі, крім того, для кожної моделі шини необхідне проведення експерименту для одержання відповідних розрахункових коефіцієнтів.

Проведений аналіз літературних джерел показав, що найчастіше дані моделі використовуються під час аналізу стійкості руху автомобіля в усталених режимах, у той час як найбільш цікавим є дослідження стійкості під час зміни швидкості руху або траєкторії. Існуючі методи потребують удосконалення шляхом урахування сил та моментів, що діють у плямі контакту колеса з опорною поверхнею.

У другому розділі розроблена математична модель усталеного криволінійного руху автомобіля категорії М1, в основу якої покладені нелінійні залежності бічних сил на колесах від кутів відведення, а також взаємовплив поздовжніх і поперечних сил у плямі контакту коліс та перерозподіл навантаження по колесам і бортам автомобіля.

Для спрощення розрахунків були прийняті наступні припущення: центр мас автомобіля знаходиться у вертикальній поздовжній площині; сили, що формують траєкторію руху, прикладені в точках контакту коліс з дорогою; визначальним є рух проекції центра мас автомобіля; гіроскопічні моменти, моменти від неврівноважених частин, що обертаються, і моменти опору кочення коліс не враховуються.

Розглянуто плоскопаралельний рух автомобіля з урахуванням квазістатичного перерозподілу вертикальних реакцій по осям і бортам. У плямі контакту коліс з опорною поверхнею діють поздовжні сили  $\bar{X}_{i,j}$ , (гальмівні або тягові), поперечні  $\bar{Y}_{i,j}$ , (сили відведення) (рис.1) і п'ятковий момент  $M_{i,j}$ , що представляє головний момент системи елементарних сил відведення, що діють в плямі контакту ( $i = 1,2$ ;  $j = 1,2$ ) (1). До коліс прикладений крутний  $M^K_{i,j}$ , або гальмівний  $M^r_{i,j}$ , моменти (3). На автомобіль також діє сила аеродинамічного опору  $F_a = C_x A_x \rho v^2 / 2$  (врахована тільки поздовжня складова (1), де  $C_x$  - безрозмірний коефіцієнт, наближено може вважатися постійним;  $A_x$  - площа поперечного перерізу,  $\rho$  - густина повітря (прийнята рівною  $1199 \text{ кг/м}^3$ , що відповідає нормальним умовам),  $v$  - швидкість руху автомобіля.

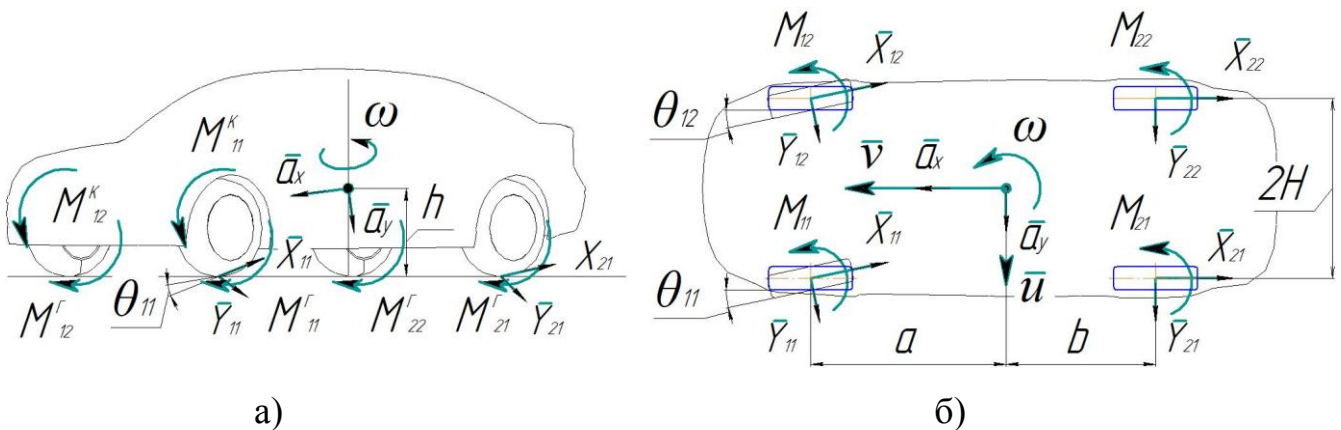


Рисунок 1 – Розрахункова схема моделі легкового автомобіля

Також прийнято:  $m$  - маса і  $J_z$  - центральний момент інерції системи щодо вертикальної осі,  $a$ ,  $b$  - відстань центру мас автомобіля до передньої і задньої колісних осей,  $l$  - відстань між передньою і задньою осями,  $h$  - висота центру мас над опорною поверхнею.

Складемо рівняння плоскопаралельного руху двовісної моделі автомобіля (вертикальна поздовжня площина, що проходить через середини колісних осей, є площиною геометричної симетрії). Отримаємо:

$$\begin{aligned} m(\dot{v} - u\omega) &= Y_{1,1}\delta_{1,1} \sin \theta_{1,1} + Y_{1,2}\delta_{1,2} \sin \theta_{1,2} - \\ &- X_{1,1} \cos \theta_{1,1} - X_{1,2} \cos \theta_{1,2} - X_{2,1} - X_{2,2} - F_a; \\ m(\dot{u} - v\omega) &= Y_{1,1}\delta_{1,1} \cos \theta_{1,1} + Y_{1,2}\delta_{1,2} \cos \theta_{1,2} + \\ &+ Y_{2,1}\delta_{2,1} + Y_{2,2}\delta_{2,2} - X_{1,1} \sin \theta_{1,1} - X_{1,2} \sin \theta_{1,2}; \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} J\dot{\omega} &= a(Y_{1,1}\delta_{1,1} \cos \theta_{1,1} - X_{1,1} \sin \theta_{1,1} + Y_{1,2}\delta_{1,2} \cos \theta_{1,2} - \\ &- X_{1,2} \sin \theta_{1,2}) - b(Y_{2,1}\delta_{2,1} + Y_{2,2}\delta_{2,2}) + H(Y_{1,1}\delta_{1,1} \sin \theta_{1,1} + \\ &+ X_{1,1} \cos \theta_{1,1} - Y_{1,2}\delta_{1,2} \sin \theta_{1,2} - X_{1,2} \cos \theta_{1,2} - X_{2,1} - X_{2,2}) + \\ &+ M_{1,1}\delta_{1,1} + M_{1,2}\delta_{1,2} + M_{2,1}\delta_{2,1} + M_{2,2}\delta_{2,2}; \end{aligned}$$

Кути відведення коліс осей автомобіля:

$$\begin{aligned} \delta_{1,1} &= \theta_{1,1} - \arctg \left( \frac{u + a\omega}{v - \frac{H_1\omega}{2}} \right); & \delta_{1,2} &= \theta_{1,2} - \arctg \left( \frac{u + a\omega}{v + \frac{H_1\omega}{2}} \right); \\ \delta_{2,1} &= \arctg \left( \frac{-u + b\omega}{v - \frac{H_2\omega}{2}} \right); & \delta_{2,2} &= \arctg \left( \frac{-u + b\omega}{v + \frac{H_2\omega}{2}} \right). \end{aligned} \quad (2)$$

Ці рівняння слід доповнити рівняннями обертального руху кожного колеса, що дає можливість визначити величину поздовжнього прослизання і поздовжньої сили у плямі контакту:

$$j_{i,j} \dot{\omega}_{i,j} = -(m_{i,j}^{ck} \pm M_{i,j}^{T,K}) \pm X_{i,j} \cdot r \quad (3)$$

де  $j_{i,j}$   $\omega_{i,j}$  - відповідно моменти інерції та кутові швидкості власного обертання коліс передньої та задньої осей.

У роботі за основу прийнята модель взаємодії колеса з опорною поверхнею E.Fiala, що враховує проковзування в поздовжньому й поперечному напрямках через зміну коефіцієнта тертя:

$$\mu = \mu^0 - \sqrt{S_x^2 + (1 - S_x)^2 |\tan(\delta)|^2} (\mu^0 - \mu^1) \quad (4)$$

де  $\mu^0$  - динамічний коефіцієнт тертя ковзання;  $S_x$  - прослизання колеса в поздовжньому напрямку;  $\mu^1$  - статичний коефіцієнт тертя ковзання.

Поздовжня сила визначається як:

$$X = \begin{cases} S_x C_s, & S_x < S_{x \max}; \\ \mu N - \frac{1}{4} \frac{\mu^2 N^2}{S_x C_s}, & S_x > S_{x \max}. \end{cases} \quad S_{x \max} = \frac{1}{2} \frac{\mu N}{C_s} \quad (5)$$

де  $N$  - вертикальне навантаження;  $C_s$  - коефіцієнт крипу (повздовжнє псевдо прослизання).

Бічна сила:

$$Y = \begin{cases} -\mu N(1-H^3) \operatorname{sign} \delta, & \delta \leq \delta^* \\ -\mu N \operatorname{sign} \delta, & \delta > \delta^* \end{cases} \quad (6)$$

Відповідно стабілізуючий момент  $M$  визначається співвідношенням:

$$M = \begin{cases} 2\mu N R_2 (1-H) H^3 \operatorname{sign} \delta & \delta \leq \delta_Y^* \\ 0, & \delta > \delta_Y^* \end{cases} \quad (7)$$

Параметр  $H$  визначається:

$$H = 1 - \frac{k_Y |\operatorname{tg} \delta|}{3\mu N}; \quad \delta^* = \operatorname{arctg} \frac{3\mu N}{k_Y}. \quad (8)$$

Бічна сила  $\bar{Y}$  та момент  $M$  знаходяться через характерні параметри  $\bar{k}_Y, \mu$  (у відповідності до моделі Fiala), що визначаються експериментально.

Функція  $\operatorname{sign}$  (сігнум), що має розрив, та наявність квадратичних членів в апроксимації моделі Fiala не дозволяє використовувати певний математичний апарат при дослідженні стійкості руху. Щоб уникнути цієї проблеми нами пропонується нова математична форма моделі взаємодії колеса з опорною поверхнею, що зберігає всі основні параметри та особливості моделі Fiala:

- нахил кривої на початку координат - коефіцієнт опору відведенню;
- максимальне значення бічної сили та стабілізуючого моменту;
- кут відведення, що відповідає максимальній бічній силі та стабілізуючому моменту.

Нова параметрична форма, яка зведена до явної залежності  $\bar{Y} = \bar{Y}(\delta)$ :

$$\begin{cases} \bar{Y} = \frac{A \cdot t}{t^2 + 1} \\ \delta = \frac{t}{B \sqrt{1 - \left(\frac{t}{C}\right)^2}} \end{cases} \Rightarrow t = \frac{B\delta}{\sqrt{1 + \left(\frac{B\delta}{C}\right)^2}}. \quad (9)$$

Коефіцієнти  $A, B, C$ , що входять в формулу (9), пов'язані з характеристиками



залежності бічної сили ( $\bar{Y}_{\delta_{\max}}$ ,  $\delta_{\max}$ ,  $\bar{Y}'|_{\delta=0}$ ):

$$\bar{Y}_{\delta_{\max}} = \mu = \frac{1}{2} A; \quad \delta_{\max} = \delta_Y^* = \frac{1}{B \sqrt{1 - \frac{1}{C^2}}}; \quad Y'|_{\delta=0} = \bar{k}_Y = AB. \quad (10)$$

Нова форма для залежності стабілізуючого моменту записана у вигляді:

$$\bar{M} \delta = \frac{A_1 \delta}{B_1 \delta^4 + C_1 \delta^2 + 1}; \quad (11)$$

Відповідно до співвідношень (10) - (11) параметри  $A_1$ ,  $B_1$ ,  $C_1$  визначаються через первинні геометричні характеристики залежності стабілізуючого моменту ( $\bar{k}_M$ ,  $\bar{M}^{\max}$ ,  $\delta_M^*$ ):

$$A_1 = \bar{k}_M = \frac{2}{3} R_2 \bar{k}_Y, \quad B_1 = -\frac{1}{2} \frac{A \delta_M^* - 2 \bar{M}^{\max}}{\bar{M}^{\max} \delta_M^{*4}}, \quad C_1 = \frac{1}{2} \frac{3A \cdot \delta_M^* - 4 \bar{M}^{\max}}{\bar{M}^{\max} \delta_M^{*2}} \quad (12)$$

Таким чином, отримано нову математичну форму моделі взаємодії колеса з опорною поверхнею за моделлю Fiala, яка має неперервну похідну по куту відведення (9)-(12). Це спрощує задачу аналізу стійкості многовиду стаціонарних станів автомобіля і дозволяє побудувати біфуркаційну множину, використовуючи графоаналітичний метод.

Нижче наведено графіки  $\bar{Y} = f(\delta)$ , рис. 2 (а), та  $M = f(\delta)$ , рис. 2 (б), що відповідають новій математичній формі, та залежності у формі Пацейки. Відмітимо практичне співпадіння двох графіків до положення локального максимуму.

Для визначення показників стійкості руху розглянуто кілька варіантів моделі автомобіля: «велосипедна» - найпростіша модель, що заснована на лінійній теорії відведення колеса, в яку подалі введений фактор нелінійності бічних сил (13); модель з урахуванням поздовжньої сили – як сили, що компенсує результуючу складову сил інерції; модель з урахуванням дії вертикальних навантажень і їх динамічного перерозподілу по осям і бортам автомобіля (14), рис. 3. У цьому випадку використання нелінійної теорії відведення колеса дозволяє визначити вплив перерозподілу навантажень на параметри стійкості автомобіля. Кінцевим підсумком є моделювання руху автомобіля з урахуванням перерозподілу сил по осям і бортам автомобіля  $N_{i,j}$ , а також взаємовпливу поздовжніх (тягових і гальмівних) і поперечних сил у плямі контакту колеса з дорогою.

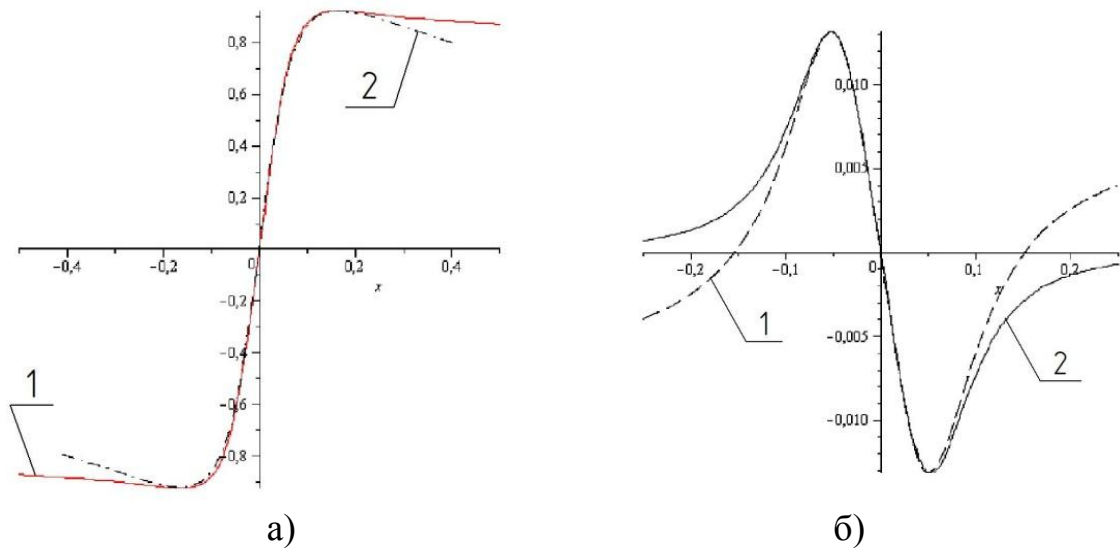


Рисунок 2 - Графік залежностей бічної сили (а) та стабілізуючого моменту (б) від кута відведення:

1 – параметрична модель по Fiala; 2 – модель Пацейка

$$Y_i = \frac{\kappa'_i \delta_i}{\sqrt{1 + \left(\frac{\kappa'_i}{\varphi_i}\right)^2}} \text{ або } Y_i = \frac{\kappa_i \delta_i}{\sqrt{1 + \left(\frac{\kappa_i \delta_i}{0,8N_i}\right)^2}}. \quad (13)$$

$$\begin{aligned} N_{11} &= \frac{mgb}{2l} + \frac{mv\omega h}{2l} - \frac{m\omega h b}{Hl}; & N_{12} &= \frac{mgb}{2l} + \frac{mv\omega h}{2l} + \frac{m\omega h a}{Hl}; \\ N_{21} &= \frac{mga}{2l} - \frac{mv\omega h}{2l} - \frac{m\omega h b}{Hl}; & N_{22} &= \frac{mga}{2l} - \frac{mv\omega h}{2l} + \frac{m\omega h a}{Hl}. \end{aligned} \quad (14)$$

Для порівняльного аналізу результатів моделювання з реальними даними для конкретного автомобіля був здійснений постановочний експеримент, результати якого слугували для перевірки адекватності моделі та її аналізу. При аналізі основними показниками виступають змінні характеристики стаціонарних режимів: кутова швидкість  $\omega$  і бічна складова швидкості центру мас  $u$ , а також бічне прискорення автомобіля  $U$ .

Використовуючи дані щодо траєкторій руху автомобіля, а також змодельовані значення  $u$  і  $\omega$  методом графічного відновлення схеми руху автомобіля отримані значення безрозмірних коефіцієнтів опору відведення (табл. 1). Це дало змогу моделювати рух автомобіля із заданими параметрами як в усталених, так і неусталених режимах руху та порівнювати отримані значення з експериментальними.

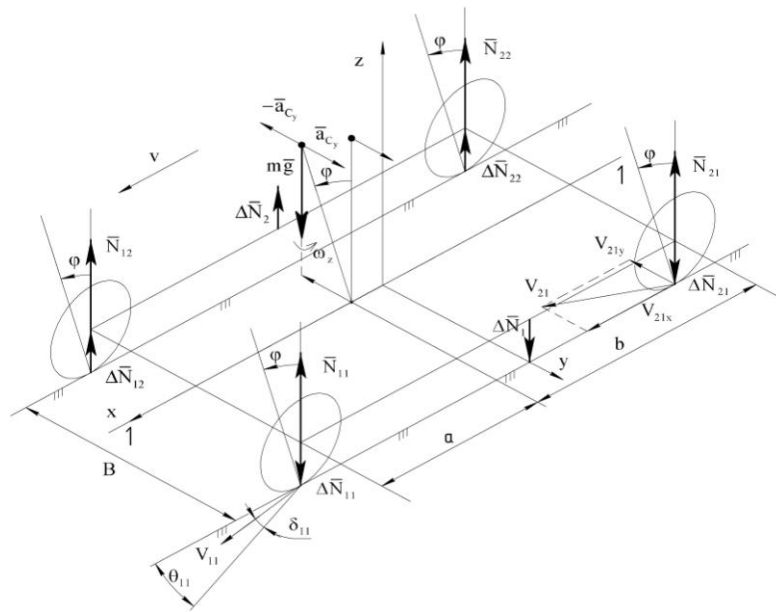


Рисунок 3 - Просторова модель автомобіля з урахуванням перерозподілу вертикального навантаження по бортам та осям автомобіля

Таблиця 1 – Значення безрозмірних коефіцієнтів опору відведення

Позначення параметру	Дослід 1	Дослід 2	Дослід 3	Дослід 4
$\bar{\kappa}_1$	3.5111	3.9601	8.3645	2.1443
$\bar{\kappa}_2$	3.3189	3.8129	8.7294	2.3178
$\bar{\kappa}_{h1}$	3.6213	4.1125	9.1887	2.4715
$\bar{\kappa}_{h2}$	3.4196	3.9546	9.5579	2.5988
$\bar{\kappa}_{h1\Delta N}$	3.6112	4.0991	9.1169	2.4481
$\bar{\kappa}_{h2\Delta N}$	3.0399	3.5121	8.4218	2.2794

У третьому розділі проведено теоретичне дослідження стійкості руху автомобіля. Отримана система рівнянь дозволяє досліджувати рух автомобіля як в усталених, так і неусталених режимах, що має два підходи до своєї кількісної оцінки: перший – пов'язаний з дослідженням характеристичних рівнянь (1-й метод Ляпунова), чи функції Ляпунова (2-й метод Ляпунова); другий – з виходом параметрів руху за припустиму область (у нашому випадку виїзд автомобіля за межі смуги руху).

Рівняння плоскопаралельного руху велосипедної моделі автомобіля за постійної складової швидкості  $v$  у поздовжньому напрямку мають вигляд:

$$\begin{aligned}
 m(\dot{u} + \omega v) &= Y_1 \cos \theta + Y_2; \\
 J\dot{\omega} &= aY_1 \cos \theta - Y_2 b; \\
 \delta_1 &= \theta - \operatorname{arctg} \frac{u + a\omega}{v}; \delta_2 = \operatorname{arctg} \frac{-u + b\omega}{v},
 \end{aligned} \tag{15}$$

У лінійному наближенні сила відведення пропорційна коефіцієнту відведення

$$Y_i = k_i \delta_i, i = 1, 2.$$

Після лінеаризації вихідної системи рівнянь руху в околиці незбуреного прямолінійного руху ( $u = 0, \omega = 0$ ) одержимо характеристичне рівняння:

$$\begin{aligned} \lambda^2 + p\lambda + q &= 0; \\ p &= \frac{1}{v} \left( \frac{k_1 + k_2}{m} + \frac{k_1 a^2 + k_2 b^2}{J} \right); \\ q &= \frac{k_1 k_2 l^2 - m v^2 (k_1 a - k_2 b)}{m l v^2}. \end{aligned} \quad (16)$$

При  $p > 0$ , умовою стійкості є  $q > 0$ . Отже, для випадку  $k_1 a > k_2 b$  (автомобіль із надлишковою повороткістю) прямолінійний рух асимптотично стійкий лише за швидкості  $v < v_{kp}$

$$v_{kp}^2 = \frac{k_1 k_2 l}{m(k_1 a - k_2 b)} = \frac{\bar{k}_1 \bar{k}_2}{\bar{k}_1 - \bar{k}_2} g l, \quad (17)$$

де  $\bar{k}_i = k_i / G_i$  - безрозмірні коефіцієнти бічного відведення ( $G_i$  - навантаження на осі).

Моделювання сталого режиму руху виконано за конструктивними параметрами автомобіля Opel Zafira, що суттєво спрощує подальший аналіз адекватності моделі.

Ця модель використовувалася надалі для визначення граничних керованих параметрів шляхом моделювання траєкторії руху центру мас автомобіля (рис. 4) з поступовим збільшенням поздовжньої швидкості й відповідною ітерацією пов'язаних з нею значень кута повороту керованих коліс до появи позитивних власних значень коренів характеристичного рівняння руху (табл. 2).

Таблиця 2 – Параметри стаціонарного руху моделі автомобіля по колу

v, км/год	$\theta$ , град	$\omega$ , рад/с	$\omega$ , град/с	u, м/с	Корені характеристичного рівняння	
					$\lambda_1$	$\lambda_2$
25	6.2	0.2911	16,63	0.03164	-4.1242	-23.54
30	6.08	0.3523	20,13	0.03155	-2.8313	-17.03
40	5.85	0.4861	27,78	2.0326	-1.3590	-5.3219
40	5.7	0.4751	27,15	1.9262	-1.3094	-5.722

З аналізу параметрів стаціонарного руху моделі автомобіля по колу (табл. 2) встановлено, що при збільшенні лінійної швидкості зменшується значення дійсної частини коренів характеристичного рівняння, що вказує на погіршення стійкості руху моделі, хоча рух є стійким, поки корені характеристичного рівняння дійсні і від'ємні. Втрату стійкості руху автомобіля можна визначати за величинами поперечної  $u$  і кутової  $\omega$  швидкості руху, а також кутів відведення. Досягнення значень кутів відведення близьких до  $10^\circ$  свідчить про часткову втрату стійкості усталеного руху.

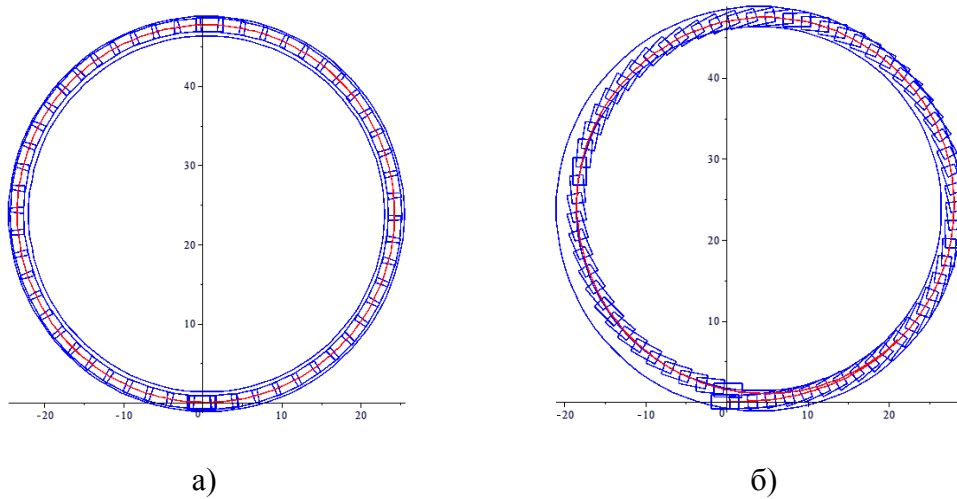


Рисунок 4 - Траєкторія руху автомобіля по колу: а)  $v = 25$  км/год; б)  $v = 40$  км/год.

Надалі проведено моделювання руху автомобіля в неусталених режимах, зокрема, у таких режимах як «поворот», «переставка» при зміні керуючих параметрів. Кожний із наведених режимів може бути розглянутим тільки після інтегрування вихідної системи рівнянь.

Інтегрування вихідної системи рівнянь здійснено за допомогою програмного забезпечення Maple 13 за умови жорсткості керуючого колісного модуля автомобіля і його усталеного руху. При цьому кожний з режимів моделювався вибраним законом повороту рульового колеса автомобіля. Закон управління керованими колесами при виконанні маневру поворот на  $180^\circ$  автомобіля, який перед тим рухався прямолінійно, задавався у вигляді:

$$\theta := \begin{cases} 0 & 0 \leq t \text{ and } t \leq t_0 \\ \beta t & t_0 \leq t \text{ and } t \leq t_1 \\ \beta(t_1 - t_0) & t_1 \leq t \text{ and } t \leq t_2 \\ \beta(t_1 - t_0) - \beta t & t_2 \leq t \text{ and } t \leq t_3 \\ 0 & t_3 \leq t \end{cases} \quad (18)$$

При моделюванні поведінки автомобіля у повороті за кута повороту керованих коліс  $\theta \approx 5,0$  град ( $R = 25$  м) швидкість змінювалася в межах від 25 км/год до швидкості втрати курсової стійкості руху. У результаті моделювання визначалися такі параметри як траєкторія центру мас автомобіля, бічна  $u$  і кутова  $\omega$  швидкості центру мас, кути відведення коліс осей автомобіля  $\delta_i$ , що дозволяло визначити радіус траєкторії автомобіля при усталеному повороті. При збільшенні швидкості руху до  $v = 35$  км/год, що відповідає випадку  $v > v_*$  ( $v_*$  - швидкість появи зносу задньої осі автомобіля за рахунок перерозподілу навантаження по бортах), характерним для поведінки змінних є зростання амплітуд коливального процесу для кутової і бічної швидкості центра мас автомобіля, рис. 5, що призводить до порушення стійкості його руху.

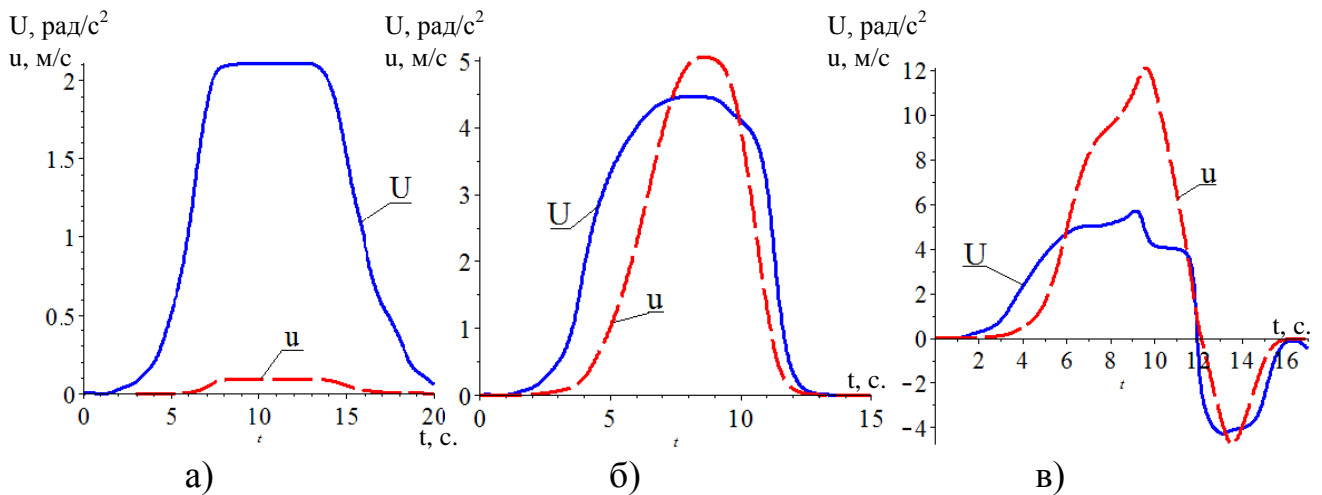


Рисунок 5 – Зміна бічного прискорення та бічної складової швидкості центра мас автомобіля:

а)  $v = 25$  км/год; б)  $v = 35$  км/год – критична швидкість руху;

в)  $v = 37$  км/год – закритична швидкість руху

Проводився також аналіз зміни бічних сил на колесах автомобіля, рис. 6, та повздовжньої сили на ведучих колесах автомобіля, рис. 7, що дає змогу визначити їх взаємодію та вплив на курсову стійкість руху автомобіля.

Аналіз результатів розрахунку поведінки автомобіля у повороті показує, що при збільшенні швидкості автомобіля до критичної  $v = 35$  км/год, кут повороту керованих коліс зменшується до  $\theta_{\max} = 5$  град, кутова швидкість, прискорення та бічна складова швидкості центра мас автомобіля відповідно збільшуються до  $\omega_{\max} = 35$  с<sup>-1</sup>,  $U_{\max} = 4,45$  м/с<sup>2</sup> і  $u_{\max} = 5,05$  м/с, значення бічних сил збільшились понад у 2 рази до  $Y_{\max} = 2445$  Н, а повздовжньої загальної (тягової) сили – у 4 рази до  $X_{\max} = 7940$  Н. При закритичній швидкості руху спостерігається збільшення усіх параметрів, зокрема кута повороту керованих коліс до  $\theta_{\max} = 8,5$  град, кутової швидкості до  $\omega_{\max} = 45,8$  с<sup>-1</sup>, бічного прискорення та бічної складової швидкості центра мас автомобіля до  $U_{\max} = 6,105$  м/с<sup>2</sup> та  $u_{\max} = 6,1$  м/с, максимальне значення бічних сил складають  $Y_{\max} = 3300$  Н, а повздовжньої загальної (тягової) сили -  $X_{\max} = 20180$  Н.

Аналогічні розрахунки були виконані і при виконанні маневру «переставка» за швидкостей руху:  $v = 36, 50$  та  $53$  км/год. Аналіз розрахунків показав, що збільшення швидкості автомобіля до закритичної  $v = 53$  км/год призводить при значенні кута повороту керованих коліс  $\theta_{\max} = 4,96 \dots -6,19$  град до значень кутової швидкості повороту  $\omega_{\max} = 31,03 \dots -32,57$  с<sup>-1</sup>, бічного прискорення та бічної складової швидкості центра мас автомобіля до  $U_{\max} = 3,07 \dots -2,41$  м/с<sup>2</sup>,  $u_{\max} = -2,54 \dots 1,32$  м/с, кута відведення заднього зовнішнього колеса  $\delta_{\max} = 11,71 \dots -6,4$  град, бічної сили, що діє на задніх зовнішніх до повороту колесах  $Y_{\max} = 1855 \dots -1250$  Н, вертикального навантаження на зовнішні колеса передньої осі  $3725$  Н і  $3881$  Н. При цьому значення кута ковзання складе  $\beta = -0,172 \dots 0,09$  рад.

Інформативним також є аналіз траєкторії автомобіля, а саме вихід при досягненні критичних значень руху автомобіля за межі смуги руху.

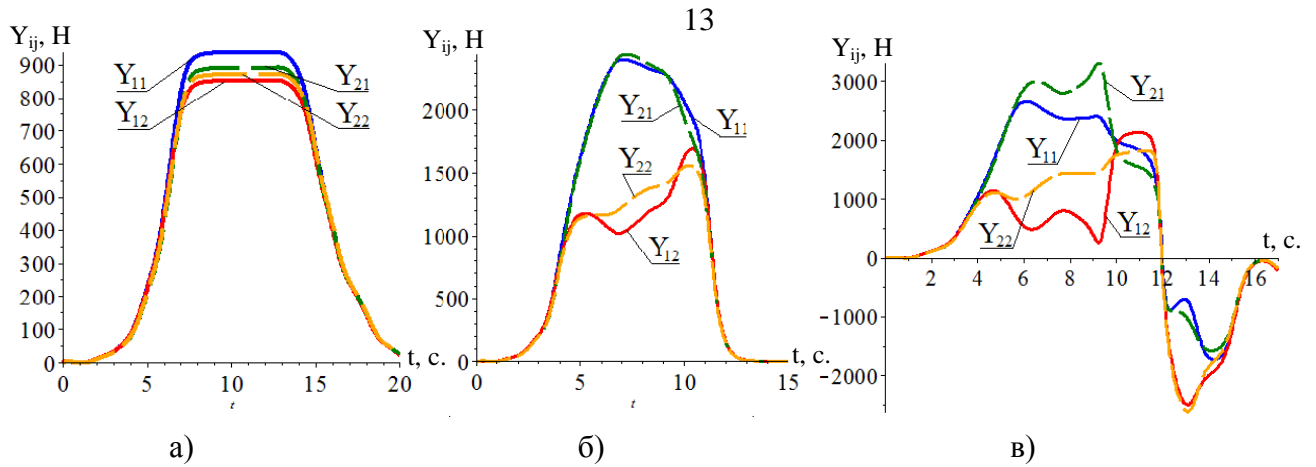


Рисунок 6 – Зміна бічних сил на колесах автомобіля: а)  $v = 25$  км/год;

б)  $v = 35$  км/год – критична швидкість руху; в)  $v = 37$  км/год – закритична швидкість руху

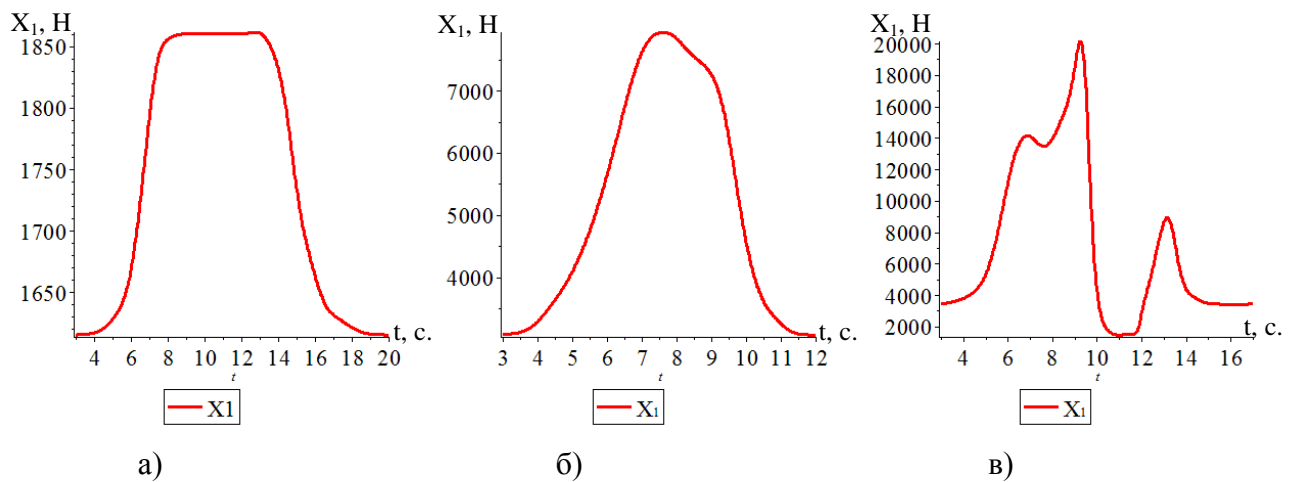


Рисунок 7 – Зміна поздовжньої сили: а)  $v = 25$  км/год;

б)  $v = 35$  км/год – критична швидкість руху; в)  $v = 37$  км/год – закритична швидкість руху.

**У четвертому розділі** наведені результати експериментальних досліджень автомобіля категорії М1.

Показники маневреності і стійкості руху автомобіля категорії М1 визначалися за допомогою математичних моделей різного ступеня складності. У цих моделях використовувалися еластичні у бічному напрямку колеса, опір відведенню яких визначався за лінійною та нелінійною теоріями відведення. Тому дуже важливим є перевірка отриманих залежностей та межі застосування кожної з них. Виходячи з цього, метою експериментальних досліджень явилася перевірка адекватності розробленої математичної моделі і вихідних положень, покладених в основу розрахунку показників стійкості автомобілів категорії М1 в усталених та неусталених режимах руху.

Для досягнення поставленої мети в програму експериментальних досліджень були включені такі випробування як «поворот», «рух по колу» різних радіусів, «переставка», «пряма».

Експериментальні дослідження стійкості руху автомобіля категорії М1 проведені на легкових автомобілях Opel Zafira (мінівен), та Opel Vectra C (седан).

Особлива увага при проведенні випробувань приділялась вибору шин, як елементів, які безпосередньо впливають на параметри, що досліджуються.

Для виконання програми експериментальних досліджень автомобілі було обладнано необхідною контрольно-вимірювальною апаратурою, а саме: для вимірювання параметрів, що характеризують КСР автомобіля, використовувалися універсальний сканер Tech-2 та прилад Multiple diagnostic interface (MDI модуль), що суттєво знизило вартість випробувань. Фіксація траєкторії руху осей автомобіля здійснювалася за допомогою гідровідмітчиків. Для визначення швидкості проходження кола використовувалася цифрова відеокамера та електронний секундомір.

У результаті експериментальних досліджень були отримані дані щодо кутів повороту керованих коліс та радіусів центрів осей автомобіля, зміни величини бічного прискорення та кутової швидкості за різних значень швидкості руху та повної маси автомобіля.

Обробка експериментальних даних дозволила визначити показники стійкості руху, а також габаритну смугу руху, кінематичні та силові параметри при русі по колу, поворотах автомобіля на  $180^\circ$  та маневрі «переставка», а також величини поздовжньої (тягової та гальмівної) сили при прямолінійному русі у неусталеному режимі.

Окремо визначались значення похибок при вимірюванні кожного з параметрів під час випробувань.

Оцінювання ступеня адекватності математичної моделі проводилося за рахунок порівняння даних, що отримані з моделі, та під час випробувань.

Співставлення результатів математичного моделювання та експериментальних досліджень дозволило зробити висновок про адекватність математичної моделі для визначення показників стійкості автомобіля в усталеному та опосередковано у неусталених режимах руху. Максимальна розбіжність розрахункових і експериментальних значень параметрів у всіх режимах руху не перевищувала 8,17%.

У **додатках** наведені програми Maple для визначення основних показників та довідки про впровадження результатів досліджень.

## **ВИСНОВКИ І РЕКОМЕНДАЦІЇ**

1. У дисертаційній роботі вирішена науково-практична задача поліпшення стійкості автомобілів категорії M1 у неусталених режимах руху шляхом урахування параметрів шин та автомобіля в цілому, за яких забезпечуються можливість їх експлуатації без погіршення безпеки руху.

2. Удосконалена математична модель автомобіля категорії M1, в основу якої покладені нелінійні залежності бічних сил на колесах осей, враховано взаємовплив поздовжніх і поперечних сил у плямі контакту коліс з опорною поверхнею, а також перерозподіл вертикальних сил по осям і бортам автомобіля.

3. Отримано нову математичну форму моделі взаємодії колеса з опорною поверхнею за моделлю Fiala, яка має неперервну похідну по куту відведення. Це спрощує задачу аналізу стійкості багатовиду стаціонарних станів автомобіля і



дозволяє побудувати біфуркаційну множину, використовуючи графоаналітичний метод. Порівняльний аналіз моделі по параметрах  $\bar{Y} = f(\delta)$ , та  $M = f(\delta)$  та відомій залежності у формі Пацейки дає співпадіння до положення локального максимуму.

4. На основі аналізу коефіцієнтів опору відведення встановлено більшу відповідність значень нелінійної моделі при визначенні траєкторії центру мас автомобіля за кутів відведення близько  $8^\circ$  для коліс передньої осі, та  $4^\circ$  - для коліс задньої осі. Для великих радіусів повороту і незначних швидкостей руху можливо використання лінійної теорії відведення. При цьому доведено, що існує початкова область параметрів стаціонарного руху, в якій лінійна модель співпадає з нелінійною ( $\Delta_{\max} R_D = 0,27\%$ ), при значеннях бічних прискорень  $a_y \leq 3,0 \text{ м/с}^2$ .

5. Урахування поздовжньої (тягової) сили на передній осі автомобіля зменшує бічну силу на цій осі, що призводить до зменшення кута відведення при тому ж значенні коефіцієнтів опору відведення коліс цієї осі. Оскільки у даному випадку коефіцієнти опору відведення є вихідними параметрами, то вплив поздовжньої сили можливо оцінити за рахунок зменшення радіусу траєкторії руху моделі на  $\Delta_{\max} R_D = 2,0\%$  (у порівнянні з моделлю, що не враховує поздовжні сили). Слід відзначити, що збільшення кожного з вихідних параметрів  $v_0$ , або  $\theta$  призведе до збільшення значення поздовжньої сили і, як наслідок - до збільшення коефіцієнтів опору відведення.

6. Встановлено суттєвий вплив на поперечну складову швидкості центру мас автомобіля перерозподілу навантаження по бортам автомобіля при зміні кута повороту керованих коліс ( $6,2\%$  при  $\theta=16^\circ$ ), і швидкості руху ( $1,6\%$  при  $v=20 \text{ км/год}$ ). Зі збільшенням кутової швидкості можна прогнозувати збільшення величини перерозподілу навантажень на осі автомобіля у поздовжній площині і, як наслідок, зміну в характеристиках стаціонарного руху. Таким чином, послідовне урахування параметрів моделі в усталених режимах дає змогу визначити як найточніше траєкторію руху центра мас автомобіля, а за її параметрами і коефіцієнти опору руху.

7. Під час аналізу стійкості автомобіля у коловому русі встановлено, що за швидкості  $25 \text{ км/год}$  максимальні значення не перевищують для кута повороту керованих коліс  $0,3 \text{ рад}$ , для кутової швидкості  $17 \text{ с}^{-1}$ , для бічного прискорення та бічної складової швидкості центра мас автомобіля  $U_{\max} = 2,105 \text{ м/с}^2$ ,  $u_{\max} = 0,09 \text{ м/с}$ , кута відведення заднього зовнішнього колеса  $\delta_{\max} = 4,46 \text{ град}$ , бічної сили, що діє на передньому внутрішньому колесі  $Y_{\max} = 935 \text{ Н}$ , вертикального навантаження на зовнішнє колесо передньої осі  $2830 \text{ Н}$  і задньої осі  $2525 \text{ Н}$ .

8. Під час збільшенні швидкості автомобіля до критичної  $v=35 \text{ км/год}$  кут повороту керованих коліс зменшується до  $\theta_{\max} = 5 \text{ град}$ , кутова швидкість, бічна складова швидкості центра мас автомобіля відповідно збільшуються до  $\omega_{\max} = 35 \text{ с}^{-1}$ ,  $U_{\max} = 4,45 \text{ м/с}^2$  і  $u_{\max} = 5,05 \text{ м/с}$ . При закритичній швидкості руху спостерігається збільшення усіх параметрів, зокрема кута повороту керованих коліс до  $\theta_{\max} = 8,5 \text{ град}$ , кутової швидкості до  $\omega_{\max} = 45,8 \text{ с}^{-1}$ , бічного прискорення та бічної складової швидкості центра мас автомобіля до  $U_{\max} = 6,105 \text{ м/с}^2$  та  $u_{\max} = 6,1 \text{ м/с}$ .

9. Визначена критична швидкість автомобіля при русі по колу ( $R = 25 \text{ м}$ ), яка по результатам розрахунків за математичною моделлю склала  $v_{\text{кр}} = 37 \text{ км/год}$ . При цьому бічні прискорення у центрі мас не перевищували  $5,0 \text{ м/с}^2$ . Отримані

результати розрахунків задовільно збігаються з результатами експериментів «рух автомобіля по колу  $R=25$  м», коли за швидкості близько 35 км/год показники бічного прискорення, отримані з бортового комп'ютера, склали  $4,9 \text{ м/с}^2$  і відбувалась часткова втрата автомобілем стійкості руху.

10. Встановлено, що під час виконання маневрів «переставка», «поворот» бічні прискорення центру мас автомобіля та моделі практично не відрізняються між собою. Співставлення експериментальних даних та даних, отриманих за допомогою математичного моделювання, показує, що в діапазоні прискорень  $U = 0 \dots 0,35 \text{ g}$  спостерігаються відхилення  $\Delta U$  до  $2 \dots 4 \%$ ; в діапазоні  $U = 0,35 \dots 0,5 \text{ g}$  –  $\Delta U$  до  $5 \dots 8 \%$ , що свідчить про адекватність розробленої математичної моделі автомобіля.

11. Математична модель та рекомендації щодо забезпечення умов безпечної експлуатації автомобіля за параметрами стійкості руху прийняті до впровадження СТО Опель ТОВ «Гратиум ЛТД» та відділом інженерно-технічних та економічних досліджень науково-дослідного експертно-криміналістичного центра при ГУМВС України в Донецькій області при аналізі причин дорожньо-транспортних пригод, що трапилися з даним типом рухомого складу.

### СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Вербицкий В.Г. Приложение методов теории бифуркаций и катастроф к динамике транспортных систем / В.Г. Вербицкий, В.А. Макаров, О.С. Волохов // Сборник докладов международного конгресса «Механика и трибология транспортных систем» - 2003, сентябрь 2003 г. в 2-х томах. Том 1 Рост.гос.унив. путей сообщения. Ростов: 2003. - С. 188-191.

2. Вербицкий В.Г. Бифуркационное множество как оценка управляемости модели колесного экипажа / В.Г. Вербицкий, В.А. Макаров, А.С. Волохов // Вісник ДІАТ №1, Донецьк: 2004. - С. 13-16.

3. Вербицкий В.Г. Построение математической модели легкового автомобиля с учетом взаимовлияния продольных и поперечных сил в пятне контакта колес / В.Г. Вербицкий, В.А. Макаров, О.С. Волохов // Вісник ДІАТ №4, Донецьк: 2007. - С. 38-43.

4. Волохов О.С. Моделирование динамики легкового автомобиля с учетом взаимовлияния продольных и поперечных сил в пятне контакта колес / О.С. Волохов // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. - 2008. - №7(125). - С.176-179.

5. Волохов О.С. Моделирование динамики легкового автомобиля с учетом взаимовлияния продольных и поперечных сил в пятне контакта колес. / О.С. Волохов // Управління проектами, системний аналіз і логістика. Науковий журнал. Випуск 6. - К.: НТУ, 2009. - С. 62-67.

6. Макаров В.А. До питання експериментального дослідження характеристик курсової стійкості легкового автомобіля під час його руху по колу / В.А. Макаров, О.С. Волохов, А.В. Куплінов, А.В. Кріт, Р.А. Кулієв // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту. - 2009. - Вип. 4. - С. 48-58.

7. Макаров В.А. До питання вибору математичної моделі для дослідження курсової стійкості руху легкового автомобіля / В.А. Макаров, О.С. Волохов, А.В. Куплінов // Наукові нотатки. Міжвузівський збірник (за галузями знань

«Машинобудування та металообробка», «Інженерна механіка», «Металургія та матеріалознавство»). - Вип. 28. - Луцьк. - 2010. С. 311-316.

8. Макаров В.А. До питання експериментального дослідження курсової стійкості легкового автомобіля / В.А. Макаров, О.С. Волохов, А.В. Куплінов, Р.А. Кулієв // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. - 2010. №7 (149) - С. 119-123.

9. Макаров В.А. До вибору пристосувань для відмічання траєкторії руху транспортних засобів/ В.А. Макаров, А.В. Куплінов, О.С. Волохов, Ю.М. Стрільник, Р.А. Кулієв // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту. - 2010.- Вип. 3. - С. 48-58.

10. Сахно В.П. До питання про розробку математичної моделі легкового автомобіля з урахуванням крену / В.П. Сахно, В.Г. Вербицький, А.В. Костенко, О.С. Волохов, Д.М. Ященко. // Управління проектами, системний аналіз і логістика. Науковий журнал. №8 - 2011, С. 166-171.

11. Волохов О.С. До питання визначення коефіцієнтів відведення осей і коліс автомобіля з урахуванням поздовжніх сил та перерозподілу вертикальної складової. / О.С. Волохов, А.В. Куплінов. // Вісник СевНТУ. - Збірник наукових праць. - Випуск 122/2011. - Севастополь, 2011. - С. 10-12.

12. Сахно В.П. Про вимірювання та аналіз параметрів, що характеризують стійкість руху автомобілів категорії М1 / В.П. Сахно, В.А. Макаров, А.В. Куплінов, О.С. Волохов. Автошляховик України. - 2011. - №3. - С. 19-21.

13. Сахно В.П. Щодо поліпшення системи вимірювання параметрів, які характеризують стійкість руху автомобілів категорії М1 / В.П. Сахно, В.А. Макаров, А.В. Куплінов, О.С. Волохов // Автомобильный транспорт. Сборник научных трудов. - Выпуск 29. - ХНАДУ. Харьков: 2011. - С. 195-198.

14. Макаров В.А. До питання визначення похибок при проведенні експериментального дослідження курсової стійкості руху автомобіля / В.А. Макаров, А.Є. Бондаренко, О.С. Волохов, А.В. Куплінов // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. - 2012. №9 (180). - Частина 1. - Луганськ 2012. - С.131-136.

15. Вербицький В.Г. До визначення нової математичної форми моделі Фіала пружного колеса / В.Г. Вербицький, А.М. Єфіменко, Р.А. Кулієв, О.С. Волохов, А.В. Куплінов, Є.Я. Зінов'єв // Вісник СевНТУ. - №134. Севастополь, 2012. - С. 127-131.

16. Вербицкий В.Г. Бифуркационное множество как оценка управляемости модели колесного экипажа. / В.Г. Вербицкий, В.А. Макаров, А.С. Волохов. // Устойчивость, управление и динамика твердого тела: Тезисы докладов VIII Международной конференции (3-7 сентября 2002 года). - Донецк: Ин-т прикл. Математики и механики НАНУ, 2002.- С. 32-33.

### **Інші видання**

17. Волохов О.С. Плоскопаралельний рух автомобіля з урахуванням впливу поздовжніх і поперечних сил, що виникають у плямі контакту колесасполученні /О.С.Волохов// Тези доповідей LXV наукової конференції професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та працівників відокремлених структурних підрозділів університету. - К.:НТУ, 2009. - С. 41.

18. Макаров В.А. Експериментальне дослідження характеристик курсової стійкості руху по колу легкового автомобіля в стаціонарних режимах /В.А.Макаров, О.С.Волохов, А.В.Куплінов // Тези доповідей LXVI наукової конференції професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та працівників відокремлених структурних підрозділів університету. - К.:НТУ, 2010. - С. 53.

19. Волохов О.С. До перевірки адекватності розробленої математичної моделі автомобіля /О.С.Волохов, А.В.Куплінов // Тези доповідей LXVII наукової конференції професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та працівників відокремлених структурних підрозділів університету. - К.:НТУ, 2011. - С. 42.

20. Волохов О.С. До визначення впливу типу шин на курсову стійкість руху легкових автомобілів /О.С.Волохов, А.В.Куплінов // Тези доповідей XIV міжнародної науково-технічної конференції «Автомобильный транспорт: проблемы и перспективы». - Севастополь, 2011. - С. 20.

21. Волохов О.С. Щодо поліпшення системи вимірювання параметрів, які характеризують стійкість руху автомобілів категорії М1 /В.А. Макаров, О.С.Волохов, А.В.Куплінов // Тези доповідей науково-технічній конференції «Проблемы и перспективы автомобилестроения и автомобильного транспорта». - ХНАДУ. Харьков: 2011. - С. 36.

22. Волохов О.С. До визначення впливу типу шин на курсову стійкість руху легкових автомобілів /О.С.Волохов, А.В.Куплінов // Тези доповідей LXVIII наукової конференції професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та працівників відокремлених структурних підрозділів університету. - К.:НТУ, 2012. - С. 48.

## **АНОТАЦІЯ**

Волохов О.С. Поліпшення стійкості автомобілів категорії М1 у неусталених режимах руху. - Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.02 - Автомобілі та трактори. - Національний університет «Львівська політехніка». – Львів, 2013.

У дисертаційній роботі вирішена науково-практична задача поліпшення стійкості автомобілів категорії М1 у неусталених режимах руху шляхом урахування параметрів шин та автомобіля в цілому, за яких забезпечуються можливість їх експлуатації без погіршення безпеки руху.

Розроблено математичну модель автомобіля з урахуванням взаємовпливу поздовжніх і поперечних сил у плямі контакту коліс з опорною поверхнею. Отримано нову математичну форму взаємодії колеса з опорною поверхнею за моделлю Fiala, яка має неперервну похідну по куту відведення. Це спрощує задачу аналізу стійкості многовиду стаціонарних станів автомобіля і дозволяє побудувати біфуркаційну множину, використовуючи графоаналітичний метод.

На основі аналізу коефіцієнтів опору відведення встановлено більшу відповідність значень нелінійної моделі при визначенні траєкторії центру мас автомобіля за кутів відведення близько  $8^\circ$  для коліс передньої осі, та  $4^\circ$  - для коліс задньої осі. Для великих радіусів повороту і незначних швидкостей руху можливо використання лінійної теорії відведення. При цьому доведено, що існує початкова

область параметрів стаціонарного руху, в якій лінійна модель співпадає з нелінійною ( $\Delta_{\max} R_D = 0,27\%$ ), при значеннях бічних прискорень  $a_y \leq 3,0 \text{ м/с}^2$ .

Експериментальні дослідження автомобіля категорії М1 підтвердили адекватність розробленої математичної моделі.

Ключові слова: автомобіль, траєкторія, коефіцієнт, сила, математична модель, кут відведення, графоаналітичний метод, стійкість, експеримент, дослідження.

## АННОТАЦИЯ

Волохов А.С. Улучшение устойчивости автомобилей категории М1 в неустановившихся режимах движения. - Рукопись.

Диссертация на получение научной степени кандидата технических наук по специальности 05.22.02 - Автомобили и тракторы. - Национальный транспортный университет, Киев, 2013 г.

В диссертационной работе решена научно-практическая задача улучшения устойчивости автомобилей категории М1 в неустановившихся режимах движения путем учёта параметров шин и автомобиля в целом, при которых обеспечиваются возможность их эксплуатации без ухудшения безопасности движения.

Разработана математическая модель автомобиля с учетом взаимовлияния продольных и поперечных сил в пятне контакта колес с опорной поверхностью.

Получена новая математическая форма взаимодействия колеса с опорной поверхностью по модели Fiala, которая имеет непрерывную производную по углу увода. Это упрощает задачу анализа устойчивости многообразия стационарных состояний автомобиля и позволяет построить бифуркационное множество, используя графоаналитический метод.

Проведён анализ влияния учёта сил в пятне контакта колеса с опорной поверхностью а так же продольного и поперечного перераспределения нагрузки по колёсам на показатели устойчивости движения автомобиля и, как следствие, на точность определения коэффициентов сопротивления увода.

На основе анализа коэффициентов сопротивления увода установлено большее соответствие значений нелинейной модели при определении траектории центра масс автомобиля при углах увода близких  $8^\circ$  для колёс передней оси, и  $4^\circ$  - для колёс задней оси. Для больших радиусов поворота и незначительных скоростей движения возможно использование линейной теории увода. При этом установлено, что существует начальная область параметров стационарного движения, в которой линейная модель совпадает с нелинейной ( $\Delta_{\max} R_D = 0,27\%$ ), при значениях боковых ускорений  $a_y \leq 3,0 \text{ м/с}^2$ .

Полученная система дифференциальных уравнений позволяет провести анализ условий безопасной потери устойчивости автомобиля с управляемым колёсным модулем в установившихся (используя метод Ляпунова) и неустановившихся режимах движения. Критерий  $v_{кр}$  связывает конструктивные и эксплуатационные параметры автомобиля и его скорость и позволяет найти ее границу, превышение которой приводит к потере устойчивости движения. Потерю устойчивости движения автомобиля можно определить по параметрам поперечной  $u$  и угловой  $\omega$  составляющих скорости движения, а также углов увода – достижение значений, близких к  $10^\circ$  последними свидетельствует о частичной потере устойчивости

установившегося движения. В неустановившемся режиме движения показателями потери устойчивости будут увеличение амплитуды колебательного процесса параметров поперечной  $u$  и угловой  $\omega$  составляющих скорости движения, а также выход траектории движения автомобиля за габаритные коридоры.

Экспериментальные исследования автомобиля категории М1 подтвердили адекватность разработанной математической модели.

Ключевые слова: автомобиль, траектория, коэффициент, сила, математическая модель, угол увода, графоаналитический метод, устойчивость, эксперимент, исследование.

## SUMMARY

Volokhov O.S. Stability improving of M1 category motor cars in unsteady driving conditions. - Manuscript .

The thesis for the candidate of technical sciences degree, specialty 05.22.02 - Automobiles and tractors. - National Transport University, Kyiv, 2013.

In the thesis it is solved the scientific problem of stability improving of M1category motor cars in unsteady driving conditions by considering parameters of tyres and the car in a whole providing the possibility of their use without deterioration of traffic safety.

The mathematical model of the automobile with account interaction longitudinal and cross strength in stain of contact wheels with the support surface is developed.

It is obtained a new mathematical form of wheel interaction with supporting surface according to the Fiala model, which has a continuous derivative on a corner withdrawal. This simplifies the task of analyzing the stability variety of stationary states of the motor cars and allows to build a bifurcation set using graphic-analytical method.

On the basis of analysis of withdrawal coefficient of resistance we set up a value accordance of the nonlinear model while determining the trajectory of the mass center of the car withdrawal angles at about  $8^\circ$  for the front wheel axle and  $4^\circ$  for rear axle wheels. For large turning radius and small speeds we can use linear theory of withdrawal. It is proved that there is an initial area of parameters of stationary motion, where linear model coincides with nonlinear ( $\Delta_{\max} R_D = 0,27\%$ ), at lateral acceleration values  $a_y \leq 3,0 \text{ m/s}^2$ .

Experimental researches of M1category motor cars confirmed the adequacy of the developed mathematical model.

Keywords: car, trajectory, coefficient, power, mathematical model, the angle of withdrawal, graphic-analytical method, stability, experiment, study.