

АНАЛІЗ ВПЛИВУ КІЛЬКОСТІ КЕРОВАНИХ КОЛІСНИХ ОСЕЙ НА СТІЙКІСТЬ ПРЯМОЛІНІЙНОГО РУХУ БАГАТОВІСНОГО АВТОМОБІЛЯ

Досліджується стійкість прямолінійного руху автомобіля з довільним числом осей. Враховані гіроскопічні моменти і неголономні зв'язки еластичних коліс з дорогою. Аналітично встановлені кількісні та якісні зв'язки параметрів стійкості руху з кількістю і розміщенням керованих коліс по базі.

Ключові слова: *автомобіль, стійкість, неголономні зв'язки, шасі.*

Постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями. Використання схем рульового керування з задніми керованими колесами дозволяє вирішити для довгобазних автомобілів проблему уписуваності у повороти при русі з великими швидкостями і маневруванням в умовах міської тісняви, на будівельних майданчиках і інших тісних умовах.

Проте, автомобілі з таким керуванням мають низькі показники стійкості руху. Причиною цього є особливість поведінки бокової сили при вході в поворот і виході з нього [1, 8]: на задніх керованих колесах в початковий момент входу в поворот вона змінює значення і напрямок, що призводить до появи стабілізуючого моменту, який знижує курсову стійкість; при виході з повороту бокова реакція на задніх керованих колесах збільшується, що може спричинити початок заносу.

Засоби підвищення стійкості руху звичайних автомобілів з задніми керованими колесами шляхом введення їх блокування або затримки повороту по відношенню до передніх коліс при русі заднім ходом і з великими швидкостями позбавляють автомобілі високих показників повороткості і викликають додаткове зношення шин. Однак, ідеологія боротьби з нестійкістю, що заснована на принципі забезпечення пасивної ролі задніх керованих коліс у формуванні повертального моменту, може бути застосована і при пошуку конструктивних рішень, направлених на підвищення стійкості руху автомобілів з задніми керованими осями. Для цього треба, щоб поворот задніх коліс не починався доти, поки не виникне бічна сила, що направлена до миттєвого центру повороту (так можна уникнути зміни знака бокової сили); а подальший поворот передніх і задніх коліс повинен зменшувати момент опору повороту порівняно з моментами при некерованих задніх колесах.

Огляд останніх джерел досліджень і публікацій і виділення невирішених раніше частин загальної проблеми. Перші версії автомобілів з усіма керованими колесами з'явилися серед модифікацій автомобілів Honda Prelude у 1987 році. Тоді ж на японському ринку стався справжній бум: Mitsubishi Galant і Sigma, Mazda 626, а два роки по тому і Toyota Celica - всі обзавелися версіями автомобілів з керованими задніми колесами. Застосування систем управління всіма чотирма колесами переслідує три мети. Перша - отримати змінну чутливість автомобіля до повороту керма. Адже при тихій їзді по міських вулицях краще мати "гостре" рульове управління-щоб не накручувати кермом при кожному маневрі. А на автостраді "гостре" кермо може викликати проблеми - машина буде занадто різко реагувати навіть на невеликі підрулювання. Друга мета - поліпшити маневреність автомобіля при паркуванні або

розвороті в обмежених міських умовах, тобто зменшити радіус повороту. І третя - підвищити курсову стійкість при різких маневрах на високій швидкості.

Нинішня система 4WS (4 Wheel Steer, тобто 4 керованих колеса), що встановлюється на замовлення на фірми Honda Prelude 2,2 VTi в двох режимах. На малій швидкості задні колеса повертаються в бік, протилежний переднім, і при маневрі тієї ж кривизни кермо потрібно буде обертати на менший кут. Тобто чутливість рульового управління буде вище, а до того ж автомобіль стане більш маневреним. Наприклад, при розвороті передні колеса будуть вивернуті до упору вліво, а задні - вправо на кут до восьми градусів. Радіус розвороту при цьому зменшиться на 15% порівняно зі звичайним автомобілем і складе всього 4,7 метра!

А при русі на великій швидкості - у швидкому віражі або при перестроюванні з ряду в ряд на автостраді, - задні колеса за допомогою системи 4WS, навпаки, будуть повертатися на невеликий кут в ту ж сторону, що і передні [9].

Наприклад, автомобіль, здійснюючи маневр на автостраді, буде немов не повертати, а "переходити" з ряду в ряд паралельно смугам розмітки. Що це дасть? Машина буде рухатися по дузі меншої кривизни і більшого радіуса. Момент, що повертає машину навколо вертикальної осі, буде менше - отже, зменшиться і ризик втрати курсової стійкості та розвитку заносу задньої осі

Постановка завдання. На стійкість і керованість впливають численні конструктивні параметри автомобіля, такі як, пружні властивості шин, співвідношення кутових жорсткостей передньої і задньої підвіски, жорсткість рами або каркаса кузова, тип і характеристики рульового керування і т.д. В даній роботі розглядається вплив кількості і керованості осей автомобіля на стійкість його руху.

Виклад основного матеріалу дослідження. У роботі досліджується втрата стійкості прямолінійного руху багатосного автомобіля при зміні однієї з експлуатаційних характеристик автомобіля - швидкості руху. Аналітичне дослідження стійкості усталеного руху багатовісного автомобіля проводиться з використанням нових математичних моделей, розроблених в роботах [2, 3]. Розглядається автомобіль із закріпленням рульовим керуванням і з усіма керованими осями. Автомобіль розглядається як система, на яку накладені неголономні в'язі [2]. Математична модель побудована для випадку малих відхилень змінних стану від їх незбурених значень і руху з постійною швидкістю. В ній враховуються: випадкові збурення, діючі на автомобіль з боку дороги через ходову частину; кінематичні зв'язки еластичної шини з дорогою; дія гіроскопічних моментів на керованих колесах, пружність приводу, пружний зв'язок між підвіскою з керованими колесами і остовом, їх інерційні властивості. Для опису кочення пневматичного колеса використовується гіпотеза М.В.Келдиша [5].

Постановка задачі: виявити ефект впливу кількості керованих вісей автомобіля на характер стійкості його прямолінійного руху.

Автомобіль розглядається ізольовано як об'єкт регулювання і оцінюється по реакціях на "виході" при певних сигналах на "вході".

Сигналом "входу" для автомобіля можуть служити керуючі дії (поворот керма, виключення зчеплення і т.д.) і зовнішні сили (нерівність дороги, стан її покриття, порив вітру і т.д.). Поведінка системи в перехідному режимі, що виникає при появі на "вході" того або іншого виду збурення, і характеризує її стійкість. Якщо після закінчення дії збурення, відхилення параметрів фактичної траєкторії від параметрів різноманіття стаціонарних станів не перевищують допустимих меж, то такий рух автомобіля є стійким.

В даній роботі досліджується курсова стійкість автомобіля при дії випадкових збурень з боку дороги. За критерій оцінки прийнята критична швидкість, при якій рух стає нестійким.

При дослідженні курсової стійкості необхідно відповісти на питання: при яких поєднаннях параметрів автомобіля і швидкості руху можливий стійкий рух? Для відповіді на це питання необхідно з'ясувати вид різноманіття стаціонарних рухів автомобіля, а потім дослідити поведінку системи поблизу нього.

Курсовий рух автомобіля, який визначається як орієнтація його продольної осі в просторі, залежить від геометрії поверхні дороги. Цей взаємозв'язок широко використовується на практиці при будівництві і проектуванні віражів на дорогах загального користування. Висловлювалися міркування про створення геометричної поверхні, яка б стабілізувала рух автомобіля на швидкісних дорогах таким чином, що на ділянці перехідної і кругової кривих водій може вести автомобіль не торкаючись до рульового колеса. Якщо досліджується вплив форми поверхні дороги при зміні динамічних характеристик автомобіля на його курсову стійкість, то приймається режим руху із закріпленим рульовим колесом. При дослідженні власної стійкості автомобіля, коли вплив водія також виключається, доцільно розглядати прямолінійний рух, оскільки власний рух визначається внутрішніми властивостями системи, а не виглядом траєкторії.

В роботі досліджується власна стійкість автомобіля. Стійкість або нестійкість незбуреного руху визначається власними числами матриці, складеної з коефіцієнтів рівнянь збуреного руху автомобіля. В роботі [6] отримане характеристичне рівняння цієї матриці для схеми керування, що розглядається в даній роботі. На підставі необхідних і достатніх умов стійкості проведемо дослідження впливу кількості керованих колісних осей автомобіля і швидкості його руху на поведінку меж областей стійкого руху.

Корені характеристичного рівняння відповідають власним значенням матриці Якобі. Якщо власні значення є дійсними, то перехідні процеси (збурення або зростають або зменшуються), а якщо вони комплексні, то перехідні процеси будуть коливальними. В обох випадках відхилення параметрів руху від стаціонарних значень із часом, хоча й різним чином, зменшується до нуля. Інакше кажучи, кутова швидкість та бічна складова лінійної швидкості, що змінилися в результаті якогось збурення, після припинення його дії будуть прагнути до своїх незбурених значень. Це означає, що автомобіль здатен сам по собі, в силу властивих йому характеристик, відображених у рівняннях руху, протидіяти зовнішнім збуренням. Тобто рух автомобіля в цьому випадку є стійким.

Система переходить від стійкого стану до нестійкого, коли дійсні частини власних значень стають додатними. Відповідно до цього, в роботі досліджується вплив кількості і керованості колісних осей на власні значення коренів характеристичного рівняння і від швидкості руху в заданому діапазоні швидкостей. З'ясовується, при якій швидкості починається перехідний режим [7].

У роботі [4] задача знаходження характеристичного многочлена алгоритмізована шляхом розбиття матриці коефіцієнтів рівнянь системи на квадратні блоки другого порядку і приведення її до квазітрикутного вигляду за допомогою узагальненого алгоритму Гаусса. Це дозволило подати її визначник у вигляді добутку діагональних елементів і записати характеристичне рівняння у вигляді добутку поліномів, що мають більш низький порядок.

Характеристичні рівняння, які отримані [6] для автомобілів з різними схемами керування, мають вигляд (вважається, що α і β - кінематичні коефіцієнти, які пов'язані з лінією кочення колеса; у всіх коліс однакові):

Автомобіль з передньою керованою віссю:

$$\text{Двохосьовий: } (p^2 + \beta vp + \alpha v^2) \cdot (Q_1 Q_4 - Q_2 Q_3) \cdot P_{10}(p) = 0, \quad (1)$$

$$\text{К-осний: } (p^2 + \beta vp + \alpha v^2) \cdot (Q_1 Q_4 - Q_2 Q_3) \cdot (P_{10}(p) - P_6(p)) = 0, \quad (2)$$

К - осний автомобіль з передньою і задньою керованими осями:

$$(p^2 + \beta vp + \alpha v^2) \cdot (Q_1 Q_4 - Q_2 Q_3) \cdot [P_{6k} \cdot (P_{10}(p) - P_6(p)) - (k - 2)P_4(p)] = 0, \quad (3)$$

К - осний автомобіль з усіма керованими осями:

$$(p^2 + \beta vp + \alpha v^2)(Q_1 Q_4 - Q_2 Q_3)(B_i \cdot D_i - \gamma_i \cdot A_i) \cdot [P_{6k}(P_{10}(p) - P_6(p)) - (k - 2)P_4(p)] = 0, \quad (4)$$

Аналіз умов стійкості:

$$1. \quad (p^2 + \beta vp + \alpha v^2) = 0. \quad (5)$$

Так як цей поліном має обидва корені з від'ємною дійсною частиною, то стійкість системи визначається іншими коренями характеристичного рівняння.

$$2. \quad (Q_1 Q_4 - Q_2 Q_3) = 0. \quad (6)$$

$$Q_1 = 2I_4 \omega p - \frac{A_1}{|A_{22}|} \beta_1 V^2, \quad Q_2 = D + \frac{A_1}{|A_{22}|} (\gamma_1 V^2 + B_1 r p),$$

$$Q_3 = E + \frac{b_1}{|A_{22}|} (p^2 + \alpha_1 V^2), \quad Q_4 = 2I_4 \omega p + \frac{b_1}{|A_{22}|} (\gamma_1 - \alpha_1 r) p,$$

$$|A_{22}| = B_1 p + \alpha_1 V^2, \quad |A_{11}| = B_2 p + \alpha_2 V^2,$$

$$X_2 = I_4 \omega p - \sigma_1 N l_1, \quad B_i = p + \beta_i V, \quad D = I_3 p^2 + h_2 p + k_2 + (\sigma_1 r + \rho), \quad (7)$$

де I_4 – осьовий момент інерції передніх коліс;

ω – кутова швидкість колеса, r його радіус;

α, β – кінематичні коефіцієнти, які пов'язані з лінією кочення колеса;

a_i, b_i – коефіцієнти пружності, що пов'язані з бічною деформацією i -го колеса і деформацією скручування.

Цей поліном буде гурвіцевим, якщо виконується нерівність:

$$V^2 < \frac{2b_1}{A_1}, \quad V^2 < \frac{2b_1}{A_1 - I_2 \alpha_2}, \quad \text{де } A_1 = \frac{2a_1 \cdot I_4}{(\sigma_1 N + 2a_1 r) \cdot r}. \quad (8)$$

Тут введені позначення:

I_2 – момент інерції передніх коліс відносно вертикального діаметра;

N – нормальне навантаження на кероване колесо;

σ – коефіцієнти пружності колеса.

Ці умови дозволяють визначити область стійкості і зробити заключення про вплив на її межі коефіцієнта b_1 , який пов'язаний з деформацією скручування керованого колеса. При падінні тиску у пневматику коефіцієнт b_1 збільшується і область стійкості руху розширюється. З цієї точки зору використання шин низького тиску доцільне.

Умовою збереження стійкості є вимога, щоб осьовий момент інерції передніх коліс I_4 був більший за певну комбінацію пружних характеристик передніх коліс і їх момента інерції I_2 відносно вертикальної осі:

$$I_4 > I_2 \alpha_2 r^2 \left(1 + \frac{\sigma_1 N}{2a_1 r}\right). \quad (9)$$

$$3. \quad P_{10}(p) = 0. \quad (10)$$

Так як у даній роботі поставлена задача порівняльного аналізу схем рульового керування на стійкість руху, то розглядаються параметри, які пов'язані з схемою, а всі інші параметри, вважаються однаковими для всіх колес і постійними. У випадку, якщо демпфуванням можна знехтувати, характеристичне рівняння (1) для двохосового автомобіля має вигляд:

$$p^{10} + 2\beta V p^9 + Z p^8 + 2\beta V C_0 p^7 + (C_1 + V^2 C_2) p^6 + 2\beta V (C_3 + V^2 C_4) p^5 + (C_5 + V^2 C_6 + V^4 C_7) p^4 + 2\beta V (C_8 + V^2 C_9 + V^4 C_{10}) p^3 + (C_{11} + V^2 C_{12} + V^4 C_{13}) p^2 + 2\beta V (C_{14} + V^2 C_{15} + V^4 C_{16}) p + V^2 (C_{17} + V^2 C_{18}) = 0, \quad (11)$$

де C_i - коефіцієнти, залежні від інерційних характеристик остову і коліс автомобіля, пружних характеристик коліс і рульового приводу, місця розташування керованих коліс і їх радіусу. Вигляд цих коефіцієнтів знайдений у роботі [2].

Аналіз (11) показав, що можливі декілька варіантів появи областей нестійкого руху. Їх розташування визначається в основному коефіцієнтами C_{17} , C_{18} , C_{14} , C_{15} , C_{16} .

Усі коефіцієнти додатні. Тільки C_{18} може приймати від'ємні значення:

$$C_{18} < 0, \text{ якщо } l_2 < |l_1| \cdot \frac{H_5 - \frac{2b\alpha}{a\beta}}{H_6}, \text{ де } H_6 = K_\sigma + \frac{I_4}{Mr} \cdot (\sigma N + 2ar), \quad (12)$$

$$H_5 = \frac{k_1}{k_1 + 2b} \cdot (k_2 + \rho N - \frac{\sigma^2 N^2}{a}) - \frac{I_4}{Mr} \cdot (\sigma N + 2ar), \quad (13)$$

$$K\sigma = k_2 + \rho N + \sigma r N + 2Ar. \quad (14)$$

$$4. \quad P_{10}(p) - P_6(p) = 0. \quad (15)$$

$$P_6(p) = (k-2)ab \cdot \frac{4}{M I_1} \cdot \left\{ \begin{aligned} & p^6 + \beta v p^5 + \left[\left(\frac{4}{I_1 I_2} \cdot \frac{I_4^2}{r^2} + \alpha^2 \right) v^2 + \frac{k_1 + 2b}{I_2} + \frac{K_\sigma}{I_3} \right] p^4 + \\ & \beta v \left(\frac{k_1}{I_2} + \frac{K_\sigma}{I_3} + \frac{4v^2}{I_2 I_3} \cdot \frac{I_4^2}{r^2} \right) p^3 + \\ & \left[\frac{k_1 + 2b}{I_1 I_2} \cdot K_\sigma + \alpha v^2 \left(\frac{K_\sigma}{I_3} + \frac{k_1 + 2b}{I_2} \right) + \frac{4\alpha I_4^2}{I_2 I_3 r^2} \cdot v^4 \right] \cdot p^2 + \\ & + \frac{\beta v}{I_2 I_3} (k_1 + K_\sigma + \frac{4A_1 I_4}{r} \cdot v^2) p + \frac{4A_1}{I_2 I_3} \cdot (k_1 + 2b) K_\sigma v^2 \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

з формул (16) бачимо, що збільшення кількості вісей може привести до нестійкості системи, так як кожна з додатково введених осей зменшує коефіцієнти полінома $P_{10}(p)$ і вони можуть змінити знак.

Найбільш значно змінюються коефіцієнти C_{17} і C_{14} . Їх знаки суттєво впливають на стійкість руху.

Коефіцієнти C_{17} і C_{14} змінюють знак при наступних умовах:

$$C_{17} \leq 0, \text{ якщо } K \geq \frac{C_{17}^2 \Pi}{8A_1 (k_1 + 2b)} + 2, \quad (17)$$

$$C_{14} \leq 0, \text{ якщо } K \geq \frac{C_{14}^2 \Pi}{k_1} + 2, \quad (18)$$

де
$$\Pi = \frac{MI_1 I_2 I_3}{2abK\sigma} \quad (19)$$

а $C_{17}^{(2)}$ і $C_{14}^{(2)}$ - значення коефіцієнтів для автомобіля з двома осями.

Так як для стійкого руху необхідно, щоб коефіцієнти характеристичного рівняння залишались додатними, то параметри автомобіля повинні обиратись такими, щоб виконувались нерівності:

$$C_{17} + v^2 C_{18} > 0, \quad C_{14} + v^2 C_{15} + v^4 C_{16} > 0. \quad (20)$$

Вони накладають наступні обмеження на швидкість руху:

якщо $C_{17} > 0, C_{18} > 0$, то швидкість може бути будь яка;

якщо $C_{17} > 0, C_{18} < 0$, то швидкість руху обмежена умовою $V^2 < \frac{C_{17}}{|C_{18}|}$; (21)

якщо $C_{17} < 0, C_{18} > 0$, то швидкість руху обмежена умовою

$$V^2 > \frac{C_{17}}{|C_{18}|}; \quad (22)$$

якщо $C_{14} > 0, C_{15} > 0, C_{16} > 0$, то швидкість може бути будь яка;

якщо $C_{14} < 0, C_{15} > 0, C_{16} > 0$, то швидкість руху обмежена умовою

$$V > \frac{|C_{14}|}{C_{16}} - V^2 \frac{C_{15}}{C_{16}}. \quad (23)$$

У всіх випадках, коли $C_{17} < 0$, стійкий рух можливий тільки при $V > \sqrt{\frac{|C_{17}|}{|C_{18}|}}$ і додатньому значенні коефіцієнта C_{18} , що забезпечується пружними і інерційними характеристиками керованої осі і відповідним розташуванням перших двох осей автомобіля.[2].

Для загального вирішення питання про вплив швидкості на стійкість руху у роботі [2] використовується метод Д-розбиття, який розроблений А.А. Соколовим і Ю.І. Неймарком. У роботі [2] показано, що нестійкий рух можливий і при малих швидкостях: причому при збільшенні C_{17} швидкість, необхідна для стійкого руху збільшується. Співвідношення параметрів, що розділяють випадки, коли інтервал швидкостей стійкого руху автомобіля існує, а коли – ні, має вигляд:

$$\frac{4 \cdot |C_{14}| \cdot |C_{16}|}{C_{15}^2} < 1, \quad (24)$$

У разі від'ємності коефіцієнта C_{14} інтервали стійкого руху можливі при виконанні нерівності:

$$\frac{|C_{14}|}{C_{15}} \leq \frac{C_{15}}{4C_{16}}. \quad (25)$$

Висновки

1. Кількість осей автомобіля впливає на стійкість його прямолінійного руху, а місце їх розташуванні – ні (окрім перших двох).

2. При збільшенні кількості некерованих оісей критична швидкість зменшується, а при досягненні певних змін у коефіцієнтах C_i , рух стає нестійким при будь яких швидкостях. Якщо розташувати перші дві осі так, щоб коефіцієнт C_{18} був додатнім, то подальше збільшення кількості некерованих вісей призводить до стійкого руху на великих швидкостях і до нестійкого руху при малих швидкостях ($V > V_{кр} > \sqrt{|C_{17}|C_{18}}$).

Література

1. Сахно, В.П., Зав'ялова, Л.І., Лотиш, В.В., Веремчук, О.А., Енглезі, О.А. Дослідження впливу поздовжнього і поперечного нахилів шворнів на стійкість керованих коліс проти коливань Вісник Східноукраїнського національного університету імені В.Даля. – 2005. – №6 (88). – с.17-23.
2. Сахно, В.П., Зав'ялова, Л.І., Барілович, Е.Л., “Математические модели в задаче исследования устойчивости прямолинейного движения многоосного автомобиля”// *Mat. VI Sympoz. pod red. Kazimierza Lejdy. Metody obliczeniowe badawcze w rozwoju systemow pojazdow samochodowych i maszyn roboczych samojedznych. Rzeszow, 25-28 maj 1996.-С.179-183.*
3. Сахно, В.П., Зав'ялова, Л.І., Барілович, Є.Л., Оценка влияния схем рулевого управления на устойчивость движения многоосного автомобиля// *Праці Західного наук. центру Трансп. акад. України, Львів, 1998.- С.152-153.*
4. Сахно, В.П., Зав'ялова, Л.І., Вакуліч, А.В., Сондак, В.М. “Математична алгоритмізація розв'язання задачі стійкості руху у випадку значної розмірності вектора його стану”, Київ, Вісник Центрального наукового центру Транспортної академії України, випуск №4, 2001р., С.76-79.
5. Неймарк, Ю.И. Фуфаев, Н.А. Динамика неголономных систем.-М.: Наука,1967.-520 с.
6. Сахно, В.П., Зав'ялова, Л.І., Трушин, А.В. Исследование устойчивости движения многоосного автомобиля в случае значительной размерности вектора его состояния/ *Механика. Научные исследования и учебно-методические разработки: междунар. сб. науч. тр. Вып.3, Белорус, гос. ун-т трансп., 2009, - С.91-99.*
7. Сахно, В.П., Зав'ялова, Л.І., Барілович, Є.Л., Крестянополь, О.А. Пошук шляхів підвищення стійкості прямолінійного руху автопоїзда // *Вісн. Центрального наук. центру Трансп. Акад. України. — 1999. — №2. — С.73-74.*
8. Солтус, А.П. Основы теории рабочего процесса и расчета управляющих колесных модулей: Автореферат дис. д-ра техн. наук. — К., 1995.— 42 с.
9. Смирнов, Г.А. Теория движения колёсных машин. – М.: Машиностроение, 1990.- 353 с.

Надійшла до редакції 27.10.2011

© Л.І. Зав'ялова, А.І. Криворот

Л.І. Зав'ялова, к.т.н., доц., А.І. Криворот, асистент

Полтавский национальный технический университет имени Юрия Кондратюка

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ КОЛИЧЕСТВА УПРАВЛЯЕМЫХ КОЛЕСНЫХ ОСЕЙ НА УСТОЙЧИВОСТЬ ПРЯМОЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ МНОГООСНЫХ АВТОМОБИЛЯ

Исследуется устойчивость прямолинейного движения автомобиля с произвольным числом осей. Учтены гироскопические моменты и неголономные связи эластичных колёс с дорогой. Аналитически установлены количественные и качественные связи параметров устойчивости движения с количеством и размещением управляемых колёс по базе.

Ключевые слова: автомобиль, устойчивость, неголономные связи, шасси.

L.I Zavyalova, Ph. D., A.I. Kryvorot, Assistant

Poltava National Technical University named after Yuri Kondratyuk

ANALYSIS INFLUENCE NUMBER OF CONTROLLED WHEEL AXLE ON THE STABILITY CAR MULTI-AXIS RECTILINEAR MOTION

The stability of the rectilinear motion car with an arbitrary number of axes. The gyroscopic moments and nonholonomic constraints elastic wheels with road are considered. Analytically established quantitative and qualitative parameters stability of motion due to the number and placement of steering wheels on the base.

Key words: *the car, stability, nongolonomic constraint, chassis.*