

ДО АНАЛІЗУ ПОВОРОТКОСТІ ДВОЛАНКОВОГО АВТОПОЇЗДА

ANALYZING THE HANDLING OF A TWO - LINK TRACTOR -SEMITRAILER

Володимир Вербицький¹, Валерій Хребет²¹Запорізька державна інженерна академія,
пр. Соборний, 226, м. Запоріжжя, 69006²Національний авіаційний університет,
пр. Комарова, 1, корп. 8, кім. 610, м. Київ, 03058

Analytical relationships have been obtained that define the configuration of a tractor-semitrailer in circular paths and the conditions of divergent stability losses under a constant Ackerman angle motion. An assessment analysis has been done of the accuracy of approximated analytical results on the basis of the numerical analytic method of parameter-related continuation for the complete model of a tractor-semitrailer

Вступ. Властивості повороткості автопоїзда можуть істотно відрізнятися від відповідних властивостей окремо взятого тягача внаслідок перерозподілу вертикальних реакцій опорної поверхні на осях тягача і виникнення поперечної реакції в точці шарнірного з'єднання з напівпричепом. З огляду безпеки руху, особливої уваги набуває аналіз умов, за яких можлива стрибкоподібна зміна орієнтації напівпричепи (з внутрішньої на зовнішню) в коловому режимі при варіації поздовжньої швидкості руху. В роботі реалізується підхід, що дозволяє отримати розв'язки поставлених задач в аналітичному вигляді. Робота ініційована результатами досліджень J. P. Pauwelussen [1] і націлена на подальший розвиток графоаналітичного підходу побудови множини стаціонарних режимів нелінійної моделі дволанкового автопоїзду з використанням ідей біфуркаційного аналізу.

Мета роботи. Знайти критичну множину параметрів управління (v, θ), що відповідають дивергентній втраті стійкості множини стаціонарних режимів руху. Визначити умови дивергентної втрати стійкості стаціонарних колових режимів, що відповідають руху з різною поздовжньою швидкістю по кривій заданого радіуса кривизни (з фіксованим кутом Аккермана) [2].

Метод розв'язання задачі. Геометричний метод аналізу множини стаціонарних режимів нелінійної моделі автопоїзду [1, 3, 4] у поєднанні з підходами теорії біфуркацій динамічних систем [5] дає можливість отримати умову дивергентної втрати стійкості кругового стаціонарного руху дволанкового екіпажа у загальному вигляді, що еквівалентно умові реалізації кратного стаціонарного руху по зі сталим кутом Аккермана .

В роботі прийнято наступні позначення параметрів системи: a, b – відстані від центру мас тягача до центрів передньої (керованої) осі та задньої осі тягача; l – база тягача ($l = a + b$); c – відстань від центру мас тягача до точки шарнірного з'єднання з веденою ланкою; d_1 – відстань від центру мас веденої ланки до точки шарнірного з'єднання з тягачем; b_1 – відстань від центру мас веденої ланки до осі напівпричепи шарнірного з'єднання; L_1 – база напівпричепи ($L_1 = b_1 + d_1$); $Y_1, Y_2, Y_3, k_1, k_2, k_3$ – сили відведення та коефіцієнти опору відведенню на осях відповідно; θ – кут повороту керованого модуля; m, J – маса та центральний момент інерції тягача; v, u – поздовжня і поперечна проекції вектора швидкості центру мас на осі, зв'язані з тягачем; ω – кутова швидкість тягача відносно вертикальної осі; m_2 – маса другої ланки; φ_1 – кут складання (кут між поздовжньою віссю тягача та напівпричепом).

Вихідна система, що визначає множину стаціонарних режимів нелінійної моделі дволанкового автопоїзду має вигляд:

$$\begin{cases} -(m+m_2)\omega v + Y_1 + Y_2 + Y_3 \cos \varphi + m_2 d_1 \omega^2 \sin \varphi = 0; \\ cm_2 \omega v + a Y_1 - b Y_2 - c Y_3 \cos \varphi - c m_2 d_1 \omega^2 \sin \varphi = 0; \\ L_1 Y_3 - m_2 d_1 \omega v \cos \varphi + m_2 d_1 \omega u \sin \varphi - c m_2 d_1 \omega^2 \sin \varphi = 0. \end{cases} \quad (1)$$

Кути відведення на осях:

$$\delta_1 = \theta - \frac{u + a \omega}{v};$$

$$\delta_2 = \frac{-u + b \omega}{v};$$

$$\delta_3 = \frac{-u_1 + b_1 \omega}{v_1},$$

де

$$u_1 = (u - c \omega) \cos \varphi + v \sin \varphi - d_1 \omega;$$

$$v_1 = v \cos \varphi - (u - c \omega) \sin \varphi.$$

Лінеаризована система рівнянь, що визначає стаціонарний режим руху автопоїзда

$$\begin{cases} -(m+m_2)\varphi v + Y_1 + Y_2 + Y_3 = 0; \\ a Y_1 - b Y_2 - c Y_3 + c m_2 \omega v = 0; \\ d_1 m_2 \omega v - L_1 Y_3 = 0, \end{cases} \quad (2)$$

має розв'язок:

$$\bar{Y}_1(\delta_1) = \bar{Y}_2(\delta_2) = \bar{Y}_3(\delta_3) = \frac{v^2}{gR},$$

де $\bar{Y}_i(\delta_i) = \frac{Y_i}{N_i}$ – безрозмірна сила відведення i -ї осі; δ_i – лінеаризовані кути відведення:

$$\delta_1 = \theta - \frac{u + a \omega}{v}; \quad \delta_2 = \frac{-u + b \omega}{v}; \quad \delta_3 = -\varphi + \frac{-u + (L_1 + c)\omega}{v};$$

вертикальні реакції на осях:

$$N_1 = \frac{bL_1 m - (c-b)b_1 m_2}{L_1 l}, \quad N_2 = \frac{(a+c)b_1 m_2 + aL_1 m}{L_1 l}, \quad N_3 = \frac{m_2 d_1}{L_1}.$$

Для руху по колу заданого радіуса, що встановився, має місце співвідношення:

$$\omega = \frac{v}{R},$$

де R – радіус траєкторії точки на поздовжній осі тягача, вектор швидкості якої направлений вздовж цієї ж осі.

Враховуючі, що різниця кутів відведення на першій та другій осях тягача $\delta_1 - \delta_2 = \theta - \frac{l}{R}$, на третій та другій осях $\delta_3 - \delta_2 = \varphi_1 + \frac{L_1 + c - b}{R}$, а величини кутів відведення, які відповідають стаціонарним режимам руху δ_i : $\delta_1 = \bar{Y}_1^{-1}(\bar{a}_y)$, $\delta_2 = \bar{Y}_2^{-2}(\bar{a}_y)$, $\delta_3 = \bar{Y}_3^{-3}(\bar{a}_y)$, отримаємо два співвідношення, котрі визначають криву поворотності і криву складання у випадку зчленованого екіпажа:

$$\theta = \frac{l}{R} + \bar{Y}_1^{-1}(\bar{a}_y) - \bar{Y}_2^{-1}(\bar{a}_y);$$

$$\varphi_1 = \frac{-(L_1 + c - b)}{R} + \bar{Y}_3^{-1}(\bar{a}_y) - \bar{Y}_2^{-1}(\bar{a}_y),$$
(3)

де $\bar{a}_y = \frac{v^2}{gR}$ – бокова складова прискорення центра мас тягача.

Систему (3) подамо у більш загальному вигляді:

$$\theta = \frac{l}{R} + \bar{Y}_1^{-1}(\bar{a}_y) - \bar{Y}_2^{-1}(\bar{a}_y) = \frac{l \cdot g \cdot \bar{a}_y}{v^2} + G_1(\bar{a}_y) - G_2(\bar{a}_y) = \frac{l \cdot g \cdot \bar{a}_y}{v^2} + G_{12}(\bar{a}_y);$$

$$\varphi_1 = \frac{-(L_1 + c - b)}{R} + \bar{Y}_3^{-1}(\bar{a}_y) - \bar{Y}_2^{-1}(\bar{a}_y) = \frac{-(L_1 + c - b) \cdot g \cdot \bar{a}_y}{v^2} + G_{32}(\bar{a}_y),$$
(4)

яка дає можливість визначити необхідний параметр керування θ та конфігурацію автопоїзда в коловій траєкторії постійного радіуса кривизни (зі сталим кутом Аккермана) в залежності від значення безрозмірного бокового прискорення центра мас тягача ($\bar{a}_y = \frac{v^2}{gR}$).

На рисунку 1 представлені результати порівняльного аналізу кривих повороткості (криві 1) та складання (криві 2) моделі дволанкового автопоїзда, які отримані на основі наближеного аналітичного підходу та на базі чисельно-аналітичного методу подовження за параметром [6, 7] для повної моделі автопоїзда: неперервні криві відповідають чисельному аналізу повної моделі, а пунктирні криві – наближеному аналітичному підходу; дивергентна втрата стійкості на кривих повороткості відбувається в точках позначених маркером.

Переваги наближеного аналітичного методу визначення параметрів стаціонарних станів моделі дволанкового автопоїзда полягають в простоті побудови відповідних аналітичних залежностей [4] (кривих повороткості та кривої складання), та можливості аналітичного визначення критичного значення параметра повздовжньої швидкості, що відповідає дивергентній втраті стійкості. Основний недолік – наперед невідома похибка при визначенні критичної швидкості.

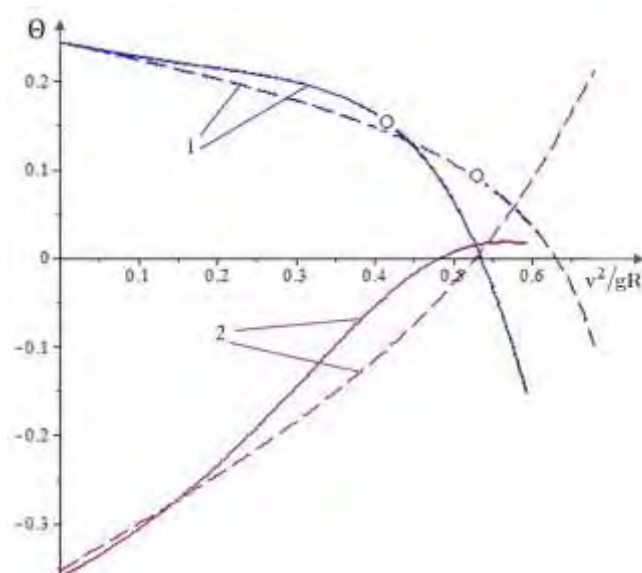


Рис.1 - Порівняльний аналіз повороткості (криві 1) та складання (криві 2) наближеної та повної моделі дволанкового автопоїзда; точки на кривих сталої кривизни, де відбувається дивергентна втрата стійкості (при фіксованому куті Аккермана) для спрощеної і повної моделі автопоїзда позначені маркером.

Як видно з рисунка дивергентна втрата стійкості відбувається при менших значеннях бокового прискорення в порівнянні з наближеним аналітичним підходом, який може слугувати в якості попереднього експрес аналізу дивергентної втрати стійкості зчленованого дволанкового автопоїзда.

Список літератури

1. Pauwelussen J. P. Analysis and prevention of excessive lateral behaviour of articulated vehicles / J. P. Pauwelussen // XII International Heavy Truck Conference (13-15 September 1995) / Budapest (Hungary).
2. Gillespie Thomas D., Fundamentals of Vehicle Dynamics / Thomas D. Gillespie. – Society of Automotive Engineers, Inc, 1992. – 470 p.
3. Pevzner Ya. M. Theory of Stability of Automobile / Ya. M. Pevzner. – Moscow: Mashgiz, 1947 – 150 p. [in Russian].
4. Verbitskii V. G. Bifurcations of steady states in systems with rolling under constant force perturbations / V. G. Verbitskii and L.G Lobas // Journal of Applied Mathematics and Mechanics (PMM) – 1994. – № 58. – P. 933-939.
5. Arnold V. I. Catastrophe Theory / V. I. Arnold. – Berlin: Springer-Verlag, 1992. – 150 p.
6. Shinohara Y. A geometric method for the numerical solution of non-linear equations and its application to non-linear oscillations // Publ. Res. Inst. Math. Sci., Kyoto Univ. **8** (1972/1973). – P. 13 – 42.
7. Holodniok M. Methods of Analysis of Nonlinear Dynamical Models / M. Holodniok, A. Klic, M. Kubicek, M. Marek. – Prague: Academia, 1986 [in Czech].

УДК 629.114.01

СПЕЦІАЛЬНІ КОЛІСНІ ШАСІ НА БАЗІ АВТОБУСНИХ ТЕХНОЛОГІЙ ДЛЯ КОМУНАЛЬНОЇ ТЕХНІКИ ТА АВТОКРАНІВ

SPECIAL WHEEL SHASES ON THE BASIS OF BUSES TECHNOLOGIES FOR COMMUNAL
EQUIPMENT AND AUTOCRANES

Тарас Крайник¹, Роман Зінько², Михайло Якимів³

¹ ВАТ "Укравтобуспром",

79026, м. Львів, вул. Персенківка, 10

² Національний університет "Львівська політехніка",
вул. С. Бандери, 12, Львів, 79013, Україна.

³ ПАТ «Дрогобицький завод автомобільних кранів,
82100, м. Дрогобич, Львівської обл., вул. Гайдамацька, 22

Специфічні умови експлуатації автомобільних кранів та колісної комунальної техніки (насамперед сміттєвозів, автогідропідйомників і т.п.) зумовлюють відповідні вимоги щодо маневровості, стійкості руху (з підвищенням центром мас внаслідок технологічного обладнання) і зручності для екіпажу колісних шасі. Звична з часів СРСР практика виключного використання для цієї техніки шасі вантажних автомобілів вже понад два десятиліття змінена на реалії використання власних спеціальних і технологічних колісних шасі автомобільних кранів провідних світових виробників – Liebherr, Tadano, CNMC і інш. (рис.1), а з появи у 1988 р. спеціального шасі Mercedes-Benz Econic (рис.2) – і у сфері сміттєвозів та іншої комунальної техніки та появу відповідних аналогів шасі у інших провідних автовиробників (Renault, MAN, Scania і інш.)