

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ЛЬВІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА
ІНСТИТУТ ІНЖЕНЕРНОЇ МЕХАНІКИ ТА ТРАНСПОРТУ,
ВАТ «УКРАВТОБУСПРОМ»



III-я ВСЕУКРАЇНСЬКА НАУКОВО-ПРАКТИЧНА КОНФЕРЕНЦІЯ

**АВТОБУСОБУДУВАННЯ ТА ПАСАЖИРСЬКІ
ПЕРЕВЕЗЕННЯ В УКРАЇНІ**

ТЕЗИ ДОПОВІДЕЙ

Львів

22-23 лютого 2018 р.

Львів
Видавництво Львівської політехніки
2018

УДК 629+656+621+514+504
В 45

Третя всеукраїнська науково-практична конференція
«Автобусобудування та пасажирські перевезення в Україні: Тези
доповідей. – Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2018. – 212 с.
ISBN 978-966-941-140-2

Опубліковано тези доповідей, виголошені авторами на 3-й Всеукраїнській науково-практичній конференції «Автобусобудування та пасажирські перевезення в Україні». До збірника увійшли праці, які стосуються науково-дослідних і проектних робіт у сфері автобусобудування та особливостей міських, приміських і міжміських автобусних перевезень в Україні.

Для наукових працівників, аспірантів, викладачів вищих навчальних закладів, інженерів, студентів.

УДК 629+656+621+514+504

Редакційна колегія:
Л.Крайник, О. Горбай, М. Боднар

Матеріали подано в авторській редакції

ISBN 978-966-941-140-2

© Національний університет
"Львівська політехніка", 2018

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 радіусу кривизни (з фіксованим кутом Аккермана) [2].

Метод розв'язання задач. 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 поворотності (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 поворотності 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 поворотності 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.

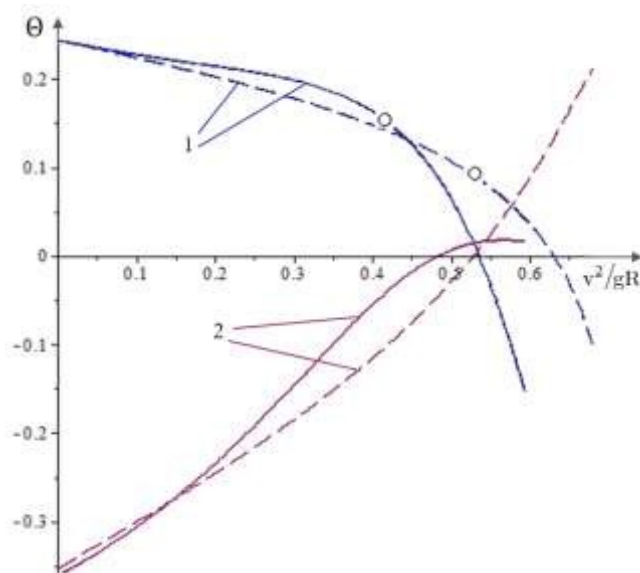


Рис.1 - Порівняльний аналіз поворотності (криві 1) та складання (криві 2) наближеної та повної моделі дволанкового автопоїзда; точки на кривих сталої кривизни, де відбувається дивергентна втрата стійкості (при фіксованому куті Аккермана) для спрощеної і повної моделі автопоїзда позначені маркером.

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].

ЗМІСТ
СЕКЦІЯ 1
АВТОБУСО- ТА АВТОМОБІЛЕБУДУВАННЯ

Любомир Крайник, Дмитро Рубан, Ганна Рубан Пропозиції щодо обов'язкового періодичного технічного контролю та допуску до експлуатації автобусів громадського транспорту	3
Юрій Крайник Формування перспективного типу автобусів середнього класу ТУР А107-А607	6
Володимир Сахно, Ігор Мурований, Вадим Селезньов Динамічна стійкість автобуса особливо великого класу	8
Anatolii Andriienko, Mykhailo Hrubel, Roman Nanivskyi Analysis of construction features and formation of concept of armored combat vehicles of the type MRAP	11
Микола Боднар, Віталій Попович, Юрій Слюз Підбір силової установки автобуса з умов паливної економічності	12
Любомир Крайник, Юрій Гай Мікроклімат салону автобуса. Формування нормативної бази	14
Вадим Самородов, Володимир Краснокутський Розрахунок регулятора гальмівних сил для автобусів 5-го класу	15
Олександр Дубянський Розрахунок робочого обладнання телескопічного навантажувача-маніпулятора	18
Жозе Жуліо Альвес, Юрій Крайник Особливості конструкції і типу автобусів для африки	23
Богдан Дівеєв, Ігор Коник, Ігор Вельган, Ігор Дерев'янка, Михайло Глобчак Оптимізація напівактивної підвіски	25
Володимир Вербицький, Валерій Хребет До аналізу поворотності дволанкового автопоїзда	28
Тарас Крайник, Роман Зінько, Михайло Якимів Спеціальні колісні шасі на базі автобусних технологій для комунальної техніки та автокранів	31
Роман Зінько, Любомир Крайник, Орест Горбай Динаміка роботи підйомно-транспортних машин з сипкими матеріалами	34
Тарас Крайник Концептуальні засади формування електроприводу автомобіля МРМ PS 160	36
Михайло Бур'ян, Юрій Войчишин Порівняльна оцінка якостей ресорної та пневморесорної підвісок на автобусі середнього класу	38
Михайло Бур'ян, Микола Боднар, Михайло Щокін Оцінка адекватності моделювання роботи підвіски автобуса у порівнянні з даними експериментальних випробувань	40
Андрій Гнатов, Ольга Ульянець, Щасяна Аргун Енергоефективні та енергозберігаючі технології на транспорті	42