

Виходячи з того, що основний вплив на величину опору має висота шару (рівняння 1), робимо висновок, що основна маса теплоносія профільтровується з того боку контейнера, де висота шару мінімальна (H_1 – рис. 1). Саме тому із збільшенням кута нахилу поверхні та відповідно зменшенням висоти H_1 зменшується гідравлічний опір шару. У випадку рівно сформованої поверхні, теплоносій рівномірно профільтровується через шар сухого матеріалу. Висоти шару дисперсного матеріалу з обох сторін контейнера однакові, тому гідравлічний опір максимальний.

Отже, можна спрогнозувати, що у випадку просмоктування теплоносія крізь шар вологого матеріалу, поверхня якого сформована під певним кутом час сушіння буде значно більшим, ніж час сушіння матеріалу з рівно сформованою поверхнею. Такий висновок впливає з наведеного вище матеріалу – основна маса теплоносія пройде з того боку контейнера, де висота шару мінімальна. Такий шар матеріалу – H_1 (рис. 1) висохне досить швидко. Тоді як, частина матеріалу з більшою висотою – H_2 (рис. 1) – буде висихати досить тривалий час. Таке явище є негативним, призводить до нерівномірного протікання сушіння, збільшення його тривалості та енергетичних затрат.

Література

1. Аэров М.Э., Тодес О.М., Наринский Д.А. Аппараты со стационарным зернистым слоем. Химия. 1979. – 176 с.
2. Ханьк Я.Н. Фильтрационная сушка плоских проницаемых материалов. – Автореф. дис. ... д-ра. тех. наук. – Львов, 1993. – 36 с.
3. Гузьова І.О. Гідродинаміка та тепломасообмін при фільтраційному сушінні матеріалів кристалічної та аморфної структури: Дис. ... канд. техн. наук. – Львів; 2001. – 230 с.

УДК 629.113.004

Доц. Р.В. Зінко, канд. техн. наук – НУ "Львівська політехніка"; пров. інж.-прогр. О.М. Маковейчук – ТЗОВ "БІТ"; магістр С.В. Швець – НУ "Львівська політехніка"

ОСОБЛИВОСТІ ДИНАМІКИ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ ЗАЛЕЖНО ВІД ТИПУ ПРИВОДУ

При деяких спрощених припущеннях побудовано математичні моделі, які описують рух легкових автомобілів траєкторіями змінної кривини. Сформовано умови чисельного експерименту та проведено комп'ютерне моделювання.

Ключові слова: динаміка руху, легковий автомобіль, комп'ютерне моделювання.

Assoc. prof. R.V. Zinko – NU "L'vivs'ka Politekhnikha"; leading eng.-prog. O.M. Makoveychuk – "BIT" Ltd.; master's degree S.V. Shvets – NU "L'vivs'ka Politekhnikha"

Car dynamics depending on drive type

At some simplifying suppositions mathematical model which describes passenger cars movement on variable curvature trajectories are built. The criteria of divisibility estimation and firmness of motion are offered, it formed the terms of numeral experiment and computer simulation.

Keywords: dynamics of motion, car, computer simulation.

Вступ. У зв'язку зі середнім щорічним збільшенням кількості дорожніх транспортних засобів в Україні на 4-5 %, інтенсивність дорожнього руху на основних магістральних дорогах щорічно зростає до 20 % [1]. При русі в транспортних потоках з високими швидкостями дуже важливими є стійкість та керованість автомобіля, які істотним чином залежать від типу приводу автомобіля [2].

Постановка задачі. Д.А. Антонов [3], розкриваючи поняття стійкості автомобіля, відзначив декілька понять стійкості залежно від завдань дослідження: стійкість в "малому", якщо розглядається реакція на збурення кінцевої, але скільки завгодно малої величини; стійкість у "великому", якщо збурювальна дія велика; стійкість "загалом" або абсолютна. При цьому, визначення стійкості автомобіля базується на теорії стійкості за Ляпуновим і формулюється як властивість зберігати задані водієм параметри руху (або положення) або заданий закон їх зміни після припинення збурювальної дії. В.А. Іларіоновим [4] подає формулювання курсової стійкості як властивості автомобіля рухатися без коректувальних дій з боку водія, тобто при незмінному положенні кермового колеса. Незважаючи на те, що це формулювання не визначає процесу при дії або після припинення дії збурювальних сил, воно є близьким до оцінки стійкості за Ляпуновим.

Деякі закордонні автори розглядають курсову стійкість автомобіля з позицій теорії стійкості за Ляпуновим. Згідно з означенням Дж. Вонга [5], автомобіль вважається стійким, якщо він повертається у сталий режим руху за обмежений час після припинення дії збурення.

Рух задньопривідного автомобіля на повороті розглянуто в роботі [2, 3]. Досліджено стійкість і керованість з урахуванням перехідних процесів при вході і виході з повороту.

У цій роботі пропонується проста математична модель, що враховує динаміку легкового автомобіля залежно від типу його приводу. На основі цієї моделі проводиться дослідження керованості та стійкості легкових автомобілів і дається порівняльна характеристика відповідних показників.

Рівняння руху передньо- та задньопривідного автомобілів. Розглянемо рух автомобіля на прямій ділянці дороги. Нехай маємо, що рух відбувається вздовж осі x . У цьому разі рівняння руху, що являє собою залежність

зміни координати x від часу t , можна записати як $m \frac{d^2x}{dt^2} = F - F_{op1} - F_{op2}$, де m – маса автомобіля; F – сила тяги; F_{op1} – сила опору кочення; F_{op2} – сила аеродинамічного опору. Як вказано в [2, 6], сили опору є залежними від швидкості автомобіля $v = \frac{dx}{dt}$. При цьому $F_{op1} = k_1 \cdot v$, $F_{op2} = k_2 \cdot v^2$, де k_1 , k_2 – відповідні коефіцієнти пропорційності. Таким чином, з урахуванням конкретного виду для сил опору загальне рівняння руху запишемо у вигляді

$$m \frac{d^2x}{dt^2} = F - k_1 \cdot \frac{dx}{dt} - k_2 \cdot \left(\frac{dx}{dt} \right)^2. \quad (1)$$

Розглянемо динамічні властивості передньопривідного автомобіля при русі траєкторією змінної кривини. Очевидно, що в цьому разі однієї змін-

ної x для опису руху буде недостатньо, оскільки рух відбувається у площині. Таким чином, замість рівняння (1) ми приходимо до системи рівнянь відносно пари координат (x, y) :

$$\begin{cases} m \frac{d^2 x}{dt^2} = F(t)_x + G(t)_x - k_1 \cdot \frac{dx}{dt} - k_2 \cdot \left(\frac{dx}{dt} \right)^2, \\ m \frac{d^2 y}{dt^2} = F(t)_y + G(t)_y - k_1 \cdot \frac{dy}{dt} - k_2 \cdot \left(\frac{dy}{dt} \right)^2, \end{cases} \quad (2)$$

де: $F(t)_x, F(t)_y$ – відповідні компоненти сили тяги в момент часу t ; $G(t)_x, G(t)_y$ – компоненти повертальної сили (рис. 1, а).

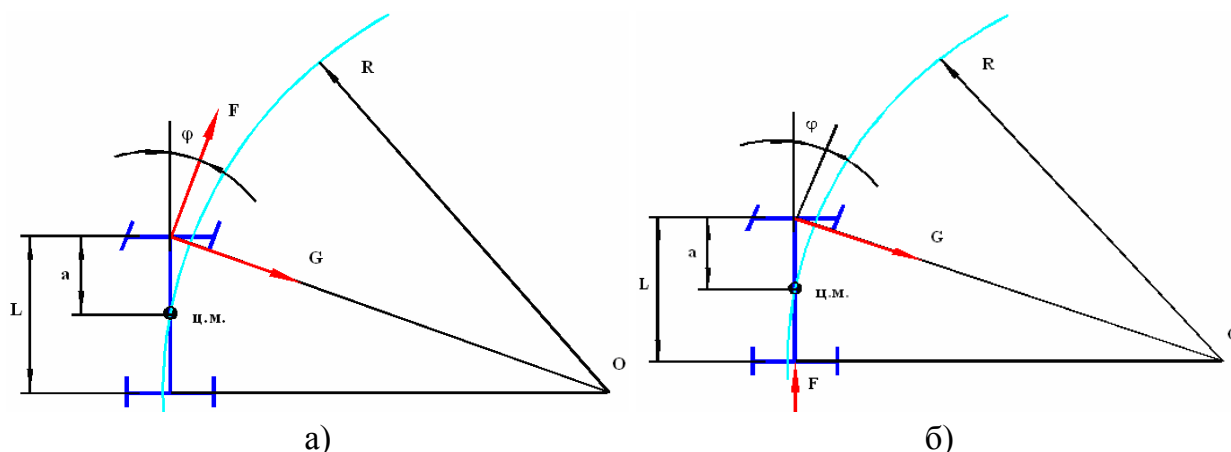


Рис. 1. Схема руху автомобіля траєкторією змінної кривини:
а) передній привід; б) задній привід

Задамо траєкторію руху функцією напрямку $\vec{n}$ у кожній точці від пройденої відстані s . Наприклад, для траєкторії повороту, що складається із 3 ділянок – прямолінійної ділянки (паралельно осі x) довжиною s_1 , повороту на кут φ по дузі кола радіусу R , прямолінійної ділянки довжиною s_2 – функція напрямку задається у вигляді:

$$\vec{n}(s) = \begin{cases} (1 \ 0), & s \leq s_1; \\ \left(\cos \frac{s-s_1}{R} \quad \sin \frac{s-s_1}{R} \right), & 0 < s-s_1 \leq R\varphi; \\ (\cos \varphi \quad \sin \varphi), & 0 < s-s_1-R\varphi \leq s_2. \end{cases} \quad (3)$$

Зрозуміло, що пройдена відстань s є функцією часу і, вважаючи, що рух почався в момент часу $t = t_0$, у загальному випадку можна записати

$$s(t) = \int_{t_0}^t \sqrt{\left(\frac{dx}{dt} \right)^2 + \left(\frac{dy}{dt} \right)^2} dt. \quad (4)$$

Якщо сила тяги є постійною за модулем і змінюється лише за напрямом, то

$$\begin{aligned} F_x(t) &= |F| \cdot n(s(t) + a)_x; \\ F_y(t) &= |F| \cdot n(s(t) + a)_y, \end{aligned} \quad (5)$$

де a – передня напівбаза (ми врахували, що передні колеса зміщені по напрямку руху на відстань a від центру мас). Оскільки повертальна сила зумовлена силою опору повернутих коліс, то ми можемо записати, що

$$G(t)_x = -\mu \cdot F(t)_x, \quad (6)$$

$$G(t)_y = -\mu \cdot F(t)_y,$$

де μ – коефіцієнт пропорційності, що має зміст коефіцієнта опору кочення.

Підставляючи конкретний вид сил, що задаються рівняннями (5-6) у систему рівнянь руху (2), отримуємо кінцевий вигляд рівнянь руху передньопривідного автомобіля, що рухається траєкторією, заданій рівнянням виду (3):

$$\begin{cases} m \frac{d^2x}{dt^2} = |F| \cdot (1 - \mu) \cdot n(s(t) + a)_x - k_1 \cdot \frac{dx}{dt} - k_2 \cdot \left(\frac{dx}{dt} \right)^2, \\ m \frac{d^2y}{dt^2} = |F| \cdot (1 - \mu) \cdot n(s(t) + a)_y - k_1 \cdot \frac{dy}{dt} - k_2 \cdot \left(\frac{dy}{dt} \right)^2, \end{cases} \quad (7)$$

де пройдена відстань $s(t)$ задається рівнянням (4).

Розглянемо динамічні властивості задньопривідного автомобіля при русі траєкторією змінної кривини (рис. 1 б). Основна відмінність полягає в тому, що у даному випадку сила тяги буде направлена по дотичній у точці центра мас і прикладена ззаду на відстані $-b$. Повертаючи сила буде перпендикулярною до дотичною в точці на відстані $+a$ від центра мас і прикладена спереду.

Таким чином, для задньопривідного автомобіля сила тяги буде задаватися співвідношеннями, подібними до формул (5):

$$F_x(t) = |F| \cdot n(s(t))_x; \quad (8)$$

$$F_y(t) = |F| \cdot n(s(t))_y.$$

Для повертальної сили ми можемо записати рівняння:

$$G(t)_x = -\mu \cdot |F| \cdot n(s(t) + a)_x, \quad (9)$$

$$G(t)_y = -\mu \cdot |F| \cdot n(s(t) + a)_y.$$

Остаточно, отримуємо кінцевий вигляд рівнянь руху задньопривідного автомобіля, що рухається траєкторією, заданій рівнянням виду (3):

$$\begin{cases} m \frac{d^2x}{dt^2} = |F| \cdot [n(s(t))_x - \mu \cdot n(s(t) + a)_x] - k_1 \cdot \frac{dx}{dt} - k_2 \cdot \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 \\ m \frac{d^2y}{dt^2} = |F| \cdot [n(s(t))_y - \mu \cdot n(s(t) + a)_y] - k_1 \cdot \frac{dy}{dt} - k_2 \cdot \left(\frac{dy}{dt} \right)^2. \end{cases} \quad (10)$$

Результати комп'ютерного моделювання. Комп'ютерне моделювання проводилося у системі MATLAB [7] для випадку руху АТЗ траєкторією лівого повороту, що складається із трьох ділянок – прямолінійної ділянки (паралельно осі x) довжиною s_1 , повороту на кут φ по дузі кола радіусу R , прямолінійної ділянки довжиною s_2 – функція напрямку задається у вигляді (3). Параметри

траєкторії: $s_1 = 500$ м; $R = 35$ м, $\varphi = \pi/2$ (чверть кола); параметр s_2 не фіксувався, оскільки фактично нас цікавлять тільки точки входу і виходу на траєкторію. Приймалося, що рух кожного автомобіля починається в момент часу $t_0 = 0$ с із стану спокою ($v = 0$ м/с) і продовжується до моменту часу $t_1 = 120$ с.

Для моделювання керованості та стійкості передньопривідного автомобіля використовувалися характеристики автомобіля ВАЗ-2109, задньопривідного – ВАЗ-2107.

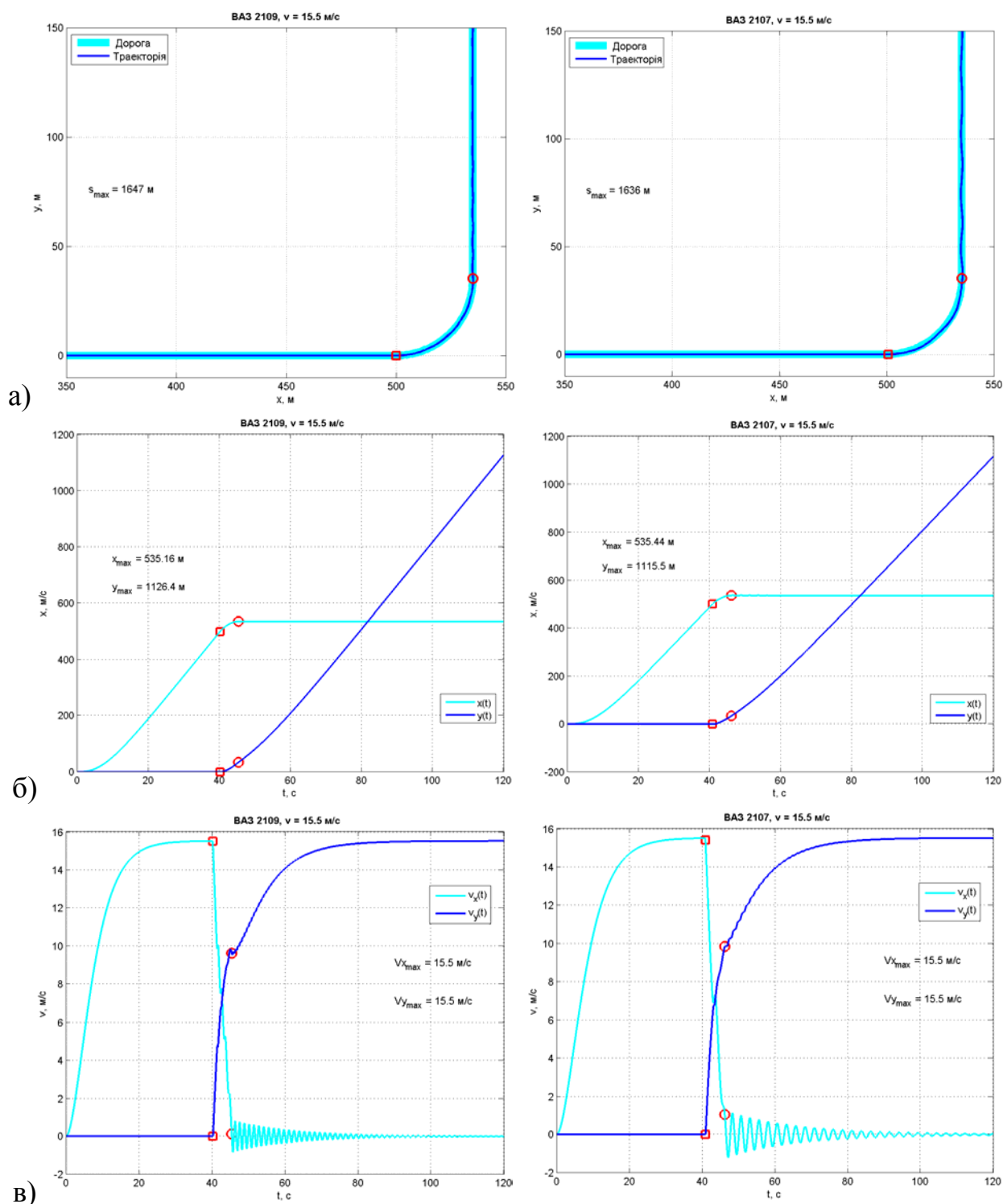


Рис. 2. Результати комп'ютерного моделювання для передньопривідного (лівий стовпець) та задньопривідного (правий стовпець): а) фрагмент траєкторії руху; б) залежність координат від часу; в) залежність компонент швидкості від часу

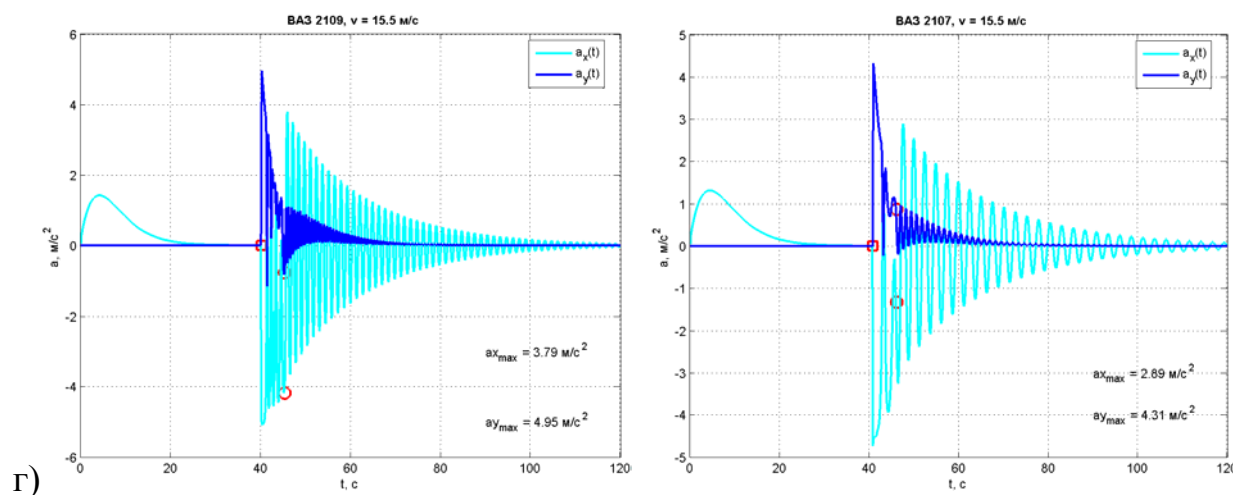


Рис. 2 (продовження). Результати комп'ютерного моделювання для передньопривідного (лівий стовпець) та задньопривідного (правий стовпець):
 г) залежність компонент прискорення від часу

Висновки. Проаналізовано рух передньо- та задньопривідних автомобілів траєкторією змінної кривизни і отримано рівняння руху. Запропоновано описувати траєкторію руху рівнянням, що дає залежність напрямку кривої у кожній точці від довжини кривої. Знайдено рівняння руху для передньопривідних та задньопривідних автомобілів.

Сформовано умови чисельного експерименту та проведено комп'ютерне моделювання стійкості та керованості руху передньо- та задньопривідних автомобілів, в ролі яких вибрано VAZ 2107 і VAZ 2109 відповідно. Рух досліджуваних АТЗ проводився траєкторією типу "лівий поворот".

У подальшому доцільно проаналізувати стійкість та керованість передньо- та задньопривідних автомобілів траєкторією змінної кривизни.

Література

1. Редзюк А.М. Державна концепція підвищення безпеки дорожнього руху в Україні// Автошляховик України. – 2006, № 3. – С. 2-11.
2. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.
3. Антонов Д.А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей. – М.: Машиностроение, 1978. – 216 с.
4. Иларионов В.А. Эксплуатационные свойства автомобиля. – М.: Машиностроение, 1966. – 280 с.
5. Вонг Дж. Теория наземных транспортных средств. – М.: Машиностроение, 1982. – 282 с.
6. Певзнер Я.М. Теория устойчивости автомобиля. – М.: Машгиз, 1947. – 156 с.
7. www.matlab.com

УДК 630*375.5 + 630*377.45

Доц. Й.П. Ковтун, канд. техн. наук;
 ст. викл. Б.Я. Бакай – НЛТУ України, м. Львів

ВИКОРИСТАННЯ АЛЬТЕРНАТИВНИХ МОТОРНИХ ПАЛИВ ЯК ШЛЯХ ДО ЕКОЛОГО- ТА РЕСУРСООЩАДНОГО ТРАНСПОРТУВАННЯ ДЕРЕВИНИ

Наведено аналіз використання альтернативних джерел палива. Запропоновано для підприємств лісового комплексу використовувати як моторне паливо газ метан.

Ключові слова: альтернативне паливо, транспортування деревини, ресурсозбереження, екологія.