Зміст

Транспортні технології

Сухонос М.К., Доля О.Є.**Щодо формування структури проектів міських пасажирських перевезень** 5

Осипов В.О. **Порівняння властивостей матеріалів для виготовлення сигнальних стовпчиків** 11

Іванов І.Є., Рогальський Р.Б. **Корисність сукупності технологічних параметрів системи міського пасажирського транспорту** 15

Кравченко О.П., Верітельник Є.А. **Щодо визначення критерію необхідності зберігання запасних частин на складі автотранспортного підприємства** 19

Дударенко О.В., Сосик А.Ю. **Моделирование условий дорожно-транспортного происшествия при фронтальном столкновении транспортного средства и пешехода** 27

Транспорт і двигуни внутрішнього згоряння

Іванов О.С., Ковальчук Г.О. **Поява та розвиток систем керування на транспортних засобах** 31

Єфименко А.М. **Вибір раціональних конструктивних параметрів швидкісного монорейкового вагона** 37

Вербицкий В.Г., Банников В.А., Червякова Е.В., Зиновьев Е.Я. **Условия опрокидывания трехколесного экипажа при движении по криволинейной траектории** 42

Сахно В.П., Вербицкий В.Г., Куплинов А.В., Лысенко А.А. **Вывод уравнений движения пространственной модели колесного экипажа на основе уравнений лагранжа II рода в среде пакета MAPLE** 46

Сахно В.П., Поляков В.М., Мойся Д.Л. **Щодо визначення стійкості руху автопоїзда-контейнеровоза з керованим напівпричепом** 51

Сунцов Н.В., Писанец А.А., Лазаренко А.И., Зайцев Р.С., Мельниченко В.В., Мезенцев С.**Г. Оценка затрат энергии на деформацию растянутой воздухом шины во время движения автомобиля** 60

Мисько Е.М. **Исследование жесткостных характеристик подвески городского автобуса МАЗ-105** 68

Тімков О.М., Ященко Д.М. **До вибору типу гібридної силової установки автомобіля категорії М1** 72

Сахно В.П., Корпач О.А. **Методика визначення ряду передаточних чисел коробки передач за показниками тягово-швидкісних властивостей автомобіля** 76

Сахно В.П., Стельмащук В.В., Козачук Л.С. **Вплив конструктивних і експлуатаційних факторів на стійкість руху автопоїздів категорії М1** 83

Вербицкий В.Г., Банников В.А., Зиновьев Е.Я. **К определению характеристик пространственного положения колеса при повороте относительно наклонной стойки** 93

Сахно В.П., Прогній П.Б. **Розробка комп'ютерної моделі автопоїзда** 103

Автори номера 109

Правила подання та оформлення статей 110

Порядок рецензування статей 112

УДК 629.113.004.67:38

СУХОНОС М.К., д.т.н., професор; ДОЛЯ О.Є., асистент
Харківський національний університет міського господарства імені О.М. Бекетова

ЩОДО ФОРМУВАННЯ СТРУКТУРИ ПРОЕКТІВ МІСЬКИХ ПАСАЖИРСЬКИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ

Проведено аналіз причинно-наслідкових факторів формування структури проектів міських пасажирських перевезень. Результатом досліджень є запропонована система етапів проектів міських пасажирських перевезень із визначенням ефективності функціонування кожного маршруту.
Ключові слова: *міські пасажирські перевезення, транспортна мережа, пасажирські маршрути, бізнес-план, показники ефективності.*

Постановка проблеми

Найпоширенішими проектами міських пасажирських перевезень є проекти міських пасажирських маршрутів, головною метою яких є забезпечення необхідного рівня якості пасажирських перевезень у містах. Для реалізації цієї мети існує система організації та управління міськими перевезеннями, в задачі якої входить:

– побудова раціональної маршрутної транспортної мережі;
– визначення основних параметрів роботи пасажирських маршрутів;
– побудова графіків роботи транспортних засобів та водіїв на маршрутах;
– складання бізнес-планів міських пасажирських маршрутів.

Кожна задача виконується різними методами із використанням великої сукупності моделей, більшість з яких мають нелінійний вигляд, що ускладнює рішення цієї комплексної задачі. Саме від вибору та застосування тих чи інших методів та моделей залежить кінцевий результат.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Першочерговим завданням міських пасажирських перевезень є задоволення потреб мешканців міста у переміщеннях між місцями їх проживання та місцями праці, відпочинку тощо. При цьому слід забезпечувати мінімум відстані переміщення або витрат часу, коштів, стомлюваності [1-5].

На сьогодні структурна схема побудови маршрутних транспортних мереж складається з наступних основних етапів [5]:

1. Визначення основних пасажироутворюючих і пасажиропоглинаючих пунктів із наступною їхньою прив’язкою щодо вулично-дорожньої мережі;
2. Об’єднання всіх пунктів тяжіння пасажиропотоків у єдину транспортну мережу;
3. Визначення відстані (часу) переміщення між двома сусідніми пунктами;
4. Визначення обсягів відправлення та прибуття пасажирів у кожному з пунктів;
5. Розрахунок пасажиропотоків між пунктами тяжіння;
6. Маршрутизація транспортної мережі.

Складність побудови маршрутної транспортної мережі полягає в тому, що кожен з перелічених етапів може бути вирішений за допомогою багатьох методів, кожен із яких має свої переваги та недоліки. Тому саме від вибору методів рішення етапів маршрутизації транспортної мережі залежить кінцевий результат.

Тому в подальшому розглянемо більш детально кожний з етапів та методів, якими можливо його вирішити.

Мета статті

Метою проведення досліджень є визначення причинно-наслідкових факторів формування структури проектів міських пасажирських перевезень.

Основний розділ

Початковим етапом усіх транспортних задач є побудова транспортної мережі, використовуючи теорію графів [6-7].

Так, за вершини графа приймаються центри транспортних районів (пункти тяжіння пасажиропотоків), а дугами є ділянки вулично-дорожньої мережі [1, 5-7].

В даному випадку метою оптимізації є пошук найкоротших шляхів (часу) переміщення між усіма пунктами тяжіння пасажиропотоків. Для пошуку найкоротших шляхів використовуються ітераційні алгоритми поетапного нарощування й корекції дерева найкоротших шляхів [1].

До основних алгоритмів рішення задачі пошуку найкоротших шляхів на графі відносяться [8]:

– алгоритм Дейкстри;
– алгоритм Беллмана-Форда;
– алгоритм пошуку A^*;
– алгоритм Флойда-Уоршелла;
– алгоритм Джонсона;
– алгоритм Лі тощо.

Знайдені таким чином найкоротші відстані між усіма вершинами транспортної мережі утворюють матрицю найкоротших відстаней.

Але це є проміжним етапом, бо всі транспортні задачі зводяться до наступної залежності:

$$\sum_{i=1}^{n}\sum_{j=1}^{m} k_{ij} \cdot Q_{ij} \to \min \qquad (1)$$

де k_{ij} – критерій оптимізації (відстань, час, витрати);

Q_{ij} – обсяги перевезень із *i*-го пункту в *j*-ий пункт.

Отже, при побудові транспортної мережі необхідно дотримуватися основних положень теорії графів та методів вирішення транспортних задач.

Головним напрямком визначення попиту на перевезення є отримана інформація від мешканців міста щодо мети поїздки, частоти поїздок, пункту призначення, умови пересування тощо [1, 4-5, 9-10].

Така інформація може бути отримана шляхом анкетного обстеження користувачів пасажирського транспорту. Але отримана таким чином інформація дозволяє сформувати уявлення щодо майбутніх кореспонденцій між пунктами відправлення й прибуття з незначною похибкою.

Дуже важливим фактором пасажирських перевезень є зміна пасажирських потоків у просторі та часі. Отримати таку інформацію можливо шляхом моделювання. При цьому вихідною інформацією є наявні кореспонденції між усіма пунктами транспортної мережі [1, 5, 11-12].

Базовою моделлю розрахунку кореспонденцій є гравітаційна модель, яка має наступний вигляд [1, 13]:

$$H_{ij} = k \cdot HO_i \cdot HP_j \cdot d_{ij}, \qquad (2)$$

де H_{ij} – потенційні кореспонденції між районами, що можуть бути отримані відповідно до повної аналогії гравітаційного закону;

k – калібрувальний коефіцієнт;

HO_i – обсяг відправлення пасажирів із району *i* за розрахунковий період;

HP_j – обсяг прибуття пасажирів у район *j* за розрахунковий період;

d_{ij} – функція тяжіння, яка відображає відстань або витрати часу та коштів на переміщення з району *i* у район *j*.

При цьому ключовим питанням є отримання адекватної щодо умов переміщення функції тяжіння. На сьогодні існують такі різновиди функції тяжіння [1-2, 5, 11-13]:

$$d_{ij} = \frac{a}{t_{ij}^n}, \tag{3}$$

$$d_{ij} = \frac{1}{t_{ij}^n}, \tag{4}$$

$$d_{ij} = a \cdot e^{-bt_{ij}}, \tag{5}$$

$$d_{ij} = a \cdot e^{-bt_{ij}^n}, \tag{6}$$

де a, b – емпіричні коефіцієнти;

n – показник степені.

Шляхом підбору функцій тяжіння і подальшим моделюванням розподілу кореспонденцій по дугах транспортної мережі стає можливим побудова маршрутної мережі, на основі якої відбуваються розрахунки параметрів кожного із запропонованих маршрутів руху пасажирського транспорту.

Таким чином ми бачимо, що задача маршрутизації транспортної мережі є багатофакторною та багатокроковою. При цьому нелінійність функцій тяжіння накладає свої умови щодо формування комбінацій маршрутів.

Розглянуті вище етапи проектів міських пасажирських перевезень є технічними з точки зору їх впливу на процес введення маршруту в дію.

Згідно з діючим законодавством [14] усі міські пасажирські маршрути є власністю міста й передаються в експлуатацію суб'єктам господарювання на основі відкритих торгів. Для цього кожний учасник торгів, попередньо ознайомившись із лотами, повинен подати повну інформацію щодо змоги виконувати такі перевезення.

У світовій практиці такою інформацією є бізнес-план, що дає відповідь на питання, чи потрібно вкладати кошти в даний інвестиційний проект [15].

Існують уже розроблені міжнародні стандарти методики підготовки бізнес-планів, техніко-економічних обґрунтувань та інвестиційних меморандумів, а саме [16]:

1) метод UNIDO;
2) метод ЄБРР;
3) метод BFM Group;
4) метод KPMG.

У спрощеному та адаптованому до міських пасажирських перевезень вигляді структура бізнес-плану містить наступні розділи:

1) Коротка характеристика проекту (резюме).
2) Характеристика галузі.
3) Характеристика послуги.
4) Розміщення об’єкту.
5) Аналіз ринку.
6) Запланований обсяг послуг.
7) Забезпеченість послуг основними факторами виробництва.
8) Маркетинговий план.
9) Організаційний план та управління персоналом.
10) Оцінка ризиків.
11) Фінансовий план.
12) Додатки.

При чому, порівняння різних варіантів проекту та вибір найкращого з них можливо зробити за допомогою таких показників ефективності:
1) чиста приведена вартість;
2) індекс доходності (рентабельність);
3) внутрішня норма доходності;
4) період окупності.

Показник чистої приведеної вартості представляє собою різницю між усіма грошовими притоками та відтоками, що приведені до поточного моменту часу:

$$NPV = \sum_{t=1} \frac{CF_t}{(1+i)^t} = -IC + \sum_{t=1}^{N} \frac{CF_t}{(1+i)^t}, \tag{7}$$

де NPV чиста приведена вартість;
CF_t – потік платежів за період часу t;
IC – початкові інвестиції;
N – кількість років;
i – ставка дисконтування.

Показник індексу доходності (рентабельності) є відношенням суми дисконтованих грошових потоків щодо початкових інвестицій:

$$PI = \frac{1}{IC} \sum_{i=1}^{N} \frac{CF_t}{(1+i)^t}, \tag{8}$$

де PI – індексу доходності (рентабельності).

Показник внутрішньої норми доходності представляє собою процентну ставку, при якій чиста приведена вартість дорівнює нулю:

$$NPV = -IC + \sum_{t=1}^{N} \frac{CF_t}{(1+IRR)^t} = 0, \tag{9}$$

або

$$IC = \sum_{t=1}^{N} \frac{CF_t}{(1+IRR)^t}, \tag{10}$$

де IRR – внутрішня норма доходності.

Показник періоду окупності є мінімальним часовим інтервалом (від початку виконання проекту), за межами якого інтегральний ефект стає і в подальшому залишається невід'ємним:

$$PP = N \quad \text{при} \quad \sum_{t=1}^{N} CF_t > IC, \tag{11}$$

де PP – період окупності.

Кожний із розглянутих показників у тій чи іншій мірі може дати відповідь на питання, який із варіантів вибору марки транспортних засобів кращий. Але головним параметром розглянутих моделей, що враховує майбутні ризики проекту, є ставка дисконтування. Причому, по суті це є норма прибутку, що закладається в проект.

Недоліком такого підходу є неврахування ймовірності результату події, що може відбутися. В такому випадку необхідно дослідити, які параметри мають властивості стохастичності, й для кожного з них визначити ймовірності початку події.

Висновки

У результаті проведених досліджень було встановлено, що задача маршрутизації транспортної мережі є багатофакторною та багатокроковою. При цьому нелінійність функцій тяжіння накладає свої умови щодо формування комбінацій маршрутів. Тому такі задачі можливо вирішувати лише методом динамічного програмування із використанням ймовірнісних моделей. У подальшому необхідно провести експериментальні дослідження щодо розподілу відхилень існуючих видів витрат щодо функціонування маршрутів від розрахункових значень.

Список літератури

1. Ефремов И.С. Теория городских пассажирских перевозок / Ефремов И.С., Кобозев В.М., Юдин В.А. – М. : Высшая школа, 1980. – 535 с.

2. Пассажирские автомобильные перевозки / [Афанасьев Л.Л., Воркут А.И., Дьяков А.Б. и др.]. – М. : Транспорт, 1986. – 220 с.

3. Гудков В.А. Технология, организация и управление пассажирскими автомобильными перевозками / В.А. Гудков, Л.Б. Миротин. – М. : Транспорт, 1997. – 254 с.

4. Спирин И. В. Организация и управление пассажирскими автомобильными перевозками / Спирин И.В. – М. : Академия, 2003. – 400 с.

5. Доля В.К. Пасажирські перевезення / В.К. Доля. – Х.: Вид-во „Форт", 2011. – 507 с.

6. Системологія на транспорті. Дослідження операцій у транспортних системах [Гаврилов Е.В., Дмитриченко М.Ф., Доля В.К. та ін.] ; за ред. М.Ф. Дмитриченка – К. : Знання України, 2009. – 375 с. – (5 кн./ Гаврилов Е. В., Дмитриченко М. Ф., Доля В. К. та ін.; кн. 3).

7. Харари Ф. Теория графов /Пер. с англ. и предисл. В.П. Козырева; под ред. Г.П. Гаврилова. Изд. 2-е. М.: Едиториал УРСС, 2003. - 300 с.

8. https://ru.wikipedia.org/wiki/Задача_о_кратчайшем_пути

9. Володин Е.П. Организация и планирование перевозок автомобильным транспортом / Е.П. Володин, Н.И. Громов. – М. : Транспорт, 1982. – 224 с.

10. Ігнатенко О.С. Організація автобусних перевезень у містах / О.С. Ігнатенко, В.С. Марунич. – К.: УТУ, 1998. – 196 с.

11. Антошвили М.Е. Оптимизация городских автобусных перевозок / Антошвили М.Е., Либерман С.Ю., Спирин И.В. – М. : Транспорт, 1985. – 102 с.

12. Торопов Б.І. Розвиток пасажирських комплексів на основі закономірностей формування пасажиропотоків : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.01 „Транспортні системи" / Б.І. Торопов. – К., 2001. – 20 с.

13. Вдовиченко В.О. Ефективність функціонування міської пасажирської транспортної системи : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.01 „Транспортні системи" / В.О. Вдовиченко. – К., 2004. – 24 с.

14. Про затвердження Порядку і умов організації перевезень пасажирів та багажу автомобільним транспортом: z0257-98 – Офіц. вид. – К. Офіційний вісник України: М-во транспорту України, 1998. – №17, 258 с. – (Нормативний документ Мінтрансу України. Інструкція).

15. Организация и управление инновационной деятельносью на транспорте / [А.Б. Ефимов, В.М. Самуйлов, Е.В. Кошкаров и др.]. – Екатеринбург : УрГУ, 2002. – 264 с.

16. https://ru.wikipedia.org/wiki/Бизнес-планирование

Сухонос М.К., Доля Е.Е. К формированию структуры проектов городских пассажирских перевозок

Аннотация. *Проведен анализ причинно-следственных факторов формирования структуры проектов городских пассажирских перевозок. Результатом исследований является предложенная система этапов проектов городских пассажирских перевозок с определением эффективности функционирования каждого маршрута.*

Ключевые слова: *городские пассажирские перевозки, транспортная сеть, пассажирские маршруты, бизнес-план, показатели эффективности.*

Sukhonos M.K. Dolya O.Ye. The structure of projects of urban passenger transport

Abstract. *The analysis of the causal factors of the project structure urban passenger transport. The result is a proposed system research phase of the project of urban passenger transport to the definition of the efficiency of each route.*

Keywords: *urban passenger transport, transportation network, passenger routes, business plan, performance indicators.*

Стаття надійшла до редакції 25.08.2014 р.

УДК 625.7.8

ОСИПОВ В.О., здобувач
Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля

ПОРІВНЯННЯ ВЛАСТИВОСТЕЙ МАТЕРІАЛІВ ДЛЯ ВИГОТОВЛЕННЯ СИГНАЛЬНИХ СТОВПЧИКІВ

Проведено лабораторний порівняльний аналіз властивостей залізобетонного та пластикового сигнальних стовпчиків. Визначено переваги одних матеріалів перед іншими.
Ключові слова: *сигнальний стовпчик, аналіз, порівняння.*

Постановка проблеми

Щорічні затрати на експлуатаційне утримання існуючих сигнальних стовпчиків (загальна кількість їх складає понад 24 000 штук) у Луганській області складає 140 000–160 000 грн. Планується встановити нові та замінити деформовані стовпчики у кількості 2 000 штук на суму 200 000 грн. Враховуючи такі затрати, актуальним стає питання збільшення терміну експлуатації стовпчиків за рахунок використання інших матеріалів щодо їхнього виготовлення.

Аналіз останніх досліджень та публікацій

При проведенні роботи вивчалися вимоги нормативних документів у сфері безпеки руху та метрології, які регламентують матеріали, способи виміру та правила використання напрямних стовпчиків на автодорогах.

Мета статті

На основі проведення експерименту запропонувати оптимальний матеріал щодо виготовлення сигнальних стовпчиків.

Основний розділ

Пунктом 8.3.7 [1] передбачено, що для перевірки міцності стовпчиків, згідно з пунктом 5.1.6, вони повинні пройти приймально-здавальні випробування з урахуванням вимог пункту 5.1.11.

Міцність стовпчиків перевіряється натурними випробуваннями безпосередньо на ділянці автомобільної дороги. Попередньо нанесена у верхній частині стовпчика відмітка (точка) суміщається з вертикальною ниткою зорової труби будь-якого геодезичного інструмента, розташованого на відстані 10-20 м від стовпчика перпендикулярно напрямку навантаження (осі дороги).

Навантаження на стовпчик через хомут шириною 20-40 мм на висоті 0,6-0,7 м створюється за допомогою автомобіля (трактора), що рухається на першій передачі зі швидкістю до 2 км/год. Сила навантаження фіксується динамометром з межею вимірювання до 2,0 кН класу точності 2 [2].

Незворотна деформація верхньої частини стовпчика визначається шляхом вимірювання переміщення відмітки (точки) на стовпчику відносно вертикальної нитки у полі зору труби лінійкою [3].

Проте, було прийняте рішення виконувати порівняльні випробування двох типів стовпчиків (рис. 1) – залізобетонного та пластикового (так званого «гнучкого»), змоделювавши подібні умови в лабораторних умовах. Для виготовлення залізобетонних стовпчиків використовується бетон класу В10-В20 морозостійкістю не менше F200 [4]. Гнучкі сигнальні стовпчики задовольняють основним вимогам [1].



Рис. 1. Зразки стовпчиків для іспитів

Досліджувалася спроможність двох типів матеріалів, з яких виготовлені стовпчики, щодо витримки однакового циклічного навантаження на міцність, контролювався прояв незворотних деформацій на їхньому корпусі. При дослідженні міцності зразків на згин щодо руйнування прийнято вважати, що втрата несучої здібності виникає внаслідок розриву матеріалу в нижній частині зразка.

Випробування зразків на міцність щодо руйнування здійснювалося за допомогою універсальної машини для іспитів УМ-5 (*Fmax*=5тн.) зі швидкістю переміщення навантажуючого вузла від 2 до 10 мм/хв.; кількість зразків для випробування – не менш ніж 10 (для можливості проведення статистичної обробки). Схема навантаження: балочка на двох опорах (*l*=90 см) з прикладанням навантаження по середині прольоту, рис. 2.



Рис. 2. Підготовка до випробування зразків

Результати випробування зразків по руйнуючому навантаженню F_p відображено у табл. 1. Межі міцності $\sigma_в$, відображено в табл. 2. Переваги одного зразка над другим показано на графіку, рис. 3.

Порівняльна оцінка впливу матеріалів конструкції зразків на міцність здійснювалася за результатами визначення величини межі міцності $\sigma_в$, момент максимально поданого навантаження зображено на рис. 4.

Таблиця 1

Результати випробування зразків

Тип зразка	Руйнівне навантаження Fp (кгс)									
Залізобетонний стовпчик	120	125	155	140	150	135	145	130	155	150
Пластиковий стовпчик	140	150	145	160	155	175	165	170	175	160

Таблиця 2

Визначення границі міцності $\sigma_в$

Тип зразка	Границя міцності $\sigma_в$ (кгс/см^2)									
Залізобетонний стовпчик	120	125	155	140	150	135	145	130	155	150
Пластиковий стовпчик	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*

* – *руйнівних деформацій не виявлено*

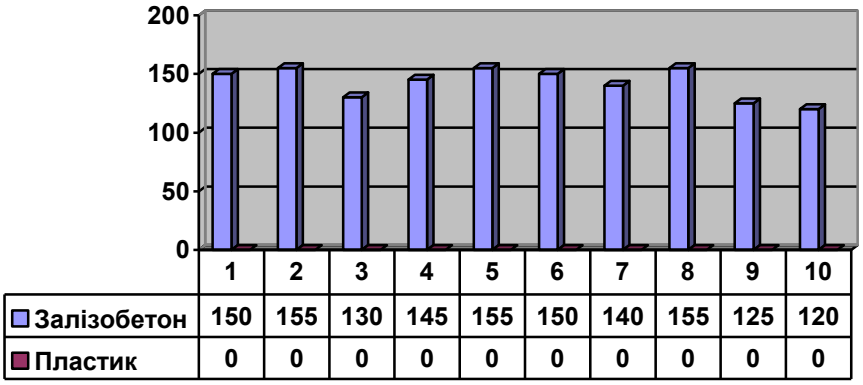


Рис. 3. Результати випробування зразків

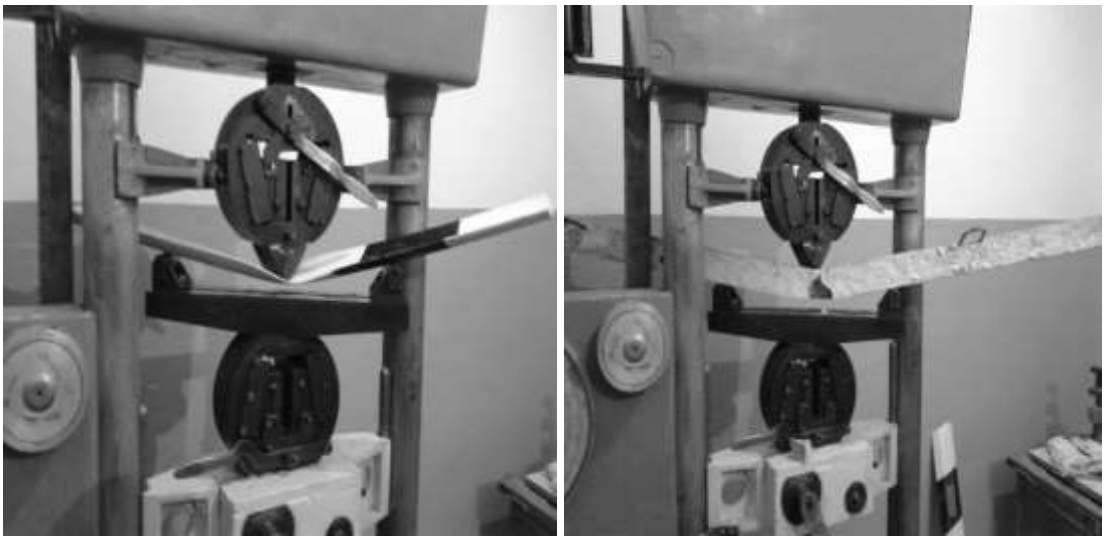


Рис. 4. Момент максимально приданого навантаження

Висновки

Результатами дослідницької роботи доведено, що пластиковий сигнальний стовпчик має безсумнівну перевагу перед залізобетонним; його використання в умовах агресивної середи автодороги та вірогідності повторного використання після наїзду транспорту виглядає економічно більш доцільним.

Список літератури

1. ДСТУ Б В.2.3-9-2003. Споруди транспорту. Пристрої дорожні напрямні. Загальні технічні умови. – К.: Держстандарт України, 2003.

2. ГОСТ 13837-79. Динамометры общего назначения. Технические условия. – М.: Госкомитет по стандартам, 1979.

3. ГОСТ 427-75. Линейки измерительные металлические. Технические условия. – М.: Стандартинформ, 2005.

4. ДСТУ Б В.2.7-43-96. Будівельні матеріали. Бетони важкі. Технічні умови. – К.: Міністерство будівництва, архітектури та житлово-комунального господарства України, 2006.

Осипов В.А. Сравнение свойств материалов для изготовления сигнальных столбиков

Аннотация. *Проведен лабораторный сравнительный анализ свойств железобетонного и пластикового сигнальных столбиков. Определены преимущества одних материалов перед другими.*

Ключевые слова: *сигнальный столбик, анализ, сравнение.*

Osipov V.A. Comparison of the properties of materials for the manufacture of signal bars

Abstract. *Conducted laboratory comparative analysis of the properties of concrete and plastic signal bars. The advantages of one over the other materials.*

Keywords: *signal bars, analysis, comparison.*

Стаття надійшла до редакції 10.06.2014 р.

УДК 656.025.2

ІВАНОВ І.Є., к.т.н.; РОГАЛЬСЬКИЙ Р.Б., ст. викладач
Харківський національний університет міського господарства імені О.М. Бекетова

КОРИСНІСТЬ СУКУПНОСТІ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМИ МІСЬКОГО ПАСАЖИРСЬКОГО ТРАНСПОРТУ

Проведено аналіз причинно-наслідкових факторів формування корисності міського пасажирського транспорту. Результатом досліджень є запропонована математична модель корисності транспортного процесу міського пасажирського транспорту. У цілому корисність визначає транспортну рухливість, рухливість реалізовану на транспорті, зокрема міському пасажирському.
Ключові слова: *міський пасажирський транспорт, корисність транспортного процесу, транспортна рухливість населення*

Постановка проблеми

Згідно поняттям загальної ідеології корисності [1, 2], її теоретичним напрямкам (ординаторській (порядковій) теорії, кардиналістичній (кількісній) теорії, теорії незалежності «колективного вибору» тощо) корисність може розглядатися як сукупність певних якісних або кількісних наслідків щодо індивідуума або суспільства.

Щодо системи міського пасажирського транспорту, такий підхід може значною мірою сприяти розвитку теорії пасажирських перевезень і, відповідно, практичних рішень, направлених на вдосконалювання й поліпшення показників перевізного процесу. При такому підході останній може бути системним й комплексним, відбивана корисність із погляду індивідуума й з позиції колективного вибору. У нашому випадку це сукупності пасажирів (громадян міста). У такому поданні сутності пасажирського транспортного процесу пропонується можливість уявити загальну корисність у вигляді сукупності наслідків, обумовлених, звичайно, необхідністю або бажаністю поїздок.

Мета статті

Метою проведення досліджень є визначення причинно-наслідкових факторів формування корисності міського пасажирського транспорту.

Основний розділ

Корисність пересувань може бути представлена у вигляді наслідків у реальному часі й довгостроковій перспективі. Наприклад, пасажир, у реальному часі відчуває транспортне стомлення під час поїздки й після неї. У той же час пасажир відчуває якусь користь, що очікує його після реалізації мети поїздки, наприклад, пасажир отримує на своєму робочому місці значну матеріальну винагороду. У випадку сполучення транспортного стомлення й наступної матеріальної винагороди на користь останнього в більшості випадків приведе до відчуття корисності всього заходу. Аналогічно розглянемо малі корпоративні або генеральні сукупності корисності транспортних процесів, представлені у вигляді спільного обліку двох основних складових: очікуваної матеріальної вигоди й поточних витрат з погляду корисності, що виражаються, в основному, транспортним стомленням. При цьому, подібно поняттю «дисконтування», отримана згодом вигода може сприйматися по убутній залежності.

Тоді корисність $П$ процесу можна виразити залежністю:

$$П = \sum_{i=1}^{N}\left(- П_{к_i} + \sum_{\Delta\tau=1}^{n} П_{0_i} \cdot k_{\Delta\tau} - B_{ПРi} \right), \quad (1)$$

де $П_{к_i}$ – поточна корисність для і-го індивідуума у вигляді витрат від транспортної втоми;

N – кількість користування системою міського пасажирського транспорту (кількість пасажирів);

$\Delta\tau$ – елементарний крок часу, в якому проявляється $П_{0_i}$;

$П_{0_i}$ – очікувана корисність для *і*-го пасажира (індивідуума) у сукупності або одному якомусь $\Delta\tau$;

$k_{\Delta\tau}$ – коефіцієнт убування за часом відчуття віддаленої корисності $П_0$;

$B_{ПРi}$ – витрати і-го пасажира на поїздку.

Представлена залежність не є математичною моделлю обчислення корисності. Сама по собі корисність поки ще не може бути формалізована однозначно – мати суворий науковий вид, розмірність й інші ознаки однозначності обчислення. Представлена спроба опису корисності математичними символами свідчить лише про ті складові, які зі своїми ваговими коефіцієнтами (або функціями) суб'єктивно індивідуально або суб'єктивно кількісно позначають корисність як наукову категорію.

Разом з тим якісне уявлення щодо корисності дозволяє в поданих дослідженнях формалізувати багато взаємозв'язків між залежними соціальними й економічними параметрами технологічних процесів транспортного обслуговування населення міст при задоволенні його рухливості.

Структурно корисність транспортного процесу міського пасажирського транспорту представлена на (рис. 1).

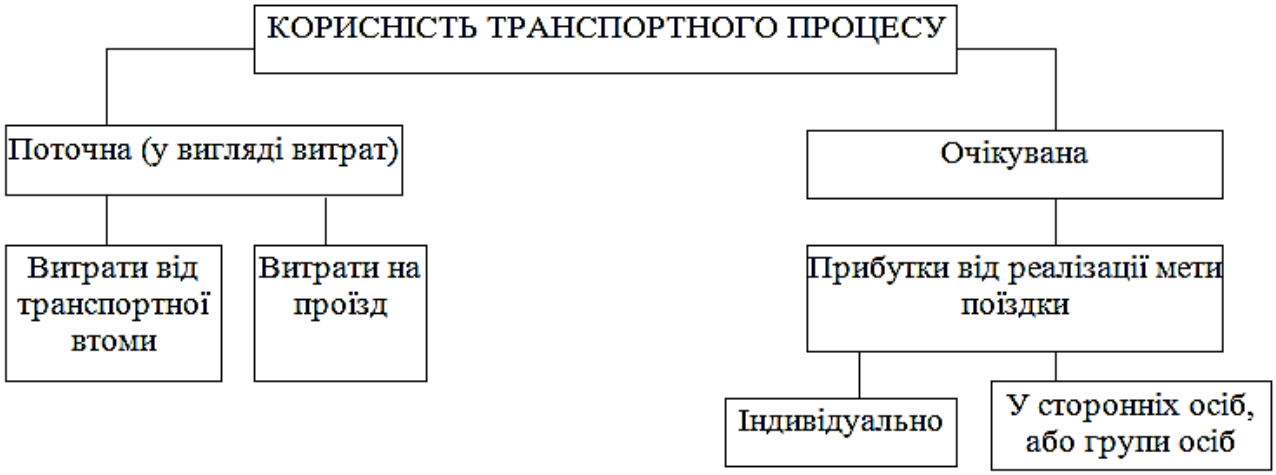


Рис. 1. Структурні складові корисності транспортного процесу

Виходячи з наведеного, бачимо, що в якійсь кількості потенційно можливих пересувань H_{ij} їхня реалізація може не відбутися через відсутність корисності. Доцільність поїздки залежить від очікуваних вигод $\sum_{\Delta\tau=1}^{n} П_{0_i} \cdot k_{\Delta\tau}$ і від зведених народногосподарських витрат:

– загальні витрати на організацію транспортного процесу, які, в основному, визначаються собівартістю перевезень і податковою системою;

– опосередковані витрати години на поїздки, що можуть суб'єктивно зводитися до якоїсь вартісної інтерпретації;

– витрати негативного впливу на суспільну продуктивність, що опосередковано впливає на сприйняття пересунення як такого;

– витрат, зведених до індивідуального й суспільного негативу від екологічних наслідків транспортного процесу.

Якщо взяти до уваги те, що кількість реалізованих потенційних пересувань H_{ij} залежить від корисності транспортного процесу, то можна стверджувати, що корисність визначає:

– загальну рухливість населення $P_З$, яка, у свою чергу, є функцією від $H_Ж$ – кількості мешканців у місті, $У_a$ – рівня автомобілізації, δ – щільності транспортної мережі, δ_M – щільності маршрутної мережі [3];

– транспортну рухливість мешканців міста $P_{ТР}$, яка, на відміну від рівня кількості таксомоторів у місті $У_a^{макс}$, виражається в кількості автомобілів таксі на тисячу мешканців. Щодо сучасних міст, $У_a^{макс}$ може досягати значення 7 авт./1000жит. [4, 5];

– рухливість городян на міському пасажирському транспорті загального користування $P_{МПТ}$, тобто на пасажирському транспорті, який на основі задоволення потреб людей у переміщеннях має на меті отримання прибутку від перевізного процесу [4, 5].

Висновки

У результаті проведених досліджень було встановлено, що корисність транспортного процесу міського пасажирського транспорту дозволяє формалізувати багато взаємозв'язків між залежними соціальними й економічними параметрами технологічних процесів транспортного обслуговування населення міст при задоволенні його рухливості. При цьому корисність визначає транспортну рухливість, рухливість реалізовану на транспорті, зокрема міському пасажирському.

Список літератури

1. Фишберн П. Теория полезности для принятия решений / Фишберн П. – М.: Наука, 1978. – 352с.

2. htth:www.newappsblog.com/2011/11/weekly-phio-ekonomics-mark-blaug-1927-2011.html

3. Доля В.К. Визначення математичної моделі транспортної рухливості населення / Доля В.К., Іванов І. Є. // Східно-європейський журнал передових технологій. – 2013. – №. 4/4(64). – С. 18-21.

4. Доля В.К. Дослідження розподілу транспортної рухливості населення міст між індивідуальним і суспільним транспортом / Доля В.К., Іванов І.Є. // Технологічний аудит та резерви виробництва. – 2013. – №4/2(12). – С. 31-34.

5. Доля В.К. Щодо визначення коефіцієнту користування міським пасажирським транспортом / Доля В.К., Іванов І.Є. // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В.Даля. – 2013. – №15(204). – Ч. 2 – С. 264-267.

Иванов И.Е., Рогальский Р.Б. Полезность совокупности технологических параметров системы городского пассажирского транспорта

Аннотация. *Проведен анализ причинно-следственных факторов формирования полезности городского пассажирского транспорта. Результатом исследований является предложенная математическая модель полезности транспортного процесса городского пассажирского транспорта. В целом полезность определяет транспортную подвижность, подвижность, реализованную на транспорте, в частности городском пассажирском.*

Ключевые слова: *городской пассажирский транспорт, полезность транспортного процесса, транспортная подвижность населения*

Ivanov I.Ye., Rogalskyi R.B. The usefulness of aggregate technological parameters of urban passenger transport systems

Abstract. *The analysis of the causal factors of the usefulness of public passenger transport. The result of research is the mathematical model of utility transport process of urban transport. In general utility determines the transport mobility, mobility vehicles sold, including urban passenger.*

Keywords: *urban passenger transport, usefulness of the transport process, transport mobility of the population*

Стаття надійшла до редакції 19.08.2014 р.

УДК 629.113.004

КРАВЧЕНКО О.П., д.т.н., професор,
Житомирський державний технологічний університет;
ВЕРІТЕЛЬНИК Є.А., магістр, аспірант
Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля

ЩОДО ВИЗНАЧЕННЯ КРИТЕРІЮ НЕОБХІДНОСТІ ЗБЕРІГАННЯ ЗАПАСНИХ ЧАСТИН НА СКЛАДІ АВТОТРАНСПОРТНОГО ПІДПРИЄМСТВА

Запропонований критерій визначення необхідності зберігання запасних частин на складі автотранспортного підприємства або замовлення їх, в разі відмови, на основі коефіцієнта технічної готовності парку.
Ключові слова: *автомобільний парк, склад, деталь, запасні частини.*

Вступ

Ефективна робота автотранспортного підприємства і надійна підтримка рухомого складу в працездатному стані забезпечується фондом запасних частин, розмір і номенклатура якого відіграють важливу роль у собівартості транспортного процесу. З урахуванням обмеженості фінансових ресурсів підприємства існує гостра проблема в доцільності зберігання тих або інших деталей на складі підприємства. Розробка критерію, що дозволяє визначити доцільність зберігання тієї або іншої деталі, дозволить економити ресурси підприємства, якщо в основі цього критерію лежатимуть показники якості роботи підприємства.

Огляд літератури

Розрахунок кількості та переліку фонду запасних частин на підприємствах є актуальним завданням. З цією метою пропонується багато методик розрахунку, що засновані як на середньому ресурсі деталей [1], так і на обліку різних експлуатаційних чинників, таких як дорожні умови, використання автомобілів з причепами, співвідношення в структурі парку між новими автомобілями й тими, що пройшли капітальний ремонт, збільшення довговічності автомобілів, культури експлуатації парку, природно-кліматичні умови, в яких експлуатується автопарк тощо [2, 3, 4]. Нові підходи прогнозування потреби запасних частин на основі гібридних нейронних мереж за допомогою статистичних даних розглянуто в роботі [5]. Фактори впливу процесів управління запасами матеріальних ресурсів розглянуто в роботі [6]. Під час формування складу запасних частин також необхідно враховувати планові витрати на деталі, що необхідні для проведення технічного обслуговування і планових замін, наприклад, гальмівних колодок, акумуляторів, шин тощо. Звідси витікає, що методика повинна враховувати обмеженість фінансових ресурсів, що доступні на підприємстві для підтримки складу запасних частин, і ефективно розподіляти ці ресурси на планові ремонти і резерв запасних частин щодо позапланових замін, принцип визначення, номенклатура і кількість яких принципово відрізняється.

Обґрунтування необхідності дослідження та постановка завдання

Однією з істотних характеристик якості роботи автотранспортного підприємства є коефіцієнт технічної готовності (автомобіля), який визначається по деталі $i-$го типа як відношення часу справної роботи до суми часу справної роботи і вимушених простоїв автомобіля, взятих за один і той же календарний термін [7]:

$$k_i = \frac{t_{i\text{работ}}}{t_{i\text{работ}} + t_{i\text{ремонт}}},$$

де час ремонту $t_{i\text{ремонт}}$ містить як власне час, необхідний для ремонту $t^*_{i\text{ремонт}}$ автомобіля, так і час чекання доставки деталі $t_{i\text{ожидан}}$. Тобто

$$k_i = \frac{t_{i\text{работ}}}{t_{i\text{работ}} + t^*_{i\text{ремонт}} + t_{i\text{ожидан}}} \quad (1)$$

Враховуючи випадкову природу величин $t^*_{i\text{ремонт}}$, $t_{i\text{ожидан}}$ і $t_{i\text{работ}}$, приймаються як середні (по всіх автомобілях даного типа) значення у вираженні для коефіцієнта k_i. Причому коефіцієнт готовності всього автомобіля k визначається за принципом «слабкої ланки», тобто як

$$k = \min_{0 \le i \le n} k_i \quad (2)$$

Оцінимо вплив часу чекання $t_{i\text{ожидан}}$ на коефіцієнт готовності. Введемо наступні позначення:

$$k_i^0 = \frac{t_{i\text{работ}}}{t_{i\text{работ}} + t^*_{i\text{ремонт}}},$$

$$\Delta k_i = k_i - k_i^0 = \frac{t_{i\text{работ}}}{t_{i\text{работ}} + t^*_{i\text{ремонт}} + t_{i\text{ожидан}}} - \frac{t_{i\text{работ}}}{t_{i\text{работ}} + t^*_{i\text{ремонт}}} =$$

$$= \frac{t_{i\text{работ}} t_{i\text{ожидан}}}{(t_{i\text{работ}} + t^*_{i\text{ремонт}} + t_{i\text{ожидан}})(t_{i\text{работ}} + t_{i\text{ожидан}})}.$$

Тоді відносна змінна коефіцієнта готовності виражається як:

$$\frac{\Delta k_i}{k_i^0} \cdot 100\% = \frac{t_{i\text{ожидан}}}{t_{i\text{работ}} + t^*_{i\text{ремонт}} + t_{i\text{ожидан}}} \cdot 100\%.$$

Враховуючи, що $t^*_{i\text{ремонт}} \ll t_{i\text{работ}}$, для реальних значень $t_{i\text{ожидан}} = 336$ (годин) і $t_{i\text{работ}} = 9333$ (години), отримуємо $\frac{\Delta k_i}{k_i^0} \cdot 100\% \approx 3{,}4\%$.

Попередній розрахунок показує, що відсутність деталі на складі може вносити значну зміну коефіцієнта готовності і тим самим порушувати прийняте на практиці обмеження $k \ge 0{,}86$. Тому виникає завдання визначення критерію, який відображає зберігання деталі даного типу на складі, тим паче, що реальний час $t_{i\text{ожидан}}$ може значно відрізнятися від нормативного.

Зміни коефіцієнта технічної готовності розглянуто на прикладі парку автомобілів Mercedes-Benz Actros 1844 LS в кількості 160 одиниць за 2013 рік. Значення k визначалося за середніми значеннями $t^*_{iремонт}$, $t_{iожидан}$ і $t_{iрабоч}$ для всіх автомобілів.

Як критерій вибору типу деталі для зберігання розглянемо величину добутку $\mu_i = p_i t_{iожидан}$, де p_i – вірогідність відмови $i-$ої деталі за деякий відрізок часу, виражений в тих самих одиницях, що і $t_{iожидан}$. (Наприклад, p_i – вірогідність відмови за одну годину, якщо час $t_{iожидан}$ виражений в годинах). Вибір саме цієї величини обумовлений тим, що навіть при великій вірогідності відмови деякої деталі, але за малий час доставки деталі не виникає необхідності в її зберіганні. З іншого боку, при малій вірогідності відмови і через великий час чекання, величина $p_i t_{iожидан}$ знову може виявитися досить малою. Отже, через великий час доставки такі деталі зазвичай вимагають зберігати на складі.

Тому виникає завдання визначення граничного значення для величини μ_i, перевищення якої буде критерієм необхідності зберігання деталі на складі.

Матеріали і результати дослідження

На практиці експлуатації автотранспортної техніки прийнято вважати коефіцієнт готовності допустимим, якщо він задовольняє умові $k \geq 0{,}86$. Згідно з (2), це означає, що повинна виконуватися умова $k_i \geq 0{,}86$ для всіх $i = 1, 2, ..., n$. Тоді з (1) отримуємо:

$$k_i = \frac{t_{iрабоч}}{t_{iрабоч} + t^*_{iремонт} + t_{iожидан}} = \frac{p_i t_{iрабоч}}{p_i t_{iрабоч} + p_i t^*_{iремонт} + p_i t_{iожидан}} =$$

$$= \frac{p_i t_{iрабоч}}{p_i t_{iрабоч} + p_i t^*_{iремонт} + \mu_i} \geq 0{,}86$$

Таким чином,

$$\mu_i \leq \frac{p_i (0{,}14 t_{iрабоч} - 0{,}86 t^*_{iремонт})}{0{,}86} \qquad (3)$$

Якщо для деякого значення $i = 1, 2, ..., n$ виконана умова (3), деталь $i-$го типа не потребує її зберігання на складі.

Крім того, ця нерівність має бути справедлива, якщо відмовить $i-$а деталь хоча б в одному з автомобілів даного типу. Значить, умова, за якою $i-$у деталь не потрібно зберігати на складі за наявності N автомобілів даного типу, має наступний вигляд

$$t_{iожидан}(1-(1-p_i)^N) \leq \frac{p_i (0{,}14 t_{iрабоч} - 0{,}86 t^*_{iремонт})}{0{,}86} \qquad (4)$$

Заміна нерівності (3) на нерівність (4) обумовлена наступним: оскільки $0 \leq 1-p_i \leq 1$, то $1-p_i \geq (1-p_i)^N$ для $N > 1$. Отже,

$$p_i = (1-(1-p_i)) \leq (1-(1-p_i)^N).$$

Тому, якщо виконана нерівність (4), то виконана і нерівність (3) для кожного автомобіля. Для спрощення запису введемо позначення $\mu_i^N = t_{іожидан}(1-(1-p_i)^N)$. Тоді нерівність (4) набуває вигляду:

$$\mu_i^N \le \frac{p_i(0{,}14t_{іработч} - 0{,}86t^*_{іремонт})}{0{,}86} \tag{5}$$

і є умовою, при виконанні якої деталь $i-$го типу не потребує зберігання на складі за наявності N автомобілів даного типа.

Відмітимо, що на практиці $t_{іработч}$ у багато разів більше $t^*_{іремонт}$ [8] і тому права частина нерівності (5) завжди позитивна.

Методика розрахунку параметрів, що входять до критерію визначення типу деталей, що призначені для зберігання, згідно з даними, отриманими за спостереженнями, включає наступне. Визначення часу справної роботи автомобіля $t_{іработч}$ як середнього часу між двома поломками деталі $i-$го типу.

Час $t_{іработч}$ визначається як відношення середнього пробігу між двома поломками деталі $i-$го типу до середньої експлуатаційної швидкості, визначеної за допомогою бортового комп'ютера автомобіля. Тобто

$$t_{іработч} = \frac{1}{M}\sum_{m=1}^{M}\frac{1}{k_m}\sum_{j=0}^{k_m}\frac{1}{v_{mj}^{средн}}L_{mj} \tag{6}$$

де L_{mj} – пробіг *m*-го автомобіля між *j*-ю і (*j+1*)-ю поломками деталі *i*-го типу,

$j = 0,1,2,...,k_m$;

$v_{mj}^{средн}$ – середня експлуатаційна швидкість на пробігу L_{mj};

M – кількість автомобілів, у яких фіксувалися поломки деталі *i*-го типу.

Час ремонту $t^*_{іремонт}$ – середній виміряний час в реальних умовах.

Час $t_{іожидан}$ визначається як середній час очікування між замовленням і доставкою деталі, що розраховується. У разі наявності цієї деталі на складі, $t_{іожидан} = 0$.

Вірогідність p_i визначається як

$$p_i = \frac{1}{M}\sum_{m=1}^{M}\frac{v_m^{средн}k_m}{L_m}, \tag{7}$$

де L_m – пробіг *m*-го автомобіля за весь час спостереження;

k_m – кількість відмов *i*-ї деталі за цей час;

$v_m^{средн}$ – середня експлуатаційна швидкість *m*-го автомобіля за весь час спостереження,

$m = 1,2,...,M$

M – кількість автомобілів, у яких фіксувалися поломки деталі *i*-го типу.

За результатами виконаних розрахунків дослідженої групи автомобілів було отримано дані (таблиця 1), в яких за результатами нерівності (5) було зроблено висновки щодо доцільності зберігання запасних частин на складі автотранспортного підприємства.

Таблиця 1

Результати розрахунків визначення доцільності зберігання деталей автомобілів Mercedes-Benz Actros 1844 LS

Деталь	Час достав-ки, годин	Вартість, грн.	Вірогідність відмови	Доцільність
1	2	3	4	5
Паливний бак та його елементи	168	25969,8	0,0000079	не зберігати
Гільзи ДВЗ	24	8131,26	0,0000319	не зберігати
Датчик кількості обертів	24	2041,80	0,0000382	не зберігати
Бачок розпилювача	24	16807,56	0,0000397	не зберігати
Втулка стабілізатора	1	327,30	0,0000534	не зберігати
Термостат	1	276,72	0,0000536	не зберігати
Гальмівний шланг	1	748,98	0,0000540	не зберігати
Енергоакумулятор	1	8891,52	0,0000551	не зберігати
Ремкомплект пневмо-гідропідсилювача зчеплення	24	675,18	0,0000566	не зберігати
Підшипник генератора	24	1136,04	0,0000578	не зберігати
Ремкомплект седельнозчепного	24	8222,58	0,0000587	не зберігати
Ролик натягувача	24	2573,52	0,0000620	не зберігати
Втулка торсіона	24	873,66	0,0000627	не зберігати
Диск гальмівний	24	3482,46	0,0000645	не зберігати
Підшипники ступиці	1	2363,28	0,0000646	не зберігати
Амортизатор кабіни	24	6241,44	0,0000649	не зберігати
Пневморесора	24	5243,04	0,0000666	не зберігати
Розетка ABS	1	2583,54	0,0000684	не зберігати
Електродвигун опалювача	1	2819,16	0,0000705	не зберігати
Ел.кабель з’єднуючий	1	4149,54	0,0000731	не зберігати
Прокладення	1	1233,90	0,0000732	не зберігати
Елементи світлової сигналізації	24	696,52	0,0000737	не зберігати
Гайка хвостовика заднього моста	1	317,46	0,0000765	не зберігати
Електророзетка	1	661,20	0,0001215	не зберігати
Кришка клапанів	24	458,52	0,0000484	зберігати
Наконечник поперечної тяги	24	1725,48	0,0000495	зберігати
Реле втягуюче	72	3575,58	0,0000516	зберігати
Сальник гідропідсилювача	24	155,58	0,0000522	зберігати
Ремкомплект рідинного насоса	24	4985,88	0,0000523	зберігати
Амортизатор задньої вісі	24	4291,20	0,0000527	зберігати
Суппорт	336	30235,56	0,0000531	зберігати
Електродвигун склопідйомника	24	2946,72	0,0000539	зберігати
Радіатор	336	12458,16	0,0000546	зберігати
Шпилька колесна	24	130,80	0,0000559	зберігати
Реле регулятора напруги	24	1167,42	0,0000569	зберігати
Датчик рівня пола	24	2037,72	0,0000576	зберігати
Шланг гідропідсилювача	24	513,84	0,0000578	зберігати
Форсунки	336	16458,72	0,0000587	зберігати
Блок управління освітленням	24	1015,74	0,0000587	зберігати
Редуктор заднього моста	336	10625,00	0,0000588	зберігати
Вал шлицьовий	336	5658,66	0,0000595	зберігати

Продовження таблиці 1

1	2	3	4	5
Корзина зчеплення	336	28580,52	0,0000597	зберігати
Модуль управління гальмами	336	22313,34	0,0000600	зберігати
Патрубок та хомут інтеркулера	24	2640,78	0,0000604	зберігати
Датчик ABS	24	1071,96	0,0000613	зберігати
Комплект ЦПГ	24	8808,84	0,0000618	зберігати
Диск зчеплення	24	2599,00	0,0000634	зберігати
Втулка гальмівна	24	3289,14	0,0000658	зберігати
Підшипник вижимний	24	6920,88	0,0000659	зберігати
Насос підйому кабіни	24	5738,7	0,0000662	зберігати
Тяга поперечна	24	6798,18	0,0000667	зберігати
Маховик двигуна	168	6869,34	0,0000670	зберігати
Стартер	24	22010,16	0,0000671	зберігати
Наконечник продольної тяги	24	1300,38	0,0000672	зберігати
Пасок генератора	24	838,62	0,0000675	зберігати
Розпилювач форсунки	72	1083,78	0,0000679	зберігати
Тяга продольна	24	3067,14	0,0000689	зберігати
Хрестовина карданного вала	24	7423,56	0,0000694	зберігати
Кільця поршневі	24	2033,58	0,0000695	зберігати
Деталі кабіни	24	3552,4	0,0000708	зберігати
Сайлентблоки	24	2313,90	0,0000712	зберігати
Паливний насос опалювача	24	4584,24	0,0000718	зберігати
Втулка торсіона кабіни	24	873,66	0,0000720	зберігати
Блоки управління комфортом	24	13021,26	0,0000732	зберігати
Піддон ДВЗ	24	12466,50	0,0000733	зберігати
Ремонтний комплект рульового механізму	24	305,40	0,0000739	зберігати
Паливний насос	24	16458,72	0,0000739	зберігати
Гайка колісна	24	108,00	0,0000743	зберігати
Кабель EBS	24	4149,54	0,0000745	зберігати
Джойстик управління КПП	24	2717,64	0,0000751	зберігати
Вентилятор з приводом	24	17937,84	0,0000755	зберігати
Сайлентблок торсіона кабіни	24	732,36	0,0000755	зберігати
Турбокомпресор та ущільнювачі	336	18392,94	0,0000773	зберігати
Блок управління КПП	336	15754,08	0,0000786	зберігати
Трубки та шланги єднальні	24	513,84	0,0000804	зберігати
Сальник хвостовика	24	746,10	0,0000806	зберігати
Датчик кута повороту	336	11047,02	0,0000813	зберігати
Форсунка омивача	24	1083,78	0,0000817	зберігати
Сальники	24	319,38	0,0000838	зберігати
Датчик тиску	24	1920,12	0,0000859	зберігати
Ремкомплект тахографа	168	765,78	0,0000860	зберігати
Блок EBS	336	20744,70	0,0000873	зберігати
Гайка наконечника рульової тяги	24	28,74	0,0000883	зберігати
Датчик зупиночного гальма	24	479,88	0,0000888	зберігати
КПП	336	35000,00	0,0000888	зберігати
Генератор	24	9090,60	0,0000891	зберігати
Реостат педалі газу	24	4906,44	0,0000923	зберігати
Циліндр підйомника кабіни	72	5054,16	0,0000923	зберігати
Блок EPS (модулятор КПП)	336	3816,54	0,0000951	зберігати
Кронштейн омивача фар	24	1174,08	0,0000969	зберігати
Ремкомплект сидіння водія	24	2202,06	0,0001017	зберігати
Насос гідропідсилювача	336	9369,24	0,0001032	зберігати

Продовження таблиці 1

1	2	3	4	5
Інтеркулер	336	16076,10	0,0001044	зберігати
Задня плита ДВЗ	336	15017,34	0,0001071	зберігати
Деталі й датчики опалювача	24	1947,60	0,0001079	зберігати
Клавіша панелі управління	24	791,04	0,0001092	зберігати
Кран рівня підлоги кабіни	24	2838,18	0,0001198	зберігати
Торсіон кабіни	168	10768,92	0,0001307	зберігати
Автономний опалювач в зборі	24	9533,88	0,0001583	зберігати
ДВЗ в зборі	168	62500,00	0,0001717	зберігати
Датчики	24	314,88	0,0001750	зберігати

Висновки

Запропонований критерій на основі коефіцієнта технічної готовності автопарку, вірогідності відмови, часу проведення ремонтних робіт і часу доставки деталей на підприємство з моменту замовлення дозволяє визначати доцільність зберігання деталі; може бути використаний в методиці визначення оптимального складу запасних частин автотранспортного підприємства за номенклатурою та кількістю.

Список літератури

1. Нормы расхода автомобильных запасных частей. – М.: ЦНИИТЭН, 1970, ч. I-IV. – 295 с.

2. Лукинский В.С. Совершенствование методов расчета потребности в запасных частях к автомобильным двигателям / В.С. Лукинский, В.И. Сергеев. – Двигателестроение, 1982, №9. – С. 43-47.

3. Чечеткина А.А. Некоторые направления метода оптимизации показателей надежности машин / А.А. Чечеткина, Н.З. Гизатова // Вестник КГТУ. – Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2005. – Вып. 39. – С. 619-624.

4. Бажинов А.В. Усовершенствование методов прогнозирования потребности в запасных частях к силовым агрегатам грузовых автомобилей. Диссертация канд. техн. наук / А.В. Бажинов. - Харьков, ХНАДУ, 2011. – 180 с.

5. Тєнішев В.Є., Кравченко О.П., Верітельник Є.А. Система прогнозування потреби запасних частин автомобілів-тягачів на основі гібридних нейронних мереж за допомогою статистичних даних / Матеріали ІІІ Міжнародної наукової конференції молодих вчених «Інженерна механіка та транспорт» (ЕМТ-2013), 21-23 листопада 2013, м. Львів. – Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2013, с. 38-41

6. Мастепан С.М. Аналіз процесів управління запасами матеріальних ресурсів / Матеріали Всеукраїнського науково-практичного семінару «Організація обслуговування і ремонт автомобілів», (25 квітня 2014, Миколаїв). – Миколаїв, 2014. – С. 27-28.

7. Кузнецов Е.С. Техническая эксплуатация автомобилей: учебник для вузов / Е.С. Кузнецов, В.П. Воронов, А.П. Болдин и др. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1991. – 413 с.

8. Кравченко А.П., Верительник Е.А. Мониторинг расхода запасных частей автомобилей-тягачей VOLVO FH 1242. А.П. Кравченко, Е.А. Верительник / Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХПІ». – 2014. – № 9 (1052). – С. 33-38.

Кравченко А.П., Верительник Е.А. К определению критерия необходимости хранения запасных частей на складе автотранспортного предприятия

Аннотация. *Предложен критерий определения необходимости хранения запасных частей на складе автотранспортного предприятия или заказа их, в случае отказа, на основе коэффициента технической готовности парка.*

Ключевые слова: *автомобильный парк, склад, деталь, запасные части*

Kravchenko A.P., Veritelnik Y.A. Development criterion the necessity of details storaging or not storaging on auto- enterprise.

Abstract. *The criterion of determination of necessity of storage of detail is offered on storage of autoenterprise or order of her in case of breakage on the basis of coefficient of technical readiness of park.*

Keywords: *car park, warehouse, part, replacement parts*

Стаття надійшла до редакції 03.09.2014

УДК 656.13

ДУДАРЕНКО О.В., к.т.н., доцент; СОСИК А.Ю., к.т.н.,
Запорожский национальный технический университет

МОДЕЛИРОВАНИЕ УСЛОВИЙ ДОРОЖНО-ТРАНСПОРТНОГО ПРОИСШЕСТВИЯ ПРИ ФРОНТАЛЬНОМ СТОЛКНОВЕНИИ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА И ПЕШЕХОДА

Проведение автотехнической экспертизы с целью определения исходных данных при дорожно-транспортном происшествии (ДТП) ставит задачу более качественного моделирования аварийных ситуаций с участием транспортного средства и пешехода. Главным вопросом при проведении экспертизы является определение скорости транспортного средства при фронтальном наезде на пешехода.
Ключевые слова: *скорость автомобиля, пешеход, замедление, остановочный путь.*

Постановка проблемы

Моделирование столкновений между пешеходом и автомобилем значительно отличается от реконструкции столкновения между двумя автомобилями. Большая разница в весе и скорости движения транспортного средства и пешехода определяют траекторию движения последнего. Перемещение пешехода после столкновения наиболее часто представляет воздушную траекторию, за которой следует удар о землю, переворот или скольжение. В значительной степени на природу послеударного поведения пешехода влияют скорость и конструктивные параметры автомобиля.

Анализ последних исследований

Применяемые в мировой практике методы математического моделирования столкновения автомобиля и пешехода условно можно разделить на две группы в зависимости от моделей контактирующих объектов.

К первой группе можно отнести механические модели, ко второй – деформируемые модели. Условность группировки обуславливается тем, что в обоих методах моделирования могут применяться элементы другой группы. Простые механические модели основаны на аналитических или полуаналитических эмпирических подходах. Это модели Сирла [1], модель падения со скольжением [2], уравнения Рау-Отто-Шульца [3] и другие. К моделям средней сложности можно отнести упрощённый метод сегментов Вуда [4]. К сложным моделям относятся трехмерные многозвенные модели тела пешехода, расчёт наезда на которые производится на компьютерах при помощи специальных программ, например, PC-Crash [5,6], в основу которых, как правило, заложен метод конечных элементов.

Для упрощения экспертного расчета в практике автотехнической экспертизы используются методы определения скорости движения транспортного средства, основанные на простых механических моделях.

Современный автомобиль оборудован элементами пассивной безопасности, которые помогают водителю, пассажирам и пешеходу выжить в случае аварии и избежать серьезных травм. В качестве элемента пассивной безопасности для пешехода выступают следующие конструктивные решения: «мягкий» капот, бескаркасные щетки, мягкий бампер, покатый наклон капота и ветрового стекла, увеличенное расстояние между двигателем и капотом, подушка безопасности для пешехода. Наличие либо отсутствие элементов пассивной безопасности косвенно влияет на результат автотехнической экспертизы.

Цель статьи

Повышение точности определения скорости движения автомобиля, оборудованного элементами пассивной безопасности, при фронтальном столкновении с пешеходом.

Основной раздел

Анализ ДТП проводится согласно схеме, приведенной на рисунке 1. Начальный контакт автомобиля и пешехода происходит во время t_0 при скорости автомобиля *Va*. Автомобиль и пешеход движутся вперед на промежутке времени $t_0 – t_1$, до полного контакта тела пешехода с передней частью автомобиля; центр массы пешехода находится на высоте *h*. На промежутке времени $t_1 – t_2$ автомобиль движется с постоянной скоростью до тех пор, пока тормозная система не будет приведена в действие. На интервале $t_2 – t_3$ автомобиль движется с установившимся замедлением.

После полного контакта автомобиля и пешехода, последнего отбрасывает на расстояние *Sв*. Через промежуток времени $t_1 – t_{21}$ пешеход контактирует с землей и оставшееся расстояние *Sю* преодолевает с возможным скольжением (юзом) или кувырканием.

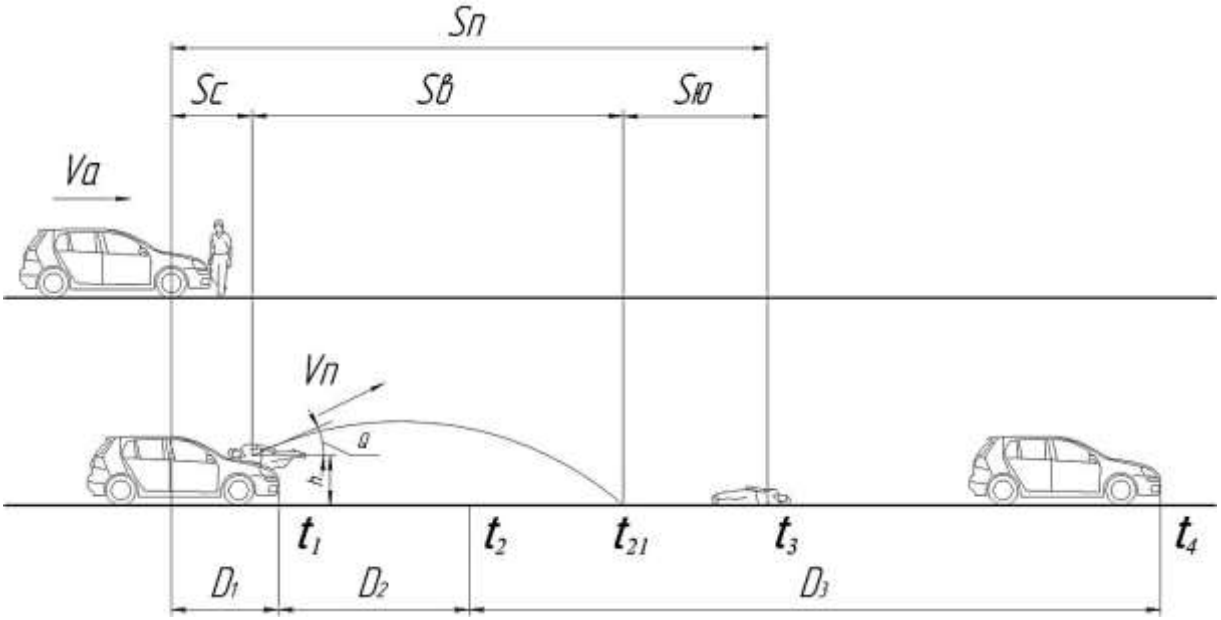


Рис. 1. Схема ДТП при фронтальном столкновении «транспортное средство-пешеход»

h – центр массы пешехода в начале столкновения, м; $S_в$ – расстояние, преодолеваемое пешеходом, от момента удара до столкновения с землей, м; $S_ю$ – расстояние от точки контакта пешехода с землей до момента остановки, м; S_c – расстояние, преодолеваемое пешеходом до полного контакта с автомобилем, м; S_n – общее расстояние от начального контакта до неподвижного состояния, м; D_1 – расстояние, преодолеваемое автомобилем до полного контакта с пешеходом, м; D_2 – расстояние, преодолеваемое автомобилем при постоянной скорости движения, м/с; D_3 – расстояние, проходимое автомобилем при установившемся замедлении; $t_1 – t_4$ – время движения автомобиля от начального контакта с пешеходом до полной остановки, с; $t_1 – t_2$ – время движения автомобиля с постоянной скоростью, с; $t_1 – t_3$ – общее время движения пешехода от начального контакта до неподвижного состояния, с; t_{21} – время от контакта пешехода с автомобилем до касания пешеходом земли, с; V_a – начальная скорость автомобиля, м/с; V_n – начальная скорость отбрасывания пешехода, м/с; Q – угол подъема относительно плоскости дороги, град.

Простая модель столкновения автомобиля с пешеходом была разработана Вудом. Это относительно точная модель столкновения, которая учитывает всевозможные удары между автомобилем и пешеходом: позиции контакта тела, скоростей движения, время охвата и время контакта пешехода с автомобилем. В последних работах Вуд разработал гибридную модель, основанную на односоставной физической модели. Эта модель также базируется на количестве тестов системы «автомобиль-пешеход». Результаты включают простые алгебраические отношения между начальной скоростью V_a и расстоянием отброса S_n:

$$V_a = C_w \sqrt{S_n}, \quad (1)$$

где C_w=2,5; 3,6; 4,5; – эмпирический коэффициент, учитывающий характер столкновения автомобиля и пешехода;

S_n – общее расстояние от начального контакта до неподвижного состояния пешехода, *м*.

Различные значения C_w обеспечивают оценку средней и экспериментальной неточности, которая зависит от физиологических параметров пешехода и конструктивных параметров автомобиля.

В данном случае, формула (1) и приведенные Вудом значения C_w не учитывают наличия элементов пассивной безопасности для пешеходов, что не дает возможности корректного определения скорости транспортного средства при проведении автотехнической экспертизы.

Проведение экспериментов на масштабных моделях показало, что для определения скорости движения таких транспортных средств необходимо проведение дополнительных экспериментальных исследований. Повышение точности расчета возможно при наборе экспериментальных данных, полученных при натурном эксперименте.

С целью проведения натурного эксперимента на кафедре «Автомобили» ЗНТУ создана экспериментальная установка, состоящая из автомобиля ЗАЗ 11024, оборудованного подвижной имитационной моделью капота с возможностью изменения нормальной жесткости (рис.2).



Рис.2. Автомобиль, оборудованный подвижной имитационной моделью капота

Установленная на имитационной модели датчиковая аппаратура позволяет определять силу взаимодействия между манекеном пешехода и автомобилем. Экспериментальная площадка позволяет определять длину траектории манекена в воздухе и траекторию скольжения.

Выводы

Для повышения точности экспериментальных показателей процесса ДТП необходимо расширить и уточнить модель процесса взаимодействия человека с транспортным средством при

оборудовании последнего элементами пассивной безопасности. Изготовление манекена и проведение натурного эксперимента дадут возможность провести корректировку эмпирического коэффициента C_w (1) с целью повышения точности расчета скорости транспортного средства при ДТП.

Список литературы

1. Searle J., Searle A. The trajectories of pedestrians, motorcycles, motorcyclists, etc., following a road accident. // ASME Paper, (831622). 1983.

2. Eubanks J., Hill P. Pedestrian Accident Recontruction and Litigation. // Lawyers & Judges Publishing Co, Inc., second edition. 1998.

3. Rau H., Otte D., Schulz B. Pkw-FuЯgangerkollisionenim hohen Geschwindigkeitsbereich Ergebnisse von Dummyversuchen mit Kollisions-geschwindigkeiten zwischen 70 and 90 km/h. // Verkehrsunfall und Fahrzeugtechnik, 12:341–350. 2000.

4. Wood D. Impact and movement of pedestrians in frontal collisions with vehicles. // Proceedings of Institution Mechanical Engineer, volume 202 №D2, pages 101–110. 1988.

5. Moser A., Hoschopf H., Steffan H., Kasanicky G. Validation of the PC-Crash pedestrian model. // ASME Paper, (2000-01-0847). 2000.

6. Moser A., Steffan H., Kasanicky G. The pedestrian model in PC-Crash - the introduction of a multi body system and its validation. // ASME Paper, (1999-01-0445). 1999.

Дударенко О.В., Сосик А.Ю. Моделювання умов дорожньо-транспортної пригоди при фронтальному зіткненні транспортного засобу та пішохода

Анотація*. Необхідність проведення автотехнічної експертизи з метою визначення вихідних даних при дорожньо-транспортній пригоді (ДТП) ставить завдання більш якісного моделювання аварійних ситуацій за участю транспортного засобу і пішохода. Головним питанням під час проведення експертизи є визначення швидкості руху транспортного засобу при фронтальному наїзді на пішохода.*

Ключові слова: *швидкість автомобіля, пішохід, уповільнення, зупинковий шлях.*

Dudarenko O., Sosyk A. Modelling of conditions road transport incident at frontal crash of the vehicle and the pedestrian

Abstract*. Carrying out a technical expertise for the purpose of definition initial data at the road accident (RA) sets a task of better modeling of emergencies with participation of the vehicle and the pedestrian. The main issue when carrying out examination is determination of speed of the vehicle at frontal end collision on the pedestrian.*

Keywords*: vehicle speed, pedestrian, slowdown, stopping distance.*

Стаття надійшла до редакції 15.04.2014 р.

УДК 629.114

ІВАНОВ О.С.,аспірант; КОВАЛЬЧУК Г.О.,доцент,
Національний транспортний університет, м.Київ

ПОЯВА ТА РОЗВИТОК СИСТЕМ КЕРУВАННЯ НА ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБАХ

В статті наведено огляд розвитку автоматизованих систем керування, починаючи з випуску автомобіля Ford Model T та закінчуючи автомобілями з гібридними силовими установками.
Ключові слова: *система керування, автоматизація, двигун, силова установка, гібрид.*

Вступ

Історія виникнення автоматизованих систем контролю починається з випуску Ford Model T, 1922 року випуску. У цій моделі контроль за випередженням запалювання здійснювався водієм за допомогою ручного регулювання раніше/пізніше. Пізніше з'явилися відцентрові регулятори випередження запалювання. В автомобілі Ford Model T контроль за паливо-повітряною сумішшю здійснювався водієм.

Регулювання температури двигуна вдосконалювалося протягом 1930-х років. Спочатку, в холодну пору року, радіатор закривався ковдрою. Це було вдосконалено встановленням регульованої радіаторної решітки. Потім почали встановлювати термостат. Учені, які брали проби повітря в Лос-Анджелесі, виявили, що CH та NOx викликають смог. Ці компоненти значною мірою знаходяться у відпрацьованих газах автомобілів. Рівень шкідливих речовин у відпрацьованих газах став однією з обмежуючих складових під час розробки автомобіля. Смог викликав контроль за відпрацьованими газами. Системи керування зменшують витрати палива та величенну шкідливих речовин у відпрацьованих газах.

Мета роботи

Огляд та аналіз розвитку автоматизованих систем керування автомобілем і його системами, розгляд способів математичного моделювання та проектування.

Основна частина

Розвиток систем автоматизованого керування починається з керування за такими параметрами роботи двигуна як кут випередження запалювання та якість паливо-повітряної суміші. Двигун – це пристрій, що виконує функцію керованого перетворення хімічної енергії палива в механічну роботу (енергію). Як об'єкт керування двигун характеризується:

● **вхідними** параметрами – параметри, що впливають на робочий процес двигуна. Їхнє значення визначається зовнішнім впливом на двигун з боку водія або системи керування двигуном (СКД), через це їх також називають керуючими. До них можна віднести:

- кут відкриття дросельної заслінки;
- кут випередження запалювання;
- циклова подача палива;
- циклове наповнення двигуна повітрям тощо.

● **вихідними** (керованими) параметрами, що характеризують стан двигуна в робочому режимі. До них відносяться:

- частота обертів колінчастого вала;
- потужність на валу;

- крутний момент;
- показник паливної економічності;
- показники токсичності відпрацьованих газів (вміст CO, CH, NOx) тощо.

● **внутрішніми** параметрами чи параметрами стану, які характеризують робочі процеси, стан забезпечуючих систем, конструктивні особливості двигуна.

Наприклад:
- температура двигуна;
- напруга в електричній мережі;
- ступінь стискання робочої суміші тощо.

● **зовнішнім** впливом випадкового характеру. До них можна віднести:
- температуру атмосферного повітря;
- атмосферний тиск;
- вологість повітря тощо.

Основним задачами СКД є забезпечення оптимального складу робочої суміші в двигуні та запалювання її в циліндрі двигуна в необхідний момент часу. Склад робочої суміші характеризується двома основними параметрами: відношенням кількості палива й повітря в складі суміші, показник – «лямбда», гомогенністю (однорідністю), тобто якістю змішування складових частин суміші.

Основними принципами керування двигуном є:
- циклічність керуючих дій синхронізовано з тактами робочого циклу двигуна;
- поєднання програмного керування зі зворотним зв'язком;
- оптимальність та адаптивність керування.

Вважається, що основне призначення системи керування двигуном полягає в забезпечені максимальної потужності двигуна при мінімальній витраті палива, а також у забезпеченні мінімального складу шкідливих речовин у відпрацьованих газах. Базовим елементом в системі керування є зворотний зв'язок. Метою є підтримка тісного взаємозв'язку між бажаними та дійсними параметрами рис.1.



Рис.1. Схема зворотного зв'язку

На автомобілі Ford Model T 1922 року випуску контроль за кутом випередження запалювання та якістю паливо-повітряної суміші здійснювався водієм за допомогою важеля на рульовій колонці. Пізніше форма автоматизованого керування забезпечувалась важелями в розподілювачі, що змінювали кут випередження запалювання в залежності від зміни обертів двигуна, та вакуумними діафрагмами, що змінювали кут випередження запалювання в залежності від навантаження двигуна. Контроль за кутом випередження запалювання та за якістю паливо-повітряної суміші вдосконалювався протягом всієї історії розвитку систем автоматизованого контролю. Система запалювання та система живлення паливом можуть бути підсистемами комплексної системи керування та незалежними системами.

Після систем з батарейним запалюванням почали з'являтися системи з електронним запалюванням, що поділяються на індуктивні, конденсаторні, та з електронним переривником. Ін-

дуктивні в свою чергу поділяють на системи з постійним кутом замкнутого стану контактів, з постійною енергією, з цифровим керуванням. Сьогодні на сучасних автомобілях установлюють мікропроцесорні системи запалювання, які керують кутом випередження запалювання в залежності від показників багатьох датчиків та контролюють його за допомогою зворотного зв'язку. Прикладом зворотного зв'язку є зворотний зв'язок за детонацією. Детонація визначається за допомогою спеціальних датчиків, встановлених на блоці циліндрів. У пам'яті блока керування зберігаються значення середніх рівнів вібрацій кожного циліндра, що характеризують його переддетонаційний стан. Якщо сигнал детонації від будь-якого циліндра перейде встановлений для нього рівень, блок керування формулює сигнал на зменшення випередження запалювання саме в цьому циліндрі на деякий невеликий кут, наприклад, на 1,5–2 градуси. Після цього, якщо детонація зникає, з кожним циклом відбувається випередження запалювання на малу величину до значення, що записано в карті запалювання. Так процедура безперервно повторюється для кожного циліндра в кожному циклі. В результаті кожен циліндр налаштовується індивідуально в режимі найбільшої ефективності, що досягається саме на межі детонації.

Контроль за якістю паливо-повітряної суміші на початку своєї історії здійснювався за допомогою карбюратора. Карбюратор постійно вдосконалювався, для покращення якості контролю до нього додавалися наступні підсистеми: головна дозуюча система, система холостого ходу, економайзер, прискорювальний насос, пусковий пристрій. До переваг карбюратора можна віднести простоту, надійність та дешевизну. Крім переваг, вони мали ряд недоліків. Насамперед це неможливість приготувати необхідний склад паливо-повітряної суміші для всіх режимів роботи двигуна. Крім цього, карбюратор не дозволяє забезпечити рівномірне розподілення суміші по циліндрах. Першими заміну карбюратору почали шукати виробники авіаційних двигунів. Наприкінці 30-х років вони почали впровадження нової системи паливоподачі, в якій бензин паливним насосом високого тиску (ПНВТ) подавався к форсункам, що розпилювали його безпосередньо в циліндр. В 1952 році споживачам запропонували Gutbrod 600 і Goliath 700 GP. Ці мікролітражки з робочим об'ємом 0,6 і 0,7 л стали першими у світі серійними автомобілями, на яких встановлювалася система безпосереднього впорскування фірми Bosch. В 1967 році створюють систему електронного впорскування D-Jetronik. У ній застосовувався електронний блок (контролер), який брав на себе функцію керування. ПНВТ замінили на електробензонасос через його малий строк служби та високу вартість, паливо розпилювалось не в циліндр, а в повітряний канал в місці впускних клапанів. У форсунках додались електромагнітні клапани, що керувалися контролером. Кількість упорснутого палива визначалася часом відкритого стану електромагнітного клапана форсунки. Керуючий імпульс формулював контролер у залежності від навантаження, частоти обертання та температурного режиму двигуна. Введення керуючої електроніки на автомобілях не в усіх спеціалістів викликало погодження, частина з них все одно звертала увагу на механічні прилади. В 1973 році на ринку з'явилася система Bosch K-Jetronic. У цій системі датчик потоку повітря зроблений у вигляді пластини, яка розташовувалась поперек потоку повітря, що надходив до двигуна. Ця пластина через важіль з'єднувалась з плунжерним дозатором розподілювача. Чим більше повітря споживав двигун, тим сильніше відхилялась пластина датчика та на більшу відстань переміщувався плунжер, що в свою чергу приводило до зростання тиску перед форсунками. Для збагачення суміші під час запуску та прогріванні двигуна використовувався біметалічний терморегулятор. В 1982 році цю систему вдосконалили: в дозатор-розподілювач встановили електромагнітний регулятор, що керувався електронним блоком, а датчик потоку повітря доповнили потенціометром, сигнал з якого поступав до контролера. Ця система отримала назву KE-Jetronik. Протягом 70–90-х років системи контролю за якістю паливо-повітряної суміші постійно вдосконалювались. З'явилась велика кількість варіантів, створених як самою фірмою Bosch, так й іншими компаніями. У них змінювався склад датчиків, вводились антитоксичні системи, ускладнювались алгоритми керування. Найбільших змін за-

знали блоки керування. На першому етапі вони були аналоговими, потім перейшли на цифрову технологію, а потім з'явилися мікропроцесорні контролери. В останніх складність алгоритму керування обмежувалась тільки фантазією розробників. З 1955 року знову почали з'являтися двигуни з безпосередньою системою впорскування. У цих двигунах була реалізована ідея пошарового сумішоутворення. Суть його полягає в тому, що в середині камери згорання створюється неоднорідна суміш. У місці свічки запалювання вона близька до стереометричної, а далі відношення кількості повітря до кількості палива збільшується, тобто суміш збіднюється. Це досягається за допомогою впорскування пального в 2–3 фази.

Зараз найбільшого розповсюдження набули комплексні системи керування двигуном. Вони, як мінімум, об'єднують дві підсистеми: систему керування складом паливо-повітряної суміші та систему керування кутом випередження запалювання. Дослідження характеристик роботи двигуна сумісно з вимогами до складу відпрацьованих газів показують, що ці системи не є незалежними одна від одної. Наприклад, зміна складу паливо-повітряної суміші повинна викликати зміну моменту запалювання для забезпечення максимальної ефективності роботи двигуна (за обраним критерієм). Сучасна концепція автоматизованих систем керування основана на застосуванні єдиного блоку керування системою запалювання та паливною, а також іншими системами автомобіля: рульового керування, автоматичною коробкою передач, вмиканням і вимиканням зчеплення, бортовою діагностикою тощо. Зазвичай в системах керування запалювання та подачею палива використовуються датчики одного типу. Тому використовують один блок керування та один набір датчиків щодо керування обома системами.

Кращої паливної економічності та найменшої кількості шкідливих викидів можливо досягнути через використання системи «Старт-стоп» та гібридних силових установок. Система «Старт-стоп» самостійно вимикає двигун при зупинці автомобіля перед світлофорами або шлагбаумами. Керування системою здійснюється за допомогою блока керування двигуна, тому відповідні функції передбачені в програмному забезпечені. Система «Старт-стоп» з АКП працює таким чином: автомобіль наближається до світлофору з червоним сигналом, водій зупиняє автомобіль, нога водія залишається на педалі гальм, система старт-стоп вимикає двигун, після того, як загорівся зелений сигнал світлофора і водій відпустив педаль гальм, система «Старт-стоп» запускає двигун. Система «Старт-стоп» активується автоматично в тому випадку, якщо після початку руху автомобіль близько чотирьох секунд рухається зі швидкістю більше ніж 3 км/год. Якщо водій не хоче використовувати систему «Старт-стоп», він може вимкнути її за допомогою відповідного вимикача. Для роботи системи «Старт-стоп» блоку керування двигуном, окрім сигналів від педалей акселератора та гальм, необхідна велика кількість іншої інформації. Для того щоб система «Старт-стоп» змогла вимкнути двигун, крім необхідних дій водія з педаллю гальм, зчепленням, коробкою передач, повинні бути виконані такі умови: автомобіль зупинився, оберти двигуна не перевищують 1200 об/хв., температура відпрацьованих газів знаходиться в межах 25–100°С, розрідження в підсилювачі гальмівній системі перевищує 550 мбар, АКБ має достатній для повторного запуску рівень заряду, температура АКБ знаходиться в межах 1-55°С. Для автоматичного пуску двигуна системою «Старт-стоп» також повинні бути виконані певні умови: водій пристебнутий пасами безпеки, капот закритий, двері водія закриті, педаль гальм відпущена (АКП).

Однією з найскладніших систем автоматизованого керування є система керування автомобілів з гібридними силовими установками рис.2. Гібридний автомобіль поєднує в собі два джерела енергії: ДВЗ та електродвигун. Поєднання двох джерел енергії призводить до виникнення декількох режимів роботи гібрида. Саме в багаторежимності роботи гібриду та в організації взаємодії між компонентами полягає складність процесу керування. Система керування повинна забезпечувати плавність та непомітність переходу між режимами роботи гібриду. Як приклад розглянемо процес керування під час рекуперативного гальмування рис.3.

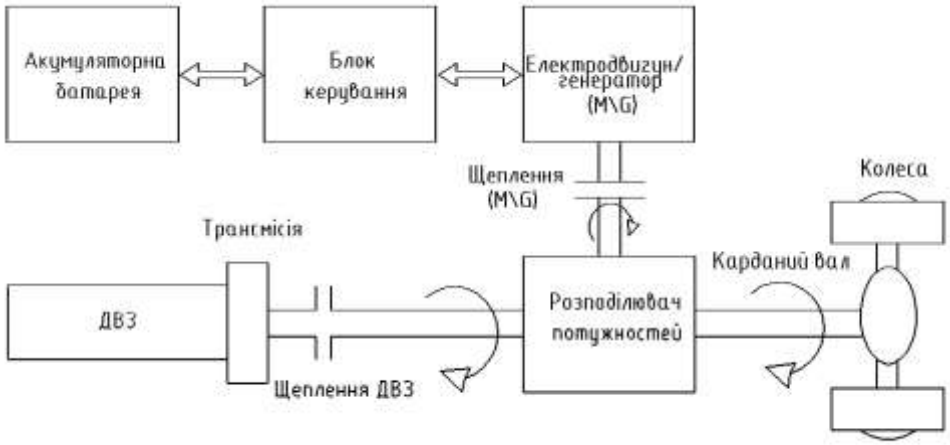


Рис.2. Автомобіль з гібридною силовою установкою

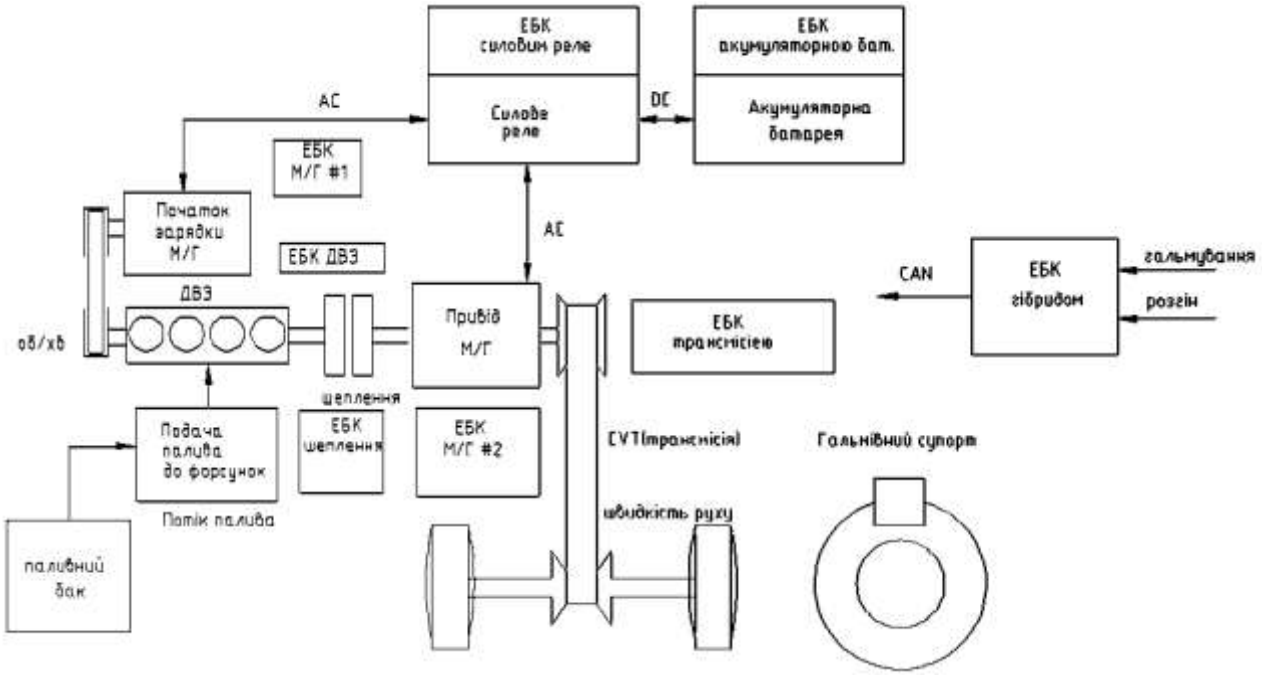


Рис.3. Взаємодія компонентів системи керування під час рекуперативного гальмування

Під час рекуперативного гальмування мотор/генератор (М/Г) перебуває в режимі Г. Двигун при цьому може бути вимкнений. Рух автомобіля за інерцією перетворюється колесами у обертальний рух ротора М/Г, що перетворює механічну енергію руху транспортного засобу в електричну. При натисканні водієм на педаль гальм до електронного блоку керування (ЕБК) гібридом поступає сигнал. У залежності від сили сигналу, ЕБК гібрида вираховує, яке зусилля необхідно докласти для сповільнення автомобіля. ЕБК гібридом посилає ЕБК ДВЗ сигнал про необхідність припинення подачі палива. ЕБК ДВЗ для запобігання різких ривків поступово зменшує подачу палива, оберти двигуна завдяки навантаженню від М/Г. Від ЕБК акумуляторної батареї поступає сигнал про ступінь зарядженості і температури батареї, в результаті чого ЕБК гібридом приймає рішення щодо можливості чи неможливості зарядки батареї. Відбувається розімкнення зчеплення в результаті подачі сигналу від ЕБК гібридом до ЕБК зчепленням. ЕБК гібридом, в залежності від швидкості руху, визначає, який крутний момент та яку частоту обертання необхідно прикласти до М/Г, щоб плавно зупинити автомобіль, та посилає їхнє значення на ЕБК трансмісії. ЕБК трансмісією обирає необхідну передачу та вмикає її. ЕБК М/Г переми-

кає М/Г у режим генератора. Від ЕБК силовим реле до ЕБК гібридом поступає сигнал щодо допустимої сили струму для зарядки батареї. Якщо дана сила струму не може повністю забезпечити бажане сповільнення автомобіля, то це компенсується за допомогою гальмування основною гальмівною системою.

Висновок

Подальша робота буде присвячена проведенню теоретичних досліджень, що пов'язані з розробкою систем керування рухом гібридного автомобіля та його окремих систем.

Список літератури

1. Учебный курс – СУД «Школа диагностики»: компания «Диагмакс», Москва – 2003 г.

2. Allen E. Fuhs Hybrid vehicles and the future of personal transportation, 2009 by Taylor & Francis Group.

Иванов А.С., Ковальчук Г.А. Появление и развитие систем управления на транспортных средствах

Аннотация. *В статье приведен обзор развития автоматизированных систем управления, начиная с выпуска автомобиля Ford Model T и заканчивая автомобилями с гибридными силовыми установками.*

Ключевые слова: *система управления, автоматизация, двигатель, силовая установка, гибрид.*

Ivanov O.S., Kovalchuk G.O. The emergence and development of control systems on vehicles

Abstract. *The article provides an overview of the process of automated control systems since the release of car Ford Model T and ending with a hybrid vehicles.*

Keywords*. Control system, automation, engine, propulsion, hybrid.*

Стаття надійшла до редакції 15.08.2014 р.

УДК 629.113

ЄФИМЕНКО А.М., аспірант
Донецька академія автомобільного транспорту

ВИБІР РАЦІОНАЛЬНИХ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ШВИДКІСНОГО МОНОРЕЙКОВОГО ВАГОНА

Проведено попередній аналіз впливу коефіцієнта жорсткості зовнішнього направляючого модуля та коефіцієнта демпфування при криволінійному русі швидкісного монорейкового вагона на основі спрощеної одномасової системи. Представлено візуалізацію процесу переходу від прямолінійного руху до руху по колу.

Ключові слова: *швидкісний монорейковий вагон, зовнішній направляючий модуль, коефіцієнт демпфування.*

Постановка проблеми

Монорейковий транспорт – вид транспорту, де вагони переміщуються по балці – монорейці, що установлена на опорах або естакаді на деякій відстані над землею. Цей вид транспорту експлуатується у всіх розвинених країнах, забезпечуючи перевезення пасажирів у зонах, де традиційний міський транспорт захлинається в надвузьких транспортних коридорах у часи пік. Для забезпечення необхідних динамічних якостей (пружних переміщень вагону, обмеження нормальних прискорень під час переміщення по різноманітним ділянкам траєкторії) необхідно провести попередній аналіз конструктивних параметрів – коефіцієнта жорсткості зовнішнього направляючого модуля та коефіцієнта демпфування.

Аналіз останніх досліджень

Практичний інтерес викликає монорейковий транспорт з колісним обпиранням, технологія якого використовується в системі «Alweg» [1,2], де гумові шини (два основні колеса та чотири допоміжні) переміщуються по монорейці 4 (рис.1). Так званий направляючий модуль 3 виконує роль стабілізуючого елемента як в поперечному напрямі (забезпечує малі відхилення траєкторії вагона від програмної траєкторії, що визначається профілем рейкового шляху), так і повздовжньому напрямі (запобігає можливому боковому перекиданню вагона). Модель взаємодії колеса з опорною поверхнею наближено до традиційної моделі відведення І. Рокара [3, 4] та моделі силової взаємодії по Картеру [5, 6].

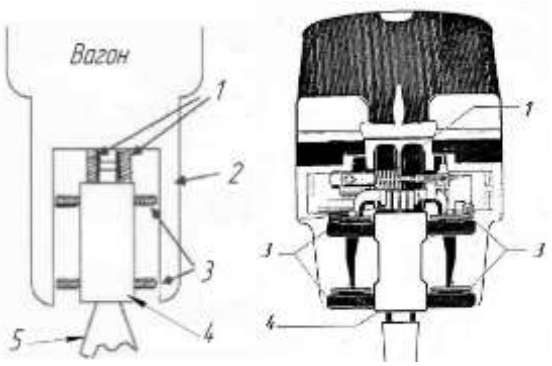


Рис. 1. Принципова схема Alweg:

1 – несучі колеса; 2 – бічні сторони вагону; 3 – направляючий модуль (стабілізуючі колеса); 4 – монорейка; 5 – підтримуюча колона

Мета статті

В роботі поставлено задачу вибору раціональних значень конструктивних параметрів для даної схеми вагона, які забезпечують його функціонування з достатнім рівнем безпеки. Провести попередній вибір коефіцієнта жорсткості зовнішнього направляючого модуля та коефіцієнта демпфування на основі чисельного моделювання динаміки криволінійного руху спрощеної одномасової моделі вагона.

Основний розділ

Розглядається одномасова модель вагона, що має направляючий модуль. Під час руху в кривих за рахунок пружної деформації направляючого модуля в поперечному напрямі може відбуватися схід несучих коліс 1 (рис.1) (вертикальних колісних опор), якому необхідно запобігти, по-друге, з'являється доцентрове прискорення, яке необхідно обмежити на рівні $a_{y\max} = 0,4g$ ($g = 9,8$ м/с^2).

Оцінимо максимально допустиму кривизну та швидкість руху в криволінійних ділянках шляху. Швидкість обираємо 88 км/год, тоді радіус кривизни (з умови обмеження прискорення $a_{y\max} > V^2/R$) не менше 150 м. Далі розглянемо рух на перехідній кривій, що об'єднує прямолінійну ділянку та кругову ділянку з радіусом кривизни 150 м.

Проведемо чисельне моделювання руху по перехідній кривій у середовищі пакета чисельно-аналітичних розрахунків Maple. Характеристики коефіцієнтів пружності та демпфування будемо варіювати, щоб досягнути необхідних результатів (обмеження максимального нормального прискорення та пружних деформацій в поперечному напрямку).

Поперечний профіль програмної кривої (сполучення прямолінійної ділянки та закруглення радіуса $R = 150$ м) задається співвідношенням (1):

$$\eta_1 = -\sqrt{-x^2 + 22500} + 150 \quad 0 < x < 40 \tag{1}$$

Будемо вважати, що рух відбувається з постійною за величиною швидкістю V (розглянуто припущення $x(t) = Vt$). Сили інерції в кривих ділянках призводять до пружної деформації направляючого колісного модуля, реалізація нормальної складової прискорення відбувається за рахунок пружних сил, тому усталене значення поперечної деформації Δz може бути пов'язане з характеристикою усталеного нормального прискорення системи, а саме

$$\Delta z \cdot c = mV^2 / R \tag{2}$$

Числові значення параметрів: $m = 13000$ кг – маса вагона, $c = 200000$ Н/м – коефіцієнт жорсткості та $KZ = 100000$ Н с/м – демпфування поперечного направляючого колісного модуля.

Перелік параметрів, які було використано для візуалізації одномасової моделі (рис. 2): $l_0 = 0,45$ м; $l_1 = 0,3$ м; $r_0 = 0,25$ м; $H = 0,5$ м; $L = 1$ м; $N = 10$.

Для наведеного набору числових значень параметрів – усталене значення нормального прискорення $a_y = 3,3$ м/с^2; усталене значення поперечної деформації $\Delta z = 0,214$ *м*.

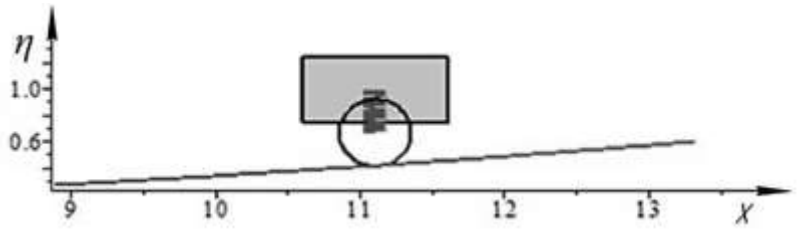


Рис. 2. Програмна перехідна крива та характеристика поперечної пружної деформації направляючого модуля вагона

Нижче наведена система диференціальних рівнянь для чисельного моделювання поперечної динаміки одномасової моделі вагона по програмній кривій довільного профілю, що задається функцією $\eta(t)$:

$$F := dsolve\left(\left\{diff\left(x(t),t=V, diff\left(z(t),t\right)=zv(t),t\right)=\left(-c\cdot\left(z(t)+\eta(t)\right)-KZ\cdot\left(zv(t)+\eta\right)\right)/m,\right.$$
$$\left.diff\left(\eta(t),t\right)=\eta t, x(0)=0, z(0)=0., zv(0)=0.0, \eta(0)=0\right\}, \left[x(t), z(t), zv(t), \eta(t)\right], numeric,$$
$$initstep=0.01, stiff=true, output=listprocedure\right).$$

Побудова графіка поперечного прискорення при чисельному моделюванні:

$$odeplot\left(F,\left[x(t),\left(-c\cdot\left(z(t)+\eta(t)\right)-KZ\cdot\left(zv(t)+\eta\right)\right)/m\right],0..1.8,numpoints=150\right)$$

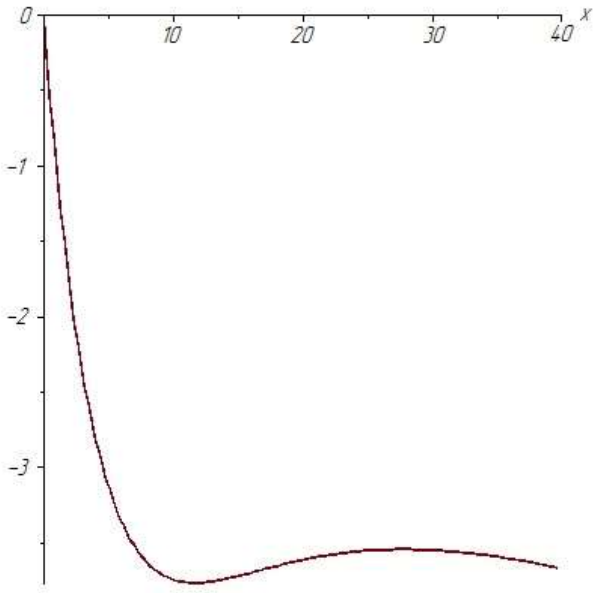


Рис. 3. Графік нормального прискорення при проходженні перехідної кривої

Пружна деформація поперечного направляючого модуля:

$$odeplot\left(F,\left[x(t),\left(z(t)+\eta(t)\right)\right],0..1.8,numpoints=150\right)$$

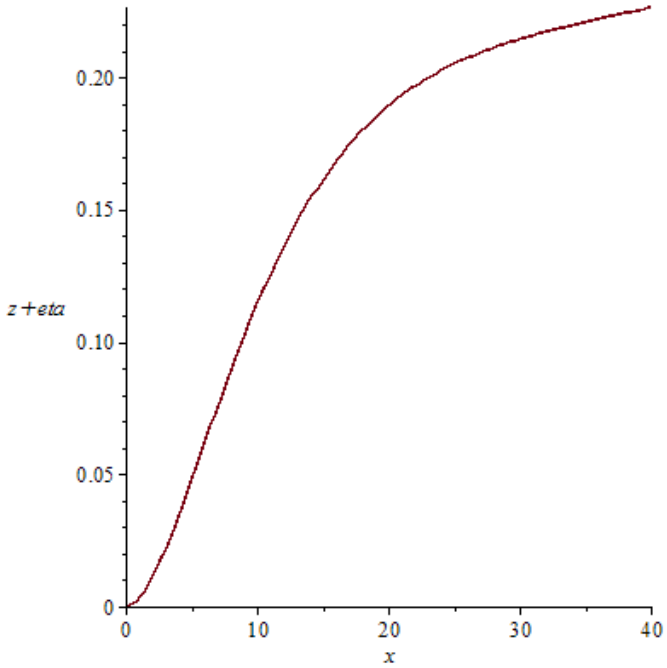


Рис. 4. Графік поперечної деформації направляючого модуля при проходженні перехідної кривої

Результати чисельного моделювання дають значення контрольних характеристик (нормального прискорення, пружної деформації), що наближаються до усталених значень, отриманих вище з аналітичного виразу (2) для випадку руху по колу.

Висновки

Отримано попередні раціональні значення коефіцієнту пружності та демпфування направляючого модулю та оцінено можливі пружні деформації. Далі буде проведено розрахунок більш повної моделі, що враховує лінійні розміри та вплив сил відведення на несучих вертикальних колесах по кривим довільного профілю.

Список літератури

1. www.STC-IN.com & www.skytraincorp.com. Monorail History and Technology of Successful Technology. Available at: http://www.skytraincorp.com/pp/stc_mht.pdf

2. Ryan R. Kennedy. Considering Monorail Rapid Transit for North American Cities. Available at: http://www.monorails.org/webpix%202/ryanrkennedy.pdf

3. Рокар И. Неустойчивость в механике / Ива Рокар. – М. : Издательство иностр. лит., 1959. – 288 с.

4. Эллис Д.Р. Управляемость автомобиля / Д.Р. Эллис. – М. : Машиностроение, 1975. – 216с.

5. Неймарк Ю.Н. Динамика неголономных систем / Ю.Н. Неймарк, Н.А. Фуфаев. – М. : 1967. – 520 с.

6. Автоколебания рельсовых экипажей / Ю.В. Демин, Л. А. Длугач, М. Л. Коротенко, О. М. Маркова. – К. : Наук. Думка, 1984. – 160 с.

Ефименко А.Н. Выбор рациональных конструктивных параметров скоростного монорельсового вагона.

Аннотация. *Проведен предыдущий анализ влияния коэффициента жесткости внешнего направляющего модуля и коэффициента демпфирования при криволинейном движении скоростного монорельсового вагона на основе упрощенной одномассовой системы. Представлена визуализация процесса перехода от прямолинейного движения к движению по кругу.*

Ключевые слова: *скоростной монорельсовый вагон, внешний направляющий модуль, коэффициент демпфирования.*

Yefimenko A.N. **Choice of Rational Design Data of the High-Speed Monorail Car.**

Abstract. *The previous analysis of influence of coefficient of rigidity of the external directing module and coefficient of damping in the curvilinear movement of the high-speed monorail car on the basis of the simplified one-mass system is carried out. Visualization of process of movement from the rectilinear motion to the circle line is presented.*

Keywords: *high-speed monorail car, the external directing module, damping coefficient.*

Стаття надійшла до редакції 05.09.2014 р.

УДК 621.113

ВЕРБИЦКИЙ В.Г., д.ф-м.н., профессор,
Государственный экономико-технологический университет транспорта;
БАННИКОВ В.А., к.т.н., доцент,
Запорожский национальный технический университет;
ЧЕРВЯКОВА Е.В., ст. преп., ЗИНОВЬЕВ Е.Я., ст. преп.,
Донецкая академия автомобильного транспорта

УСЛОВИЯ ОПРОКИДЫВАНИЯ ТРЕХКОЛЕСНОГО ЭКИПАЖА ПРИ ДВИЖЕНИИ ПО КРИВОЛИНЕЙНОЙ ТРАЕКТОРИИ

Рассмотрены условия опрокидывания при движении по криволинейной траектории для 3-х колесного экипажа с учетом действия продольных сил инерции. Получены максимальные значения скорости движения по траектории постоянной кривизны и минимальные радиусы кривизны, в которых может двигаться без опрокидывания трехколесный экипаж, при наличии продольного замедления.
Ключевые слова: *условия опрокидывания, криволинейная траектория, радиус кривизны, скорость движения, 3-х колесный экипаж*

Постановка проблемы

Необходимость устранения проблемы перегруженности автотранспортом улично-дорожной сети обусловливает поиск ее решения, в том числе, и за счет внедрения новых видов транспортных средств, в частности высокоманевренных 3-х колесных микроавтомобилей. При этом вопросы обеспечения безопасности не могут быть оставлены без внимания. Одним из главных направлений является устойчивость по опрокидыванию 3-х колесного экипажа с одним передним управляемым колесом.

Анализ последних исследований и публикаций

Известны условия для поперечного опрокидывания автомобиля, связывающие его геометрические параметры: $h_{цт}$ – высоту центра масс, B – колею, а также R – радиус кривизны траектории и V – скорость продольного движения [1,3]. Но в этом случае (для 4-х колесного экипажа) величина силы инерции в продольном направлении не влияет на условия его опрокидывания. Для случая 3-х колесного экипажа [1,2] влияние продольной силы инерции по условиям опрокидывания существенно.

В данной работе новизна не привносится в известные соотношения, отражающие условия опрокидывания, но рассматриваются конкретные численные значения параметров, которые относятся к реальному 3-х колесному микроавтомобилю.

Цель статьи

Дать оценку устойчивости по опрокидыванию 3-х колесного экипажа с одним передним управляемым колесом в прямолинейном и круговом движении и одновременном действии на него продольных и поперечных ускорений.

Основной раздел

На 3-х колесный экипаж, движущийся по ровной и горизонтальной поверхности, в общем случае действуют продольные и поперечные силы инерции, условно приложенные в центре масс. Геометрическая схема определения момента опрокидывания сил инерции представлена на рисунке 1. Уравнение моментов, в соответствии с приведенной схемой, имеет вид:

$$mg \cdot c = h\left(P_x \sin\alpha + P_y \cos\alpha\right), \tag{1}$$

где $c = a \cdot \sin\alpha$;

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{B}{2 \cdot l}.$$

Разделив обе части уравнения (1) на *m*, получим:

$$\frac{g \cdot a \cdot \sin\alpha}{h} - a_x \sin\alpha = a_y \cos\alpha \tag{2}$$

Окончательно получим выражение, пригодное для определения продольных и поперечных ускорений, их взаимного влияния и критических значений параметров по опрокидыванию:

т.к. $\operatorname{tg}\alpha\left(\frac{g \cdot a}{h} - a_x\right) = a_y$, имеем:

$$\frac{B}{2 \cdot l}\left(\frac{a}{h} - \frac{a_x}{g}\right) = \frac{a_y}{g}, \tag{3}$$

где a_x и a_y – соответственно продольное и поперечное ускорения.

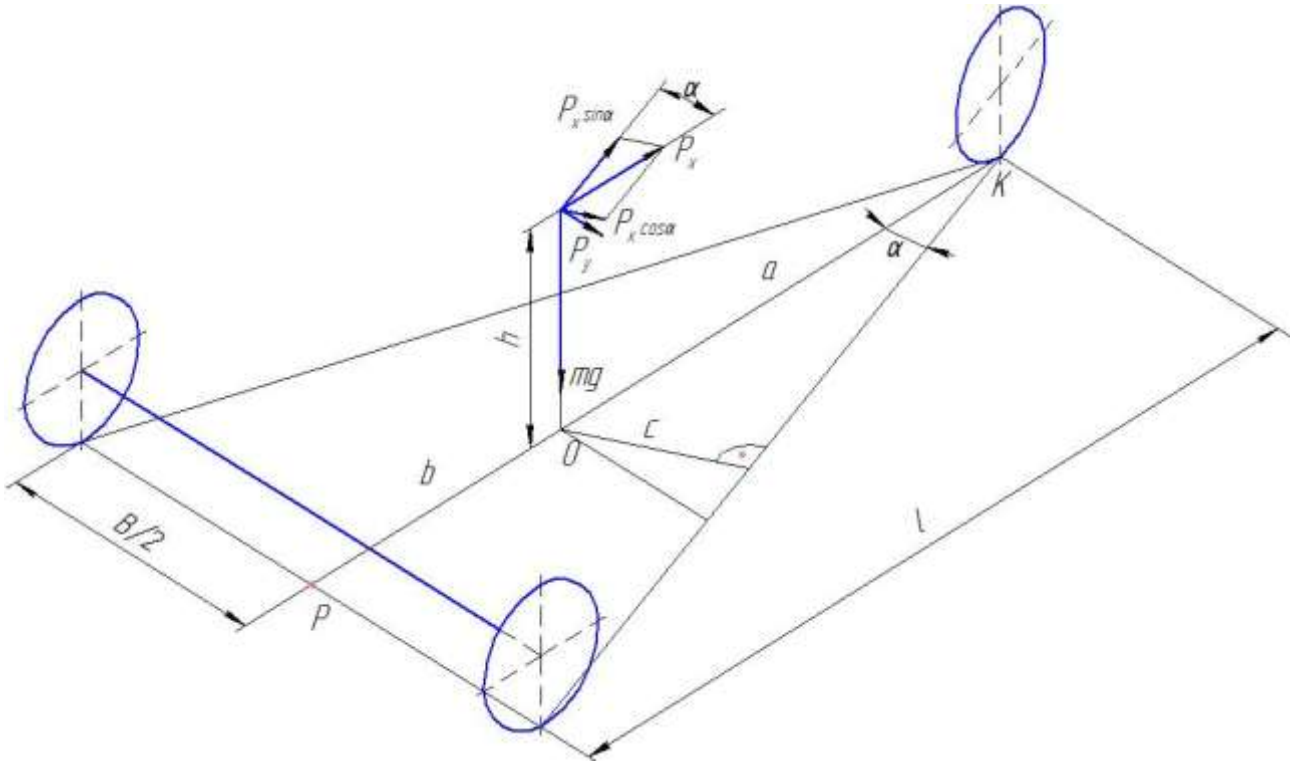


Рис.1. Расчетная схема 3-х колесного экипажа

Часть численных значений, используемых в дальнейшем, соответствует одной из реальных экспериментальных моделей 3-х колесного экипажа:

- колесная база l = 1,7 *м*,
- расстояние от оси вращения переднего колеса до центра масс по горизонтали a=1,15*м*,

● колея задних колес B = 0,84 *м,*

● высота центра масс $h_{цт}$ = 0,35 *м*

Ниже, на рисунке 2, приведена область в плоскости безразмерных продольных и поперечных ускорений центра масс трехколесного экипажа, допустимых с точки зрения опрокидывания в круговых и прямолинейных движениях, которая получена на основе выражения (3).

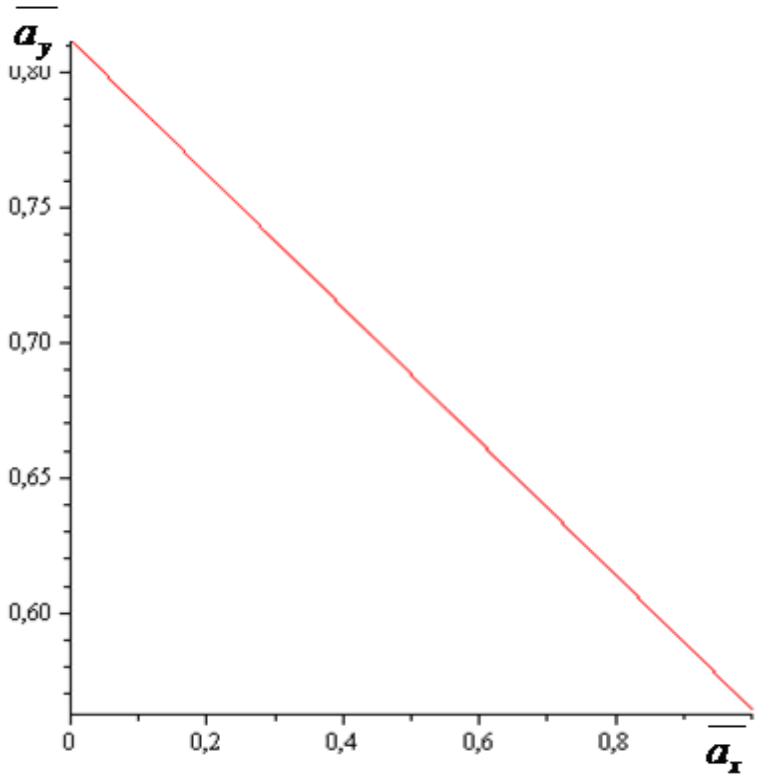


Рис.2. Взаимосвязь продольных и поперечных ускорений

Ниже, в таблице 1, приведены результаты расчета критических значений скорости движения экипажа по опрокидыванию при различных радиусах кривизны круговых траекторий, в зависимости от величины безразмерного продольного замедления $\overline{a_x}$.

Таблица 1

Критические значения скорости движения экипажа

Безразмерные значения замедления	*R, м*				
	5	10	15	20	25
$\overline{a_x}$ =1,1	5,15	7,28	8,91	10,29	11,5
$\overline{a_x}$ =0,6	5,71	8,07	9,88	11,41	12,76
$\overline{a_x}$ =0	6,31	8,92	10,92	12,61	14,10

В таблице 2 представлены значения минимально допустимых радиусов кривизны траектории при различных скоростях движения. Минимальные значения величин радиусов круговых траекторий движения экипажа по опрокидыванию получены при различных значениях безразмерных величин продольного замедления экипажа $\overline{a_x}$.

Таблица 2

Величины радиусов круговых траекторий движения экипажа по опрокидыванию

Безразмерные значения замедления	V_1=16,67 *м/с*	V_2 =11,11 *м/с*	V_3=5,56 *м/с*	V_4=2,78 *м/с*
$\overline{a_x}=0,6$	42,67	18,96	4,74	1,18
$\overline{a_x}=0,3$	38,38	17,06	4,26	1,07
$\overline{a_x}=0$	34,88	15,50	3,87	0,65

Выводы

Получены максимальные значения скорости движения по траектории постоянной кривизны с различными значениями замедления. Определены минимальные радиусы кривизны, в которых может двигаться без опрокидывания трехколесный экипаж, при наличии продольного замедления; при этом, в работе не учтены крены кузова, связанные с податливостью, в частности, передней подвески.

Список литературы

1. Мамити Г.И. Расчет устойчивости мотоциклов с эластичными шинами / Г.И. Мамити, М.С. Льянов // Автомобильная промышленность. – 2006.– № 5. – М: Машиностроение. – С. 34-37.

2. Mukhergee S., Three-wheeled scooter taxi: A safety analysis / S. Mukhergee, D. Mohan, T.R.Gawade //Transportation Research and Injury Prevention Programme, Indian Institute of Technology, Hauz Khas, New Delhi 110016, Sadhana vol. 32, Part 4, August 2007, pp. 459 – 478.

3. Литвинов А.С. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств: Учебник для вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство» / А.С. Литвинов, Я.Е. Фаробин// – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.

Вербицький В.Г., Банніков В.О., Червякова О.В., Зинов'єв Є.Я. Умови перекидання 3-х колісного екіпажу при русі по криволінійній траєкторії

Анотація. *Розглянуто умови перекидання під час руху 3-х колісного екіпажу по криволінійній траєкторії з урахуванням дії поздовжніх сил інерції. Отримано максимальні значення швидкості руху по траєкторії постійної кривизни і мінімальні радіуси кривизни, при яких може рухатися триколісний екіпаж без перекидання, за умови поздовжнього уповільнення.*

Ключові слова: *умови перекидання, криволінійна траєкторія, радіус кривизни, швидкість руху, 3-х колісний екіпаж*

Verbitsky V.G., Bannikov V.A., Chervyakova E.V., Zinovev E.Ya. Conditions for overturning for three-wheeled vehicle when moving along a curved path

Abstract. *The conditions for overturning the motion along a curved path for 3-wheeled vehicle with a view of the longitudinal forces of inertia are considered. The maximal values of rate of movement are considering for the trajectories of permanent curvature and minimum radiuses curvatures the three-wheeled vehicle can move in that without overturning, at presence of longitudinal deceleration.*

Keywords: *conditions for overturning, along a curved path, radius of curvature, rate of movement, 3-wheeled vehicle*

Стаття надійшла до редакції 25.04.2014 р.

УДК 629.113

САХНО В.П., д.т.н., профессор, Национальный транспортный университет
ВЕРБИЦКИЙ В.Г. д.ф.-м.н., профессор,
Государственный экономико-технологический университет транспорта
КУПЛИНОВ А.В., Донецкая академия автомобильного транспорта
ЛЫСЕНКО А.А., аспирант, Национальный транспортный университет

ВЫВОД УРАВНЕНИЙ ДВИЖЕНИЯ ПРОСТРАНСТВЕННОЙ МОДЕЛИ КОЛЕСНОГО ЭКИПАЖА НА ОСНОВЕ УРАВНЕНИЙ ЛАГРАНЖА II РОДА В СРЕДЕ ПАКЕТА MAPLE

В качестве иллюстрации возможностей системы аналитических преобразований MAPLE приводится листинг программы вывода уравнений движения пространственной маятниковой модели колесного экипажа, которая может быть применима и к более сложным расчетным схемам экипажа.
Ключевые слова: *колесный экипаж, модель, кинетическая энергия, потенциальная энергия, уравнения движения*

Введение

Вывод уравнений движения даже достаточно простой пространственной модели колесного экипажа является трудоемким процессом, требующим автоматизации, сохраняющей за исследователем возможность контроля над ним. Кроме того, задачи, которые стоят перед исследователем, могут быть нацелены на получение некоторых общих (с точки зрения динамического поведения) свойств модели (установление закономерностей свойств устойчивости, вскрытие причин характера поворачиваемости, синтез управления), что предопределяет необходимость исследования системы в общем виде [1, 2]. В этих случаях удобно воспользоваться системами численно-аналитических преобразований [3, 4].

Основная часть

Схему модели можно представить в виде двух частей (несущей неподрессоренной и кренящейся подрессоренной), соединенных цилиндрическим шарниром (ось шарнира горизонтальна – совпадает с продольной осью симметрии неподрессоренной платформы). Точка крепления цилиндрического шарнира совпадает с центром инерции несущей платформы C_o; в невозмущенном положении центр инерции подрессоренной части C проектируется в точку C_o. Расстояние между точками C_o и C – h. При крене корпуса возникает восстанавливающий момент, пропорциональный углу крена φ (*phi*) *Kphi* – коэффициент пропорциональности (суммарная жесткость). Массы и моменты инерции частей: *m1*, *m2*, *J1zz*, *J2xx*, *J2xy*, *J2yy*, *J2xz*, *J2yz*, *J2zz*. Скорость изменения курсового угла *Ps* (ψ –курсовой угол), скорость изменения угла крена Φ (*Phi*); u – поперечная составляющая скорости точки C_o, а v – ее продольная составляющая. Кинетическая энергия системы *T*, потенциальная энергия *POT*; {*omegax, omegay, omegaz*} – вектор угловой скорости в связанной с корпусом (подрессоренной частью) подвижной системе координат. Последующие обозначения будут ясны из контекста программы, например:

$DTu := diff(T, u)$ задает частную производную кинетической энергии по *u*;

$DTPsi := diff(T, Ps)$ задает частную производную кинетической энергии по Psi;

$DDTPsi := diff\left(subs\left(\left\{u = u(t), psi = psi(t), Ps = Ps(t), \phi i = \phi(t), \Phi = \Phi(t)\right\}, DTPsi\right), t\right)$ задает частную производную *DTPsi* по *t*;

Yi – сведенные боковые силы на передней и задней осях экипажа;

a, b – расстояние точки C_0 до передней и задней осей соответственно.
Уравнение e1 соответствует переменной *u*;
e2 – *Psi(ω)*; e3 – φ.

```
> restart:
> T := 1/2·(J1zz·Ps^2 + m1·V_CO) + 1/2·(J2xx·omegax^2 + J2yy·omegay^2 + J2zz·omegaz^2 -
  - 2·J2xy·omegax·omegay - 2·J2xz·omegax·omegaz - 2·J2yz·omegay·omegaz + m2·Vc);
```

$$T := \frac{1}{2} J1zz\, Ps^2 + \frac{1}{2} m1\, V_{CO} + \frac{1}{2} J2xx\, omegax^2 + \frac{1}{2} J2yy\, omegay^2 + \frac{1}{2} J2zz\, omegaz^2$$
$$- J2xy\, omegax\, omegay - J2xz\, omegax\, omegaz - J2yz\, omegay\, omegaz + \frac{1}{2} m2\, Vc$$

```
> Vco := u^2 + v^2;
```

$$Vco := u^2 + v^2$$

```
> Vc := (u - Phi·h·cos(phi))^2 + (v + Ps·h·sin(phi))^2;
```

$$Vc := \left(u - \Phi\, h \cos(\phi)\right)^2 + \left(v + Ps\, h \sin(\phi)\right)^2$$

```
> omegax := Phi;
```

$$omegax := \Phi$$

```
> omegay := Ps·sin(phi);
```

$$omegay := Ps \sin(\phi)$$

```
> omegaz := Ps·cos(phi);
```

$$omegaz := Ps \cos(\phi)$$

```
> DTu := diff(T, u);
```

$$DTu := m1\, u + \frac{1}{2} m2 \left(2u - 2\Phi\, h \cos(\phi)\right)$$

```
> DTv := diff(T, v);
```

$$DTv := m1\, v + \frac{1}{2} m2 \left(2v - 2Ps\, h \sin(\phi)\right)$$

```
> DTpsi := simplify(DTv·u - DTu·v);
```

$$DTpsi := m2\, h \left(u\, Ps \sin(\phi) + v\, \Phi \cos(\phi)\right)$$

```
> DTPsi := diff(T, Ps);
```

$$DTPsi := J1zz\, Ps + J2yy\, Ps \sin(\phi)^2 + J2zz\, Ps \cos(\phi)^2 - J2xy\, \Phi \sin(\phi)$$
$$- J2xz\, \Phi \cos(\phi) - 2\, J2yz\, Ps \sin(\phi) \cos(\phi) + m2 \left(v + Ps\, h \sin(\phi)\right) h \sin(\phi)$$

```
> DDTu := diff(subs({u = u(t), psi = psi(t), Ps = Ps(t), phi = phi(t), Φ = Φ(t)}, DTu), t);
```

$$DDTu := m1 \left(\frac{d}{dt} u(t)\right) + \frac{1}{2} m2 \left(2 \left(\frac{d}{dt} u(t)\right) - 2 \left(\frac{d}{dt} \Phi(t)\right) h \cos(\phi(t))\right.$$
$$\left. + 2\Phi(t)\, h \sin(\phi(t)) \left(\frac{d}{dt} \phi(t)\right)\right)$$

$> DDTPsi := diff\left(subs\left(\left\{u = u(t), \mathrm{psi} = \mathrm{psi}(t), Ps = Ps(t), \phi = \phi(t), \Phi = \Phi(t)\right\}, DTPsi\right), t\right);$

$$DDTPsi := J1zz\left(\frac{d}{dt}Ps(t)\right) + J2yy\left(\frac{d}{dt}Ps(t)\right)\sin(\phi)^2 + J2zz\left(\frac{d}{dt}Ps(t)\right)\cos(\phi)^2$$
$$- J2xy\left(\frac{d}{dt}\Phi(t)\right)\sin(\phi) - J2xz\left(\frac{d}{dt}\Phi(t)\right)\cos(\phi)$$
$$- 2J2yz\left(\frac{d}{dt}Ps(t)\right)\sin(\phi)\cos(\phi) + m2\left(\frac{d}{dt}Ps(t)\right)h^2\sin(\phi)^2$$

$> DT\phi := diff(T, \phi);$

$$DT\phi := J2yy\,Ps^2\sin(\phi)\cos(\phi) - J2zz\,Ps^2\cos(\phi)\sin(\phi) - J2xy\,\Phi\,Ps\cos(\phi)$$
$$+ J2xz\,\Phi\,Ps\sin(\phi) - J2yz\,Ps^2\cos(\phi)^2 + J2yz\,Ps^2\sin(\phi)^2$$
$$+ \frac{1}{2}m2\left(2\left(u - \Phi\,h\cos(\phi)\right)\Phi\,h\sin(\phi) + 2\left(v + Ps\,h\sin(\phi)\right)Ps\,h\cos(\phi)\right)$$

$> DT\Phi := diff(T, \Phi);$

$$DT\Phi := J2xx\,\Phi - J2xy\,Ps\sin(\phi) - J2xz\,Ps\cos(\phi) - m2\left(u - \Phi\,h\cos(\phi)\right)h\cos(\phi)$$

$> DDT\Phi := diff\left(subs\left(\left\{u = u(t), \mathrm{psi} = \mathrm{psi}(t), Ps = Ps(t), \mathrm{phi} = \mathrm{phi}(t), \Phi = \Phi(t)\right\}, DT\Phi\right), t\right);$

$$DDT\Phi := J2xx\left(\frac{d}{dt}\Phi(t)\right) - J2xy\left(\frac{d}{dt}Ps(t)\right)\sin(\phi(t)) - J2xy\,Ps(t)\cos(\phi(t))\left(\frac{d}{dt}\phi(t)\right)$$
$$- J2xz\left(\frac{d}{dt}Ps(t)\right)\cos(\phi(t)) + J2xz\,Ps(t)\sin(\phi(t))\left(\frac{d}{dt}\phi(t)\right)$$
$$- m2\left(\frac{d}{dt}u(t) - \left(\frac{d}{dt}\Phi(t)\right)h\cos(\phi(t)) + \Phi(t)\,h\sin(\phi(t))\left(\frac{d}{dt}\phi(t)\right)\right)h\cos(\phi(t))$$
$$+ m2\left(u(t) - \Phi(t)\,h\cos(\phi(t))\right)h\sin(\phi(t))\left(\frac{d}{dt}\phi(t)\right)$$

$> POT := \frac{1}{2}\cdot\left(Kphi\cdot\phi^2 - m2\cdot g\cdot h\cdot\phi^2\right);$

$$POT := \frac{1}{2}Kphi\,\phi^2 - \frac{1}{2}m2\,g\,h\,\phi^2$$

$> DPOT := diff(POT, \mathrm{phi});$

$$DPOT := Kphi\,\phi - m2\,g\,h\,\phi$$

$> e1 := DDTu + omega\cdot DTv - Y1 - Y2;$

$$e1 := m1\left(\frac{d}{dt}u(t)\right) + \frac{1}{2}m2\left(2\left(\frac{d}{dt}u(t)\right) - 2\left(\frac{d}{dt}\Phi(t)\right)h\cos(\phi(t)) + 2\Phi(t)\,h\sin(\phi(t))\left(\frac{d}{dt}\phi(t)\right)\right)$$
$$+ \omega\left(m1\,v + \frac{1}{2}m2\left(2v + 2Ps\,h\sin(\phi)\right)\right) - Y1 - Y2$$

$> e1 := simplify\left(subs\left(\left\{u(t) = u,\ psi(t) = psi,\ phi(t) = phi,\ \frac{d}{dt}\phi(t) = Phi,\ \frac{d}{dt}\psi(t) = \omega,\right.\right.\right.$

$$\left.\left.\left.Ps(t) = \mathrm{omega}, Ps = \mathrm{omega}, \frac{d}{dt}u(t) = U, \frac{d}{dt}Ps(t) = \mathrm{Omega}, \frac{d}{dt}\Phi(t) = PP\right\}, e1\right)\right);$$

$$e1 := m1U + m2U - m2\,PP\,h\cos(\phi) + m2\,\Phi(t)\,h\sin(\phi)\Phi + \omega\,m1\,v + \omega\,m2\,v + m2\,\omega^2\,h\sin(\phi) - \mathrm{Y1} - \mathrm{Y2}$$

```
> e2 := DDTPsi - DTPsi - a·Y1 + b·Y2;
```

$$e2 := J1zz\left(\frac{d}{dt}Ps(t)\right) + J2yy\left(\frac{d}{dt}Ps(t)\right)\sin(\phi)^2 + J2zz\left(\frac{d}{dt}Ps(t)\right)\cos(\phi)^2 - J2xy\left(\frac{d}{dt}\Phi(t)\right)\sin(\phi) - J2xz\left(\frac{d}{dt}\Phi(t)\right)\cos(\phi) - 2\,J2yz\left(\frac{d}{dt}Ps(t)\right)\sin(\phi)\cos(\phi) + m2\left(\frac{d}{dt}Ps(t)\right)h^2\sin(\phi)^2 - m2\,h\left(u\,Ps\sin(\phi) + v\,\Phi\cos(\phi)\right) - a\,Y1 + b\,Y2$$

```
> e2 := subs({u(t) = u, psi(t) = psi, phi(t) = phi, (d/dt)phi(t) = Phi, (d/dt)psi(t) = omega,
    Ps(t) = omega, Ps = omega, (d/dt)u(t) = U, (d/dt)Ps(t) = Omega, (d/dt)Φ(t) = PP}, e2);
```

$$e2 := J1zz\,\Omega + J2yy\,\Omega\sin(\phi)^2 + J2zz\,\Omega\cos(\phi)^2 - J2xy\,PP\sin(\phi) - J2xz\,PP\cos(\phi) - 2\,J2yz\,\Omega\sin(\phi)\cos(\phi) + m2\,\Omega\,h^2\sin(\phi)^2 - m2\,h\left(u\,\omega\sin(\phi) + v\,\Phi\cos(\phi)\right) - a\,Y1 + b\,Y2$$

```
> e3 := DDTΦ - DTφ + DPOT;
```

$$e3 := J2xx\left(\frac{d}{dt}\Phi(t)\right) - J2xy\left(\frac{d}{dt}Ps(t)\right)\sin(\phi(t)) - J2xy\,Ps(t)\cos(\phi(t))\left(\frac{d}{dt}\phi(t)\right) - J2xz\left(\frac{d}{dt}Ps(t)\right)\cos(\phi(t)) + J2xz\,Ps(t)\sin(\phi(t))\left(\frac{d}{dt}\phi(t)\right) - m2\left(\frac{d}{dt}u(t) - \left(\frac{d}{dt}\Phi(t)\right)h\cos(\phi(t)) + \Phi(t)\,h\sin(\phi(t))\left(\frac{d}{dt}\phi(t)\right)\right)h\cos(\phi(t)) + m2\left(u(t) - \Phi(t)\,h\cos(\phi(t))\right)h\sin(\phi(t))\left(\frac{d}{dt}\phi(t)\right) - J2yy\,Ps^2\sin(\phi)\cos(\phi) + J2zz\,Ps^2\cos(\phi)\sin(\phi) + J2xy\,\Phi\,Ps\cos(\phi) - J2xz\,\Phi\,Ps\sin(\phi) + J2yz\,Ps^2\cos(\phi)^2 - J2yz\,Ps^2\sin(\phi)^2 - \frac{1}{2}m2\left(2\left(u - \Phi\,h\cos(\phi)\right)\Phi\,h\sin(\phi) + 2\left(v + Ps\,h\sin(\phi)\right)Ps\,h\cos(\phi)\right) + Kphi\,\phi - m2\,g\,h\,\phi$$

```
> e3 := simplify(subs({u(t) = u, psi(t) = psi, phi(t) = phi, (d/dt)phi(t) = Phi, (d/dt)psi(t) = omega,
    Ps(t) = omega, Ps = omega, (d/dt)u(t) = U, (d/dt)Ps(t) = Omega, (d/dt)Φ(t) = PP}, e3));
```

$$e3 := J2xx\,PP - J2xy\,\Omega\sin(\phi) - J2xz\,\Omega\cos(\phi) - m2\,h\cos(\phi)U + m2\,h^2\cos(\phi)^2\,PP - 2m2\,h^2\cos(\phi)\Phi(t)\sin(\phi)\Phi - J2yy\omega^2\sin(\phi)\cos(\phi) + J2zz\omega^2\cos(\phi)\sin(\phi) + 2\,J2yz\omega^2\cos(\phi)^2 - J2yz\omega^2 + m2\,\Phi^2h^2\sin(\phi)\cos(\phi) - m2\,\omega\,h\cos(\phi)v - m2\,\omega^2h^2\cos(\phi)\sin(\phi) + Kphi\,\phi - m2\,g\,h\,\phi$$

$> \; subs\left(\left\{\sin(\phi)=0, \cos(\phi)=1\right\}, e1\right);$

$$m1U + m2U - m2\,PP\,h + \omega m1v + \omega m2v - Y1 - Y2$$

$> \; subs\left(\left\{\sin(\phi)=0, \cos(\phi)=1\right\}, e2\right);$

$$J1zz\,\Omega + J2zz\,\Omega - J2xz\,PP - m2\,h\,v\,\Phi - a\,Y1 + b\,Y2$$

$> \; subs\left(\left\{\sin(\phi)=0, \cos(\phi)=1\right\}, e3\right);$

$$J2xx\,PP - J2xz\,\Omega - m2\,hU + m2\,h^2\,PP + J2yz\,\omega^2 - m2\omega h v + Kphi\,\phi - m2\,g\,h\,\phi$$

Выводы

Предлагаемый метод выведения уравнений движения дает возможность получить как исходные нелинейные уравнения движения, так и провести их линеаризацию; достаточно просто «контролируется» и имеет определенный запас возможностей по его реализации в случае усложнения расчетной схемы.

Список литературы

1. Лобас Л.Г., Вербицкий В.Г. «Качественные и аналитические методы в динамике колесных машин», Киев: Наукова Думка; 1990г. – 232с.

2. Новожилов И.В., Павлов И.С. «Приближенная математическая модель колесного экипажа», Изв.РАН, МТТ, №2, 1997г., с. 196-204.

3. Говорухин В. Н., Цибулин В. Г. Введение в Maple. Математический пакет для всех. — М.: Мир, 1997. — С. 208.

4. Погорелов ДЮ «Введение в моделирование динамики систем тел», Учеб пособие, Брянск, БГТУ, 1997 г, 156 с

Сахно В.П., Вербицький В.Г. Куплінов А.В, Лисенко О.О. Виведення рівнянь руху просторової моделі колісного екіпажу на основі рівнянь Лагранжа II роду в середовищі пакету MAPLE

Анотація. *В якості ілюстрації можливостей системи аналітичних перетворень MAPLE приводиться лістинг програми виводу рівнянь руху просторової маятникової моделі колісного екіпажу, яка може бути реалізована й у випадку більш складних розрахункових схем екіпажу.*

Ключові слова: *колісний екіпаж, кінетична енергія, модель, потенціальна енергія, рівняння руху.*

Sahno V.P., Verbitsky V.G., Kuplinov A.V., Lysenko A.A. The equation of motion spatial model of a wheeled vehicle based Lagrange equations of type II in the environment of MAPLE

Abstract. *Program listing output equations of motion of the pendulum spatial model of a wheeled vehicle is given to illustrate the capabilities of the system of analytical transformations MAPLE that can be applied to more complex calculation scheme vehicle.*

Keywords: *vehicle, kinetic energy, model, potential energy, equations of motion.*

Стаття надійшла до редакції 18.04.2014 р.

УДК 629.113

САХНО В.П., д.т.н., професор; ПОЛЯКОВ В.М., к.т.н., професор;
МОЙСЯ Д.Л., аспірант,
Національний транспортний університет, м. Київ

ЩОДО ВИЗНАЧЕННЯ СТІЙКОСТІ РУХУ АВТОПОЇЗДА-КОНТЕЙНЕРОВОЗА З КЕРОВАНИМ НАПІВПРИЧЕПОМ

Побудована математична модель автопоїзда з керованою віссю напівпричепа і виконано аналіз рівноважних станів системи. Встановлено, що при заданій поздовжній швидкості існує деякий діапазон зміни кута повороту керованих коліс тягача, в межах якого можуть існувати стійкі стаціонарні режими.
Ключові слова: *модель автопоїзда, стаціонарні режими, плоскопаралельний рух, кут повороту*

Постановка проблеми

Для будь-якого транспортного засобу, у тому числі і для автомобільного поїзда-контейнеровоза, основними параметрами призначення (показниками його здатності виконувати свої функції) є габаритні розміри, масові параметри, швидкісні та динамічні характеристики, параметри виконуваної транспортної роботи тощо. У залежності від умов експлуатації (транспортних і дорожніх) на перший план виходять різні параметри. Для автопоїздів-контейнеровозів це вантажопідйомність, динаміка розганяння, стійкість, керованість, а зважаючи на те, що ці автопоїзди можуть експлуатуватися і в містах, крім того, маневреність, показники якої залежать як від габаритної довжини автопоїзда, так і від системи управління його ланками. У більшості країн світу габаритна довжина одиночних автомобілів обмежується на рівні 12м, сідельних автопоїздів – на рівні 16,5м, причіпних автопоїздів – на рівні 18,35м. Пояснюється це необхідністю виконання вимог Директиви 2002/7/ЕС [1] щодо маневреності автотранспортних засобів (АТЗ).

Для універсальних контейнеровозів при перевезеннях 45-футових контейнерів необхідно подовжувати автопоїзд, а це погіршує «вписуваність» його в поворот. Збільшення габаритної смуги руху (ГСР) створює небезпеку щодо зустрічного транспорту, ускладнює проїзд у міських умовах і в підсумку – знижує середньотехнічну швидкість руху всього транспортного потоку. Поліпшення «вписуваності» автопоїзда в поворот можливе за рахунок самовстановлюваних або керованих осей (коліс) причепів і напівпричепів.

Проведеними до теперішнього часу дослідженнями встановлено, що експлуатація сідельних автопоїздів у граничних режимах руху (максимальні швидкості, мінімальні радіуси повороту) вимагатиме конструктивних змін ланок автопоїзда-контейнеровоза. Ефективність використання сідельних автопоїздів під час транспортування всієї гами контейнерів в значній мірі залежить від їх здатності вписуватися в допустиму смугу руху і не створювати перешкод для транспортного потоку. Розв’язання цієї проблеми можливе при обладнанні напівпричепів самовстановлюваними або керованими колесами.

Мета роботи

Порівняльна оцінка автопоїздів-контейнеровозів із самоустановлювальною і керованою віссю напівпричепа.

Результати досліджень

При складанні диференціальних рівнянь руху слід враховувати, що відмінності в конструкціях автопоїздів у переважній більшості випадків визначаються відмінностями причіпних (ведених) ланок, оскільки конструкція ведучих ланок (тягачів) практично незмінна.

Автопоїзд, вигляд якого у плані показаний на рис. 1, має модульну ведену ланку, що складається з кінематично незалежних платформи і возика. При модульному принципі побудови автопоїзда несуча система напівпричепа (або вантаж, що виконує функцію несучої системи) спирається на возик, причому між ними існує шарнірний зв'язок, а керованими є колеса або осі возика.

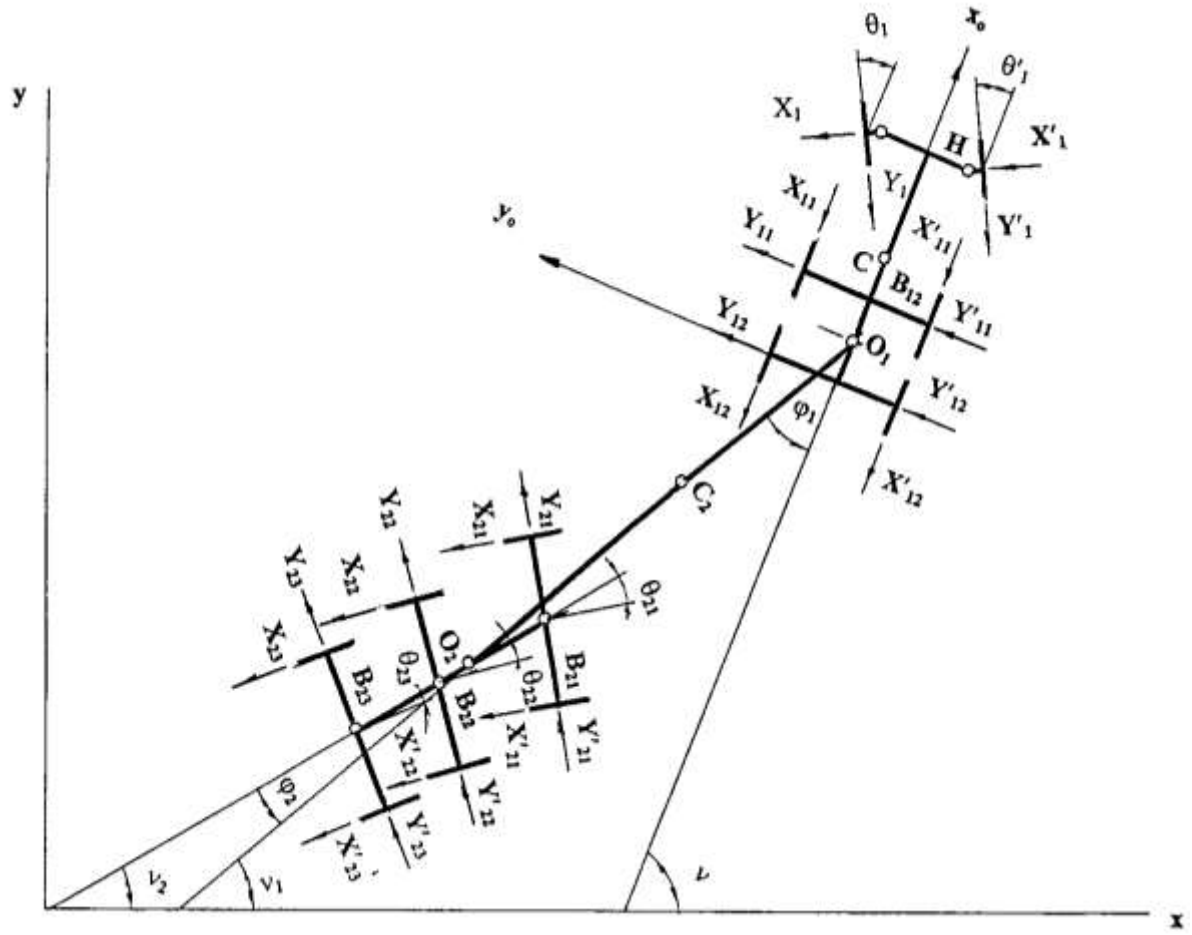


Рис. 1. Розрахункова схема автопоїзда на неусталеному повороті

Між змінними, що характеризують рух автопоїзда в горизонтальній і вертикальній площинах, існують взаємні нелінійні зв'язки, що проявляють себе в різних режимах руху по різному. Про це свідчить досить широка практика досліджень керованості та стійкості одиночних автомобілів.

У ведучої ланки (тягача) передня вісь має керовані колеса, кути повороту яких θ_1 і θ'_1. Дві задні осі неповоротні і розташовані позаду центра мас тягача. Возик напівпричепа також трьохвісний, причому колеса всіх осей поворотні (за подвійного приводу управління колеса передньої осі поворотні, при застосуванні самоустановлювальних коліс напівпричепа – колеса задньої осі возика поворотні). Кут повороту коліс осей позначено через θ_{2j}.

Введемо наступні позначення:

$\Sigma = Oxy$ – плоска інерціальна система декартових координат;

$C_{(X,Y)_\Sigma}$, m, I – центр мас, маса і центральний момент інерції тягача відносно вертикальної осі;

$C_{K(X_K,Y_K)_\Sigma}$, m_f, I_k – теж саме для кінематично незалежних елементів остова напівпричепа і його візка $(k=1,2)$;

ϑ, ϑ_1, ϑ_2 – курсові кути ланок;

φ_1, φ_2 – кути складання кінематично незалежних елементів ведених ланок;

V, U – поздовжня та бокова проекції швидкості точки С, тобто проекції швидкості точки С на осі рухомої системи координат, що постійно пов'язана з тягачем;

M_c – момент опору повороту возика напівпричепа;

$X_{i,j}$, $Y_{i,j}$, $Z_{i,j}$ – поздовжні, бокові та вертикальні реакції полотна дороги на колеса возика напівпричепа.

Геометричні параметри автопоїзда, рис.1:

$a=CA$, $b_{li}=CB_{li}$ $(i=1,2)$, $c=CO_1$, $d_1=O_1C_1$, $c_1=C_1O_2$, $l_1=d_1+c_1$, $d_2=O_2C_2$,

$b_{2j}=C_2B_{2j}$ $(j=1,2,3)$, $l_2=b_{21}+b_{23}$

При складанні диференціальних рівнянь руху автопоїзда доводиться знаходити компроміс між двома суперечними одна одній обставинами: по-перше, математична модель повинна, по можливості, найбільш повно і детально враховувати особливості реального автопоїзда; по-друге, складність моделі не повинна бути понадміру високою, оскільки це значно знижує потенційні можливості її аналізу. З урахуванням зроблених зауважень у роботі [2] отримана система рівнянь, що описує плоскопаралельний рух автопоїзда. Ця система записана у вигляді:

$$
\begin{cases}
(m+m_1+m_2)\dot{V}-[m_1d_1+m_2l_1)\sin\phi_1+m_2d_2\sin(\phi_1+\phi_2)\dot{\omega}+m_1d_1+m_2l_1)\sin(\phi_1+\phi_2)\ddot{\phi}_1+\\
m_2d_2\times\sin(\phi_1+\phi_2)\ddot{\phi}_1+m_2d_2\sin(\phi_1+\phi_2)\ddot{\phi}_2+m\omega U+(m_1+m_2)\omega(U+\omega c)+(m_1d_1+m_2l_1)\times\\
\times\omega_1^2\cos\phi_1-m_2d_2\omega_2^2\cos(\phi_1+\phi_2)=Y_1\sin\theta_1-X_1\cos\theta_1+Y_1'\sin\theta_1'-X_1'\cos\theta_1'-\sum(X_{1i}+X_{1i}')+\\
+\sum[(Y_{2j}+Y_{2j}')\sin(\theta_{2j}+\phi_2)-(X_{2j}+X_{2j}')\cos(\theta_{2j}+\phi_2)];\\
(m+m_1+m_2)\dot{U}-[c(m_1+m_2)+(m_1d_1+m_2l_1)\cos\phi_1+m_2d_2\cos(\phi_1+\phi_2)\dot{\omega}+(m_1d_1+m_2l_1)\times\\
\times\cos(\phi_1+\phi_2)\ddot{\phi}_1+m_2d_2\cos(\phi_1+\phi_2)\ddot{\phi}_2+(m+m_1+m_2)\omega V-(m_1d_1+m_2l_1)\omega_1^2\sin\phi_1-\\
-m_2d_2\omega_2^2\sin(\phi_1+\phi_2)=Y_1\cos\theta_1-X_1\sin\theta_1+Y_1'\cos\theta_1'-X_1'\sin\theta_1'+\sum(Y_{1i}+Y_{1i}')+\\
+\sum[(Y_{2j}+Y_{2j}')\cos(\theta_{2j}+\phi_2)-(X_{2j}+X_{2j}')\sin(\theta_{2j}+\phi_2);\\
-c(m_1+m_2)\dot{U}+\left\{I+c^2(m_1+m_2)+c[(m_1d_1+m_2l_1)\cos\phi_1+m_2d_2\cos(\phi_1+\phi_2)]\right\}\ddot{\phi}_1-\\
-cm_2d_2\cos(\phi_1+\phi_2)\ddot{\phi}_2-c(m_1+m_2)\omega V+c[(m_1d_1+m_2l_1)\omega_1^2\sin\phi_1+m_2d_2\omega_2^2\sin(\phi_1+\phi_2)=\\
=(X_1\sin\theta_1-Y_1\cos\theta_1)(\varepsilon\sin\theta_1+a)+(Y_1'\cos\theta_1'-X_1'\sin\theta_1'(a+\varepsilon\sin\theta_1')+(Y_1\sin\theta_1+X_1\cos\theta_1)\times\\
\times(H+\varepsilon\cos\theta_1)-(Y_1'\sin\theta_1'+X_1'\cos\theta_1')(H+\varepsilon\cos\theta_1')-c\sum[(Y_{2j}+Y_{2j}')b_{2j}-c\sum[(Y_{2j}+Y_{2j}')\times\\
\times\cos(\theta_{2j}+\phi_2)-(X_{2j}+X_{2j}')\sin(\theta_{2j}+\phi_2)];\\
(m_1d_1+m_2l_1)\sin\phi_1\dot{V}+(m_1d_1+m_2l_1)\cos\phi_1\dot{U}-[I_1+m_1d_1(c\cos\phi_1+d_1)-m_2l_1(l_1+c\cos\phi_1+\\
+d_2\cos\phi_2)]\dot{\omega}+[I_1+m_1d_1^2+m_2l_1(d_2\cos\phi_2+l_1)]\ddot{\phi}_1+I_1m_2d_2\cos\phi_2\times\ddot{\phi}_2+[V\cos\phi_1-\\
-(U-\omega c)\sin\phi_1](m_1d_1+m_2d_2)-m_2d_2l_1\omega_2^2\sin\phi_1=\sum l_1[(X_{2j}+X_{2j}')\sin(\theta_{2j}+\phi_2)+\\
+(Y_{2j}+Y_{2j}')\cos(\theta_{2j}+\phi_2)+M_1;\\
[m_2d_2\sin(\phi_1+\phi_2)]\dot{V}+\left[(m_2d_2\cos(\phi_1+\phi_2)\right]\dot{U}-\left[I_2+m_2d_2\left(c\cos(\phi_1+\phi_2)+d_2+l_1\cos\phi_2\right)\right]\dot{\omega}\\
+[I_2+m_2d_2^2(d_2+l_1\cos\phi_2)]\ddot{\phi}_1+(I_2+m_2d_2^2)\ddot{\phi}_2+[V\cos\phi_1-(U-\omega c)\sin\phi_1]m_2d_2\omega+\\
+m_2d_2l_1\omega_2^2\sin\phi_2=\sum\{-H_2(X_{2j}+X_{2j}')+(d_2+b_{2j})\times[(X_{2j}+X_{2j}')\times\sin\theta_{2j}+(Y_{2j}+Y_{2j}')\cos\theta_{2j}];
\end{cases}
\qquad (1)
$$

Записана система рівнянь (1) дозволяє визначати показники маневреності і стійкості руху сідельних автопоїздів різних компонувальних схем. Для аналізу прийнято:

– класичний дволанковий автопоїзд (з некерованим напівпричепом);

– автопоїзд із самоустановлювальною віссю напівпричепа;

– сідельний автопоїзд за подвійного приводу управління на передню вісь напівпричепа.

Розглядалися автопоїзди з однаковими наборами параметрів при однакових керуючих впливах.

Параметри для аналізу математичної моделі автопоїзда у складі автомобіля-тягача DAF XF 95.430 та напівпричепа KRONE – SDP 24:

m=18000 кг; m_1=21200 кг; m_2=800 кг; a=2,4 м; b=1,1 м; c=2,1 м; b_1=2,8 м; d_1=5,4 м; k_1=160000 Н; k_2=326000 Н; k_3=365000 Н; I=16500 кг×м^2; I_1=58200 кг×м^2; I_2=520 кг×м^2; $\chi_i = 0,8$; K=1,5.

Так, значенням керуючих параметрів $v = 4,5\ м/с$, $\theta = 0,38$рад відповідає круговий стаціонарний режим:

– для автопоїзда з керованим напівпричепом за подвійного приводу на передню вісь напівпричепа

$$\{ u^* = 1,158\text{м/с}, \omega^* = 0,456\text{рад/с}, \varphi^* = 0,54\ \text{рад}, \varphi^* = 0,147\ \text{рад} \};$$

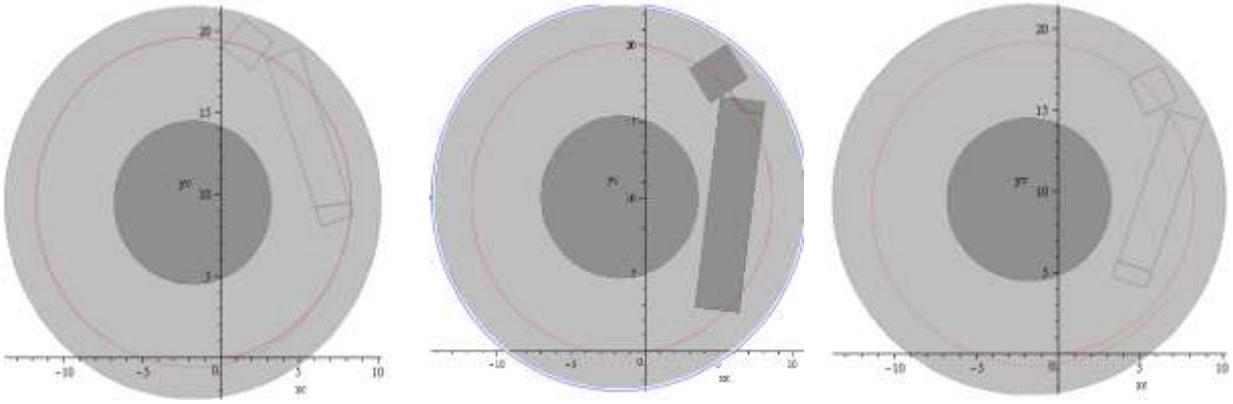
– для автопоїзда з самоустановлювальною віссю напівпричепа

$$\{ u^* = 1,106\,\text{м/с}, \omega^* = 0,511\text{рад/с}, \phi^* = 0,685\ \text{рад}, \phi_1^* = 0,169\ \text{рад} \};$$

– для автопоїзда з некерованим напівпричепом

$$\{ u^* = 1,062\,\text{м/с}, \quad \omega^* = 0,464\text{рад/с}, \quad \phi^* = 0,92\ \text{рад} \}.$$

Траєкторії руху центру мас тягача за обраних керуючих параметрів у площині дороги і конфігурації ланок автопоїздів представлені на рис. 2.



а) *б)* *в)*

Рисунок 2. Конфігурація автопоїзда в площині дороги:

а) з керованим напівпричепом; б) із самоустановлювальною віссю; в)класичний дволанковий

На основі аналізу отриманих значень кутів складання і траєкторій ланок автопоїзда можна зробити висновок, що кращими показниками маневреності володіє компонувальна схема сідельного автопоїзда за подвійного приводу управління на передню вісь напівпричепа. Для визначення параметрів стаціонарних рухів розглянемо більш детально цю компонувальну схему.

Диференціальні рівняння плоскопаралельного руху автопоїзда отримаємо із системи рівнянь (1), прирівнявши нулю ті параметри, що нехарактерні для такого автопоїзда, які у загальному вигляді записані як

$$\begin{aligned}
&\text{-v} && f(v,u,\omega,\phi,\phi_1,V,U,\Omega,\Phi,\Phi_1,PP,PP_1,\theta,\theta_1)=0;\\
&\text{-u} && f(v,u,\omega,\phi,\phi_1,V,U,\Omega,\Phi,\Phi_1,PP,PP_1,\theta,\theta_1)=0;\\
&\text{-}\omega && f(v,u,\omega,\phi,\phi_1,V,U,\Omega,\Phi,\Phi_1,PP,PP_1,\theta,\theta_1)=0;\\
&\text{-}\phi && f(v,u,\omega,\phi,\phi_1,V,U,\Omega,\Phi,\Phi_1,PP,PP_1,\theta,\theta_1)=0;\\
&\text{-}\phi_1 && f(v,u,\omega,\phi,\phi_1,V,U,\Omega,\Phi,\Phi_1,PP,PP_1,\theta,\theta_1)=0.
\end{aligned} \qquad (2)$$

При сталому режимі руху значення всіх фазових змінних стають постійними. Таким чином, уся множина стаціонарних режимів визначається системою (2), в якій потрібно покласти

$$v = \text{ const},\ V = U = \Omega = \Phi = \Phi_1 = PP = PP_1 = 0$$

При цьому отримаємо рівняння зі змінними:

$$\begin{aligned}
&\text{-u} && f(u,\omega,\phi,\phi_1,\theta,\theta_1)=0;\\
&\text{-}\omega && f(u,\omega,\phi,\phi_1,\theta,\theta_1)=0;\\
&\text{-}\phi && f(u,\omega,\phi,\phi_1,\theta,\theta_1)=0;\\
&\text{-}\phi_1 && f(u,\omega,\phi,\phi_1,\theta,\theta_1)=0.
\end{aligned} \qquad (3)$$

Рівняння (3) є умовами рівноваги для автопоїзда з керованою віссю напівпричепа: перше – умова рівності нулю сил на поперечну вісь тягача; друге – умова рівності нулю головного моменту сил (полюс приведення – центр мас тягача); третє – умова рівності нулю головного моменту сил, що діють на напівпричіп (полюс приведення – центр мас напівпричепа); четверте – умова рівності нулю головного моменту сил, що діють на опорний візок (полюс приведення – центр мас візка).

У роботі [3] було показано, що дана модель за відсутності жорсткого кінематичного зв'язку між автомобілем-тягачем і керованою віссю напівпричепа структурно нестійка, але її можна дослідити щодо наявності кругових стаціонарних режимів і оцінити конфігурацію ланок автопоїзда. При цьому система рівнянь (2) може бути використана щодо визначення стаціонарних режимів ітераційним методом, а система рівнянь (3) – щодо чисельного інтегрування.

Для доведення нестійкості даної моделі в околі прямолінійного руху було складено матрицю Якобі рівняння (3) з фазовим змінним $u, \omega, \varphi, \varphi_1$.

Визначник цієї матриці дорівнює вільному члену характеристичного рівняння. Необхідна умова стійкості за А. Стодола полягає в тому, що вільний член характеристичного рівняння повинен бути більше нуля. Значення поздовжньої швидкості v, що обертає визначник матриці в нуль, є критичним (при досягненні даної швидкості відбувається втрата стійкості). Таким чином, якщо обчислити визначник в аналітичному вигляді, прирівняти його до нуля і з отриманої рівності визначити v, то отримаємо вираз критичної швидкості в аналітичному вигляді.

Як показали обчислення, визначник вищенаведеної матриці тотожно дорівнює нулю, а значить не залежить від v. Отже, дана модель структурно нестійка в околі прямолінійного режиму, а значення критичної швидкості дорівнює нулю. Спроби визначити стійкі стаціонарні режими

під час руху по колах досить великого радіуса також виявили структурну нестійкість такого автопоїзда.

$$\left[\frac{k_1+k_3+k_2}{v},\frac{m_1v^2+m_2v^2+k_1a-k_3c-k_3d_1-k_3c_1-k_3d_2-k_3b_2-k_2b+mv^2}{v},k_3,k_3\right]$$

$$\left[-\frac{k_3c-k_1a+k_2b}{v},\frac{-ck_3d_1-k_2b^2-k_3c^2-k_1a^2-ck_3c_1+cm_1v^2+cm_2v^2-d_2k_3c-k_3b_2c}{v},-k_3c,-k_3c\right]$$

$$\left[-\frac{k_3\left(d_1+c_1\right)}{v},-\frac{-ck_3d_1-ck_3c_1-k_3d_1^{\,2}-k_3c_1^{\,2}+d_1m_1v^2+d_1m_2v^2+c_1m_2v^2}{v}-\right.$$

$$\left.-\frac{-2c_1k_3d_1-d_2k_3d_1-d_2k_3c_1-k_3b_2d_1-k_3b_2c_1}{v},-k_3d_1-k_3c_1,k_3\left(-d_1-c_1\right)\right]$$

$$\left[-\frac{\left(d_2+b_2\right)k_3}{v},-\frac{d_2m_2v^2-d_2^{\,2}k_3-k_3b_2^{\,2}-d_2k_3c-d_2k_3d_1-d_2k_3c_1-k_3b_2c}{v}-\right.$$

$$\left.-\frac{-k_3b_2d_1-k_3b_2c_1-2k_3b_2d_2}{v},-k_3d_2-k_3b_2,-k_3d_2-k_3b_2\right]$$

Тому у будь-якій системі управління автопоїздом наявний жорсткий кінематичний зв'язок, зокрема для системи подвійного управління він зображений на рис. 3.

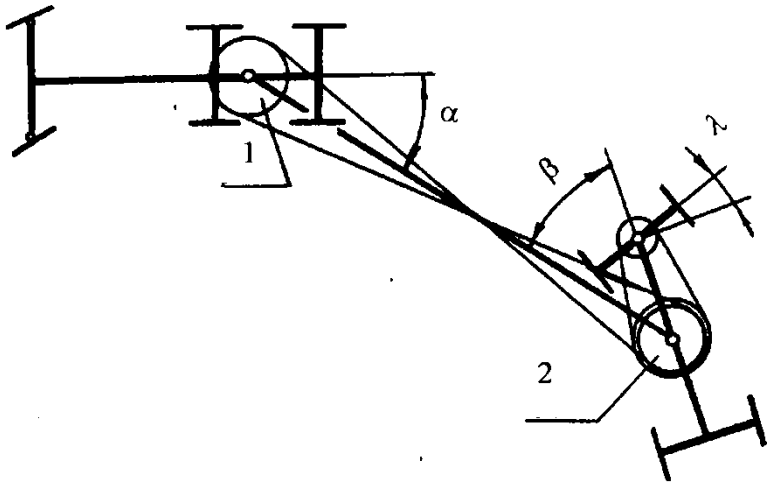


Рис. 3. Схема подвійного приводу управління на передню вісь возика напівпричепа

Далі визначено стійкі кругові стаціонарні режими під час руху автопоїзда по колу. Набору конструктивних параметрів автопоїзда за керуючих параметрів θ=0,38 рад і v=5 м/с відповідає стійкий круговий стаціонарний режим:

$$\{\,\mathrm{u}^*=1{,}041\text{м/с},\ \omega^*=0{,}511 рад/с,\ \phi^*=-7{,}898\ рад,\phi_1^*=-4{,}676\ рад\,\}$$

Стійкість отриманого стаціонарного режиму підтверджує спектр власних значень:

$$eigv := -0.005288260944 + 0.6250834805\,I,\ -14.17459637 + 1.386043145\,I,$$
$$-33.64463075,\ -123.1874797,\ -14.17459637 - 1.386043145\,I,$$
$$-0.005288260944 - 0.6250834805\,I$$

Корені характеристичного рівняння системи у варіаціях мають від'ємні дійсні частини, тобто згідно з теоремою Ляпунова, круговий режим руху асимптотично стійкий. Конфігурація автопоїзда при цьому має суттєву особливість – возик напівпричепа орієнтований у зовнішню сторону відносно траєкторії центру мас тягача.

На рис. 4 показана конфігурація автопоїзда при отриманому стаціонарному режимі, де позначено: 1 – поздовжня вісь тягача, 2 – поздовжня вісь напівпричепа, 3 – поздовжня вісь опорного візка. Центр мас тягача позначено точкою *C*. Конфігурація будувалася в площині дороги так, що ордината точки *C* визначає радіус кола, яким рухається центр мас тягача (Y_C=9,99 м), причому центром обертання є початок координат. У даному випадку вектор швидкості центра мас тягача паралельний осі абсцис, а значить, радіус обертання тягача перпендикулярний тій самій осі. Цей результат був очікуваним, бо при іншій конфігурації автопоїзда врівноважити відцентрову силу возика напівпричепа не представляється можливим.

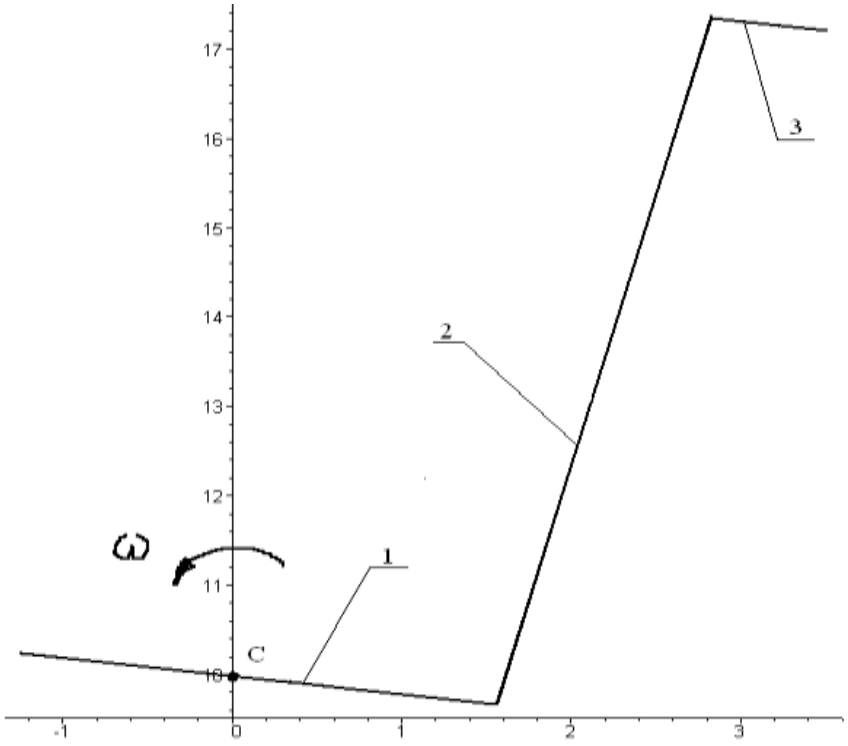
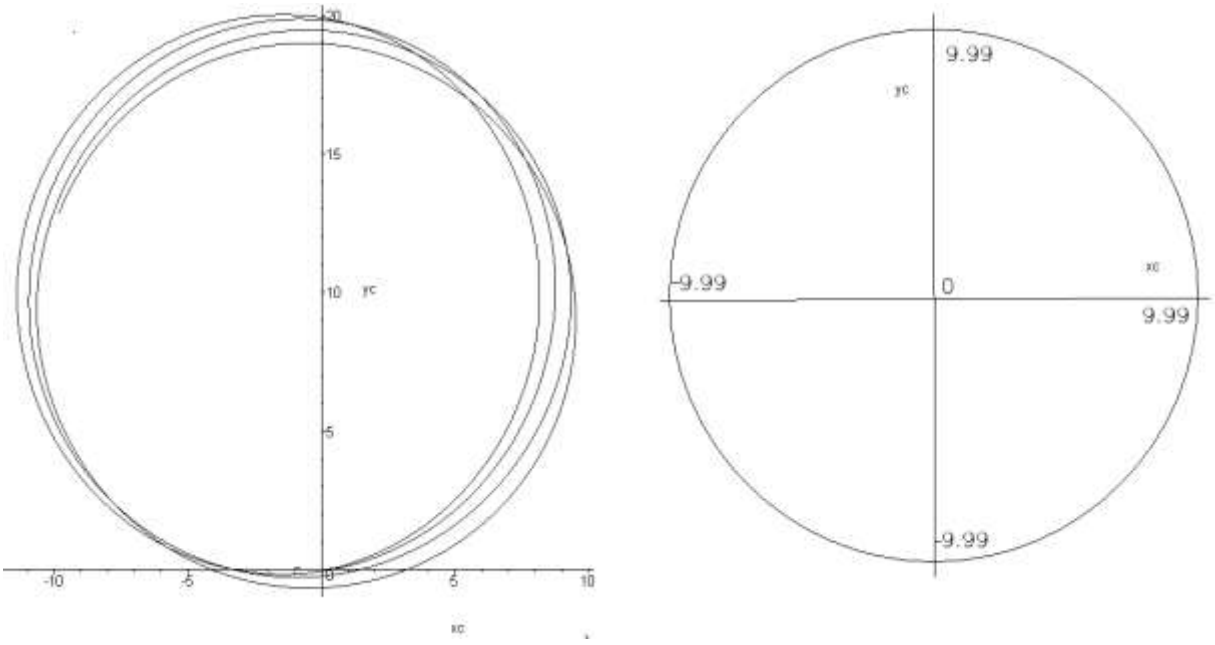


Рисунок 4. Конфігурація ланок автопоїзда в площині дороги

Рисунок 5*а* ілюструє процес входження автопоїзда в стаціонарний режим (при цьому радіус кривизни траєкторії залишається практично постійним $R\approx10$ м, але відбувається зміщення центру обертання). Даний факт підтверджується геометричною побудовою траєкторії, заснованою на значенні стаціонарного режиму, отриманого ітераційним методом (значення радіуса в цьому випадку R=9,986 м).



а) *б)*

Рис. 5. Траєкторія руху центра мас тягача в площині дороги, що отримана:

а) чисельним інтегруванням в пакеті Maple; б) геометрично

На рис. 6 показано конфігурації автопоїзда при значеннях θ=0,35 рад, θ=0,45 рад і θ=0,55 рад, побудова яких базується на значеннях стаціонарного режиму, отриманого ітераційним методом. При цьому конфігурації ланок автопоїзда суттєво не відрізняються між собою, змінюється лише радіус обертання автопоїзда (це ординати точок) і незначно кути складання.

При аналізі моделі встановлено, що стійкі стаціонарні режими для даної конфігурації автопоїзда завідомо реалізуються в межах 0,1 рад < θ < 0,9 рад.

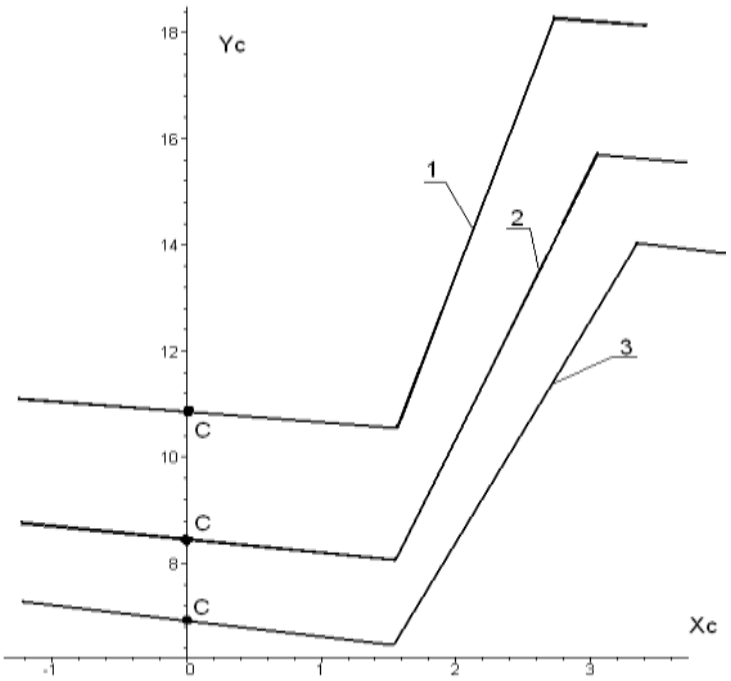


Рис.6. Конфігурація автопоїзда при різних значеннях кута повороту керованих коліс тягача:

1 – θ=0,35 рад; 2 – θ=0,45 рад; 3 – θ=0,55 рад

Висновки

Побудовано математичну модель автопоїзда з керованою віссю напівпричепа і виконано аналіз рівноважних станів системи. Доведено структурну нестійкість такої моделі за відсутності жорсткого кінематичного зв'язку між автомобілем-тягачем і керованою віссю напівпричепа в околі прямолінійного руху. Встановлено, що при заданій поздовжній швидкості існує деякий діапазон зміни кута повороту керованих коліс тягача, в межах якого можуть існувати стійкі стаціонарні режими.

Список літератури

1. DIRECTIVE 2002/7/EC of European parliament and of the council of 18 February 2002 amending Council Directive 96/53/EC of 25 July 1996 laying down for certain road vehicles circulating within the Community the maximum authorized dimensions in national and international traffic and the maximum authorized weights in international traffic. // Official Journal of the European Communities, 2002. – No L67 / 47 – 49.

2. Володимир Сахно, Роман Марчук, Микола Файчук. Дослідження маневреності і стійкості автопоїзда-контейнеровоза при криволінійному русі за різних схем управління напівпричепом //An international journal on operation of farm and agri-food industry machinery //Commission of motorization and energetics in agriculture//MOTROL, Vol.14, No. 4. – Lublin, 2012. С.185-191.

3. Лобас Л.Г. К теории движения трехзвенных многоосных пневмоколесных машин. – Прикладная механика, 1990, т. 26, № 4, с. 112–118.

Сахно В.П., Поляков В.М., Мойся Д.Л. К определению устойчивости движения автопоезда-контейнеровоза с управляемым полуприцепом

Аннотация. *Разработана математическая модель автопоезда с управляемой осью полуприцепа и выполнен анализ равновесных состояний системы. Установлено, что при заданной продольной скорости существует некоторый диапазон изменения угла поворота управляемых колес тягача, в границах которого могут существовать устойчивые стационарные режимы.*

Ключевые слова: *модель автопоезда, стационарные режимы, плоскопараллельное движение, угол поворота.*

Sakhno V.P., Poliakov V.M., Moisia D.L. To the determination of the stability of motion of lorry convoy with controllable semi-trailer

Abstract. *The mathematical model of lorry convoy is developed with the guided ax of semitrailer and the analysis of the balances states of the system is executed. Direction, that at set longitudinal speed exists some range of change corner of turn of the guided wheels of tractor which the steady stationary modes can be within bounds of.*

Keywords: *model of lorry convoy, stationary modes, plane-parallel motion, corner of turn.*

Стаття надійшла до редакції 05.05.2014 р.

УДК 531. 629.113

СУНЦОВ Н.В., д.х.н., к.ф.-м.н., профессор; ПИСАНЕЦ А.А., к.т.н., доцент;
ЛАЗАРЕНКО А.И., магистр; ЗАЙЦЕВ Р.С., магистр;
МЕЛЬНИЧЕНКО В.В., магистр; МЕЗЕНЦЕВ С.Г., магистр
Донецкая академия автомобильного транспорта

ОЦЕНКА ЗАТРАТ ЭНЕРГИИ НА ДЕФОРМАЦИЮ РАСТЯНУТОЙ ВОЗДУХОМ ШИНЫ ВО ВРЕМЯ ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ

На основе анализа экспериментальных результатов по определению коэффициентов сопротивления качению колеса автомобиля разработана методика оценки энергетических потерь на деформацию шины в сложной упругой системе «сжатый воздух + растянутая воздухом шина».
Ключевые слова: *деформация шины, энергетические потери, коэффициент сопротивления*

Постановка проблемы

При качении эластичного ведомого колеса автомобиля по горизонтальному и сухому асфальтобетону в установившемся режиме давление воздуха в шине и его температура остаются практически постоянными. Следовательно, при качении колеса затраты энергии идут в основном на деформацию растянутой воздухом шины и, в первом приближении, нет затрат энергии на сжатие воздуха так как его объем и температура остаются практически постоянными.

Во время качения колеса происходит значительная деформация шины, особенно в области пяточка контакта, что приводит к существенной потере энергии. Очевидно, представляет большой теоретический и практический интерес разработка методики оценки потерь энергии на деформацию шины, растянутую сжатым воздухом для конкретных марок различных производителей [1-5].

Цель статьи

Целью данной работы является вывод практически удобной формулы, которая может быть использована для оценки затрат энергии на деформацию растянутой воздухом шины при ее качении.

Теория

Как отмечено выше, при установившемся движении эластичного ведомого колеса объем воздуха в шине и его температура практически не изменяются и, следовательно, не происходит затрат энергии на сжатие воздуха. Оценим в первом приближении величину затрачиваемой энергии на деформацию эластичного колеса растянутого сжатым воздухом при его качении по горизонтальному сухому полотну дороги (например, по сухому асфальтобетону).

Рассмотрим следующий эксперимент.

Пусть легковой автомобиль загружен равномерно на все четыре колеса. Представим, что одно из колес с помощью домкрата мы немного приподняли так, чтобы оно не касалось полотна дороги. Далее поступим следующим образом:

1) Измерим давление воздуха в шине (P_1) манометром при температуре T_1 .

2) С помощью домкрата медленно опускаем колесо до полного контакта с полотном. В пяточке контакта с дорогой колесо проседает на некоторую величину h. Деформация упругой системы «*растянутая воздухом шина + сжатый воздух*» происходит за счет силы, действующей на ось данного колеса.

Следует отметить, что согласно эффекту Джоуля-Томсона при сжатии воздух мог немного нагреться, хотя мы и опускали домкрат медленно так, чтобы газ успевал охладиться практически до температуры окружающего воздуха. Поэтому необходимо в положении №2 сделать паузу до тех пор, пока давление дополнительно сжатого воздуха в шине не станет постоянным *(P_2)*, что определит постоянную температуру воздуха в шине ($T_2 \approx T_1$).

Отметим так же, что при деформации шина за счет сил внутреннего трения немного нагревается даже за один цикл. Но благодаря малому количеству теплоты за один цикл сжатия и незначительной теплопроводности резины этим эффектом в нашем опыте мы пренебрегаем, так как выдерживаем паузу.

При длительном движении автомобиля, как известно, шины нагреваются значительно и главным образом за счет сил внутреннего трения. При постоянной скорости движения увеличение температуры шины происходит до тех пор, пока не наступит тепловое равновесие за счет развития процессов теплопроводности и теплового излучения. Это явление будет предметом обсуждения следующей статьи. В настоящей работе мы оцениваем потери энергии на деформацию шины.

Таким образом, исследуемая упругая система «растянутая воздухом шина + сжатый воздух» перешла из состояния №1 в состояние №2 под действием силы m_1g:

Состояние №1. Давление P_1 при температуре T_1. Объем воздуха V_1.

Состояние №2. Давление P_2 при температуре $T_2 \approx T_1$. Объем воздуха уменьшился на некоторую величину и стал равным V_2. За счет силы m_1g произошло сжатие воздуха и деформация шины.

При условии эксперимента ($T_2 \approx T_1$) адиабатическое сжатие воздуха произошло практически изотермически (показатель адиабаты $\gamma \approx 1$) при сохранении постоянной массы воздуха. Согласно закону сохранения энергии для состояний *№1* и *№2* справедливо следующее уравнение:

$$0,5m_1gh = A_1 + A_2, \qquad (1)$$

где $0,5m_1gh$ – работа, затраченная на деформацию упругой системы «*растянутая воздухом шина + сжатый воздух*» в вертикальном направлении за счет силы, действующей на ось колеса. Так как данная равнодействующая сила изменяется от начального значения, равного m_1g, до конечного, равного нулю (сила упругости в конечной точке уравновешивает силу тяжести), то необходимо взять среднее значение силы. При этом считаем, что выполняется закон Гука. Упругая сила в вертикальном направлении, в виду малости величины деформации h, прямо пропорциональна ее величине.

A_1 – работа сжатия конкретной *шины* растянутой воздухом от начального до конечного состояния (до значения проседания на величину h);

A_2 – работа сжатия *воздуха* массы m в шине при постоянной температуре T_1 от объема V_1 до объема V_2 (или от давления P_1 до давления P_2).

Величина, затраченной над газом работы численно равна работе расширения газа, взятой с противоположным знаком:

$$A_2 = -(m/M)\Re T\int_{V_1}^{V_2}\frac{dV}{V} = -(m/M)\Re T\ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right) = -(m/M)\Re T\ln\left(\frac{P_1}{P_2}\right) \qquad (2)$$

где M – масса моля воздуха,

m – масса воздуха в шине;

$\Re$ – универсальная газовая постоянная;
T – абсолютная температура газа.

Так как значения логарифма отношений V_2/V_1 и P_1/P_2 отрицательные, то в итоге знак перед значением работы A_2 положителен. Удобнее для расчетов использовать отношение давлений, так как давление легко определить точными манометрами. Объем же V_2 измерить с достаточной точностью затруднительно, так как при сжатии шина меняет форму. По бокам у беговой дорожки она расширяется, а на беговой дорожке уменьшается. Кроме того вся шина несколько изменяет форму. Но с учетом того факта, что шина достаточно прочная по своей конструкции из-за наличия корда, то небольшим изменением ее объема в положении №2 можно пренебрегать в первом приближении.

Тогда работа, затраченная на сжатие шины в одном положении (без вращения колеса) равна

$$A_1 = 0,5m_1gh - A_2 = 0,5m_1gh - \left(m/M\right)\Re T \ln\left(\frac{P_1}{P_2}\right) \tag{3}$$

При одном обороте колеса эта работа увеличивается на величину отношения $2\pi\left(R-h\right)/L$, которое показывает во сколько раз длина окружности колеса больше длины деформированной части шины (иначе говоря, длины пяточка контакта L). При дальнейшем качении колеса эту работу необходимо умножить еще и на число оборотов колеса N. Очевидно, что число оборотов

$$N = \frac{S}{2\pi\left(R-h\right)} = \frac{vt}{2\pi\left(R-h\right)}, \tag{4}$$

где v – скорость автомобиля,
$(R–h)$ – радиус качения.

Таким образом, мы на практике легко можем оценить потери энергии A^* на деформацию растянутой сжатым воздухом шины любого производителя при ее качении по удобной формуле:

$$A^* = \left\{\frac{2\pi\left(R-h\right)}{L}\right\} \cdot NA_1 \tag{5}$$

Эксперимент

При проведении опытов с автомобилем рационально начинать не с состояния №1, а с состояния №2. Автомобиль устанавливают горизонтально, например, на асфальтобетон. Вначале накачивают шины воздухом до рекомендуемого производителем значения. Например, для автомобиля Chevrole Aveo рекомендуемое давление P_2 = 210 кПа. Такое давление устанавливается на всех четырех колесах. Делается выдержка для установления постоянной температуры T_2. Измеряется величина проседания колес h.

Следует отметить, что при исследованиях необходимо использовать как можно более точные манометры, так как основная ошибка при вычислении работы сжатия воздуха в шине по формуле (2) зависит, прежде всего, от точности измерения давлений в состояниях №1 и №2.

Мы использовали различные манометры и автомобильный компрессор с функцией автостопа и со встроенным электронным манометром в том числе. Во время исследований для повышения точности измерений электронный манометр не отключался и не отсоединялся от ши-

ны. Благодаря этому осуществлялось непрерывное измерение давления воздуха при переводе колеса из одного состояния в другое.

Массу *m* воздуха в шине определяли, используя ее положение *№1* как значение произведения плотности сжатого воздуха в шине при давлении P_1 на его объем V_1: $m = \rho_1 V_1$. Плотность же воздуха определялась по формуле [1]:

$$\rho_1 = \rho^* \cdot \frac{P_1}{P^*} \cdot \frac{T^*}{T_1} \tag{6}$$

где ρ_1 – плотность (кг/м3);

$\frac{P_1}{P^*}$ – отношение давления сжатого воздуха в шине к нормальному давлению атмосферного воздуха (Р*= 760мм рт. ст.=105 Па);

$\frac{T^*}{T_1}$ – отношение температур при нормальных условиях (Т*=273К).

Объем воздуха *V* можно оценить с помощью формулы для объема тороида [2], введя поправочный коэффициент z:

$$V_{TOP} = z \cdot 2\pi^2 \cdot R \cdot r^2 \tag{7}$$

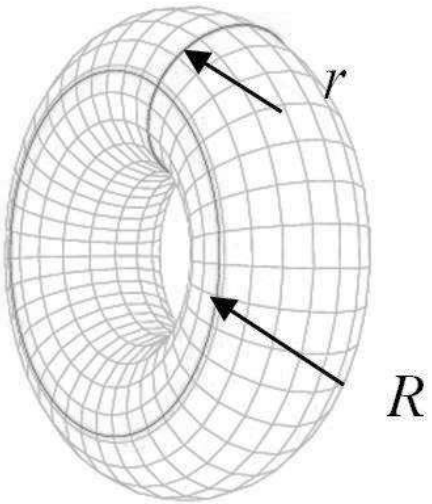


Рис.1 Пояснение к формуле (7) для вычисления объема тороида.

Введение поправочного коэффициента необходимо потому, что действительный объем шины легкового автомобиля примерно на 25% меньше, чем значение, вычисленное по формуле тороида [2]. Это связано с тем, что сечение шины не совсем круглое (максимальная площадь у круга). Поэтому полученное значение объема необходимо умножить еще на поправочный коэффициент z=0,75.

Универсальная газовая постоянная $\Re = 8,31447\, Дж К^{-1} моль^{-1}$.

Молярная масса сухого воздуха *M* = 0,028966 *кг/моль*. Это значение получается с учетом того, что воздух является смесью газов:

$$M_{смеси} = M_1 N_1 + M_2 N_2 + M_3 N_3 + \ldots, \tag{8}$$

где M – молярная масса компонентов,

N – его массовая доля (процентная концентрация, деленная на 100) [3].

Как видно из таблицы 1, воздух в основном состоит из азота и кислорода с примесью аргона.

Таблица 1

Процентный состав воздуха на уровне моря при температуре 15°*C* и давлении 101325 *Па* [3]

Газ	Символ	Содержание
Азот	N_2	78,084
Кислород	O_2	20,9476
Аргон	Ar	0,934
Углек. газ	CO_2	0,0314
Неон	Ne	0,001818
Метан	CH_4	0,0002
Гелий	He	0,000524
Криптон	Kr	0,000114
Водород	H_2	0,00005
Ксенон	Xe	0,0000087

1) Оценка величины выражения $0{,}5m_1gh$.

Общая (снаряженная, без пассажиров) масса автомобиля 1200 *кг*. Ее распределение между осями: передние – 60,6%; задние – 39,4%, то есть 727,2*кг* и 472,8*кг* на переднюю и заднюю оси или 363,6*кг* и 236,4*кг* на передние и задние колеса. Величины проседания h для передних и задних колес составляют 3 и 2 *см*. Так как передние и задние шины одной марки, одинакового состояния износа и новые, целесообразно оценить результаты измерений величины проседания шин при помощи коэффициентов упругости.

$$k_{пер} = \frac{m_1 g}{h_{пер}} = \frac{363,6 \cdot 9,81}{0,03} = 118897\left(Н/м\right);$$

$$k_{задн} = \frac{m_2 g}{h_{задн}} = \frac{236,4 \cdot 9,81}{0,02} = 115954\left(Н/м\right);$$

$$\frac{k_{задн}}{k_{пер}} = \frac{115954}{118897} = 0,975 \ \left(\textit{совпадение} \text{ на } 97,5\%\right).$$

Расхождение на 2,5% свидетельствует, что результаты хорошо согласуются между собой.

Оценим величину выражения $0{,}5m_1gh$:

$$0,5m_1gh_{пер} = 0,5 \cdot 363,6 \cdot 9,81 \cdot 0,03 = 53,5 \ \left(Дж\right)$$

$$0,5m_1gh_{задн} = 0,5 \cdot 236,4 \cdot 9,81 \cdot 0,02 = 23,2 \ \left(Дж\right)$$

2) Оценка работы сжатия воздуха

$$A_2 = -\frac{m}{M}\Re T \ln\left(\frac{P_1}{P_2}\right),$$

где m – масса воздуха $m = \rho_1 V_1$;

ρ_1 – плотность воздуха $\rho_1 = \rho^* \cdot \frac{P_1}{P^*} \cdot \frac{T^*}{T_1}$

Величина ρ^* – плотность сухого воздуха при различной температуре и нормальном атмосферном давлении (760 *мм рт. ст.* = 10^5 *Па*). Ее можно определить при помощи табл. 2. Во время опытов температура была равна 20°*C*

Таблица 2

Плотность ρ^* сухого воздуха [3]

Температура t, $^\circ C$	0	4	8	12	16	20
Плотность, *кг/м*^{3}	1,293	1,275	1,257	1,239	1,221	1,205

Рассмотрим параметры шины 185/55R15. 82V.

Наружный радиус профиля шины 185/2 = 92,5(*мм).* За вычетом толщины стенок шины (5*мм*) внутренний радиус тора $r = 92,5 - 5 = 87,5(мм) = 0,0875(м)$.

Радиус обода 0,2 *м*. Наружный диаметр колеса 0,588*м*, а радиус – 0,294 *м*. Ширина беговой дорожки – 15 *см*.

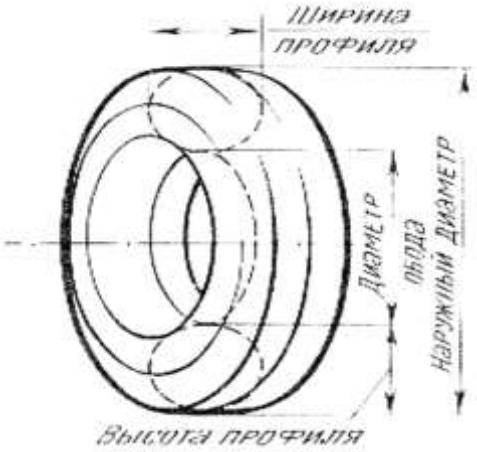


Рис. 2. Основные размеры шины

На сухом асфальтобетоне при давлении воздуха в шине 210 *кПа* и скорости 30-60 *км/ч* коэффициент сопротивления качению равен 0,015 – 0,018 [4-5].

Высота профиля равна разности между величинами 0,294 *м*-0,2 *м*=0,094*м.* Половина высоты профиля 0,047*м*.

Радиус тора *R*=0,047*м*+0,2*м*=0,247*м (*см. рис.1).

Объем воздуха в шине равен:

$$V = 0,75 \cdot 2\pi^2 \cdot R \cdot r^2 = 0,75 \cdot 2\pi^2 \cdot 0,247 \cdot 0,0875^2 = 0,027968\ м^3 \approx 27,97\ л$$

Плотность воздуха в шине равна:

$$\rho_1 = \rho^* \cdot \frac{P_1}{P^*} \cdot \frac{T^*}{T_1} = 1,205 \cdot \frac{210}{100} \cdot \frac{273}{293} = 2,358\ \ кг/м^3$$

Масса воздуха в шине

$$m = \rho_1 V_1 = 2,358\,кг/м^3 \cdot 0,027968 м^3 = 0,06595 кг$$

Оценим величину работы сжатия воздуха при *h=3см*

$$A_2 = -\frac{m}{M}\Re T \ln\left(\frac{P_1}{P_2}\right) = -\frac{0,06595}{0,028966}\cdot 8,31447 \cdot 293 \cdot \ln\left(\frac{208,2}{210}\right) = 47,76 Дж$$

Энергия на деформацию такой шины у стоящего автомобиля равна работе A_1:

$$A_1 = 0,5 m_1 g h - A_2 = 53,5 - 47,76 = 5,74 Дж \text{ (при h=3см)}$$

При движении на один оборот колеса затраченная энергия возрастет, как показано выше, на величину отношения $\frac{2\pi(R-h)}{L} = \frac{1,827}{0,15} = 12,18$ раз и составит 70*Дж.*

Сравним величину затраченной энергии на деформацию растянутой воздухом шины (70 *Дж*) со всей израсходованной энергией на движение при тех же условиях (скорость 30-40 *км/ч*, один оборот колеса, коэффициент сопротивления качению *k*=0,015-0,018). Отметим, что сила сопротивления качению при постоянной скорости движения *численно* равна силе тяги:

$$F_c = F_T = k m_1 g = (0,015 \div 0,018)\cdot 363,6 \cdot 9,81 = (53,5 \div 64,2) H$$

Работа A_F этой силы за *один* оборот колеса равна:

$$A_F = F_c \cdot S = 2\pi(R-h)\cdot(53,5 \div 64,2) = (97,8 \div 117,3)\, Дж,$$

где *(R-h)* = 0,294 *м* – 0,03*м* =0,291*(м).*

Таким образом, имеем *два значения* затраченной энергии:

а) $A_F = (97,8 \div 117,3) Дж$ – вся энергия, затраченная на один оборот при постоянной скорости движения колеса.

б) $A^* = \left\{\frac{2\pi(R-h)}{L}\right\}\cdot A_1 = 70 Дж$ – затраты энергии A^* на деформацию растянутой сжатым воздухом шины при ее качении на один оборот.

Сравним эти значения:

– для *k*=0,015 имеем 70/97,8=0,715 ≈ 0,7 или 70% затрат на деформацию шины;

– для *k*=0,018 имеем 70/117=0,598 ≈ 0,6 или 60% затрат на деформацию шины.

Выводы

1. Получена формула для оценки потерь энергии на деформацию эластичной шины при ее качении в ведомом режиме по горизонтальному и сухому асфальтобетону.

2. Проведены эксперименты по исследованию потерь энергии на деформацию растянутой воздухом шины марки 185/55R15 легкового автомобиля Chevrole Aveo.

3. Установлено, что потери энергии у легкового автомобиля на деформацию шины значительны. Например, при скорости движения 30-60*км/ч* по сухому асфальтобетону они могут со-

ставлять 60-70% от общих затрат энергии на качение при коэффициенте сопротивления качению k=(0,015-0,018).

Список литературы

1. Сунцов Н.В., Макаров В.А., Куплинов А.В. К вопросу об оценке коэффициента сопротивления воздуха и числа Рейнольдса при движении автомобиля // Вісник Донецкої академії автомобільного транспорту. – 2008. № 3. С. 42-47.

2. http:// ru. wikipedia. org /wiki / Тороид.

3. http:// ru. wikipedia. org / wiki /Атмосфера.

4. Сунцов Н.В., Макаров В.А., Сунцов А.Н., Ефименко А.Н. О физике процессов определяющих величину коэффициента сопротивления качению колеса автомобіля // Вісник Донецкої академії автомобільного транспорту. – 2011. № 2. С. 78-81.

5. Балабин И.В., Путин В.А., Чабунин И.С. Автомобильные и тракторные колеса и шины. – МГТУ «МАМИ», 2012. – 920с.

Сунцов М.В., Писанець О.О., Лазаренко А.І., Зайцев Р.С., Мельниченко В.В., Мєзєнцев С.Г. Оцінка витрат енергії на деформацію розтягнутої повітрям шини під час руху автомобіля

Анотація. *На основі аналізу експериментальних результатів щодо визначення коефіцієнтів опору коченню колеса автомобіля отримана формула щодо визначення витрат енергії на її деформацію.*

Ключові слова: *деформація шини, енергетичні витрати, коефіцієнт опору*

Suntsov N.V., Pisanets A.A., Lazarenko A.I., Zaytsev R.S., Melnichenko V.V., Mezentsev S.G. Evaluation of the energy spent for deformation of a stretched air tires while driving car

Abstract. *Based on the analysis of experimental results on the determination of coefficients rolling resistance of the wheels obtained the formula for determining energy costs in its deformation.*

Keywords: *deformation of tire, energy costs, coefficient resistance*

Стаття надійшла до редакції 03.06.2014 р.

УДК 629.113

МИСЬКО Е.М., аспирант
Донецкая академия автомобильного транспорта

ИССЛЕДОВАНИЕ ЖЕСТКОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПОДВЕСКИ ГОРОДСКОГО АВТОБУСА МАЗ-105

Определены жесткостные характеристики пневматической подвески колесного транспортного средства (КТС) на основании уравнения состояния идеального газа. Замеры хода в рабочей камере пневмобаллона подвески производились при изменяющейся внешней нагрузке в окрестностях положения статического равновесия.
Ключевые слова: *жесткостные характеристики, пневматическая подвеска, коэффициент жесткости.*

Постановка проблемы

Жесткостные характеристики подвески напрямую определяют свойства вертикальной динамики (должны удовлетворять технико-эксплуатационные требования по максимальным значениям вертикальных ускорений, показателям комфортности, и требования безопасности), возможности преодоления дорожных неровностей или преград путем обеспечение необходимого клиренса.

Цель статьи

Практическим способом определить зависимость хода передней подвески КТС при постепенном увеличении нагрузки с последующей обработкой полученных данных с целью определения коэффициента жесткости.

Основной раздел

Объектом исследования выбран городской сочлененный автобус МАЗ-105 с пневмоподвеской на диафрагменных упругих элементах рукавного типа (далее пневмобаллоны). Для определения жесткостных характеристик рассмотрим переднюю подвеску данного автобуса.

В ранних модификациях данной модели использовалась независимая двухрычажная передняя подвеска, которая была весьма ненадежна, и на последующих модификациях её заменили на зависимую подвеску (жесткую балку). В рассмотренном опыте использовалась именно такая модификация подвески. Основным несущим элементом подвески служит жесткая балка (рис.1, поз. 2), расположенная вдоль оси передних колес. Всю нагрузку кузова автобуса воспринимают два пневмобаллона (рис.1, поз. 8), расположенных по краям балки в горизонтальной плоскости и зафиксированных на специальных стремянках (рис.1, поз. 5). Обеспечение положения кузова в одном положении, независимо от загрузки, обеспечивает кран уровня пола одноступенчатого типа, который увеличивает или уменьшает давление в пневмобаллонах в зависимости от загрузки автобуса пассажирами. Связующим элементом между поворотными кулаками и балкой служат шкворневые пальцы (рис.1, поз. 1). От смещения вдоль собственной оси балку удерживает тяга Панара (рис.1, поз. 3), расположенная за балкой. От смещения балки вдоль оси автобус удерживается двумя реактивными штангами (рис.1, поз. 4), прикрепленными с одной стороны к кузову автобуса, а с другой стороны – по краям балки. От проворачивания оси, при возникновении тормозного усилия на передних колесах, удерживают две реактивные штанги (рис.1, поз. 6), которые закреплены между стремянками и кузовом автобуса. Для гашения колебаний установлены два амортизатора масляного типа (рис.1, поз. 7), закрепленные по краям балки.

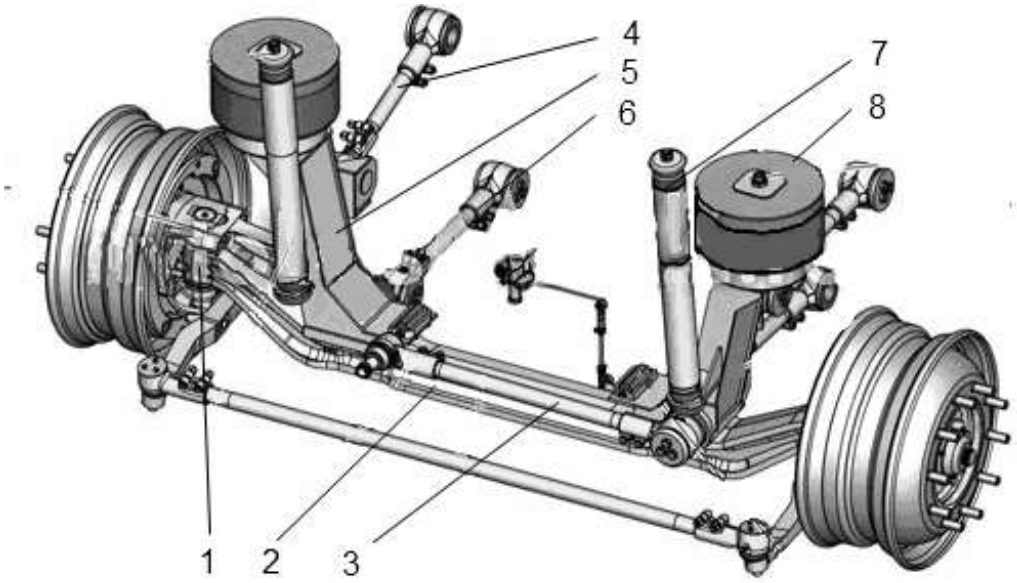


Рис. 1. Внешний вид подвески МАЗ-105.

Далее приведено описание опыта по определению жесткостных характеристик пневмоподвески (зависимости жесткости подвески $C_{ж}$ от изменения хода подвески Δh).

Основные параметры при измерениях:

h_i – текущее положение подвески;

P_i – текущее давление в пневмабаллонах;

$F_{вні}$ – суммарная нагрузка.

Этап 1. При последовательном увеличении нагрузки $F_{вні}$ измерялись показатели давления P_i и хода подвески h_i.

При штатной работе подвески давление корректируется так, чтобы поддерживать уровень кузова на заданной высоте. В эксперименте же измерялось текущее давление и просадка (ход) подвески, отвечающие определенному набору значений нагрузки на ось.

Для этого в начале опыта было обеспечено стандартное положение кузова для не загруженного полностью автобуса, а именно, подсоединялся манометр для измерения текущего давления в пневмобаллонах и подавался сжатый воздух до тех пор, пока автобус не занимал стандартное положение. Данное значение давления и положение уровня кузова автобуса соответствует положению «0» в «Таблице 1». Далее была воссоздана дополнительная нагрузка на переднюю ось автобуса. При последовательном увеличении нагрузки $F_{вні}$ измерялись показатели давления P_i и хода подвески h_i. Полученные данные представлены в таблице 1.

Таблица 1

Исходные данные

Положение	Положение подвески h_i, м	Давление в пневмабаллонах P_i, кПа	Нагрузка $F_{вні}$, Н
0	0,329	4,20	0
1	0,327	4,25	686,7
2	0,325	4,30	1567,6
3	0,323	4,35	2403,45
4	0,320	4,45	3580,65

Этап 2. При последовательном увеличении нагрузки на переднюю ось получали соответствующее изменение хода подвески Δh :

$$\Delta h_i = \Delta h_0 - \Delta h_i \quad (1)$$

$$\Delta h_0 = 0$$
$$\Delta h_1 = 0{,}329 - 0{,}327 = 0{,}02\,\text{м};$$
$$\Delta h_2 = 0{,}329 - 0{,}325 = 0{,}04\,\text{м};$$
$$\Delta h_3 = 0{,}329 - 0{,}323 = 0{,}06\,\text{м};$$
$$\Delta h_4 = 0{,}329 - 0{,}320 = 0{,}09\,\text{м}.$$

На основе этих данных в среде математического пакета Maple получена сплайн аппроксимация зависимости хода подвески Δh от нагрузки $F_{вні}$ (рис. 2).

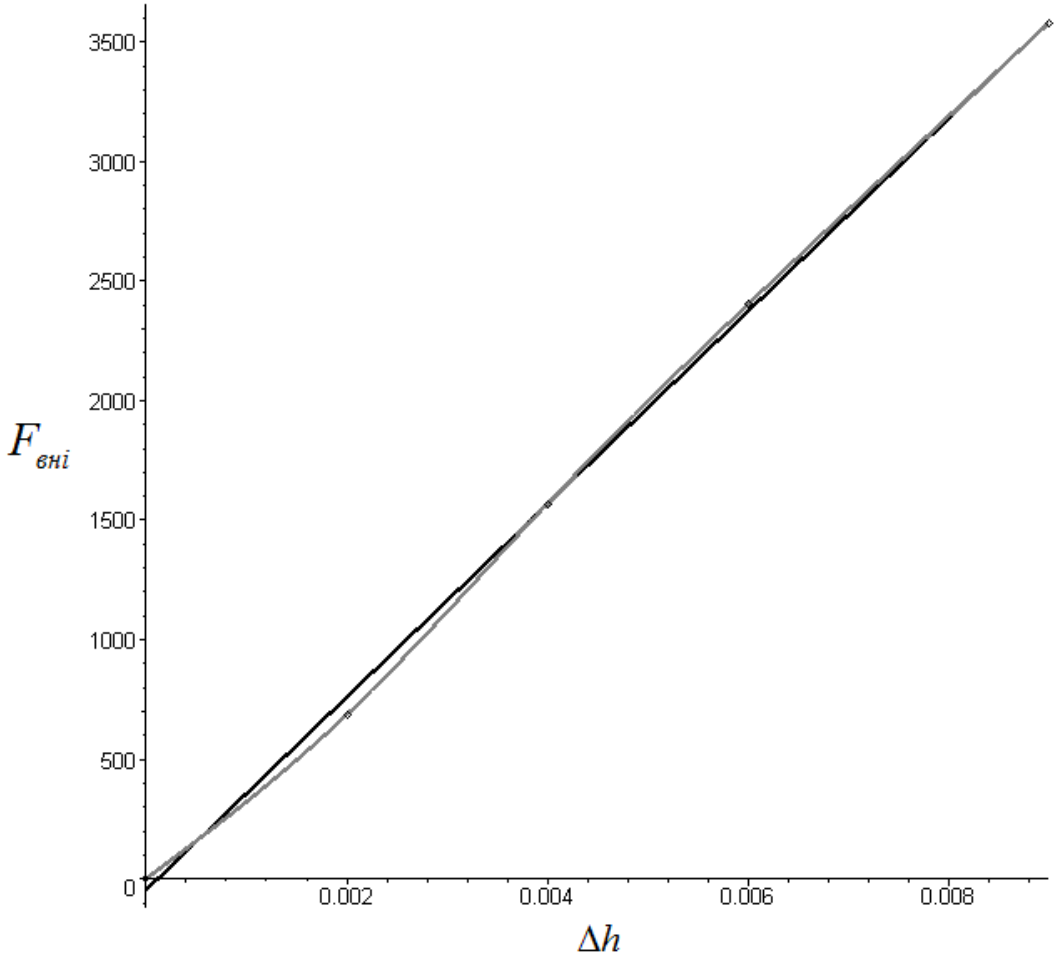


Рис. 2. График зависимости Δh от $F_{вні}$.

Выделенным точкам на графике отвечают значения хода подвески Δh и нагрузки на ось $F_{вні}$, полученные в ходе эксперимента. Кривой (серый цвет) отвечает график зависимости $F_{вні}$ от Δh, полученный на основе сплайн аппроксимации. Кривая черного цвета близка к прямой, полученной по методу наименьших квадратов. Коэффициент жесткости определяется тангенсом угла наклона кривой в каждой её точке. Поскольку в нашем случае график зависимости

представлен прямой, коэффициент жесткости подвески в рассматриваемом диапазоне остается постоянным и составляет $C_{ж} = 403456{,}35$ Н/м.

Вывод

В данной статье практическим путем получена зависимость между нагрузкой на ось и ходом подвески, которая характеризует работу пневмоподвески (коэффициент жесткости подвески в данных условиях можно считать постоянным).

Список литературы

1. Акопян Р.А. Пневматическое подрессоривание автотранспортных средств. Часть I. Львов: Вища школа, 1979. – 218 с.

2. Галевский Е.А., Блинов Е.И., Кузнецов В.Т. Определение приведенной жесткости подвески ведущего колеса мотоцикла// Автомобильная промышленность. 1980. - №4. – С. 14-16.

3. Певзнер Я.М., Горелик А.М. пневматические и гидропневматические подвески. Государственная научно-техническое издательство машиностроительной литературы. 1980. – 321 с.

4 Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля: Колебания и плавность хода. – М.: Машиностроение, 1972. – 392 с.

5. Успенский И.Н., Мельников А.А. Проектирование подвески автомобиля. М: Машиностроение, 1976. – 168 с.

Місько Е.М. Дослідження жорсткосних характеристик підвіски міського автобуса МАЗ-105

Анотація *Визначені жорсткісні характеристики пневматичної підвіски колісного транспортного засобу (КТЗ) на основі рівняння стану ідеального газу. Вимірювання ходу в робочій камері пневмобалону підвіски здійснювалися при змінному зовнішньому навантаженні в межах положення статичної рівноваги.*

Ключові слова. *жорсткісні характеристики, пневматична підвіска, коефіцієнт жорсткості.*

Misko E.M. Research rigidity suspension characteristics of city bus MAZ-105

Abstract. *Identified stiffness characteristics of the air suspension Wheeled Vehicle (WV) based on the ideal gas law. Measurement of progress in the chamber air spring suspension, produced by changing the external load in the suburbs of the static equilibrium position.*

Keywords. *stiffness characteristics, air suspension, stiffness coefficient.*

Стаття надійшла до редакції 28.08.2014 р.

УДК 629.113

ТІМКОВ О.М., к.т.н., доцент; ЯЩЕНКО Д.М., к.т.н,
Національний транспортний університет, м. Київ

ДО ВИБОРУ ТИПУ ГІБРИДНОЇ СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ АВТОМОБІЛЯ КАТЕГОРІЇ М1

Наведені узагальнюючі данні про перспективи розвитку гібридних автомобілів. Розглянуто основні конструктивні схеми гібридних силових установок, що використовуються на автомобілях. Запропоновані базові принципи класифікації конструкцій гібридних автомобілів.
Ключові слова: *гібрид, силова установка, змішана схема, трансмісія.*

Постановка проблеми

Сьогодні під час наслідків нещодавньої економічної кризи, погіршення екологічних умов та зростання цін на корисні копалини, все більша кількість аргументів переходе на користь гібридної техніки. Навіть висока початкова вартість таких автомобілів, під час їх експлуатації повертається у вигляді економії їх власникам. Створення енергоефективних автомобілів з мінімальними викидами токсичних речовин є важливою проблемою сьогодення. Розв'язання якої може вирішити багато економічних та екологічних питань, що виникли у великих містах [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Всі великі автомобільні фірми WV, BMW, Lexus, Toyota, Mercedes-Benz та ін. [2, 3] ведуть пошукові дослідження в області екологічно чистих силових установок для транспортних засобів. Область пошуку дуже широка починаючи від накопичувачів енергії (механічних, електричних, гідравлічних, пневматичних і комбінованих) до принципово нових установок на паливних елементах та кріогенних [4-6].

Мета роботи

Дана робота має за мету проведення аналізу конструктивних схем гібридних автомобілів, визначення основних конструктивних класифікаційних ознак.

Матеріали і результати дослідження

Ринок легкових гібридних автомобілів постійно розширюється. Провідні світові концерни останні три-чотири року продають по 100-200 тис. таких автомобілів щорічно. У посткризовий період вони планують довести обсяги продажів гібридних аналогів свого традиційного модельного ряду до 15-20% від загального обсягу ринку. Планується до 2015 року, що обсяги продажів повинні перевищити $ 200 млрд., що складе більше чверті всіх продажів авто у світі (рис. 1).

У деяких країнах, наприклад Японії, уряд ставить завдання довести частку гібридів до цього часу до 50% ринку. На сьогоднішній день продажу гібридних машин у світі досягають 1 млн. штук у рік. Практично кожна п'ята найбільш популярна модель Toyota, Honda, Hyundai, General Motors, Ford, Volkswagen, Citroen, Daimler-Chrysler (Mercerdes-Benz) має гібридний аналог [7].

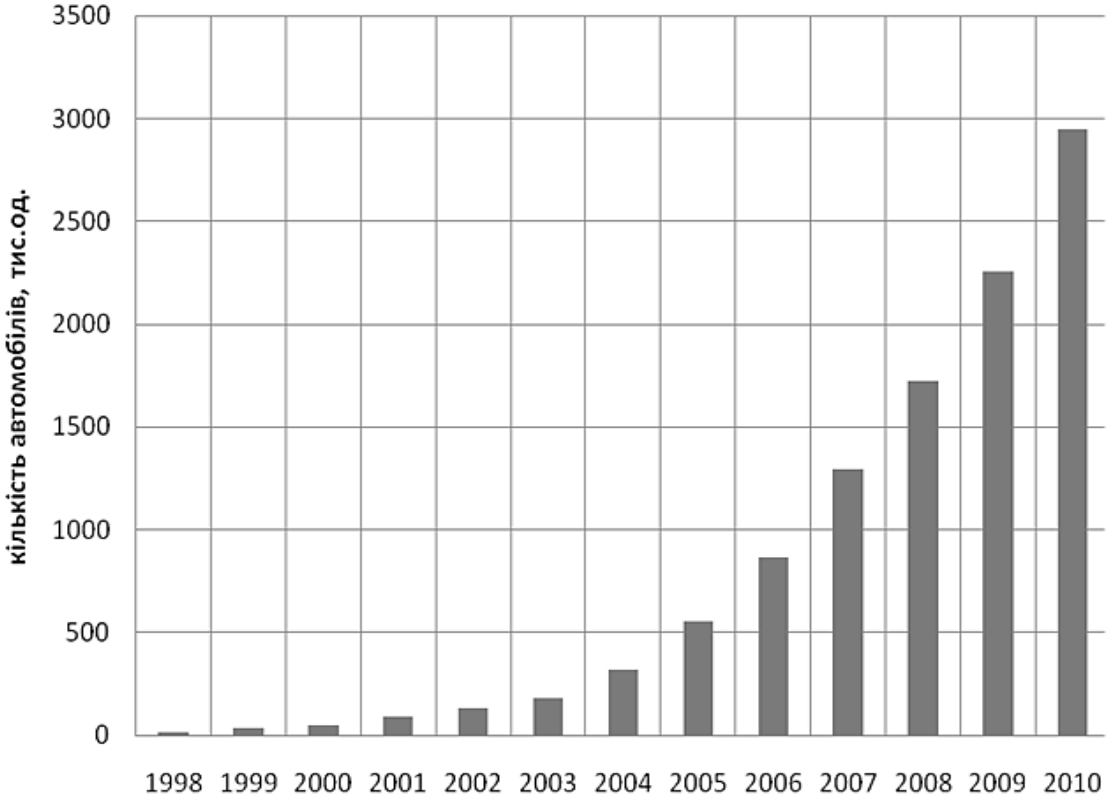


Рис. 1. Темпи зростання гібридних автомобілів марок Toyota та Lexus

Як класифікаційна ознака для гібридних автомобілів сьогодні використовують їх функції, потужність електромотору, потужність регенеративного гальмування, здатність руху на електричної тязі. Такий підхід є логічним та послідовним, з нього чітко випливає, що сучасні автомобілі прагнуть перетворитися у електромобілі, а гібрид є проміжним етапом у їх розвитку (табл. 1).

Таблиця 1

Класифікація гібридних силових установок автомобілів

Назва	Функції
Микро-гібрид	Старт-стоп функція Регенеративне гальмування до 2 кВт
Микро-середній-гібрид	Старт-стоп функція Регенеративне гальмування від 4 до 8 кВт Додатковий крутний момент від 3 до 8 кВт
Середній-гібрид	Старт-стоп функція Регенеративне гальмування від 8 до 15 кВт Додатковий крутний момент від 6 до 15 кВт
Повний-гібрид	Старт-стоп функція Регенеративне гальмування від 20 до 100 кВт Додатковий крутний момент від 20 до 100 кВт Автомобіль може рухатись на електричній тязі обмежений шлях
Електричній автомобіль	Електромобіль з запасом ходу більш 100 км Додатково, цей автомобіль може мати для збільшення максимальній відстані тепловий двигун або паливні елементи

Тільки послідовна або тільки паралельна схеми не відповідають експлуатаційним вимогам до автомобілів. Наприклад – гібрид Toyota Prius, який має змішану схему послідовно-паралель-

ну. Вибір послідовної, паралельної чи змішаної схем залежить від режиму руху автомобіля, наприклад: шосе, автострада чи міський рух. Вибір режиму також залежить від функцій транспортного засобу, наприклад: легковий автомобіль, таксі, вантажівка чи автобус. Також від призначення залежить і тип накопичувачів енергії, які на сьогодні складають значну частину вартості гібридного автомобіля, див. табл. 2.

Оскільки гібридна технологія постійно розвивалася на протязі історії, корисність послідовного або паралельного дизайну трансмісії стала менш істотною. Змішані схеми, а не послідовна чи паралельна схеми, пропонують більші можливості по оптимізації всіх процесів та тягово-швидкісних властивостей. Крім того, у перші роки гібридів величина потужності, як вважали, була коефіцієнтом для визначення вибору послідовної чи паралельної схем. Паралельну вважали придатної для потужності до 150 кВт, за звичай для легкових автомобілів. Послідовний дизайн вважали придатним для потужностей більше 150 кВт для потужних транспортних засобів, таких як вантажні автомобілі великої вантажопідйомності. Вибір заснований на величині потужності сьогодні не застосовується; величина потужності 150 кВт не є обов'язковою.

Таблиця 2

Пристрої для зберігання енергії в залежності від типу гібридної силової установки

Ступінь гібридизації	Потужність, кВт	Пристрій для зберігання енергії
Микро-гібрид	1,5–3	свінцево-кислотні батареї
Микро-середній гібрид	3–5	супер-конденсатори
Середній гібрид	5–15	літієві батареї або супер-конденсатори
Повний гібрид	більш 20	малі літієві батареї
Електричній автомобіль	більш 20	великі літієві батареї

Для створення високопродуктивного гібридного автомобіля потрібно вирішити наступні задачі:

• Електроніка: Поліпшення ефективності силових транзисторів потужності й та їх теплових характеристик.

• Електроніка: Поліпшення комп'ютерів та мікроконтролерів, особливо щодо їх вартості.

• Електромеханіка: Поліпшення показників моторів та генераторів.

• Електрохімія: Поліпшення акумуляторів, ультраконденсаторів та паливних елементів.

• Програмне забезпечення: Розвиток комплексних алгоритмів та стратегій керування.

• Матеріали: Розвиток матеріалів з низькою вартістю.

• Інструменти моделювання: Важливий для своєчасного й економічного гібридного дизайну.

• Вихідні дані: різні їздові цикли.

• Випробування засобів: температурні випробування (акумулятори та паливні елементи – чутливі до впливу температури).

• Випробування засобів: Замкнені цикли випробувальних технічних засобів, що дозволяють перевіряти вузол або вузли з повною гібридною системою керування. Частина випробувальних технічних засобів повинна мати моделюючи сигнали різних режимів руху.

• Майбутні технології: Для бензинових двигунів.

• Майбутні технології: Для дизельних двигунів.

• Біологія: Розробка й використання біопалива.

Особливим режимом роботи гібридного автомобіля є режим роботи з розрядженими акумуляторами. Для досягнення тривалого терміну служби акумуляторів, потрібно не доводити ступінь розрядки акумуляторів нижче 50% або біля цього, в залежності від їх типу. У результаті

розрядженою батареєю вважається не 0%, а приблизно 50%. Коли батарея розряджена, потужність постачається тепловим двигуном (бензиновим або дизельним) або іншим типом двигуна. Наприклад, якщо гібридний автомобіль має електромотор потужністю 30 кВт і двигун 70 кВт, то при розряджений батареї, двигун може постачити потужність на 70 кВт. Очевидно, тягово-швидкісні характеристики будуть погіршені розрядженою батареєю. Зазвичай співвідношення зарядження та розрядження батареї відстрочене так, щоб вся потужність двигуна була доступна для поступального руху автомобіля. При русі з розрядженою батареєю гібридний автомобіль повертається до звичайного автомобіля і рух відбувається за рахунок потужності тільки ДВЗ.

Висновок

Гібридний транспортний засіб є складною електромеханічною системою поєднання таких систем є складною задачею теорії управління. Проведено аналіз конструктивних схем гібридних автомобілів, визначенні основні конструктивні класифікаційні ознаки.

Список літератури

1. Смирнов О.П. Тенденція створення екологічно чистого транспортного засобу // Автомобильный транспорт: Сб. науч. тр. Вып.17. – Харьков: РИО ХНАДУ, 2005. – С.103-107.

2. Парижский автосалон: гибриды – это модно: [Электронный ресурс] / М. Корнейчук // Журнал "За рулем" – 2008. – №10. – С.15.– Режим доступа к журналу: http://www.zr.ru/a/35005.

3. Обозрение. Все типы гибридов: Скрестив бензин с электричеством: [Электронный ресурс] / А. Фомин // Журнал "За рулем"– 2009. – №1. – С.45.– Режим доступа к журналу: http://www.zr.ru/a/16909/

4. Туренко А.Н., Пятак А.И., Кудрявцев И.Н. и др. Экологически чистый криогенный транспорт: современное состояние проблемы // Вестник ХГАДТУ: Сб. науч. тр. Вып.12-13. – Харьков: РИО ХГАДТУ, 2000. – С.42-47.

5. Богомолов В.А., Кудрявцев И.Н., Пятак А.И. и др. Развитие новейших криогенных технологий для перспективных видов автомобильного транспорта // Автомобильный транспорт: Сб. науч. тр. Вып.12. – Харьков: РИО ХНАДУ, 2004. – С.67-69.

6. Дубинин А.В., Быков А.А., Колобов М.Г., Гибридный транспорт // Коммунальное хозяйство городов – Научно-технический сборник №88 – С.275-280.

7. AW Special Report, The state of performance, AutoWeek, November 5, 2007, p. 21

Тимков А.Н., Ященко Д.Н. К выбору типа гибридной силовой установкой автомобиля категории М1

Аннотация. *Представлены обобщающие данные о перспективах развития гибридных автомобилей. Рассмотрены основные конструктивные схемы гибридных силовых установок, которые применяются на автомобилях. Предложены базовые принципы классификации конструкций гибридных автомобилей.*

Ключевые слова: *гибрид, силовая установка, смешанная схема, трансмиссия.*

Timkov A.N., Yashchenko D.M. To select type hybrid vehicle category M1

Abstract. *Presents generalized data on the prospects of hybrid cars. The basic design scheme of hybrid power plants, which are used in automobiles. Proposed basic principles of classification structures of hybrid cars.*

Keywords: *hybrid, propulsion system, the mixed scheme, the transmission.*

Стаття надійшла до редакції 25.03.2014 р.

УДК 629.11

САХНО В.П., д.т.н., професор; КОРПАЧ О.А., асистент,
Національний транспортний університет, м. Київ

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ РЯДУ ПЕРЕДАТОЧНИХ ЧИСЕЛ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ ЗА ПОКАЗНИКАМИ ТЯГОВО-ШВИДКІСНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ АВТОМОБІЛЯ

У статті наведена методика визначення ряду передаточних чисел коробки передач за умови мінімального часу розгону автомобіля до максимальної швидкості руху. Проведено порівняння розробленої методики з іншими способами визначення ряду передаточних чисел коробки передач.
Ключові слова:коробка передач, передаточні числа, час розгону автомобиля

Постановка проблеми

Одним із можливих шляхів поліпшення експлуатаційних властивостей автотранспортних засобів є реалізація в їх конструкціях оптимальних параметрів трансмісії, які, в свою чергу, характеризуються кількістю передач і значенням передаточного числа на кожній із передач.

Сьогодні під час проектування автомобіля передаточні числа трансмісії визначаються за двома наступними напрямками:

– аналіз конструкцій автомобілів–аналогів, на підставі якого визначаються передаточні числа трансмісії, створення дослідного зразку та проведення його дорожніх випробувань, за результатами яких уточнюються передаточні числа трансмісії;

– розробка математичної моделі, за допомогою якої розраховуються оптимальні значення передаточних чисел трансмісії автомобіля, з подальшим експериментальним підтвердженням адекватності розробленої математичної моделі.

Використання того чи іншого методу визначається можливостями конструктора і задачами, які він ставить при цьому. Проте на стадії проектування доцільно використовувати розрахункові методи, оскільки вони дозволяють порівнювати варіанти рішень, обирати кращий із них, використовуючи експериментальні дослідження лише для уточнення математичних моделей.

Аналіз останніх досліджень

Питанню визначення рядів передаточних чисел трансмісії автомобіля за показниками тягово-швидкісних властивостей присвячено велика кількість досліджень, серед яких особливої уваги заслуговують роботи Куликова Н.К. [1], Аніскіна Л.Г. [2], Пилипчука М.М. [3], Павленка А.В. [4] та ін.

Мета статті

Визначення ряду передаточних чисел коробки передач автомобіля за умови мінімального часу розгону автомобіля до максимальної швидкості

Основна частина

Оптимізації являє собою сукупність математичних результатів і чисельних методів, орієнтованих на знаходження та ідентифікацію найкращих варіантів з безлічі альтернатив і дозволяє уникнути повного перебору й оцінювання можливих варіантів. Для того, щоб використовувати математичні результати й чисельні методи теорії оптимізації щодо вирішення конкретних інженерних задач, необхідно встановити межі в інженерній системі, що підлягає оптимізації, визначити характеристичний критерій, на основі якого можна провести аналіз варіантів з метою

отримання «найкращого», здійснити вибір внутрішньо-системних змінних, які використовуються для визначення характеристик та ідентифікації варіантів, і, нарешті, побудувати модель, що дозволяє мінімізувати або максимізувати цільову функцію [5].

Складність вибору цільової функції полягає в тому, що будь-який технічний об'єкт, автомобіль у тому числі, має векторний характер критеріїв оптимальності (багатокритеріальність). Причому, поліпшення одного з вихідних параметрів, як правило, призводить до погіршення іншого, тому що всі вихідні параметри в більшому або меншому ступені є функціями тих самих керованих параметрів і не можуть змінюватися незалежно один від одного [6]. Зважаючи на те, що цільова функція повинна бути тільки одна, то на кінцевий результат може вплинути спосіб об'єднання вихідних параметрів у скалярній цільовій функції. Тому розрізняють часткові, адитивні, мультиплікативні, мінімаксні, статистичні цільові функції тощо, у зв'язку із чим необхідно розглянути доцільність застосування часткових, адитивних і мультиплікативних критеріїв щодо вибору оптимальних параметрів системи «двигун-трансмісія» при використанні двигунів різної потужності з однаковою трансмісією.

У якості цільової функції доцільно використовувати залежності показників експлуатаційних властивостей автомобіля від передаточного числа трансмісії. Так, для визначення показників тягово-швидкісних властивостей автомобіля доцільно використовувати залежність часу розгону автомобіля до максимальної швидкості від передаточного числа на кожній з передач, тобто функцію виду:

$$\tau = f(U) \to \min \tag{1}$$

Визначивши мінімум даної функції, можна визначити і значення передаточного числа трансмісії, що відповідає йому, яке і буде оптимумом.

Використовуючи диференціальне рівняння руху автомобіля, за умови його руху по горизонтальних ділянках дороги, функцію (1) можна записати як: [3]

$$\tau(U) = M_a \delta_{об} \int_{V_П}^{V_К} \frac{dV}{a_i V^2 + b_i V + c_i} \tag{2}$$

де M_a – повна маса автомобіля, кг;

$\delta_{об}$ – коефіцієнт, який враховує обертові маси автомобіля;

a_i, b_i, c_i – коефіцієнти диференціального рівняння руху автомобіля з бензиновим двигуном.

Інтеграл у виразі (2):

$$\tau(U) = \frac{M_a \delta_{об}}{\sqrt{b_i^2 - 4 \cdot a_i \cdot c_i}} \ln \left| \frac{2a_i V + b_i - \sqrt{b_i^2 - 4 \cdot a_i \cdot c_i}}{2a_i V + b_i + \sqrt{b_i^2 - 4 \cdot a_i \cdot c_i}} \right|_{V_П}^{V_К} \tag{3}$$

де $a_i = A_i - K_В F$, $b_i = B_i K_f M_a g$, $c_i = C_i - f_a M_a g$ $A_i = a \cdot \frac{U_i^3 \cdot \eta_м}{r_д r_к^2}$, $B_i = b \cdot \frac{U_i^2 \cdot \eta_м}{r_д \cdot r_к}$,

$$C_i = c \cdot \frac{U_i \cdot \eta_м}{r_д},\ U_i = U_{КП} \cdot U_{ГП},\ \delta_{об} = 1{,}04 + 0{,}04 \cdot U_{КП}^2, \tag{4}$$

K_B – коефіцієнт обтічності, Н·с^2/м^4;

F – лобова площа, м^2;

f_0 – коефіцієнт опору кочення при малих швидкостях руху;
K_f – коефіцієнт, що враховує зміну коефіцієнту опору кочення при збільшенні швидкості руху;
U_i – загальне передаточне число трансмісії автомобіля;
$U_{КП}$ – передаточне число коробки передач автомобіля;
$U_{ГП}$ – передаточне число головної передачі автомобіля;
$\eta_м$ – коефіцієнт корисної дії трансмісії;
$r_д$ та $r_к$ – динамічний радіус та радіус кочення колеса, м;
a, b, c – коефіцієнти рівняння, яким апроксимується залежність крутного моменту двигуна від частоти обертання колінчастого валу [7];
$V_П$ та $V_К$ – початкова та кінцева швидкість руху автомобіля на передачі.

Після підстановки виразів (4) у (3) отримаємо кінцеву залежність часу розгону автомобіля від передаточного числа, що і є цільовою функцією (5):

$$\tau(U)=\frac{M_a\cdot(1,04+0,04\cdot U_{КП}^{\,2})}{\sqrt{(b\cdot\frac{U_{КП}^{\,2}\cdot U_{ГП}^{\,2}\cdot\eta_м}{r_д\cdot r_к}-K_f M_a g)^2-4(a\cdot\frac{U_{КП}^{\,3}\cdot U_{ГП}^{\,3}\cdot\eta_м}{r_д r_к^2}-K_В F)\cdot(c\cdot\frac{U_{КП}\cdot U_{ГП}\cdot\eta_м}{r_д}-f_a M_a g)}}\times$$
$$\times(\ln\left|\frac{2(a\cdot\frac{U_{КП}^{\,3}\cdot U_{ГП}^{\,3}\cdot\eta_м}{r_д r_к^2}-K_В F)\cdot V_К+b\cdot\frac{U_{КП}^{\,2}\cdot U_{ГП}^{\,2}\cdot\eta_м}{r_д\cdot r_к}-K_f M_a g-\sqrt{(b\cdot\frac{U_{КП}^{\,2}\cdot U_{ГП}^{\,2}\cdot\eta_м}{r_д\cdot r_к}-K_f M_a g)^2-4(a\cdot\frac{U_{КП}^{\,3}\cdot U_{ГП}^{\,3}\cdot\eta_м}{r_д r_к^2}-K_В F)\cdot(c\cdot\frac{U_{КП}\cdot U_{ГП}\cdot\eta_м\cdot\eta_м}{r_д}-f_a M_a g)}}{2(a\cdot\frac{U_{КП}^{\,3}\cdot U_{ГП}^{\,3}\cdot\eta_м}{r_д r_к^2}-K_В F)\cdot V_К+b\cdot\frac{U_{КП}^{\,2}\cdot U_{ГП}^{\,2}\cdot\eta_м}{r_д\cdot r_к}-K_f M_a g+\sqrt{(b\cdot\frac{U_{КП}^{\,2}\cdot U_{ГП}^{\,2}\cdot\eta_м}{r_д\cdot r_к}-K_f M_a g)^2-4(a\cdot\frac{U_{КП}^{\,3}\cdot U_{ГП}^{\,3}\cdot\eta_м}{r_д r_к^2}-K_В F)\cdot(c\cdot\frac{U_{КП}\cdot U_{ГП}\cdot\eta_м\cdot\eta_м}{r_д}-f_a M_a g)_i}}\right|-$$
$$-\ln\left|\frac{2(a\cdot\frac{U_{КП}^{\,3}\cdot U_{ГП}^{\,3}\cdot\eta_м}{r_д r_к^2}-K_В F)\cdot V_П+b\cdot\frac{U_{КП}^{\,2}\cdot U_{ГП}^{\,2}\cdot\eta_м}{r_д\cdot r_к}-K_f M_a g-\sqrt{(b\cdot\frac{U_{КП}^{\,2}\cdot U_{ГП}^{\,2}\cdot\eta_м}{r_д\cdot r_к}-K_f M_a g)^2-4(a\cdot\frac{U_{КП}^{\,3}\cdot U_{ГП}^{\,3}\cdot\eta_м}{r_д r_к^2}-K_В F)\cdot(c\cdot\frac{U_{КП}\cdot U_{ГП}\cdot\eta_м\cdot\eta_м}{r_д}-f_a M_a g)}}{2(a\cdot\frac{U_{КП}^{\,3}\cdot U_{ГП}^{\,3}\cdot\eta_м}{r_д r_к^2}-K_В F)\cdot V_П+b\cdot\frac{U_{КП}^{\,2}\cdot U_{ГП}^{\,2}\cdot\eta_м}{r_д\cdot r_к}-K_f M_a g+\sqrt{(b\cdot\frac{U_{КП}^{\,2}\cdot U_{ГП}^{\,2}\cdot\eta_м}{r_д\cdot r_к}-K_f M_a g)^2-4(a\cdot\frac{U_{КП}^{\,3}\cdot U_{ГП}^{\,3}\cdot\eta_м}{r_д r_к^2}-K_В F)\cdot(c\cdot\frac{U_{КП}\cdot U_{ГП}\cdot\eta_м\cdot\eta_м}{r_д}-f_a M_a g)_i}}\right|) \quad (5)$$

Існує два підходи щодо рішення завдань оптимізації.

Перший підхід орієнтовано на пошук безумовного екстремуму функції, тобто визначення максимуму або мінімуму функції. Постановка завдання вибору оптимальних параметрів системи «двигун-трансмісія» при використанні двигунів різної потужності така, що його можна вирішувати тільки методами нелінійного програмування багатомірного пошуку. Це пояснюється тим, що цільова функція й обмеження описуються нелінійними залежностями від вектора керованих параметрів, для визначення яких застосовують методи безумовної оптимізації.

Другий підхід заснований на тому, що завдання оптимізації параметрів системи «двигун-трансмісія» при використанні двигунів різної потужності є завданням умовної оптимізації з

обмеженнями. При цьому застосування методу штрафних функцій та інших методів дає можливість переходу від умовної оптимізації до завдання безумовної оптимізації.

У нашому випадку доцільно використовувати другий підхід, адже цільова функція *f(U)* не є функцією однієї змінної. Вона залежить, як мінімум, від передаточних чисел коробки передач $U_{КПі}$ і початкової $V_П$ та кінцевої швидкості руху $V_К$ на передачі. Усі інші параметри, що входять до залежності (5), з певними припущеннями можна вважати постійними.

Для приведення функції *f(U)* до вигляду неперервної унімодальної функції однієї змінної (залежності часу розгону від передаточних чисел коробки передач $U_{КПі}$) необхідно задати значення початкової та кінцевої швидкостей руху автомобіля на передачі $V_П$ та $V_К$, тобто ввести обмеження.

Так, для ступінчастої коробки передач перша передача має забезпечувати задану умову подолання максимального опору руху й обмежується зчепленням ведучих коліс автомобіля з дорожнім полотном. Усі інші передачі визначаються через діапазони швидкостей від початкової $V_П$ до кінцевої $V_К$, причому зі збільшенням передачі зростають і значення швидкостей. Інтервали швидкостей від $V_П$ до $V_К$ доцільно обирати, використовуючи за основу базовий ряд передаточних чисел автомобіля та ряди, отримані різноманітними методами, такими як геометрична прогресія, гармонічний, динамічний ряд тощо[3, 8]. Для автомобіля ГАЗ 31105 «Волга» з двигуном ЗМЗ 40621.1 значення інтервалів швидкостей на передачах, визначених за допомогою різних методів, наведені в таблиці 1.

Таблиця 1

Інтервали швидкостей за передачами при різних значеннях передаточних чисел коробки передач

	Передаточні числа коробки передач, обрані за різними законами				
Передача	Базова	Геометрична прогресія	Гармонічний ряд	Динамічний ряд	Методика Токарева
1-а	3,786	3,786	0,794	3,786	3,786
2-а	2,188	2,562	1,949	3,176	1,985
3-я	1,304	1,734	1,313	1,588	1,323
4-а	1,00	1,173	0,989	1,059	0,9993
5-а	0,794	0,794	0,794	0,794	0,794
	Інтервали швидкостей, м/с				
1-а	1,713 – 11,994	1,713 – 11,994	1,713 – 11,994	1,713 – 11,994	1,713 – 11,994
2-а	2,965 – 20,754	2,532 – 17,725	3,329 – 23,2	3,268-22,877	3,353 – 23,468
3-я	4,975 – 34,824	3,741 – 26,188	4,941 – 34,586	4,903-34,324	4,99 – 34,931
4-а	6,487 – 45,411	5,53 – 38,713	6,559 – 45,916	6,533-45,731	6,626 – 46,385
5-а	8,17 – 57,192	8,17 – 57,192	8,17 – 57,192	8,17-57,192	8,264 – 57,848

Проаналізувавши дані табл. 1, було обрано наступні значення інтервалів швидкостей від $V_П$ до $V_К$ за передачами: перша передача – 0 .. 11,994 м/с ; друга передача – 2 .. 20,0 м/с; третя передача – 4 .. 34,0 м/с; четверта передача – 6 .. 45,0 м/с; п’ята передача – 8 .. 53,5 м/с. У даному випадку включається весь швидкісний діапазон за передачами від мінімальної ω_{min} до максимальної ω_{max} частоти обертання колінчастого валу двигуна. Можливі й інші способи вибору швидкісних інтервалів за передачами, наприклад, від швидкості, що відповідає максимальному крутному моменту двигуна (при ω_M), до максимальної швидкості руху на передачі (при ω_{max}), від максимальної швидкості руху автомобіля на попередній передачі (при $\omega_{max\ (i-1)}$) до максимальної швидкості руху на даній передачі(при $\omega_{max\ i}$) тощо.

Менше значення кінцевої швидкості на п’ятій передачі пояснюється відсутністю дійсного значення оптимуму передаточного числа при більших значеннях швидкості.

Підставивши значення $V_П$ і V_K для кожної передачі у вираз (5), побудовано графіки залежності часу розгону від значення передаточного числа коробки передач на кожній передачі (рис.1).

Після введення обмежень у функції *f(U)* залишається тільки одна змінна – передаточне число коробки передач $U_{КПі}$, що і є шуканим характеристичним критерієм (критерієм оптимальності). Для визначення цього критерію можна скористатися одним з методів теорії оптимізації для функції однієї змінної: методи виключення інтервалів (метод ділення інтервалу навпіл, метод золотого січення, метод рівномірного пошуку тощо), методи поліноміальної апроксимації (квадратична апроксимація, метод Пауела), методи з використанням похідних (метод Ньютона-Рафсона, метод середньої точки, метод січень) тощо [5, 9].

Метод «золотого січення» є достатньо ефективним і простим у порівнянні з іншими методами, оскільки він потребує найменшого числа оцінювань щодо досягнення однакової точності визначення оптимуму.

Метод «золотого січення» полягає в наступному (рис.2) [9]. На початковому відрізку *[a, b]* обираються дві точки x_1 і x_2 так, щоб виконувалося співвідношення «золотого січення» цього відрізка:

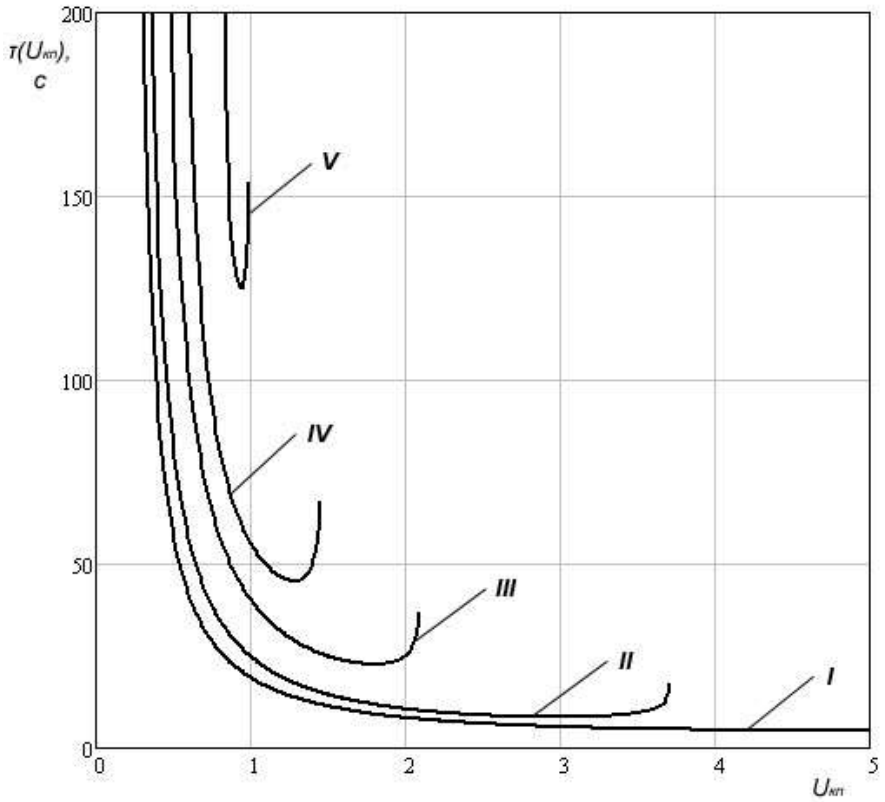


Рис. 1. Залежність часу розгону автомобіля ГАЗ 31105 «Волга» з двигуном ЗМЗ 40621.10 від передаточних чисел коробки передач

1. Якщо кількість пробних точок приймається рівною двом, то їх потрібно розміщувати на однакових відстанях щодо середини інтервалу.

2. Відповідно до загальної мінімаксної стратегії пробні точки необхідно розміщуватися в інтервалі за симетричною схемою таким чином, щоб відношення довжини підінтервала, що виключається, до величини інтервалу пошуку залишалося постійним.

3. На кожній ітерації процедури пошуку повинно знаходитися тільки одне значення функції в отриманій точці.

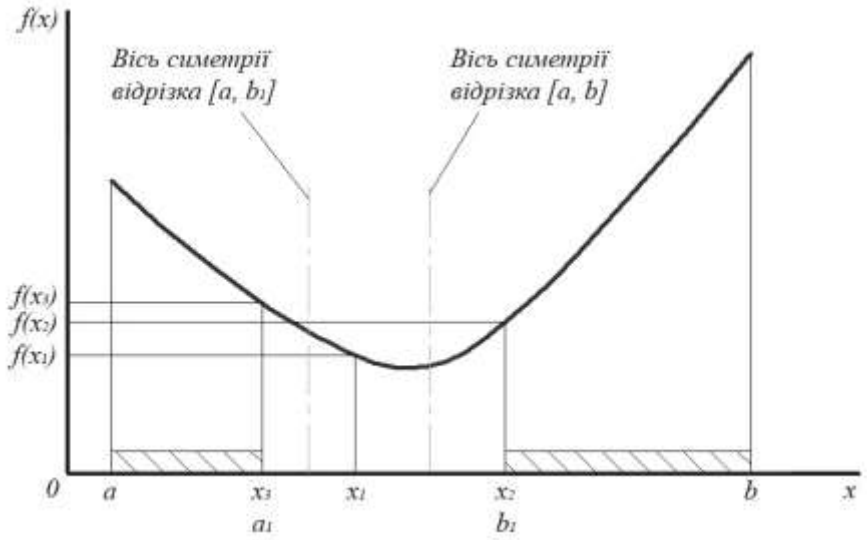


Рис. 2. Метод «золотого січення»

Обчислюються значення цільової функції в наступних точках – $f(x_1)$ та $f(x_2)$. Вони порівнюються, і з подальшого розгляду виключається відрізок, прилеглий до точки, що надає більшого значення цільової функції (тут відрізок $[x_2, b]$). Тобто вихідний відрізок $[a, b]$ «стягується» до відрізка $[a, b_1]$. Для цього нового відрізка знаходиться середина, і відносно неї, симетрично точці x_1, ставиться точка x_3. Для неї розраховується значення цільової функції $f(x_3)$ і порівнюється з $f(x_1)$. З подальшого розгляду знову виключається відрізок, прилеглий до точки з більшим значенням цільової функції, тут це відрізок $[a, x_3]$. Поточний відрізок «стягується» до нового відрізка, тут це $[a_1, b_1]$ і т.д.

Пошук за допомогою метода «золотого січення» може бути закінчено, виходячи із заданої кількості обчислень значень функції або по досягненню заданої відносної точності значення функції, що розглядається. Проте найбільш доцільним є використання обох критеріїв.

Використовуючи наведений метод оптимізації, за допомогою програмного середовища Mathcad 15 було визначено ряд передаточних чисел за умови мінімального часу розгону автомобіля до максимальної швидкості на прикладі автомобіля ГАЗ 31105 «Волга» з двигуном ЗМЗ 40621.10.

Отриманий ряд передаточних чисел було використано для розрахунків часу і шляху розгону до максимальної швидкості руху автомобіля за технічною характеристикою (173 км/год), результати якого наведені у таблиці 2.

Таблиця 2

Порівняння часу і шляху розгону до максимальної швидкості автомобіля ГАЗ 31105 «Волга» з двигуном ЗМЗ 40621.10 при різних рядах передаточних чисел коробки передач

Передаточні числа коробки передач, обрані за різними законами						
	Базова	Геометрична прогресія	Гармонічний ряд	Динамічний ряд	Методика Токарева	Розрахований ряд
1-а	3,786	3,786	3,786	3,786	3,786	3,786
2-а	2,188	2,562	1,949	3,176	1,985	2,98
3-я	1,304	1,734	1,313	1,588	1,323	1,8
4-а	1,00	1,173	0,989	1,059	0,993	1,29
5-а	0,794	0,794	0,794	0,794	0,794	0,95
Час/Шлях розгону до максимальної швидкості згідно з технічною характеристикою						
t, с	62,048	66,569	61,576	64,698	61,704	54,012
S, м	2162,531	2353,17	2144,005	2260,048	2150,312	1805,404

Висновки

Результати розрахунків показали, що ряд передаточних чисел, розрахований за методикою, що забезпечує мінімальний час розгону автомобіля до максимальної швидкості, дозволяє зменшити час розгону на 12,5% у порівнянні з базовим рядом передаточних чисел.

Список літератури

1. Куликов Н.К. Динамический ряд передаточных чисел коробки передач / Н.К. Куликов // Автомобильная промышленность –1958. – №12. – С. 19 – 22.

2. Анискин Л.Г. Методика выбора передаточных чисел трансмиссии автомобиля, обеспечивающих его разгон за минимальное время / Л.Г. Анискин, Х.Д. Квитко // Автомобильная промышленность –1963. – №10. – С. 25 – 29.

3. Пилипчук М.М. Оптимизация ряда передаточных чисел трансмиссии грузового автомобиля средней грузоподъемности при переоборудовании его на дизель: Автореф. дис. канд техн. наук: 05.22.02 / Укр. трансп. ун-т. – К., 1997 –24 с.

4. Павленко А.В. Перспективы улучшения скоростных свойств и топливной экономичности автомобилей КрАЗ / А.В. Павленко // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету. Наукові праці КДПУ. – Кременчук, КДПУ. – 2002. – Вип. 3(14). –С. 105 – 107.

5. Реклейтис Г. Оптимизация в технике. Том 1./ Реклейтис Г., Рейвиндран А., Рэгсдел К. – М.: Мир, 1986. – 348 с.

6. Кондрашкин А.С. Методика расчета передаточных чисел трансмиссии легкового автомобиля / Кондрашкин А.С., Умняшкин В.А., Филькин Н.М. // Автомобильная промышленность – 1986. – №2. – С. 16-17.

7. Сахно В.П. Математична модель для визначення тягово-швидкісних властивостей автомобіля при використанні двигунів різної потужності. / Сахно В.П., Корпач О.А. //Управління проектами, системний аналіз і логістика. – К.: НТУ – 2011. – Вип. 9. – С. 165-171

8. Токарев А.А. Гиперболический ряд передаточных чисел трансмиссии / Токарев А.А. // Автомобильная промышленность. – 1975. – №10. – С. 16-18.

9. Харчистов Б.Ф. Методы оптимизации. – Таганрог: Изд-во ТРТУ, 2004. – 140 с.

Сахно В.П., Корпач А.А. Методика определения ряда передаточных чисел коробки передач по показателям тягово-скоростных свойств автомобиля

Аннотация. *В статье приведена методика определения ряда передаточных чисел коробки передач из условия минимального времени разгона автомобиля до максимальной скорости движения. Проведено сравнение разработанной методики с другими способами определения ряда передаточных чисел коробки передач.*

Ключевые слова: *коробка передач, передаточные числа, время разгона автомобиля*

Sakhno V.P., Korpach O.A. Methods of determining the number of gear ratios of the gearbox on the traction-speed characteristics of the car

Abstract. *The article describes methods of determining the number of transfer numbers gear box under minimal time acceleration to maximum speed.A comparison of the developed technique with other methods of determining the number of transfer numbers transmissions.*

Keywords: *gearbox, gear ratios, acceleration of the car*

Стаття надійшла до редакції 27.04.2014 р.

УДК 629.113

САХНО В.П., д.т.н., професор,
Національний транспортний університет, м. Київ;
СТЕЛЬМАЩУК В.В., к.т.н., доцент; КОЗАЧУК Л.С., аспірант,
Луцький національний технічний університет

ВПЛИВ КОНСТРУКТИВНИХ І ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ФАКТОРІВ НА СТІЙКІСТЬ РУХУ АВТОПОЇЗДІВ КАТЕГОРІЇ М1

У статті розглянуто вплив координат центра мас тягового автомобіля, розташування точки зчіпки, масових параметрів, бази причепа і довжини дишля на критичну швидкість руху автопоїзда категорії М1.
Ключові слова: *Автомобіль, причіп, рівняння, рух, критична швидкість, маса, параметри, стійкість*

Вступ

Історія розвитку автомобільного транспорту нерозривно пов'язана з підвищенням вимог до безпеки руху. Особливої актуальності набула ця проблема останнім часом, коли чітко простежуються тенденції збільшення кількості транспортних засобів на дорогах України і значного збільшення швидкостей руху. Безпека конструкції автотранспортних засобів (АТЗ), що істотно впливає на ризик виникнення дорожньо-транспортної пригоди (ДТП) та тяжкість їхніх наслідків, є предметом жорсткого законодавчого регулювання в більшості країн світу. На жаль, в Україні перелік і рівень вимог законодавчо регульованої сфери до параметрів, що характеризують пасивну та активну безпеку АТЗ, значно нижчий у порівнянні з країнами ЄС – 33 регламенти і з Росією – 36.

В останні роки підприємствами та приватними виробниками України освоєно виробництво широкої гами причіпної техніки. До них відносяться причепи та напівпричепи з тентами та бортовими платформами, напівпричепи з жорсткими та ізотермічними кузовами, напівпричепи контейнеровози, зерновози, самоскиди, причепи-розпуски, причепи сортиментовози тощо. За період з 1983 року по 2009 рік органами Держспоживстандарту України (Держстандарту України) зареєстровано 158 моделей причепів вітчизняного виробництва.

Виробництво причіпної техніки обумовлено значним різновидом та специфічністю вантажів, необхідністю відповідати міжнародним вимогам щодо розмірів і масових параметрів, забезпеченню безпечних умов експлуатації. Організація цих вимог у комплексі визначає конструктивні особливості того чи іншого транспортного засобу. Розробка нових конструкцій причепів та оновлення уже освоєних конструкцій ведеться на високому технічному рівні, що досягається за рахунок модернізації та створення нових вузлів, агрегатів і систем, використання зарубіжних та вітчизняних комплектуючих і матеріалів. При цьому значна увага приділяється питанням безпеки руху автопоїздів, зокрема автопоїздів категорії М1, що знайшли широке застосування не тільки в державних і приватних підприємствах, а й серед автомобілістів-аматорів. Забезпечення безпеки руху таких автопоїздів є актуальною задачею.

Проведеними раніше дослідженнями стійкості автопоїздів [1-4] доведено, що критична швидкість їх руху суттєво залежить від масових параметрів автопоїзда. Тому **метою роботи** є визначення впливу геометричних і масових параметрів тягового автомобіля і причепа на показники стійкості автопоїзда категорії М1.

Результати досліджень

Дослідження маневреності і стійкості руху автопоїздів базується на розв'язку диференціальних рівнянь руху. У роботі [5] система диференціальних рівнянь руху автопоїзда категорії М1 (рис. 1,2) записана у вигляді:

$$\begin{cases} (m_0+m+m_1)\dot{V}+\{m_o c\sin\theta-m_1 d_3\sin\theta_1+m_o c\sin\theta\cdot\ddot{\theta}+m_1 d_3\sin\theta_1\ddot{\theta}_1-\omega u(m_o+m+m_1)+ \\ +m_o c(\omega+\dot{\omega})^2\cos\theta+m_1(\omega-\dot{\theta}_1)^2 d_3\cos\theta_1+\omega^2(m_1 d-m_o a)=X_1\cos\phi-Y\sin\theta+X_2; \\ (m_0+m+m_1)\dot{u}+[m_o(a-c\cos\theta)-m_1(d_3\cos\phi+d)]\dot{\omega}-m_o c\cos\theta\cdot\ddot{\theta}- \\ -\omega V(m_o+m+m_1)+m_o c(\omega+\dot{\theta})^2\sin\theta=X_1\sin\theta+Y_1\cos\theta+Y_2; \\ [I+m_1 d(d+d_3\cos\phi)+m_o a(a-c\cos\phi)\dot{\omega}-\{m_1 d d_3\cos\theta_1+(m_o a-m_1 d)\dot{u}-m_o ac\cos\theta\ddot{\theta}+ \\ +(m_o a-m_1 d)\omega V+m_o ac(\omega+\dot{\theta})^2\sin\theta=X_1 a\sin\theta+Y_1 a\cos\theta-Y_2 b_2+M_o-M_{cT1}; \\ (I_1+m_1 d_3^2)\ddot{\phi}-(I_1+m_1 d_3^2)\dot{\omega}+m_1 d_3\cdot\dot{V}+m_1 d_3\cdot\dot{u}+m_1 d_3\omega Vc=-M_1+Y_3(b_{31}+d_3) \end{cases} \quad (1)$$

У системі рівнянь (1) прийняті такі позначення:

m, m_0, m_1 – відповідно маси тягового автомобіля, його ККМ і причепа;

I, I_0, I_1 – відповідно моменти інерції тягового автомобіля, його ККМ і причепа відносно вертикальної осі, що проходить через центр мас;

V – поздовжня швидкість центра мас автомобіля;

u_0, u, u_1 – відповідно поперечні швидкості центра мас автомобіля, його ККМ і причепа;

ω, ω_0, ω_1 – відповідно кутові швидкості центра мас автомобіля, його ККМ і причепа;

X_i – поздовжні реакції опорної поверхні на колеса осей автопоїзда;

Y_i – поперечні реакції опорної поверхні на колеса осей автопоїзда;

$M_{ст1}$ – стабілізуючий момент керованих коліс автомобіля;

M_0 – момент опору повороту ККМ;

M_1 – момент опору повороту причепа щодо осі шворня;

a, b_{ij}, c, d, d_3 – геометричні параметри автопоїзда.

Поперечні реакції опорної поверхні на колеса осей автопоїзда виражаються через реакцію полотна дороги, що є функцією кута відведення, а саме:

$$Y_i=\frac{k_i\delta_i}{\sqrt{1+k_i(\phi^2 G_i^2)^{-1}\delta_i^2}}, \quad (2)$$

де δ_i, Y_i – кути відведення та бічні реакції;

φ – коефіцієнт зчеплення між шиною та опорною поверхнею в поперечному напрямку (вважаємо φ сталою величиною щодо заданих дорожніх умов);

k_i – коефіцієнт опору бічному відведенню.

Для всіх апроксимацій необхідно, щоб функція $Y(\delta)$ була непарною і являлася сумою знакозмінного ряду [6]

$$Y = k\delta - k'\delta^3 + k''\delta^5 - + \ldots \tag{3}$$

У подальшому при математичному моделюванні будемо використовувати першу залежність. Необхідність урахування нелінійностей пов'язана з тим, що тільки в деякому досить незначному діапазоні залежність між силами, що діють на колесо, і кутами відведення близька до лінійної, тоді як при інших значеннях кутів відведення залежність нелінійна, причому бічна сила не може перевищити сили зчеплення Y^*. За мірою наближення значень Y до свого максимального значення починається часткове проковзування в бічному напрямку, а в подальшому – і повне ковзання. Відповідне йому максимальне значення бокової сили $Y=Y^*$ можемо знайти, виходячи з того, що

$$\lim Y(\delta) = \frac{k}{\varphi} = Y^*$$
$$\delta \to +\infty$$

Таким чином,

$$Y^* = \varphi G$$

Якщо позначити коефіцієнт опору бічному відведенню у випадку відсутності поздовжніх сил на колесі через k_o, то величина k, визначиться за формулою [5]:

$$k = k_o \frac{\sqrt{1-(X/(\varphi G)^2}}{1+0{,}375X/G}, \tag{4}$$

де G – вертикальне навантаження на колесо;

X – величина поздовжньої сили, що задається співвідношенням

$$X = \begin{cases} M/r, \text{ якщо} M/r < \phi G \\ \phi G, \text{ якщо} M/r \geq \phi G \end{cases}, \tag{5}$$

де M – тяговий або гальмівний моменти, що прикладені до колеса;

X – моменти опору в шарнірах між ланками автопоїзда мають вигляд [7]

$$M_{oi} = \frac{2}{3} Z_{oi} \mu R, \tag{6}$$

де Z_{oi} – вертикальне навантаження в опорно-зчіпному пристрої;

μ – коефіцієнт тертя (μ=0.15...0.20);

R – радіус шворня тягово-зчіпного пристрою.

$$Z_1 = m_1 g + \frac{1}{l}[\, mgb - m_2 g \frac{b_1}{L_1}(\, c - b\,)];$$

$$Z_2 = \frac{1}{l}[\, mga + m_2 g \frac{b_1}{L_1}(\, c + a\,)]; \qquad (7)$$

$$Z_3 = m_2 g \frac{d_1}{L_1}.$$

Для рішення задачі щодо стійкості прямолінійного руху автопоїзда необхідно скласти систему рівнянь його збуреного руху. Ця система дозволяє визначити реакції ланок автопоїзда під час одиночного збурення (різкого повороту рульового колеса тягового автомобіля), а також критичну швидкість автопоїзда.

Теорія стійкості руху колісних машин ґрунтується на математичному апараті дослідження диференційних рівнянь, розробленому А.М. Ляпуновим [6]. Він визначив властивості збуреного стану системи, які полягають у тенденції до відновлення траєкторії незбуреного руху, що характеризується параметрами, які мали місце до виникнення збурювання. Для кількісної оцінки цієї властивості може бути прийнятий час повернення параметрів руху до вихідного. При коливальному процесі повернення цих параметрів до вихідних можна кількісно оцінювати стійкість за декрементом, тобто ступенем зменшення амплітуди коливань.

Для утримання автопоїзда на заданій траєкторії під час коливального перехідного процесу водій повинен повертати рульове колесо поперемінно в обидва боки. У цьому випадку керувати автопоїздом складніше, ніж під час аперіодичного перехідного процесу. А якщо період коливального процесу близький до часу реакції системи автомобіль – водій, то дії водія можуть бути причиною незгасаючого коливального процесу. Необхідно, щоб період коливань перевищував не менш ніж у 3–4 рази час реакції зазначеної системи, тобто складав більш 4...6 с [6].

Стійкий рух, за Ляпуновим, реалізується заздалегідь в невідомій області початкових збурювань, які називаються областю притягання незбуреного руху. Виникає завдання визначення меж цієї області. Критичною швидкістю (КШ) $v_{кр}$ будемо називати швидкість, за якої хоча б одна з ланок автопоїзда втрачає стійкість. Під стійкістю розуміють властивість ланки автопоїзда зберігати в заданих межах, незалежно від швидкості руху і дії зовнішніх сил, напрямок руху й орієнтацію подовжньої і вертикальної осей при відсутності керуючих впливів з боку водія [7].

Система рівнянь руху автопоїзда допускає рішення $\theta=0$, $u=0$, $\omega=0$, $\varphi_2=0$ (φ_2 – кут складання автопоїзда в усталеному русі), якому на площині дороги відповідає рух усіх точок автопоїзда зі швидкістю v уздовж прямої $\theta=const$. Вважатимемо такий рух за незбурений.

Дослідимо стійкість стаціонарного рішення v^*, u^*, ω^*, φ_2^* (у випадку прямолінійного незбуреного руху всі ці значення, крім v, дорівнюють нулю) спочатку без урахувань коливань керуючого колісного модуля. При постійній швидкості руху ($v=const$) покладемо

$$v = v^* + v', \quad u = u^* + u', \quad \omega = \omega^* + \omega', \quad \varphi = \varphi^*_2 + \varphi'. \qquad (8)$$

З огляду на те, що при , $u^* = 0$, $\omega^* = 0$, $\varphi^*_2 = 0$ отримаємо:

$$\sin\varphi_2 = 0, \quad \cos\varphi_2 = 1$$

При цьому вирази для подовжньої та бічної швидкості записуються у вигляді:

$$v_2 = v;$$
$$u_2 = v\varphi_2 + (u - \omega_0(b + c_0)) - (\omega_0 - \dot{\varphi}_2)(c + c_{ø}). \tag{9}$$

Під час прямолінійного руху бічні швидкості набагато менше подовжніх. У цьому випадку середні кути відведення осей δ_{si} автопоїзда записуються у вигляді:

$$\delta_{s1} = -\frac{u + \omega_0 a}{v}; \qquad \delta_{s1} = \frac{-u + \omega_0 b}{v}; \qquad \delta_{s3} = \frac{v\varphi_2 + u - \omega_0(b + c_0)}{v} \tag{10}$$

Для варіацій u^*, ω^*, φ^*_2 отримаємо, опускаючи штрихи, рівняння, розв'язані щодо старших похідних:

$$\begin{gathered}
(m + m_2)(\dot{u} + \omega_0 v) - m_2(B + C)\dot{\omega}_0 + m_2 C\ddot{\varphi}_2 = 2Y_1 + 2Y_2 + 2Y_3 + 2Y_4; \\
(-m_2 B)\dot{u} + (m_2(B^2 - 3BC) + In)\dot{\omega}_0 - BCm_2\ddot{\varphi}_2 - m_2 v\omega_0(B + C) + \\
+ m_2 v\omega_0 C = 2Y_1 a - 2Y_2 b - 2Y_4(B + L_2 + c_{ø}) - 2Y_3(B + c_{ø}); \\
m_2 C\dot{u} - (m_2 C(B + C) + In_2)\dot{\omega}_0 + (m_2 C^2 + In_2)\ddot{\varphi}_2 + m_2 v\omega_0 C = \\
= -2Y_4(L_2 + c_{ø}) + 2Y_3 c_{ø},
\end{gathered} \tag{11}$$

де $B=в+c_0$, $C=c$ – геометричні параметри автопоїзда.

Підставимо в (11) значення бічних сил залежністю $Y_i = k_i\delta_i$, з урахуванням позначень отримаємо:

$$\begin{gathered}
\left(\frac{A2}{v} + (m + m_2)v\right)\omega_0 + \frac{A1u}{v} + A3\varphi_2 + \frac{A4\dot{\varphi}_2}{v} + (m + m_2)\dot{u} - m_2(B + C)\dot{\omega}_0 + m_2 C\ddot{\varphi}_2 = 0; \\
\left(\frac{B2}{v} - m_2(B + 2C)v\right)\omega_0 + \frac{B1u}{v} + B3\varphi_2 + \frac{B4\dot{\varphi}_2}{v} - m_2 B\dot{u} + (m_2(B + c)B + I)\dot{\omega}_0 - m_2 BC\ddot{\varphi}_2 = 0; \\
\left(m_2 vC + \frac{C2}{v}\right)\omega_0 + \frac{C1u}{v} + C1\varphi_2 + \frac{C3\dot{\varphi}_2}{v} + m_2 C\dot{u} - (I_2 + m_2(B + C)C)\dot{\omega}_0 + (m_2 C^2 + I_2)\ddot{\varphi}_2 = 0,
\end{gathered} \tag{12}$$

де вирази для коефіцієнтів рівняння записуються у вигляді:

$$\begin{aligned}
A1 &= 2(k_1 + k_2 + k_3 + k_4); \\
A2 &= 2(k_1 a - k_2 b - k_3(B + C - c) - k_4(B + C + d)); \\
A3 &= 2(k_3 + k_4); \\
A4 &= 2(k_3 c_ш + k_4(C + d)); \\
B1 &= 2(k_1 a - k_2 b - k_3(c_ш + B) - k_4(L_2 + c_ш + B)); \\
B2 &= 2(k_1 a^2 + k_2 b^2 + k_3(B + C - c)(B + c_ш) + k_4(B + C + d)(B + L_2 + c_ш)); \\
B3 &= -2(k_3(c_ш + B) + k_4(B + L_2 + c_ш)); \\
B4 &= 2(-k_3 c_ш(c_ш + B) - k_4(C + d)(B + L_2 + c_ш));
\end{aligned}$$

$$C1 = 2\left(k_3 c_ш + k_4\left(L_2 + c_ш\right)\right); \quad C2 = 2\left(k_3 c_ш\left(-B - C + c\right) - k_4\left(L_2 + c_ш\right)\left(B + C + d\right)\right);$$
$$C3 = 2\left(k_3 c^2{}_ш + k_4\left(C + d\right)\left(L_2 + c_ш\right)\right).$$

Після розв'язання цих рівнянь щодо старших похідних, отримаємо:

$$\dot{u} = -\frac{Bm_2 I_2 B0 - m_2 CC0I + A0m_2 C^2 I + m_2 I_2 B^2 A0 + A0I_2 I}{m_2 C^2 mI + m_2 I_2 B^2 m + m_2 II_2 + mII_2}; \tag{13}$$

$$\dot{\omega}_0 = -\frac{mm_2 C^2 B0 + m_2 I_2 B0 + m_2 I_2 BA0 + m_2 CBmC0 + I_2 mB0}{m_2 C^2 mI + m_2 I_2 B^2 m + m_2 II_2 + mII_2}; \tag{14}$$

$$\ddot{\varphi}_2 = -\frac{m_2 BmCB0 + m_2 B^2 mC0 + m_2 C^2 mB0 + m_2 I_2 B0 + m_2 I_2 BA0}{m_2 C^2 mI + m_2 I_2 B^2 m + m_2 II_2 + mII_2} + \tag{15}$$
$$+ \frac{m_2 CBmC0 + I_2 mB0 + (m + m_2)C0I - m_2 A0CI}{m_2 C^2 mI + m_2 I_2 B^2 m + m_2 II_2 + mII_2},$$

де $A0 = \left(\frac{A2}{v} + \left(m + m_2\right)v\right)\omega_0 + \frac{A1u}{v} + A3\varphi_2 - \frac{A4\dot{\varphi}_2}{v};$

$B0 = \left(\frac{B2}{v} - m_2\left(B + 2C\right)v\right)\omega_0 + \frac{B1u}{v} + B3\varphi_2 + \frac{B4\dot{\varphi}_2}{v};$

$C0 = \left(m_2 vC + \frac{C2}{v}\right)\omega_0 + \frac{C1u}{v} + C1\varphi_2 + \frac{C3\dot{\varphi}_2}{v}.$

Система рівнянь у векторно-матричної формі:

$$\left\|a_{ij}\right\|_1^3 \cdot \begin{vmatrix} \dot{u} \\ \dot{\omega}_0 \\ \ddot{\varphi}_2 \end{vmatrix} + \left\|b_{ij}\right\|_{3,4} \cdot \begin{vmatrix} u \\ \omega_0 \\ \varphi_2 \\ \dot{\varphi}_2 \end{vmatrix} = 0. \tag{16}$$

Сукупність функцій $u,\ \omega_0,\ \varphi_2 = (a_1,\ a_2,\ a_3)\exp(\lambda t)$ утворює часткове рішення системи, якщо, і тільки якщо, λ є коренем характеристичного рівняння:

$$D(\lambda) = A_0\lambda^4 + A_1\lambda^3 + A_2\lambda^2 + A_3\lambda + A_4 = 0. \tag{17}$$

Матриця характеристичного рівняння:

$$\begin{vmatrix} a_{11}\lambda + b_{11} & a_{12}\lambda + b_{12} & a_{13}\lambda^2 + b_{13}\lambda + b_{14} \\ a_{21}\lambda + b_{21} & a_{22}\lambda + b_{22} & a_{23}\lambda^2 + b_{23}\lambda + b_{24} \\ a_{31}\lambda + b_{31} & a_{32}\lambda + b_{32} & a_{33}\lambda^2 + b_{33}\lambda + b_{34} \end{vmatrix} = \sum_{i=0}^{n=4} A_i\lambda^{n-i} = 0; \tag{18}$$

де $a_{11} = m + m_2;\ b_{11} = \frac{A1}{v};$

$a_{12} = -m_2(B + C);\ b_{12} = \frac{A2}{v} + \left(m + m_2\right)v;$

$$a_{13} = m_2 C;\ b_{13}\lambda + b_{14} = A3 + \frac{\lambda}{v} A4;$$

$$a_{21} = -m_2 B;\ b_{21} = \frac{B1}{v};$$

$$a_{22} = m_2 (B^2 - 3BC) + In;\ b_{22} = -vm_2 \left(B + 2C\right) + \frac{B2}{v};$$

$$a_{23} = -m_2 BC;\ b_{23}\lambda + b_{24} = B3 + \frac{\lambda}{v} B4$$

$$a_{31} = m_2 C;\ b_{31} = \frac{C1}{v};$$

$$a_{32} = -In_2 - m_2 (B + C)C;\ b_{32} = m_2 vC - \frac{C2}{v};$$

$$a_{33} = In_2 + m_2 C^2;\ b_{33}\lambda + b_{34} = C1 + \frac{\lambda}{v} C3.$$

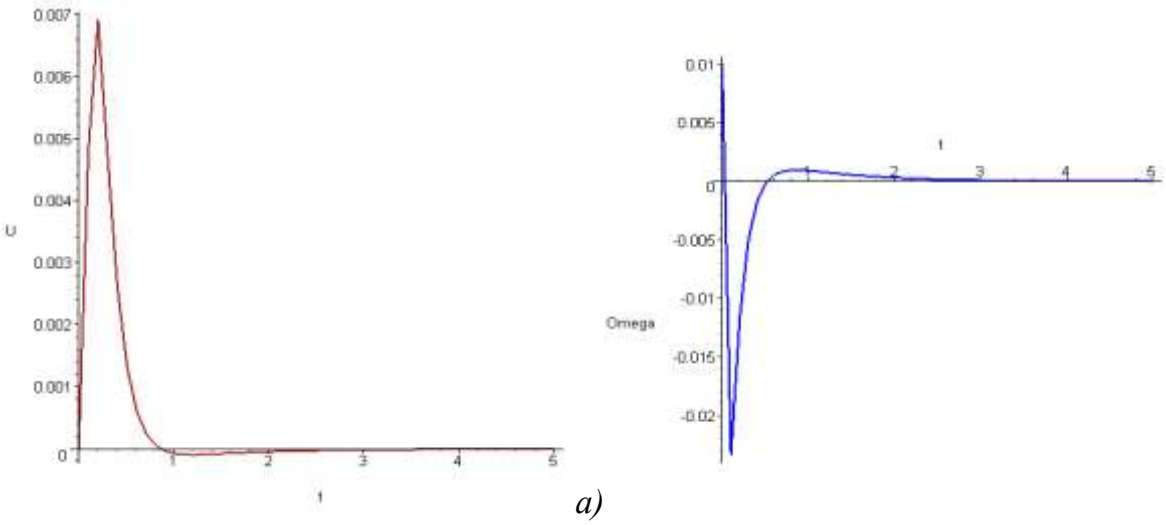
За Раусом [8], необхідна, але недостатня умова стійкості полягає у тому, щоб усі коефіцієнти A_i були позитивними. Система буде стійкою, якщо визначник і його мінори позитивні. Аналіз коренів характеристичного рівняння може характеризувати стан системи. У загальному випадку можливі наступні значення коренів характеристичного рівняння: λ є дійсна і позитивна величина – система нестійка, рух буде нестійким; λ – дійсна і від'ємна величина – система з часом повертається до стійкого положення. Якщо коефіцієнт λ являє собою комплексне число, то його позитивна дійсна частина свідчить про наявність наростаючих коливань, а негативна дійсна частина – про наявність загасаючих коливань.

Визначники Гурвіца характеристичного рівняння (18) перший Δ_1 – відповідає за наявність позитивних дійсних коренів, а третій Δ_3 – за наявність позитивної дійсної частини уявних комплексно сполучених коренів. З рівняння (11) отримаємо фактори, від яких залежить критична швидкість:

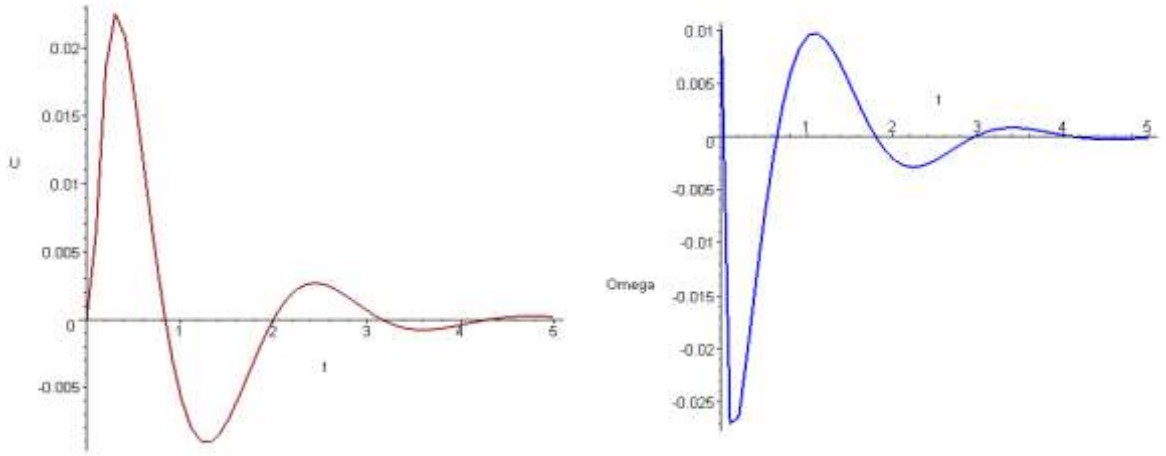
$$v_{кр} = f\left(m, m_2, a, L, c_0, c_ш, c, L_2, k_1, k_2, k_3, k_4\right) \tag{19}$$

За формулою (19) розрахуємо критичну швидкість прямолінійного руху, яка є оціночним показником стійкості автопоїзда, що розглядається. Установлено, що для обраної компонувальної схеми при навантаженні на тягово-зчіпний пристрій в межах 500 Н, критична швидкість складає близько 36 *м/с* або 130 *км/год*.

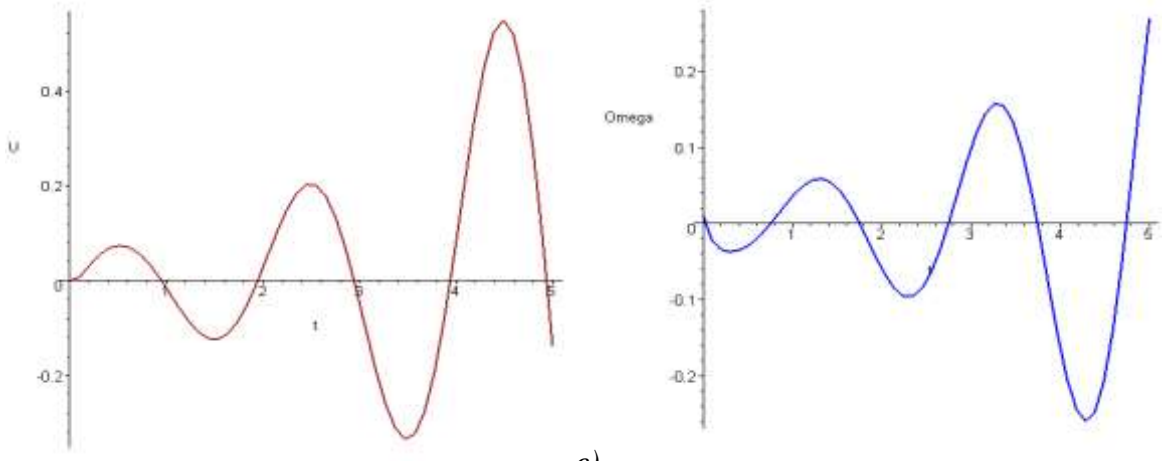
На рис. 1 наведені результати розрахунку бічної і кутової швидкості центра мас тягового автомобіля з різним навантаженням на тягово-зчіпний пристрій зі швидкістю 36 м/с. Аналіз розрахунків показує, що при виникненні збурення характер зміни бічної та кутової швидкостей ведучої ланки за навантаження на тягово-зчіпний пристрій У межах 500 Н під час перехідного процесу має згасаючий за логарифмічним законом характер (рис. 1 *а*). За тих самих умов, при збільшенні навантаження на тягово-зчіпний пристрій до 1000 Н, характер зміни бічної та кутової швидкостей також згасаючий, але мають місце коливання (рис. 1 *б*). При навантаженні на тягово-зчіпний пристрій в межах 2000 Н коливання параметрів руху будуть розбіжними, що призведе до втрати стійкості і неможливості подальшого руху (рис.1*в*).



а)



б)



в)

Рис. 1. Зміна бічної і кутової швидкості центра мас тягового автомобіля за різного навантаження на тягово-зчіпний пристрій зі швидкістю 36 м/с

При використанні формули (19) було проведено дослідження впливу конструктивних і експлуатаційних факторів на критичну швидкість руху автопоїзда, зокрема довжини дишля причепа, маси причепа, коефіцієнта опору бічному відведенню коліс осей причепа. Усі розрахунки виконувалися за безрозмірними показниками. Діапазони зміни усіх факторів приймалися в межах:

$$m' = \frac{m}{m+m_2} = 0,339\ldots1,085; \quad m_2' = \frac{m_2}{m+m_2} = 0,339\ldots0,746; \quad a' = \frac{a}{L} = 0,2\ldots0,8;$$

$$L' = \frac{L}{Д} = 0,352\ldots0,821; \quad c_o' = \frac{c_o}{L} = 0\ldots0,40; \quad c_ш' = \frac{b}{L_2} = 0\ldots0,769,$$

де $Д$ – габаритна довжина тягового автомобіля;

c_o – відстань від задньої осі тягового автомобіля до точки зчіпки з причепом;

L – база тягового автомобіля;

L_2 – габаритна довжина причепа.

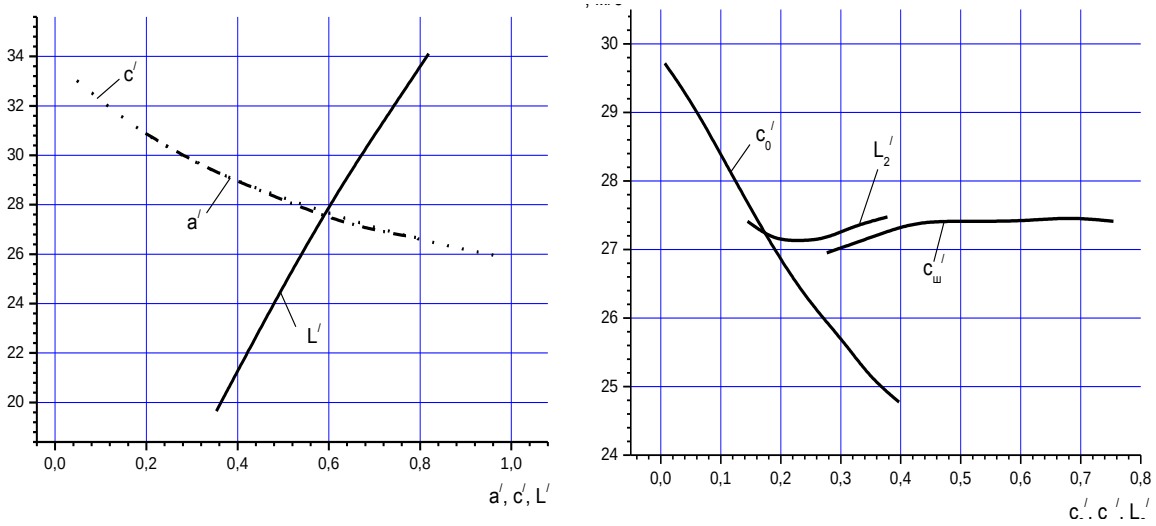


Рис. 2. Вплив геометричних факторів автопоїзда на його критичну швидкість

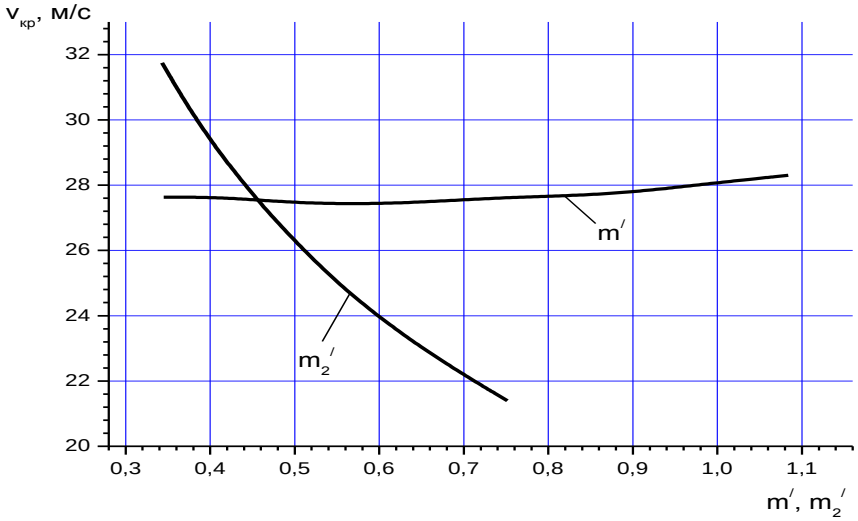


Рис. 3. Вплив мас ланок автопоїзда на його критичну швидкість

Аналіз графіків (рис. 2 і 3) дозволяє зробити наступні висновки:

– до зростання КШ призводить зміщення центру мас уперед, за напрямком руху, як автомобіля тягача, так і причепа, наближення точки зчіпки автопоїзда до центру мас автомобіля тягача та збільшення бази автомобіля тягача;

– за обраним положенням точки зчіпки тягового автомобіля з причепом з'ясовано, що база причепа та довжина його дишля практично не впливають на КШ автопоїзда;

– маса тягача не впливає на КШ;

– зменшення маси причепа підвищує КШ автопоїзда. Тому в умовах експлуатації слід з початку завантажувати тяговий автомобіль, а вже потім причіп, за таких умов КШ автопоїзда буде більшою.

Висновки

Розглянуто вплив координат центра мас тягового автомобіля, розташування точки зчіпки, масових параметрів, бази причепа і довжини дишля на критичну швидкість руху автопоїзда категорії М1.

Список літератури

1. Сахно В.П., Зав'ялова Л.1., Барилович С.Л., Крестянполь О.А. Пошук шляхів підвищення стійкості прямолінійного руху автопоїзда //Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник Центрального наукового центру Транспортної Академії України. Випуск N2. 1999. С.-70-73.

2. Самойленко С.А. Методика оценки устойчивости прямолинейного движения трехзвенного автопоезда. – В кн.: Повышение эффективности и надежности автотранспортных средств: Сб. Научи. тр. / МАДИ. – М.: 1982, с. 24-29.

3. Сахно В.П., Кузнєцов Р.М., Мурований І.С., Глінчук В.М. Дослідження критичної швидкості руху триланкового автопоїзда //Управління проектами, системний аналіз і логістика: Науковий журнал. Вип. 4. – К.: НТУ, 2007. – С. 166-173.

4. Стельмащук В.С., Кузнєцов Р.М., Мурований І.С., Лагошна О.О. Керованість і стійкість триланкових автопоїздів у неусталених режимах руху // Вісник Національного транспортного університету: В 2-х частинах: Ч. 1. – К.: НТУ, 2007. – Випуск 13. – С.74-81.

5. Козачук Л.С. До визначення стійкості руху автопоїзда категорії М1 /Л.С. Козачук //Вісник Житомирського державного технологічного університету. - №2(53) – 2014. -С. 121-128.

6. Антонов Д.А. Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей. - М.: Машиностроение, 1984. - 164 с.

7. Фаробин Я.Е.Теория поворота транспортных машин.-М.:Машиностроение, 1970.-176 с.

8. Лобас Л.Г. Качественные и аналитические методы в динамике колесных машин / Л.Г. Лобас, В.Г. Вербицкий. – К. : Наук. Думка, 1990. – 232 с.

Сахно В.П., Стельмащук В.В., Козачук Л.С. Влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на устойчивость движения автопоездов категории М1

Аннотация. *В статье рассмотрено влияние координат центра масс тягового автомобиля, расположения точки сцепки, массовых параметров, базы прицепа и длины дышля на критическую скорость движения автопоезда категории М1.*

Ключевые слова: *автомобиль, прицеп, уравнение, движение, критическая скорость, масса, параметры, устойчивость*

Sakhno V.P., Stelmashchuk V.V., Kozachuk L.S. Effect of design and operating factors on the stability of combination vehicles of category M1

Abstract. *Influence of coordinates of centre-of-mass hauling car, locations of point of coupling, mass parameters, base of trailer and length of connecting link on stalling speed of motion of lorry convoy of category of M1, is considered in the article.*

Keywords: *car, trailer, equalization, motion, stalling speed, mass, parameters, stability*

Стаття надійшла до редакції 17.05.2014 р.

УДК 629.113

ВЕРБИЦКИЙ В.Г., д.ф.-м.н., профессор,
Государственный экономико-технологический университет транспорта;
БАННИКОВ В.А., к.т.н., доцент,
Запорожский национальный технический университет;
ЗИНОВЬЕВ Е.Я., ст. преп.,
Донецкая академия автомобильного транспорта

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ХАРАКТЕРИСТИК ПРОСТРАНСТВЕННОГО ПОЛОЖЕНИЯ КОЛЕСА ПРИ ПОВОРОТЕ ОТНОСИТЕЛЬНО НАКЛОННОЙ СТОЙКИ

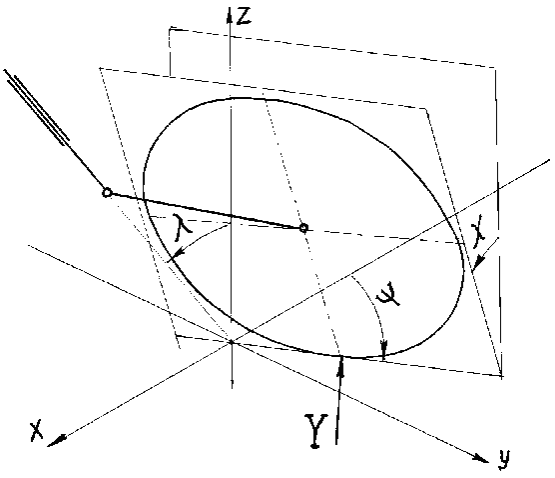
Представлены результаты сравнительного анализа теоретических и экспериментальных исследований кинематики колеса трехколесного экипажа (масштабной модели) при повороте относительно наклонной стойки. Приведены зависимости, отражающие аналитический подход.
Ключевые слова: *модель трехколесного экипажа, курсовой угол, пространственное положение колеса, наклонная стойка*

Постановка проблемы

Уточненные сведения о пространственных положениях колеса и стойки с учетом ее угла наклона ($\lambda \neq 0$), а также углов поворота стойки относительно своей оси, на угол не менее $\psi \pm 90^{\circ}$ (управляемое колесо ведущее), позволяют создать более точную математическую модель движения 3-х колесного экипажа в целом.

Анализ последних исследований и публикаций

Исследование поведения колеса в передней стойке, а именно в режиме ее возмущенного движения, представлены для частного случая ($\lambda=0$) [1]. Известные работы по исследованию поведения колеса в передней стойке, а именно по расположению точек контакта шины с опорной поверхностью, проводились для традиционной схемы управляемого колеса в составе 2-х колесного переднего управляемого моста при неподвижном автомобиле [2]. Проводились также исследования поведения колеса в одноколесной передней стойке, а именно в режиме ее возмущенного движения, которые представлены для частного случая ($\lambda=0$) [3,4]. При этом, однако, углы поворота управляемого колеса, не превышали их максимальных и традиционных значений.



Цель статьи

Целью статьи является иллюстрация подхода к реализации определения характеристик пространственного положения колеса при его повороте в широком диапазоне значений углов относительно наклонной стойки, и выполнение сопоставления экспериментальных исследований.

В работе рассмотрена упрощенная схема, не учитывающая изменения угла наклона стойки при повороте переднего колеса относительно её оси.

Основная часть

Углы, задающие пространственное положение колеса при повороте относительно наклонной стойки: курсовой угол θ; угол развала χ (положение точки контакта при $\psi=0$ выбирается за начало координат). Геометрическое место точек контакта при изменении угла поворота ψ будет зависеть лишь от двух конструктивных параметров – радиуса колеса R и угла наклона стойки λ (в модели трехколесного экипажа угол λ меняется в зависимости от ψ) (1,2).



Рис.2. Масштабная модель трехколесного экипажа

Параметры масштабной модели трехколесного экипажа: база $L=232$ *мм*, с углом наклона стойки $\lambda=20°$, радиус колеса $R=47,5$ *мм*, возможность установки угла поворота стойки не менее $\psi \pm 90°$. Жесткие зеркальные колеса позволяют использовать оптический метод (луч «лазерной» указки) для повышения точности угловых измерений.

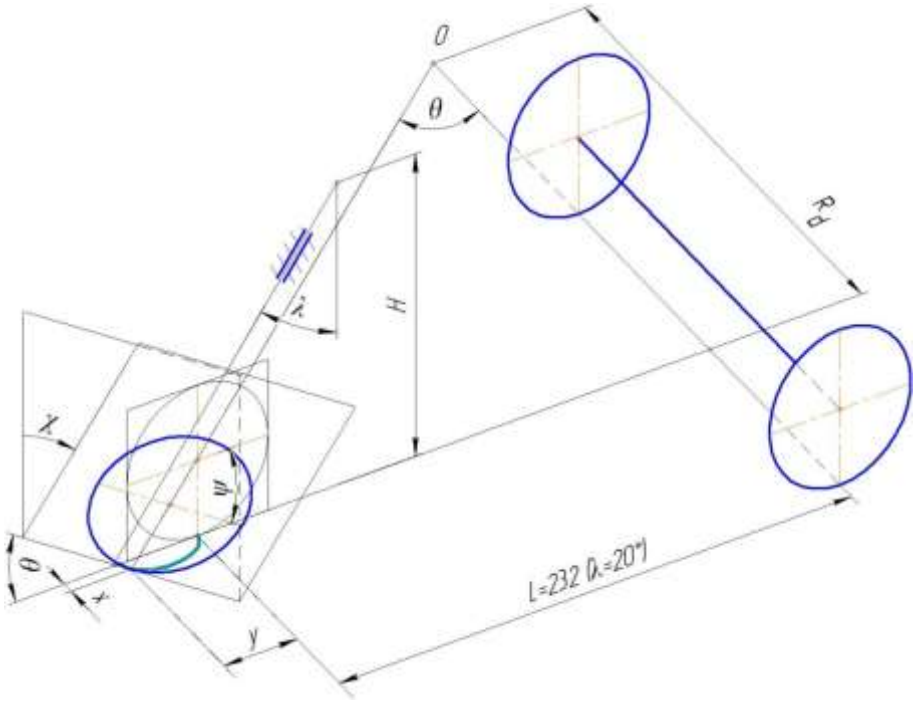


Рис.3. Общий вид схемы модели 3-х колесного экипажа

Вычисление проведены для следующих числовых значений конструктивных параметров:

$$R := \frac{95}{2};\ \lambda := \frac{\pi}{9};\ \mathrm{psi} := \frac{\pi}{4};$$

Соотношения, определяющие курсовой угол θ и угол развала χ:

```
> Sx := evalf(sin(psi)·sin(λ));
```

$$Sx := 0.241844762647976$$

```
> Cx := sqrt(1-Sx^2);
```

$$Cx := 0.970314954424461$$

```
> χ := arcsin(Sx);
```

$$\chi := 0.244266601795615$$

```
> evalf(χ·180/π);
```

$$13.9954453588914$$

```
> St := tan(χ)·cot(λ);
```

$$St := 0.249243569363955\cot\left(\frac{1}{9}\pi\right)$$

```
> θ := arcsin(St);
```

$$\theta := \arcsin\left(0.249243569363955\cot\left(\frac{1}{9}\pi\right)\right)$$

```
> evalf(θ·180/π);
```

$$43.2191788937145$$

```
> ZO := R·Cx;
```

$$ZO := 46.0899603351619$$

> $deltaZO := R - ZO;$

$$deltaZO := 1.4100396648381$$

> $deltaL := evalf(deltaZO/\cos(\text{lambda}));$

$$deltaL := 1.50053286963009$$

> $YO := deltaZO \cdot \tan(\lambda);$

$$YO := 1.4100396648381 \tan\left(\frac{1}{9}\pi\right)$$

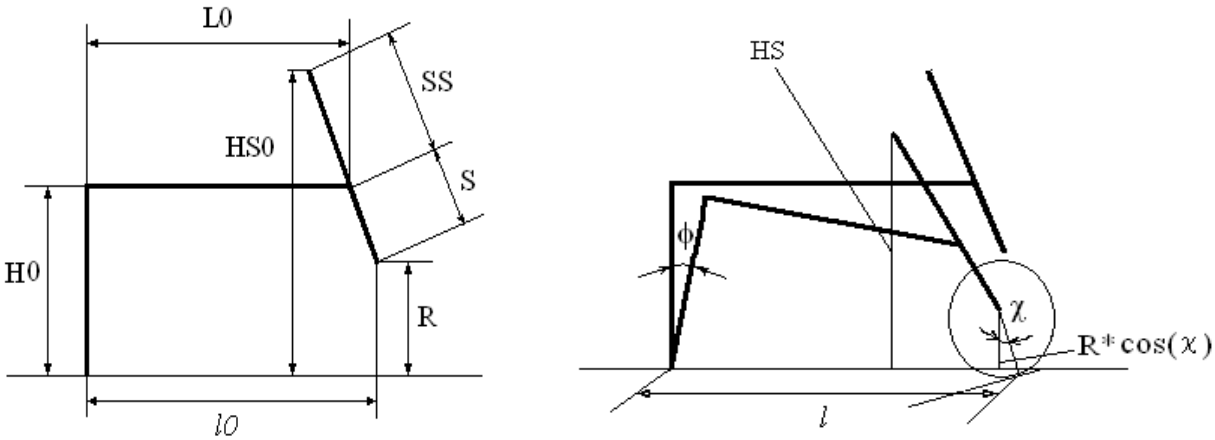


Рис. 4. Схема появления тангажа при повороте стойки на угол ψ и наклоне колеса на угол χ

Определение положения точки контакта переднего колеса непосредственно по расчетной схеме экипажа

Величину угла тангажа φ при повороте рулевого колеса определяем из уравнения:

H0*cos(φ)-L0*sin(φ)-S*cos(λ- φ)=R*sqrt(1-(sin(ψ)*sin(λ - φ))^2.

Углы χ, Θ из соотношений:

χ = arcsin(sin(ψ)*sin(λ - φ)); Θ =arcsin(tg(χ)*ctg(λ - φ)).

Аппликата характерной точки:

HS=(SS+S)*cos(λ - φ)+R*sqrt(1-(sin(psi)*sin(λ - φ))^2).

База модели:

l=H0*sin(φ)+L0*cos(φ)+S*sin(λ - φ)+R*sin(χ)*sin(Θ);

*l*0=L0+S*sin(λ).

Отклонения точек контакта в продольном и поперечном направлениях:

YK=*l*-*l*0;

XK=R*sin(χ)*cos(Θ).

R=47.50 мм; H0=99.70 мм; L0=213 мм; S=55.55 мм; SS=39.16 мм; *l*0=232.00 мм; HS0=136.50 мм.

```
#5: YK := .1203090;  XK := 1.410814602;HS := 136.4818475;
#10:YK := .4778657;  XK := 2.780367143;HS := 136.4279965;
#15:YK := 1.0626282; XK := 4.068460438;HS := 136.3402402;
#30:YK := 3.9850748; XK := 7.079940143;HS := 135.9074161;
#45:YK := 8.0233110; XK := 8.227989847;HS := 135.3246624;
#60:YK := 12.1155080;XK := 7.171837794;HS := 134.7515090;
#75:YK := 15.1458855;XK := 4.160363387;HS := 134.3378886;
#90:YK := 16.2624840;XK := -.322624e-8;HS := 134.1877324;
```

Координаты точек контакта:

$$XK := evalf\left(R \cdot Sx \cdot \cos(\theta)\right) \tag{1}$$

$$XK := 8.37148635805861$$

$$YK := evalf\left(YO + R \cdot Sx \cdot \sin(\theta)\right) \tag{2}$$

$$YK := 8.37983642281342$$

Непрерывные кривые на графиках отвечают «непрерывному» изменению угла поворота ψ; дискретные точки отвечают экспериментальным данным.

$P := \text{plot}\left(\left[YK, XK, psi = 0..89.9 * Pi/180\right]\right):$

$PP := \text{pointplot}\left(\left[[0,0],[2.5,6],[4,8],[8,10.5],[13,9.5],[15,7],[17.5,0]\right]\right):$

Угол развала χ:

$$\text{pointplot}\left(\left[[0,0],\left[15 \cdot Pi/180,\left(4+\frac{31}{60}\right) \cdot Pi/180\right],\left[30 \cdot Pi/180,\left(10+\frac{55}{60}\right) \cdot Pi/180\right],\right.\right.$$
$$\left[45 \cdot Pi/180,\left(14+\frac{2}{60}\right) \cdot Pi/180\right],\left[60 \cdot Pi/180,\left(17+\frac{47}{60}\right) \cdot Pi/180\right], \tag{3}$$
$$\left.\left.\left[75 \cdot Pi/180,\left(19+\frac{3}{60}\right) \cdot Pi/180\right],[90 \cdot Pi/180, 20 \cdot Pi/180]\right]\right);$$

Таблица 1

Таблица параметров, полученных при экспериментальных исследованиях модели экипажа, при *λ=20 град; R = 47,5 мм; L=232 мм*

ψ, град	0°	15°	30°	45°	60°	75°	90°
x; y, мм	0; 0	6; 2,5	8; 4	10,5; 8	9,5; 13,0	7; 15,0	0; 17,0
H, мм	136,5	136,1	135,8	135,6	135,3	134,5	133,8
Θ, град	0	16°33′	31°34′	46°56′	59°57′	73°07′	90°
χ, град	0°	4°31′	10°55′	14°02′	17°47′	19°03′	20°
ΔL, мм	0	2,5	4	8	13	15	17
Λ, град	20°	19°59′	19°57′	19°55′	19°53′	19°51′	19°50′
R_D, мм	∞	–	365	211	121,8	–	0

Здесь и далее (рис.4, 5, 8) точки в виде ромбов – результаты экспериментов. Сплошная линия – результат решения уравнений (3), (4), (1), (2).

$$\mathrm{plot}\left(\chi, psi = 0..89.9 \cdot Pi/180\right)$$

Курсовой угол Θ:

$$\mathrm{pointplot}\left(\left[\left[0,0\right],\left[15\cdot Pi/180,\left(16+\frac{33}{60}\right)\cdot Pi/180\right],\left[30\cdot Pi/180,\left(31+\frac{34}{60}\right)\cdot Pi/180\right],\right.\right.$$
$$\left[45\cdot Pi/180,\left(46+\frac{56}{60}\right)\cdot Pi/180\right],\left[60\cdot Pi/180,\left(59+\frac{57}{60}\right)\cdot Pi/180\right], \qquad (4)$$
$$\left.\left.\left[75\cdot Pi/180,\left(73+\frac{7}{60}\right)\cdot Pi/180\right],\left[90\cdot Pi/180,90\cdot Pi/180\right]\right]\right);$$

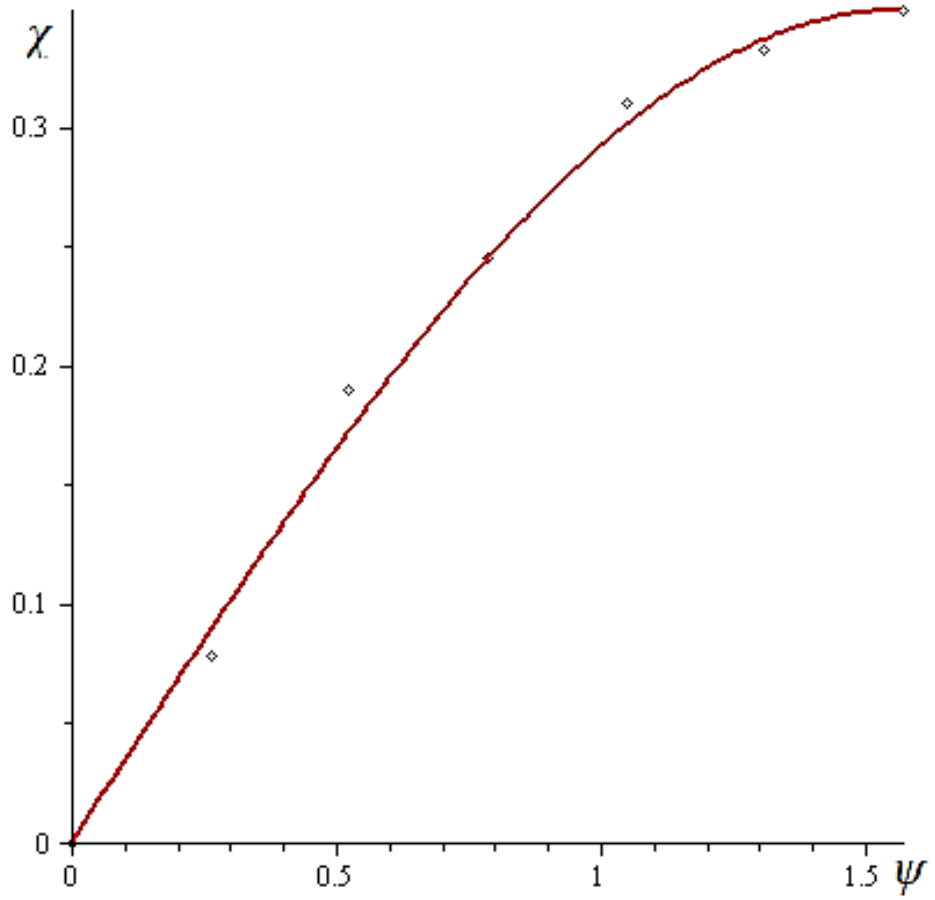


Рис. 4. Угол «развала» как функция угла ψ

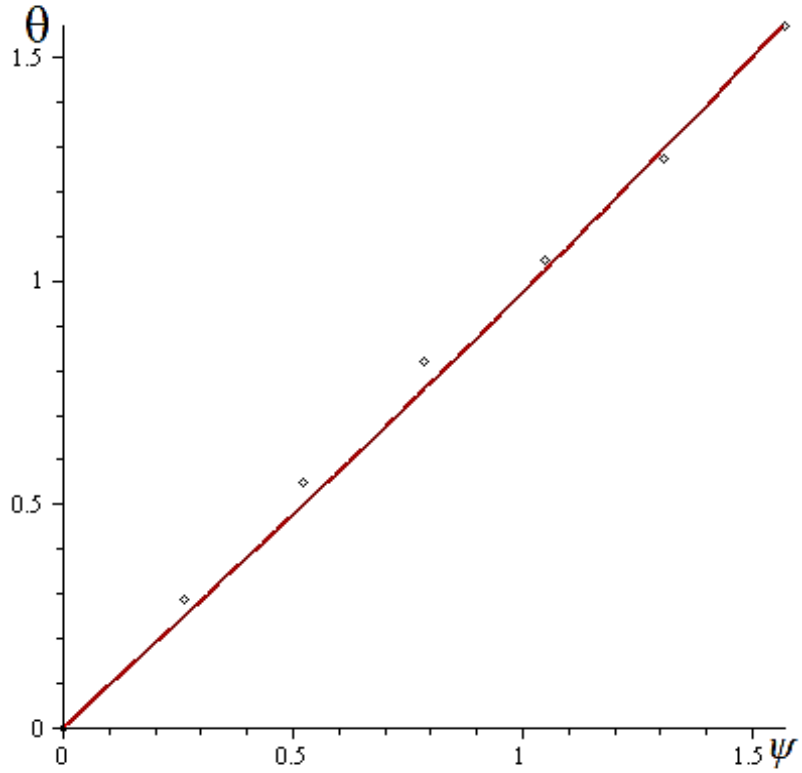


Рис. 5. Курсовой угол в плоскости дороги, как функция угла ψ

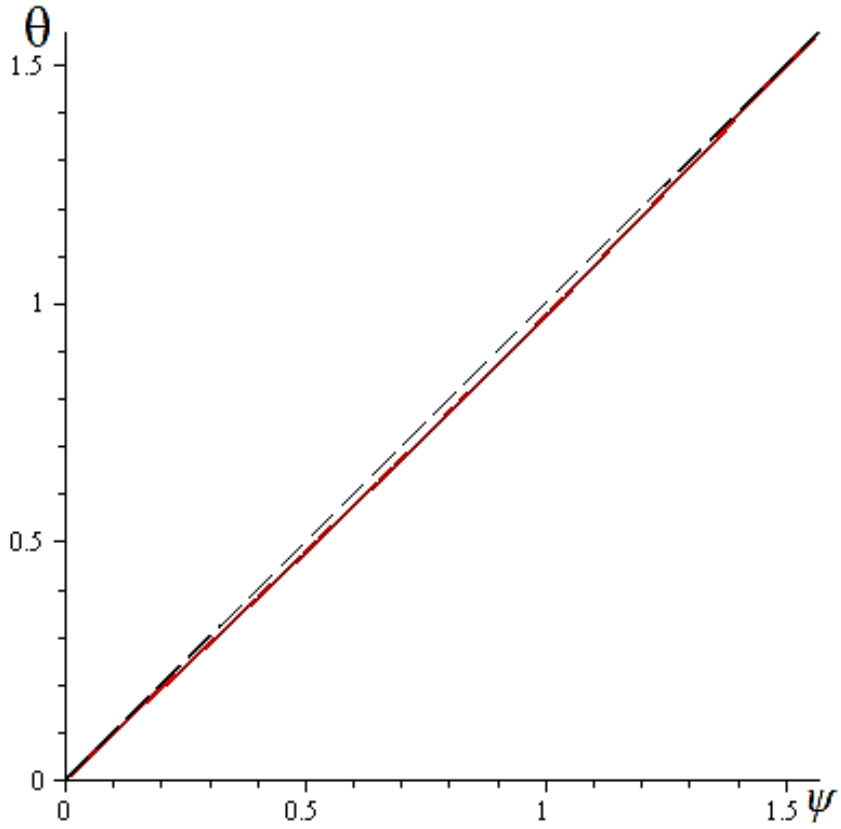


Рис.6. Запаздывание курсового угла θ отношению к углу ψ контакта колеса

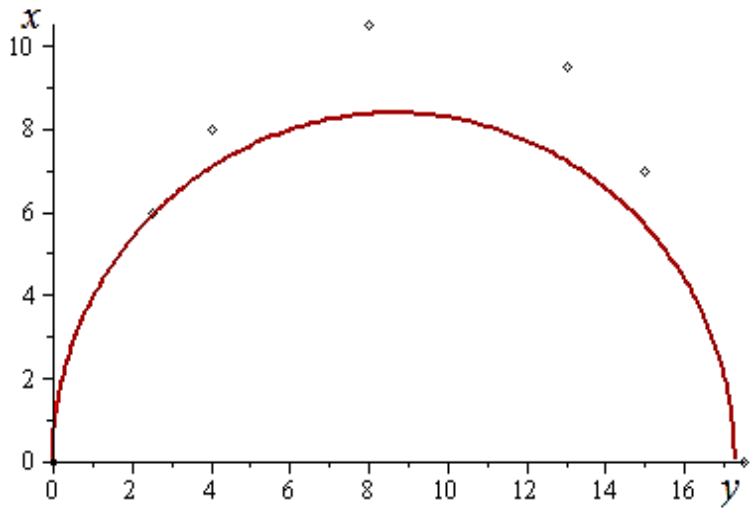


Рис. 7. Положение точек контакта по отношению к углу ψ

Наибольшее рассогласование результатов наблюдается для координат точек контакта, которое указывает на необходимость еще большего усовершенствования методов измерений.

Далее определим радиус кривизны круговой траектории середины задней оси экипажа для различных значений угла ψ и определим эффективную базу как функцию этого угла ψ.

$$R_D = L(\psi)/tg(\theta)$$
$$L(\psi) = L(0) + YK - XK \cdot tg(\theta),$$

где $L(\psi)$ – эффективная база экипажа, $tg(\theta) = tg(\psi)\cdot\cos(\lambda)$

Соотношения, определяющие курсовой угол θ и угол развала χ:

$$\sin(\theta) = tg(\chi)\cdot ctg(\lambda);\ (tg\,\vartheta = tg\,\psi\cdot\cos\lambda);\quad \sin\chi = \sin\psi\cdot\sin\lambda;$$

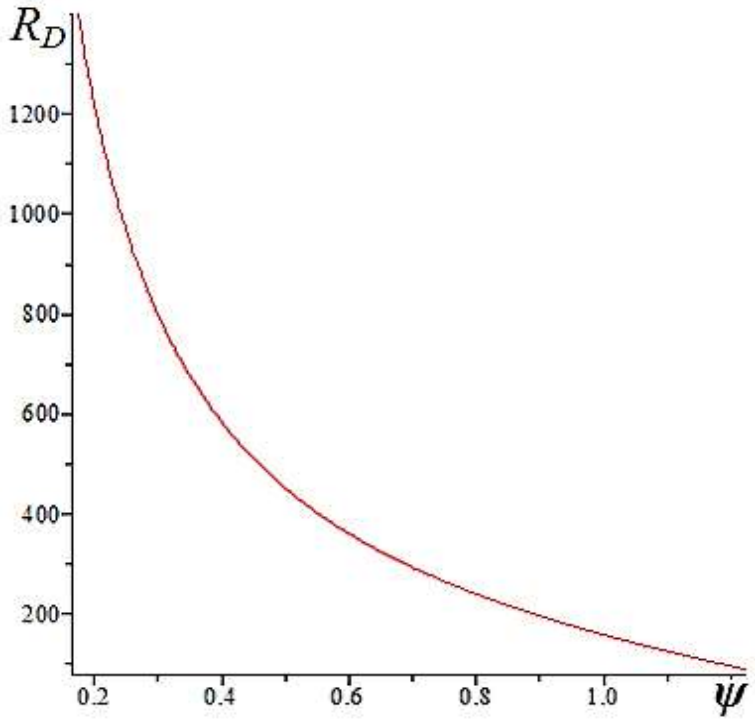


Рис. 8. R_D как функция угла поворота стойки (руля) ψ

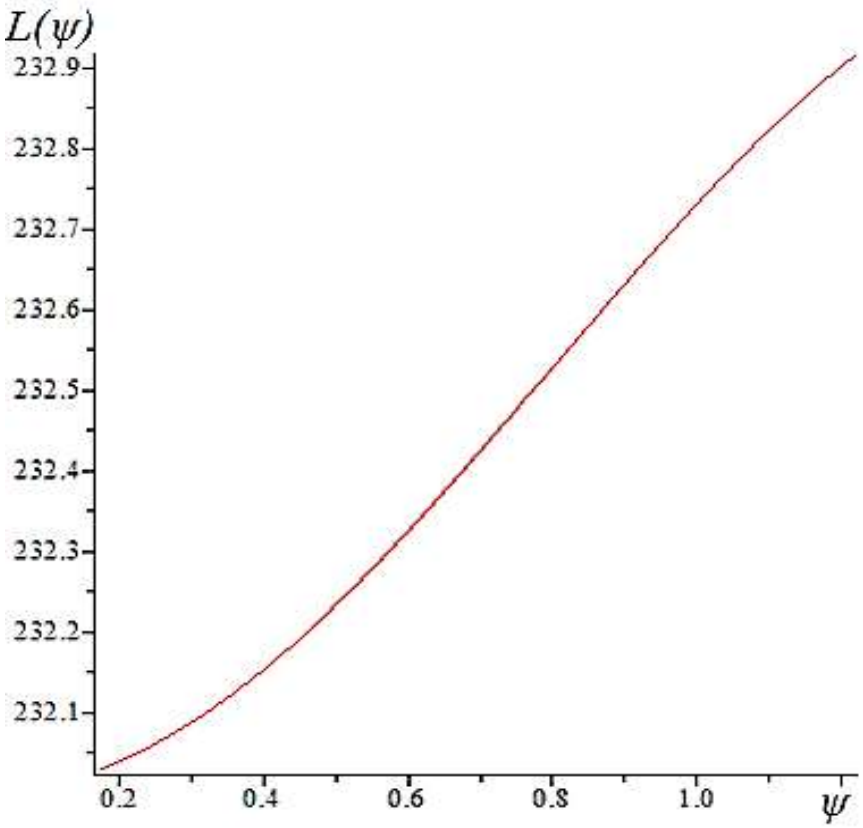


Рис. 9. Зависимость величины эффективной базы L(ψ) в зависимости от угла поворота руля ψ

Выводы

1. Угол «развала» колеса, возрастает и достигает максимума, равного углу наклона стойки при повороте рулевого колеса на 90°.

2. Курсовой угол в плоскости дороги не совпадает с углом поворота рулевого колеса.

3. Запаздывание курсового угла Θ по отношению к углу ψ, при повороте руля на 45°, достигает максимума и составляет не более 0,05 радиана.

4. Точки контакта колеса, в зависимости от угла поворота руля ψ в пределах от 0° до 90°, располагаются по полуокружности таким образом, что при продолжении поворота рулевого колеса в ту же сторону на 90° (суммарно – на 180°), последние располагаются на окружности диаметром $L – L(0)$.

5. Величина эффективной базы $L(\psi)$ в зависимости от угла поворота руля ψ в пределах от 0° до 90° увеличивается на 0,1 %.

6. Для проверки сопоставления результатов экспериментального определения пространственного положения колеса при повороте относительно наклонной стойки масштабной модели трехколесного экипажа с результатами общего аналитического подхода использовано также сравнение радиусов кривизны круговой траектории середины задней оси экипажа R_D (R_D как функция угла поворота стойки (руля) ψ…), из которого следует, что R_D, с ростом ψ от 0° до 90°, уменьшается от ∞ до 0.

Список литературы

1. Вербицкий В.Г., Банников В.А., Загороднов М.И., Картунов А.Н. К теории анализа характеристик неустановившегося увода // В.Г. Вербицкий // – Луганск: Вісник Східно-Українського національного університету імені Володимира Даля -№11(141) (Науковий журнал) – 2009, – С.70 – 73

2. Клімов Е. С. Дослідження траєкторії руху точки контакту жорсткого керованого фальшколеса при комбінованому нахилі шворня під час повороту на місці. Вісник національного техніч-

ного університету «XII» Серія: Автомобіле- та тракторобудування Збірник наукових праць № 8 (1051) 2014. С.148 – 154.

3. V.Cossalter, N.Ruffo, F.Biral, R.Berritta: Development of a novel three-wheeled vehicle 15.Sicherheit Umwelt Zukunft 111, Tagunsband der 3 Motorradkonfernz, 2000 – № 9 – 19 p.

4. Сахно В.П. Вплив конструкивних параметрів триколісного екіпажа на його маневриність / В.П.Сахно, В.Г.Вербицький, В.О.Банніков – [Вісник центрального наукового центру транспортної академії наук., окремий випуск] – Автошляховик України – Випуск 12 – червень – 2009. – С.178 – 183

Вербицький В.Г., Банніков В.О., Зинов'єв Є.Я. До визначення характеристик просторового положення колеса при повороті відносно похилої стійки

Анотація. *Представлені результати порівняльного аналізу теоретичних й експериментальних досліджень кінематики колеса триколісного екіпажу (масштабної моделі) під час повороту щодо похилої стійки. Показані залежності, що відображають аналітичний підхід.*

Ключові слова: *модель триколісного екіпажу, курсовий кут, просторове положення колеса, похила стійка*

Verbitsky V.G., Bannikov V.A., Zinovev E.Ya. The characterization of the spatial position of a wheel in rotation relative to the boom stand

Abstract. *Results of the comparative analysis of theoretical and pilot studies of a three-wheeled crew (scale model) wheel kinematics at turning movement of rather inclined rack are presented. The dependences reflecting analytical approach are given.*

Keywords: *model of a three-wheeled crew, course angle, spatial position of the wheel, inclined stand*

Стаття надійшла до редакції 19.08.2014 р.

УДК 629.113

САХНО В.П., д.т.н., професор; ПРОГНІЙ П.Б., аспірант,
Національний транспортний університет, м. Київ

РОЗРОБКА КОМП'ЮТЕРНОЇ МОДЕЛІ АВТОПОЇЗДА

У статті проаналізовано особливості комп'ютерного моделювання динаміки складних механічних систем в середовищі Universal Mechanism. Отримано алгоритм побудови комп'ютерної моделі автомобільного поїзда у даному програмному комплексі. Із використанням ПК UM розроблено спрощену динамічну модель дволанкового сідельного автопоїзда у складі двовісного автомобіля тягача та тривісного напівпричепа для дослідження показників стійкості його руху в гальмівному режимі.

***Ключові слова**: комп'ютерна модель, моделювання, сідельний автопоїзд, динаміка гальмування, стійкість.*

Вступ

Теоретичні дослідження руху автопоїздів базуються на розробці моделей, точність і складність яких залежить від урахування тієї сукупності факторів, що впливають на характер руху ланок автопоїзда в реальних умовах експлуатації. Автомобільний поїзд являє собою складну механічну систему, дослідження динаміки якої є надзвичайно складним та трудомістким процесом. Складність побудови математичної моделі полягає в тому, що динаміка автопоїзда описується, як правило, системою диференціальних рівнянь, які в більшості є нелінійними, а тому отримати їх вирішення в явному вигляді неможливо. З іншого боку, складання диференціальних рівнянь руху механічної системи з великою кількістю ступенів свободи є надзвичайно складним процесом. Тому при розробці математичних моделей вдаються до певних спрощень, що може відчутно змінити результат. З огляду на ці та інші причини, у ході досліджень динаміки механічних систем, дедалі частіше використовуються математично-комп'ютерні та комп'ютерні моделі. Значний внесок у це робить стрімкий розвиток комп'ютерної техніки та програмного забезпечення.

Комп'ютерне моделювання має ряд переваг у порівнянні з натуральним експериментом, оскільки не потребує наявності реальної фізичної моделі, дорогого вимірювального обладнання, великих затрат коштів та часу. Поряд з цим, із використанням комп'ютерних моделей можна безпечно здійснювати багаторазові випробування, стежити за динамікою їх розгортання та отримувати різноманітні кількісні показники в числовому чи графічному вигляді.

Аналіз останніх досліджень та публікацій

Сьогодні комп'ютерне моделювання з використанням сучасного прикладного програмного забезпечення є досить актуальним засобом у дослідженні динаміки складних механічних систем. Аналіз ряду робіт показує зростання інтересу щодо використання комп'ютерних моделей під час дослідження експлуатаційних властивостей транспортних засобів [1-6], розробки та дослідження алгоритмів керування автомобільним транспортом [2-4] та проведенні віртуальних випробувань транспортних засобів у різних режимах руху [5, 6].

Мета статті

Метою даного дослідження є розробка комп'ютерної моделі автопоїзда та визначення перспективи її використання в дослідженні показників його стійкості в гальмівному режимі. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні завдання:

● проаналізувати процес моделювання динаміки складних механічних систем за допомогою комп'ютерної техніки;

● розробити алгоритм побудови динамічної моделі автопоїзда в середовищі Universal Mechanism;

● побудувати комп'ютерну модель автомобільного поїзда, провести її аналіз.

Основна частина

Сучасні комп'ютерні технології багатокомпонентного моделювання механічних систем базуються на використанні низки програмних комплексів. Найбільш поширеними серед них є MSC.ADAMS, LMS Virtual.lab, SimPack, TruckSim, Universal Mechanism.

У порівнянні з класичними методами складання математичних моделей, комп'ютерне моделювання динаміки транспортних засобів із використанням вказаних програмних комплексів забезпечує облік [6]:

● тривимірності геометричних елементів, що входять до складу моделі, а також просторового позиціонування кінематичних шарнірів і точок прикладання зусиль;

● розподілу мас, моментів інерції деталей в просторовій моделі;

● кінематики підвіски;

● характеристик пружних та демпфуючих елементів;

● пружно-зчіпних характеристик шин;

● кутів встановлення керованих коліс;

● кінематики рульової трапеції;

● динаміки руху транспортного засобу при розрахунках стійкості та керованості.

Програмний комплекс Universal Mechanism включає в себе потужне універсальне ядро, що відповідає сучасним вимогам, а також низку спеціалізованих модулів, зокрема для моделювання динаміки автомобілів. Зважаючи на зручний інтерфейс та наявність усіх необхідних модулів, зокрема UM Automotive, для розробки комп'ютерної моделі, обрано програмний комплекс Universal Mechanism (ПК UM). Даний комплекс включає в себе два інструменти: UM Input, засобами якого здійснюється безпосереднє створення комп'ютерної моделі, та UM Simulation, в якому відбувається дослідження динаміки розробленої моделі. Моделювання динаміки механічних систем в ПК UM здійснюється шляхом їх подання як сукупності абсолютно твердих або пружних тіл, об'єднаних системою шарнірів та силових елементів, що визначають взаємодію пар тіл.

В основу розробки динамічних моделей в ПК UM покладено метод підсистем, що дозволяє значно спростити процес створення моделей, які містять значну кількість елементів. Завдяки повній параметризації Universal Mechanism забезпечує можливість використання ідентифікаторів та виразів при описі інерційних, геометричних параметрів, характеристиці силової взаємодії елементів та створенні їхніх графічних образів. Важливою особливістю ПК UM є те, що тривимірні графічні образи елементів моделі можна створювати як безпосередньо засобами програми, так і з використанням поширених у наш час CAD програм, таких як KOMPAS, SolidWorks, AutoCAD, завдяки можливості імпорту файлів з них. Особливу увагу слід відвести процесу силового опису взаємодії пар тіл при створенні комп'ютерної моделі, для чого в UM передбачено базу різноманітних типів силових елементів. Також забезпечена можливість опису користувачем власного типу силової взаємодії засобами програмування UM.

Після повного опису моделі здійснюється процес автоматичного синтезу рівнянь руху механічної системи із використанням спеціальних алгоритмів. Реалізація даних алгоритмів у ПК UM може відбуватися в символьній або чисельно-ітераційній формі [7]. Символьний синтез передбачає виведення рівнянь на одній із мов програмування (C або Pascal), для цього необхідно

використовувати зовнішній компілятор. Чисельно-ітераційний метод передбачає синтез рівнянь чисельно на кожному кроці інтегрування рівнянь руху. Формування рівнянь руху в символьній формі дозволяє оптимізувати їх з точки зору кількості арифметичних операцій, що значно впливає на швидкодію процесу моделювання. У свою чергу використання чисельно-ітераційних алгоритмів дає можливість простіше організовувати моделювання систем із змінною структурою.

У результаті чисельного моделювання для проведення подальшого аналізу користувачеві доступний ряд величин [7], серед яких:

- кінематичні характеристики динамічної моделі (координати, траєкторії, швидкості, прискорення будь-яких точок, кутові швидкості та кутові прискорення тіл, характеристики відносного переміщення тіл);
- активні сили (наприклад, сили, що виникають у пружних та демпфуючих елементах);
- сили реакцій у шарнірах;
- характеристики напруження та деформації для пружних тіл.

У якості об'єкта моделювання та дослідження показників стійкості в гальмівному режимі обрано дволанковий сідельний автопоїзд у складі двовісного автомобіля-тягача Volvo FH12 та тривісного напівпричепа Krone категорії N_3+O_4. На рисунку 1 наведена його спрощена динамічна модель, що розроблена за допомогою інструменту UM Input програмного середовища Universal Mechanism.

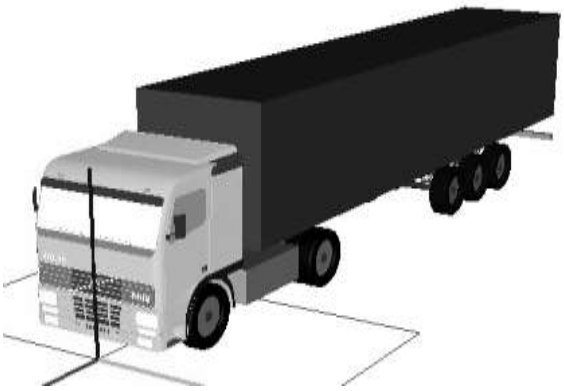


Рис. 1. Динамічна модель автопоїзда в середовищі Universal Mechanism

Під час розробки динамічної моделі автопоїзда основні характеристики моделі отримано з технічної документації. На рисунку 2 подано алгоритм і структуру підготовки динамічної моделі автомобільного поїзда в середовищі ПК UM.

Розроблена комп'ютерна модель автопоїзда складається із двох підсистем: тягача та напівпричепа, поєднаних шарнірним зв'язком, що описує характер взаємодії ланок у процесі моделювання. Графічний образ для кабіни та рами тягача розроблено з використанням CAD програми KOMPAS 3D, решта графічних елементів, що входять до складу моделі, розроблено стандартними засобами ПК UM.

Геометричні, інерційні та силові характеристики елементів задано із використанням сукупності ідентифікаторів окремо для кожної підсистеми, а також частини, що належать обом підсистемам.

Підвіска ланок автопоїзда пневматична, із встановленими амортизаторами та пневмобалонами, що володіють нелінійними пружними та демпфувальними характеристиками. Загальний вигляд моделей підвісок ланок автомобільного поїзда наведено на рисунку 3.

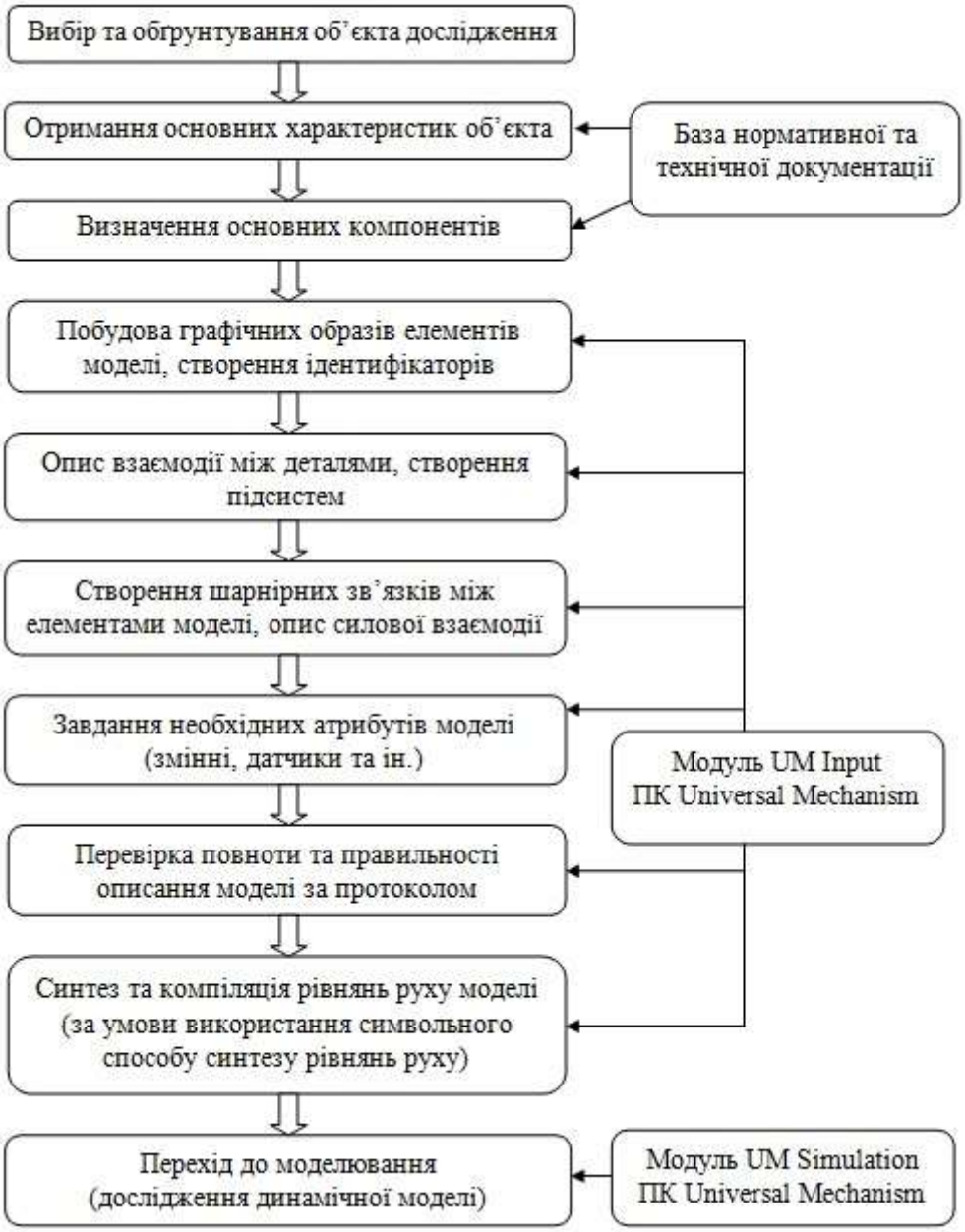


Рис. 2. Алгоритм та структура підготовки динамічної моделі автопоїзда в ПК UM



а) *б)*

Рис. 3. Моделі підвісок ланок автопоїзда
а) задня підвіска автомобіля-тягача; б) підвіска напівпричепа

Для синтезу рівнянь руху розробленої динамічної системи обрано чисельно-ітераційний метод, що передбачатиме синтез рівнянь на кожному кроці інтегрування у модулі UM Simulation.

На даному етапі отримано спрощену комп'ютерну модель сідельного автопоїзда. Подальші дослідження будуть спрямовані на проведення віртуальних випробувань стійкості руху автопоїзда в гальмівному режимі та аналіз показників стійкості його руху за різних вихідних умов.

Висновки

У результаті проведеного аналізу встановлено, що комп'ютерне моделювання є перспективним засобом у дослідженні експлуатаційних властивостей транспортних засобів у різних режимах руху. Сучасні технології комп'ютерного моделювання базуються на використанні низки програмних комплексів, найбільш поширеними серед яких є MSC.ADAMS, LMS Virtual.lab, SimPack, TruckSim, Universal Mechanism.

Завдяки зручному інтерфейсу та наявності низки спеціалізованих модулів, зокрема для моделювання динаміки автомобілів, розробку комп'ютерної моделі автопоїзда здійснено із використанням програмного комплексу Universal Mechanism. У ході дослідження розроблено алгоритм побудови комп'ютерної моделі автопоїзда в даному програмному середовищі та описано особливості моделювання в ПК UM.

В результаті роботи отримано спрощену динамічну модель дволанкового сідельного автопоїзда в складі двовісного автомобіля тягача та тривісного напівпричепа, із використанням якої в подальшому буде проведено дослідження показників стійкості руху сідельного автопоїзда в гальмівному режимі.

Список літератури

1. Житенко О.В., Кузьо І.В. Математично-комп'ютерене моделювання динаміки автопоїзда / О.В. Житенко, І.В. Кузьо // Збірник наукових праць: Галузеве машинобудування, будівництво. – Вип. 2 (32), т.1. – Полтава : ПолтНТУ, 2012. – С. 72-79.

2. Лисенко Р.І. Комп'ютерне та фізичне моделювання руху сідельного автопоїзду / Р.І. Лисенко, П.О. Гуменюк, В.В. Лотиш // Міжвузівський збірник «Комп'ютерно-інтегровані технології : освіта, наука, виробництво». – Луцьк: ЛНТУ, 2012. – Вип. 8. – С.162-165.

3. Козак Н.О., Гуменюк Л.О. Моделювання сідельного тягача з реалізацією задньої керованої осі причепа / Н.О. Козак, Л.О. Гуменюк // Матеріали всеукраїнської науково-практичної конференції «Актуальні проблеми автоматизації та управління». – Вип.1. – 2014. – С. 212-218.

4. Гуменюк П.О., Козак Н.О. Розробка комп'ютерної моделі автопоїзда / П.О. Гуменюк, Н.О. Козак // Матеріали всеукраїнської науково-практичної конференції «Актуальні проблеми автоматизації та управління». – Вип.1. – 2014. – С. 202-207.

5. Выгонный А.Г. Технологии виртуальных испытаний автотракторной техники: комплексная оценка показателей управляемости и устойчивости / А.Г. Выгонный, А.Н. Колесникович, С.В. Харитончик // Сборник материалов 79-й международной научно-технической конференции «Безопасность транспортных средств в эксплуатации». – Нижний Новгород : НГТУ, 2012. – С. 9-14.

6. Компьютерное моделирование устойчивости и маневренности седельного автопоезда [Текст] / А.Н. Выгонный, О.В. Матушкина, А.А. Калинин, А.Н. Колесникович // Автомобильная промышленность: Научно-технический журнал. – 2011. – № 7. – С. 35-36.

7. Погорелов Д.Ю. Компьютерное моделирование динамики технических систем с использованием программного комплекса «Универсальный механизм» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: URL: http://www.universalmechanism.com/index/download/pogorelov_vkt.pdf. – Название с экрана.

Сахно В.П., Прогний П.Б. Разработка компьютерной модели автопоезда

Аннотация. *В статье проанализированы особенности компьютерного моделирования динамики сложных механических систем в среде Universal Mechanism. Получен алгоритм построения компьютерной модели автомобильного поезда в данном программном комплексе. С использованием ПК UM разработана упрощенная динамическая модель двухзвенного седельного автопоезда в составе двухосного автомобиля тягача и трехосного полуприцепа для исследования показателей устойчивости его движения в тормозном режиме.*

Ключевые слова*: компьютерная модель, моделирование, седельный автопоезд, динамика торможения, устойчивость.*

Sakhno V.P., Progniy P.B. Elaboration of a computer model of lorry convoy

Abstract. *The article contains the analysis of the features of computer modeling of the dynamics of complex mechanical systems in software Universal Mechanism. An algorithm for constructing computer model of lorry convoy in this software is obtained. The simplified dynamic model of two-unit articulated motor vehicle train, consisting of biaxial car tractor and triaxial semitrailer is developed with using software UM for study the indicators of stability of its movement in braking mode.*

Keywords*: computer model, modeling, articulated motor vehicle train, dynamic of braking, stability.*

Стаття надійшла до редакції 30.04.2014 р.

АВТОРИ НОМЕРА

Банніков Валерій Олександрович – Запорізький національний технічний університет
Вербицький Володимир Григорович – Державний економіко-технологічний університет транспорту, м.Київ
Верітельник Євген Анатолійович – Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля, м. Луганськ
Доля Олена Євгенівна – Харківський національний університет міського господарства імені О.М. Бекетова
Дударенко Ольга Василівна – Запорізький національний технічний університет
Єфименко Алла Миколаївна – Донецька академія автомобільного транспорту
Зайцев Роман Сергійович – Донецька академія автомобільного транспорту
Зінов'єв Євгеній Янкович – Донецька академія автомобільного транспорту
Іванов Ігор Євгенович – Харківський національний університет міського господарства імені О.М. Бекетова
Іванов Олександр Сергійович – Національний транспортний університет, м. Київ
Ковальчук Григорій Олексійович – Національний транспортний університет, м. Київ
Козачук Любомир Святославович – Луцький національний технічний університет
Корпач Олексій Анатолійович – Національний транспортний університет, м. Київ
Кравченко Олександр Петрович – Житомирський державний технологічний університет
Куплінов Андрій Вікторович – Донецька академія автомобільного транспорту
Лазаренко Андрій Ігорович – Донецька академія автомобільного транспорту
Мельниченко Володимир Володимирович – Донецька академія автомобільного транспорту
Мєзєнцев Сергій Геннадійович – Донецька академія автомобільного транспорту
Мисько Євген Михайлович – Донецька академія автомобільного транспорту
Мойся Дмитро Леонідович – Національний транспортний університет, м. Київ
Осипов Валентин Олександрович – Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля, м. Луганськ
Писанець Олександр Олександрович – Донецька академія автомобільного транспорту
Поляков Віктор Михайлович – Національний транспортний університет, м. Київ
Прогній Павло Богданович – Національний транспортний університет, м. Київ
Рогальський Роман Богданович – Харківський національний університет міського господарства імені О.М. Бекетова
Сахно Володимир Прохорович – Національний транспортний університет, м. Київ
Сосик Андрій Юрійович – Запорізький національний технічний університет
Стельмащук Валерій Віталійович – Луцький національний технічний університет
Сунцов Микола Володимирович – Донецька академія автомобільного транспорту
Сухонос Марія Костянтинівна – Харківський національний університет міського господарства імені О.М. Бекетова
Тімков Олексій Миколайович – Національний транспортний університет, м. Київ
Червякова Олена Володимирівна – Донецька академія автомобільного транспорту
Ященко Дмитро Миколайович – Національний транспортний університет, м. Київ

ПРАВИЛА ПОДАННЯ ТА ОФОРМЛЕННЯ СТАТЕЙ

Для публікування в журналі «Вісник Донецької академії автомобільного транспорту» приймаються неопубліковані раніше наукові статті в галузях: транспорту і двигунів внутрішнього згоряння; проектування, будівництва та експлуатації автомобільних доріг; надійності й довговічності механізмів і машин; транспортних технологій.

У журналі друкуються статті українською, російською (змішаними) мовами.

Для публікації наукової статті в редакцію необхідно представити наступні документи:

– текст статті у 2-х форматах;

– назву статті, анотацію та ключові слова українською, російською та англійською мовами;

– експертний висновок про можливість відкритого публікування;

– завірену рецензію доктора наук або члена редакційної колегії;

– відомості про автора (-ів) (прізвище, ім'я та по батькові повністю, науковий ступінь, вчене звання, посада, місце та адреса роботи для кожного автора)

– інформація для зв'язку: e-mail, службовий або домашній телефони, поштова адреса (для відправлення авторського екземпляру журналу) одного з авторів.

Вимоги до рукописів

Стаття подається у 2-х варіантах: у форматі WordforWindows – **.doc** (або **.docx**); та у форматі **.pdf** (сканований документ з нумерацією сторінок та підписом автора).

Обсяг наукової статті 5–10 сторінок тексту, які включають таблиці, ілюстрації (4 рисунки дорівнюються 1 сторінці), перелік літератури. Обзорні статті – до 12 сторінок.

Параметри сторінки: розмір – А4 (210 х 297мм); орієнтація – книжкова; поля: верхнє – 15мм, нижнє – 25мм, ліве – 25мм, праве –15мм.

Весь текст повинен бути набраний стилем «Звичайний» (Normal), тип шрифта – TimesNewRoman.

Структура статті

Код УДК (універсальний десятинний класифікатор)	Шрифт: 12пт, напівжирний курсив Абзац: вирівнювання – по лівому краю, міжрядковий інтервал – одинарний
Пустий рядок	Шрифт: 12пт, Абзац: міжрядковий інтервал – одинарний
Прізвище (-ща) та ініціали автора (-ів), науковий ступінь, вчене звання Повна назва організації	Шрифт: 11пт, напівжирний курсив Абзац: вирівнювання – по центру сторінки, міжрядковий інтервал – одинарний
Пустий рядок	
НАЗВА СТАТТІ	Шрифт: 14пт, напівжирний,всі букви строчні Абзац: вирівнювання – по центру сторінки, міжрядковий інтервал – одинарний
Пустий рядок	
Анотація мовою оригіналу статті(не більш 80 слів, ширина рядка 130 мм) *Ключові слова:*	Шрифт: 11пт, курсив Абзац: вирівнювання – по центру сторінки, міжрядковий інтервал – одинарний, відступ ліворуч – 20мм, та праворуч – 20мм.
Пустий рядок	
Основний текст статті Текст рукопису повинен містити такі розділи, як:	Шрифт: 12пт, звичайний Абзац: вирівнювання – по ширині сторінки, міжрядковий інтервал – множитель 1,1пт, відступ першо-

Постановка проблеми де відображається історія предмету дослідження, актуальність та сучасний стан проблеми; **Аналіз останніх досліджень** на які спирається автор, виділення невирішених раніше аспектів загальної проблеми, яким присвячується означена стаття; **Мета статті** (постановка задачі); **Основний розділ** (можливі підрозділи); **Висновки** де стисло та чітко підсумовуються основні результати, що були одержані автором (-ами).	го рядка – 7,5мм. Назви розділів напівжирним шрифтом без крапки наприкінці. Таблиці повинні мати тематичні назви та порядкові номера (без знаку №), на які даються посилання у тексті. Рисунки та графіки повинні бути пронумеровані в порядку посилання у тексті. Кожний рисунок розміщується в окремому файлі (формати **.bmp, .jpg, .tiff**). Кольорові та фонові рисунки не приймаються. Перелік рисунків з номерами та підписами рисунків пишуться в окремому документі. Усі формули повинні бути набрані у редакторі формул MicrosoftEquation 2.0, 3.0 (MathType). При виборі одиниць виміру слід дотримуватись системи СІ. Ціла частина числа від десятичної відділяється комою. Нумерація формул дається арабськими цифрами в круглих дужках праворуч. Посилання на джерела беруться у квадратні дужки.
Пустий рядок	
Список літератури **1. який виконується згідно ДСТУ ГОСТ 7.1:2006 «Система стандартів з інформації, бібліотечної та видавничої справи. Бібліографічний запис. Бібліографічний опис. Загальні вимоги та правила складання» та в порядку посилання.**	Назва розділа – шрифт: 12пт, напівжирний. Текст списка: Шрифт: 11пт, курсив; Абзац: вирівнювання – по ширині сторінки, міжрядковий інтервал – одинарний, відступ першого рядка – 7,5мм.
Пустий рядок	
Ф.И.О. авторов. Название статьи на альтернативном языке (П.І.Б. авторів. Назва статті на альтернативній мові) ***Анотация (Анотація).*** *Анотація на альтернативній мові (російська, якщо стаття на українській мові; або українська, якщо стаття на російській мові.* ***Ключевые слова (Ключові слова):*** *на альтернативній мові*	Шрифт: 12пт, курсив Абзац: вирівнювання –по ширині сторінки, міжрядковий інтервал – одинарний, відступ першого рядка – 7,5мм
Пустий рядок	
П.І.Б. авторів. Назва статті на англійській мові ***Abstract.*** *Переклад анотації на англійську мову.* ***Keywords:*** *Переклад ключових слів на англійську мову*	Шрифт: 12пт, курсив Абзац: вирівнювання –по ширині сторінки, міжрядковий інтервал – одинарний, відступ першого рядка – 7,5мм

Статті, що не відповідають вимогам, повертаються авторам для доопрацювання.

Після прийняття редколегією рішення про допуск статті до публікації відповідальний секретар інформує про це автора й указує строки публікації, розмір плати за публікацію статті та банківські реквізити Академії.

ПОРЯДОК РЕЦЕНЗУВАННЯ СТАТЕЙ

1. Наукові статті, що надійшли до редакції, проходять через інститут рецензування.

2. Форми рецензування статей:

– зовнішня (рецензування рукописів статей доктором або кандидатом наук, який є провідним спеціалістом у відповідній галузі науки);

– внутрішня (рецензування рукописів статей членами редакційної колегії).

3. У зовнішній рецензії повинні бути висвітлені наступні питання:

– чи відповідає зміст статті заявленій в назві темі;

– наскільки стаття відповідає сучасним досягненням у зазначеній галузі;

– чи доступна стаття читачам, на яких вона розрахована, з погляду мови, стилю, розташування матеріалу, наочності таблиць, діаграм, малюнків та ін.;

– чи доцільна публікація статті з урахуванням раніше випущеної по даному питанню літератури;

– у чому конкретно полягають позитивні сторони, а також недоліки статті, які виправлення й доповнення повинні бути внесені автором;

– висновок про можливість опублікування даного рукопису в журналі: «рекомендується», «рекомендується з урахуванням виправлення відзначених рецензентом недоліків» або «не рекомендується».

4. Зовнішня рецензії засвідчуються в порядку, установленому в установі, де працює рецензент. Рецензія повинна бути підписана рецензентом з розшифровкою посади, наукового ступеня і вченого звання.

5. Відповідальний секретар протягом 7 днів повідомляє авторів про одержання статті.

6. Відповідальний секретар визначає відповідність статті профілю журналу, вимогам до оформлення й направляє її на внутрішнє рецензування члену редакційної колегії, що має найбільш близьку до теми статті наукову спеціалізацію.

7. Строки рецензування в кожному окремому випадку визначаються відповідальним секретарем з урахуванням створення умов для максимально оперативної публікації статті.

8. Внутрішня рецензія виконується членами редакційної колегії журналу у відповідності з наказом ректора Академії від 11.10.2010р. №153-01 «Про затвердження Положення про порядок випуску наукового фахового видання Вісник Донецької академії автомобільного транспорту».

Рецензент коментує якість рукопису за такими пунктами, як:

– наукова новизна,

– обґрунтованість результатів,

– значимість результатів,

– ясність викладання,

– якість оформлення;

виставляє по кожному пункту параметричну оцінку від 0 до 5. В залежності від суми балів приймається рішення про доцільність публікації, про необхідність доопрацювання рукопису, або про недоцільність публікації.

Рецензія повинна бути підписана рецензентом з розшифровкою посади, наукового ступеня і вченого звання.

9. У випадку відхилення статті від публікації редакція направляє авторові мотивовану відмову.

10. Наявність позитивної рецензії не є достатньою підставою для публікації статті. Остаточне рішення про доцільність публікації ухвалюється вченою радою Академії.

11. Оригінали рецензій зберігаються в редакції наукового журналу «Вісник Донецької академії автомобільного транспорту».