

УДК 629.114.2

Петров Л.М., к.т.н., Борисенко Т.М.

Одеський державний аграрний університет, м. Одеса

ТЕОРІЯ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ З ЕЛЕМЕНТАМИ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ КОЛІСНОГО РУШІЯ ДОВАНТАЖЕНОГО ДИНАМІЧНОЮ ВАГОЮ

Наведено аналіз накопичення пружної енергії динамічною вагою з наступною передачею цієї енергії у процес переміщення колісного рушія транспортного засобу, що забезпечує зниження загальних витрат енергії та високий рівень коефіцієнта корисної дії ходових систем енергетичних засобів.

Вступ

Розвиток транспортних засобів розширює номенклатуру конструкцій колісних рушіїв на пневматичних шинах та стимулює інтенсифікацію науково-дослідницьких і дослідно-конструкторських робіт, які спрямовані на більш повне задоволення експлуатаційних вимог, зниження ваги та удосконалення технології реалізації крутного моменту на колесі.

Особливістю робочого процесу колісного рушія транспортного засобу є непостійність його розмірів, що обумовлюється пружною деформацією пневматичної шини при її взаємодії з опорною поверхнею. При цьому ступінь змінення розмірів залежить від пружних властивостей шини. Така характеристика має важливе теоретичне і практичне значення, оскільки безпосередньо належить до рівняння коливальних динамічної системи дорога-колесо-машина і використовується під час розв'язання задачі підвищення якісних показників кочення колісного рушія.

Аналіз існуючих конструкцій колісних рушіїв

У роботі [1] вперше розроблено методику передачі через еластичне колесо обертового моменту в напрямку кочення ведучого колеса. При створенні моделі кочення ведучого колеса автор пропонує звернути увагу, що обід колеса володіє особливо високою тангенціальною еластичністю. Завдяки такій теорії було встановлено, що покриття автомобільної шини володіє значною еластичністю не тільки в радіальному, але й в тангенціальному напрямках, а тому передача тягової сили помітно змінює радіус кочення ведучого колеса.

У роботі [2] запропоновано використовувати гравітаційний момент, шляхом впровадження в трансмісію трактора гравітаційного кидача отримано рівняння для сили підтримки руху трактора.

У роботах [3, 4, 5] розглянуто питання теорії колісного рушія з осциляторним пристроєм, гнучким бандажем та його імпульсно-силовою підтримкою.

Мета

Метою дослідження є підвищення якісних показників колісних рушіїв транспортних засобів за рахунок накопичення пружної енергії гнучкого елемента з реалізацією її у точці контакту опорної поверхні.

Результати дослідження

Запропоновано транспортний засіб, колісний рушій якого довантажений динамічною вагою [6] рис. 1.

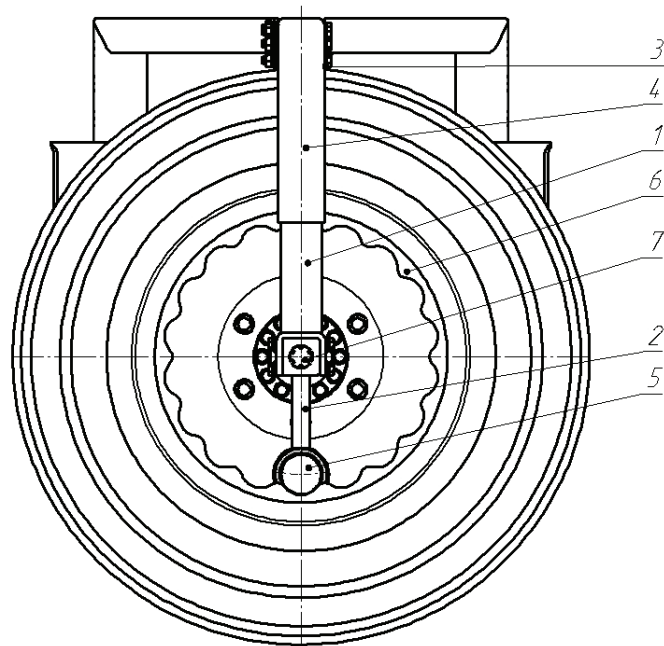


Рис. 1. Транспортний засіб з колісним рушієм, довантажений динамічною вагою:
 1 – стійка телескопічна; 2 – важіль динамічний (гнучкий елемент); 3 – ребро жорсткості;
 4 – напрямна; 5 – ваги динамічні; 6 – гребінка; 7 – вісь

Розглянемо розв'язання задачі накопичення енергії динамічною вагою з пружним елементом, яка в подальшому перетворюється у рух транспортного засобу. Спочатку розглянемо випадок, коли динамічний важіль (гнучкий елемент) не затримується в зоні контакту шини з опорною поверхнею рис. 2.

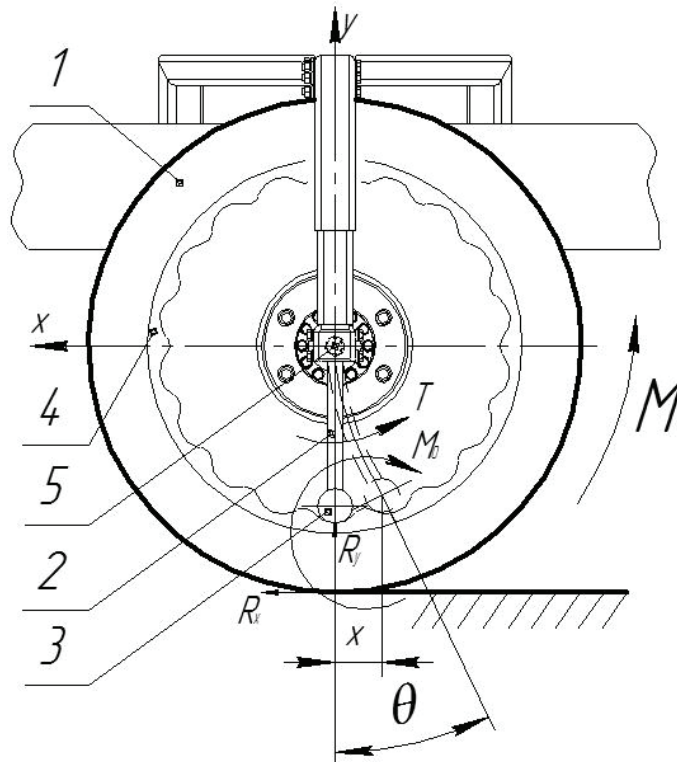


Рис. 2. Схема колісного рушія з динамічним навантаженням:
 1 – ведуче колесо; 2 – важіль динамічний (гнучкий елемент); 3 – ваги динамічні;
 4 – гребінка; 5 – нерухома вісь

У такому випадку гнучкий елемент не навантажується моментом M_0 . Невідомі сили, які викликані зв'язком шини колісного рушія з динамічним важелем, можна розкласти на дві перпендикулярні складові R_x та R_y .

Вісь y вибрано такою, що вона проходить через центр колісного рушія та динамічний важіль.

Закручувальний момент, який діє на гнучкий елемент, направлений проти годинникової стрілки і дорівнює:

$$T = R_x \cdot r, \quad (1)$$

де r – кінематичний радіус колеса;

R_x – горизонтальна складова дотичної сили тяги.

Для моменту, який діє в точці зіткнення динамічної ваги з профілем гребінки, що визначається координатами x і y будемо мати:

$$M = R_x (r + y) - R_y \cdot x = T \left(1 + \frac{y}{d} \right) - R_y \cdot x, \quad (2)$$

де d – діаметр колеса;

R_y – вертикальна складова дотичної сили тяги;

M_0 – додатковий момент опору кочення колісного рушія.

Повна пружна енергія зігнутого важеля динамічного гнучкого елемента буде визначатися з формули [7]:

$$U = \frac{1}{2} \int_0^l \frac{M^2}{B} ds, \quad (3)$$

де B – постійна жорсткість при згинанні;

l – повна довжина гнучкого елемента;

ds – елементарна відстань.

За умови, що точка прикладання вертикальної складової дотичної сили тяги R_y нерухома, тоді за теоремою Кастиліано отримаємо рівняння кута відхилення:

$$\Theta = \frac{\partial U}{\partial R_y} = \frac{1}{B} \int_0^l M \frac{\partial M}{\partial R_y} ds = -\frac{1}{B} \int_0^l \left(T \left(1 + \frac{y}{d} \right) - R_y \cdot x \right) x ds. \quad (4)$$

При відхиленні динамічної ваги з одночасним вигином гнучкого елемента, шляхом дії на неї профілю гребінки колісного рушія і моменту закручування T , отримуємо рівняння кута навантаження колісного рушія:

$$\Theta = \frac{\partial U}{\partial T} = \frac{1}{B} \int_0^l M \frac{\partial M}{\partial T} ds = \frac{1}{B} \int_0^l \left\{ T \left(1 + \frac{y}{d} \right) - R_y \cdot x \right\} \left(1 + \frac{y}{d} \right) ds. \quad (5)$$

З рівняння (4) отримуємо

$$R_y \int_0^l x^2 ds = T \int_0^l \left(x + \frac{xy}{d} \right) ds. \quad (6)$$

З рівняння (5) отримуємо

$$B\Theta = T \int_0^l \left(1 + 2 \frac{y}{d} + \frac{y^2}{d^2} \right) ds - R_y \int_0^l \left(x + \frac{xy}{d} \right) ds. \quad (7)$$

Застосувавши поняття «приблизної симетрії», відхилення та повернення гнучкого елемента з динамічною вагою в початковий стан можна прийняти:

$$\int_0^l x ds = \int_0^l y ds = \int_0^l xy ds = 0. \quad (8)$$

Тоді з (6) та (7) маємо

$$R_y = 0; \quad B\Theta = T \int_0^l \left(1 + \frac{y^2}{r^2} \right) ds. \quad (9)$$

З (9) маємо вираз для моменту закручування

$$T = \frac{B\Theta}{\int_0^l \left[1 + \frac{(l \cdot \Theta)^2 - (l \cdot \sin \Theta)^2}{r^2} \right] ds}. \quad (10)$$

В програмному середовищі Matlab були проведені дослідження впливу на закручувальний момент змінних θ та B (рис. 3, рис. 4).

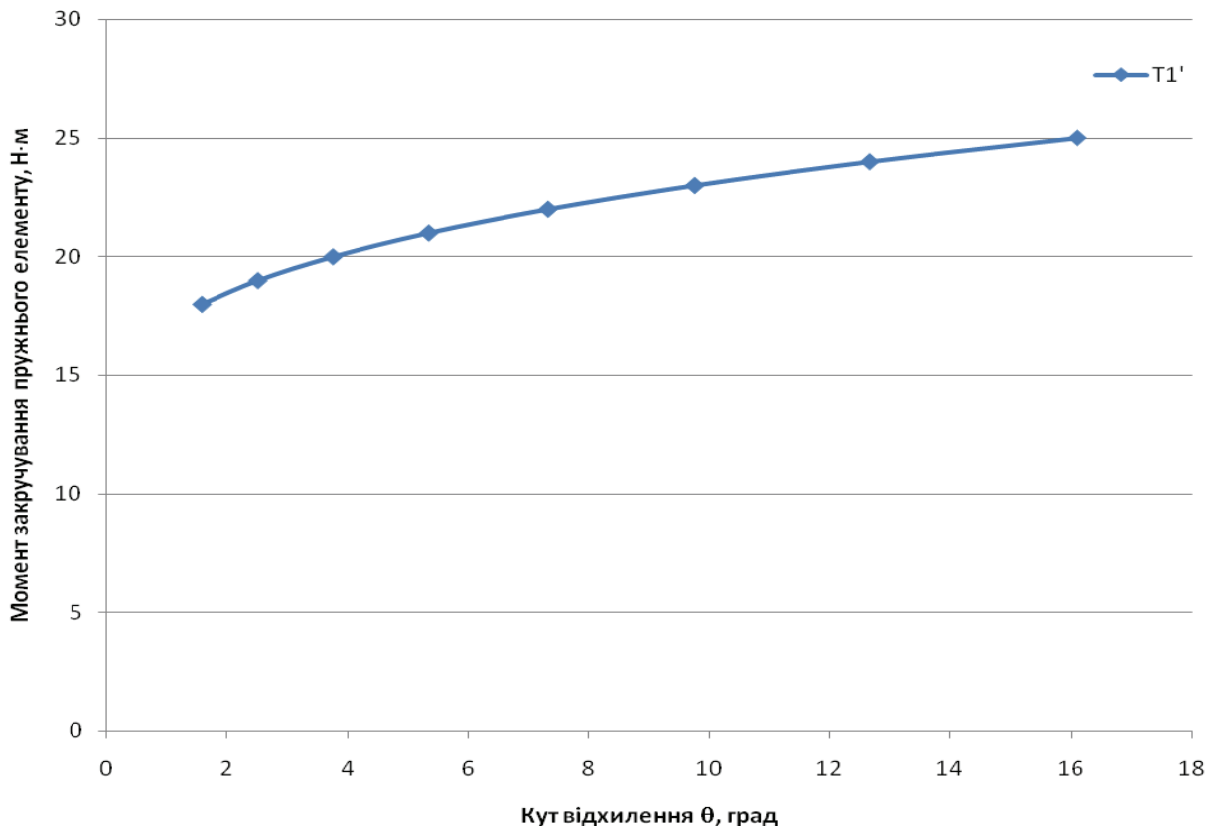


Рис. 3. Залежність моменту закручування пружного елемента від кута відхилення динамічної ваги

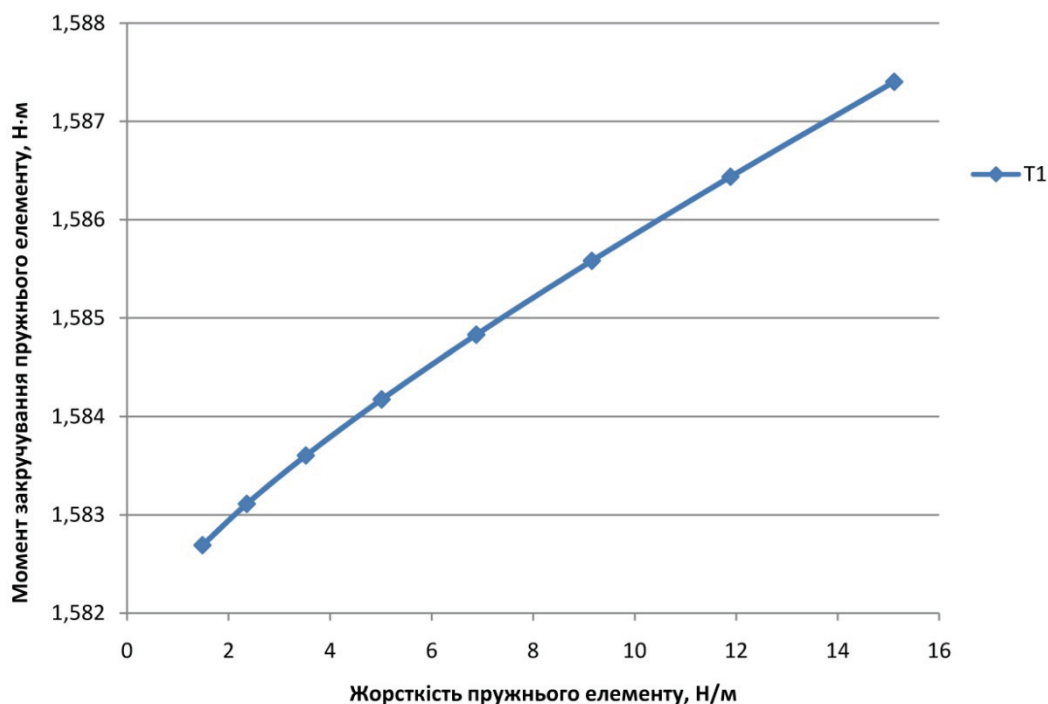


Рис. 4. Залежність моменту закручування від жорсткості пружного елементу

Висновки

1. Шляхом теоретичних розрахунків встановлено залежність моменту закручування пружного елементу від змінних факторів.
2. Виявлено параметри впливу кутового навантаження пружним елементом на колісний рушій, а також впливу жорсткості пружного елементу на момент його закручування.

Список літератури

1. Чудаков Е.А. Теория автомобиля / Е.А. Чудаков. – Машиностроение. – М.: 1950. – 343 с.
2. Петров Л.М. Елементи теорії гравітаційного підвищення тягових можливостей трактора «Гравіметр» / Л.М. Петров, В.В. Земляк // Аграрний вісник Причорномор'я: зб. наук. праць. – Одеса, 2007. – № 40. – С. 89–92.
3. Петров Л.М. Застосування мобільного енергетичного засобу з осциляторним колісним рушієм в сільському господарстві / Л.М. Петров, С.М. Сікорський // Аграрний вісник Причорномор'я: зб. наук. праць. – Одеса, 2008. – № 45. – С. 32–37.
4. Петров Л.М. Теорія колісного рушія з гнучким бандажем і динамікою навантаження гравітаційною складовою / Л.М. Петров // Аграрний вісник Причорномор'я: зб. наук. праць. – Одеса, 2010. – № 49.
5. Петров Л.М. Теорія транспортного засобу з імпульсно-силовою підтримкою / Л.М. Петров // Аграрний вісник Причорномор'я: зб. наук. праць. – Одеса, 2006. – № 34. – С. 57–59.
6. Пономарев С.Д. Расчет упругих элементов машин и приборов / С.Д. Пономарев, Л.Е. Андреева. – М.: Машиностроение, 1980. – 326 с.
7. Спосіб удосконалення обертового руху колісного рушія автомобіля Л.М. Петрова. Декларативний патент. – № 42929 Україна; опубл. Б.И., 2009. – № 14.
8. Сопротивление материалов / под ред. акад. АН УССР Г.С. Писаренко – 5-е изд. перераб. и доп. – К.: Вища школа, 1986. – 775 с.

Рецензенти: д.т.н., проф. В.Ф. Оробей, Одеський національний політехнічний університет;
к.т.н., доц. А.В. Хімченко, АДІ ДВНЗ «ДонНТУ»

Стаття надійшла до редакції 16.05.11
© Петров Л.М., Борисенко Т.М., 2011