

ЕЛЕМЕНТИ ТЕОРІЇ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ КОЛІСНИХ РУШІЇВ

Борисенко Т.М., аспірант
(Одеський державний аграрний університет)

Аналіз досліджень вітчизняних та зарубіжних авторів дає можливість систематизувати класифікаційні ознаки способів підвищення тягових можливостей транспортних засобів.

Світова тенденція світових виробників транспортних засобів спрямована на вдосконалення тягово-транспортних засобів з метою підвищення тягових можливостей колісних рушіїв. Була проведена систематизація таких засобів, яка приведена (рис. 1) [1].

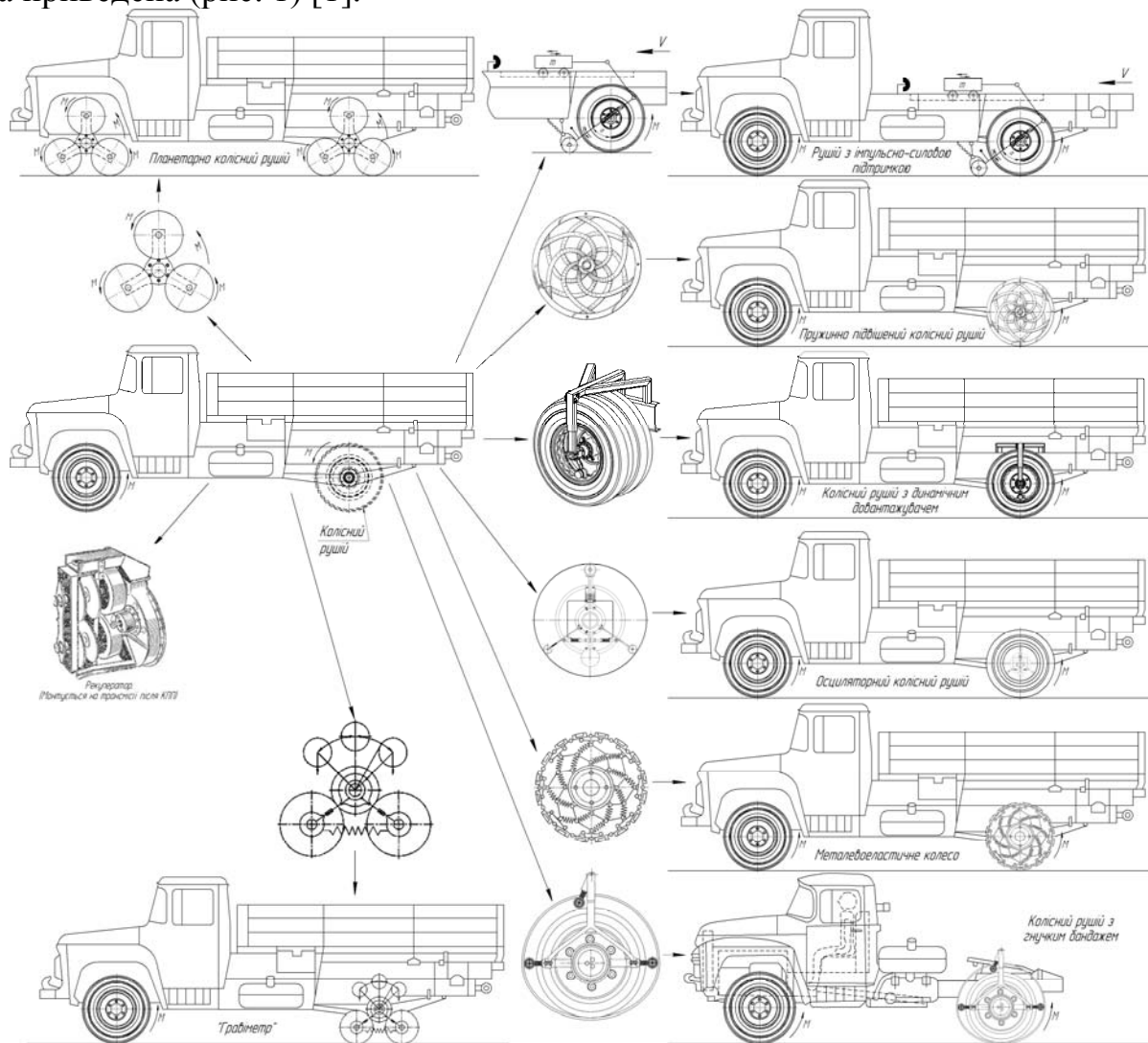


Рис. 1. Систематизація транспортних засобів

Підвищення працездатності та забезпечення високого ККД мобільних енергетичних засобів на більш високих швидкостях, світова тенденція

пропонує застосовувати додаткові технологічні знаряддя. В такому випадку розробка та створення мобільного засобу з колісними рушіями в які введено потенційне накопичення енергії являється актуальною.

В результаті досліджень [2] встановлено, що в зоні плями контакту колісного рушія діє момент згину, отримано рівняння залежності оптимальної зони навантаження колісного рушія у відповідності з кутом узгодження відхилення (1) в град:

$$\alpha = t \left(\frac{a}{b} \right)^p \quad (1)$$

де: α – кут нахилу деформованої частини шини, град;

t – загальний опір по перезавантаженню колісного рушія в відповідності від раптової зміни кута узгодження, Н;

a і b – характеристики деформованої плями контакту, мм;

p – показник степені впливу не встановлених факторів.

Шляхом заміни дроби $\frac{a}{b}$ на k у виразі (1) було отримано характеристику плями контакту в жорсткому центрі деформованої шини величину:

$$k = \frac{a}{b} \quad (2)$$

В результаті степенева функція з двома невідомими параметрами буде описувати стан зони деформації шини колісного рушія в град:

$$\alpha = t(k)^p \quad (3)$$

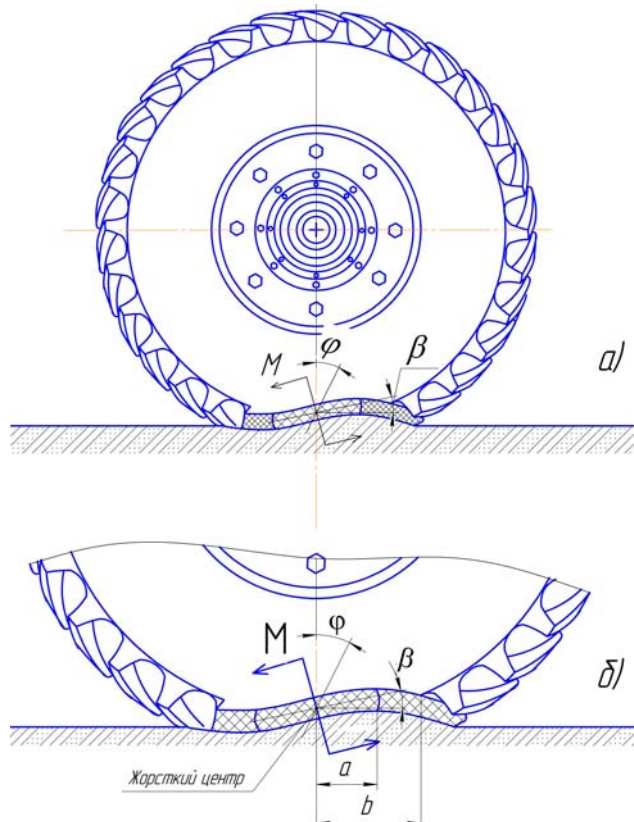


Рис. 2. Зображення згинаючих моментів та деформації шини від опорної поверхні: (а) загальний вигляд колісного рушія; (б) параметри деформованої плями контакту

Шляхом нескладних математичних перетворень, отримані математичні залежності:

$$p = \frac{n \sum_{i=1}^n y \cdot z - n \sum_{i=1}^n z n \sum_{i=1}^n y}{n \sum_{i=1}^n z^2 - \left(n \sum_{i=1}^n z \right)^2} = \frac{n \sum_{i=1}^n \ln \alpha \cdot \ln k - \sum_{i=1}^n \ln k \cdot \sum_{i=1}^n \ln \alpha}{n \sum_{i=1}^n (\ln k)^2 - \left(\sum_{i=1}^n \ln k \right)^2} \quad (4)$$

$$\ln t = \frac{1}{n} \left(\sum_{i=1}^n y - p \sum_{i=1}^n z \right) = \frac{1}{n} \left(\sum_{i=1}^n \ln \alpha - p \sum_{i=1}^n \ln k \right) = C \quad (5)$$

Перетворення (3, 4) приводить до виразу:

$$\alpha = e^c \quad (6)$$

Знайдені значення $\ln t$ й p визначають точку екстремуму $L = f(\ln t, p)$.

Також було розглянемо рішення задачі накопичення енергії динамічною вагою з пружним елементом, яка в подальшому перетворюється у рух транспортного засобу. Спочатку розглянемо випадок, коли важіль динамічний (гнучкий елемент) не затримується в зоні контакту шини з опорною поверхнею (рис.3).

Невідомі сили, які викликані зв'язком шини колісного рушія з важелем динамічним, можна розкласти на дві перпендикулярні складові R_x та R_y .

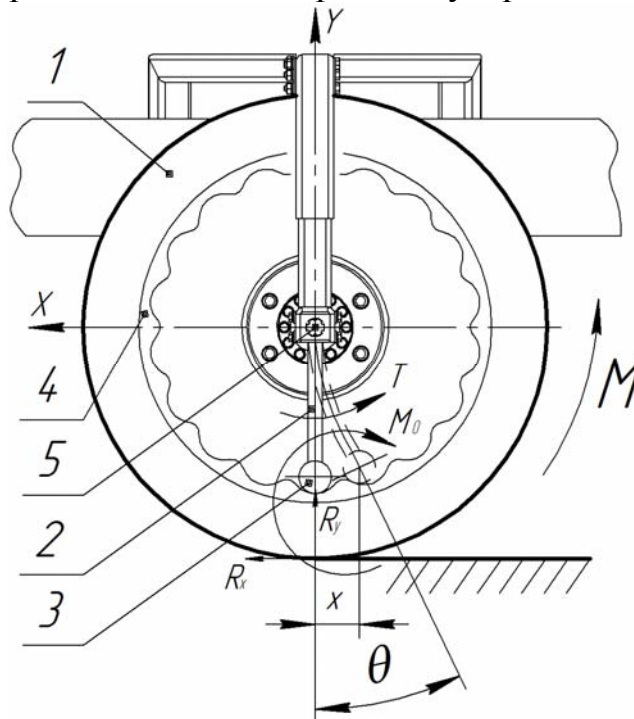


Рис. 3. Схема колісного рушія з динамічним навантаженням: 1 – ведуче колесо; 2 – важіль динамічний (гнучкий елемент); 3 – ваги динамічні; 4 – гребінка; 5 – нерухома вісь

Ось y вибрано так, що вона проходить через центр колісного рушія та динамічний важіль.

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

$$T = R_x \cdot r \quad (7)$$

де:

r — кінематичний радіус колеса, м;

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:

$$M_0 = R_x(r + y) - R_y \cdot x = T \left(1 + \frac{y}{d} \right) - R_y \cdot x \quad (8)$$

де:

d — діаметр колеса, м;

R_y — вертикальна складова дотичної сили тяги;

M_0 — додатковий момент опору кочення колісного рушія, Н·м.

Повна пружна енергія зігнутого важеля динамічного - гнучкого елемента буде визначатись з формули [6]:

$$U = \frac{1}{2} \int_0^l \frac{M_0^2}{B} ds \quad (9)$$

де:

B — постійна жорсткість при згині;

l — повна довжина гнучкого елемента, м;

ds — елементарна відстань.

Згідно цих досліджень мною був розроблений та побудований для проведення експериментальних досліджень макет транспортного засобу з колісним рушієм довантажений динамічною вагою рис.4.

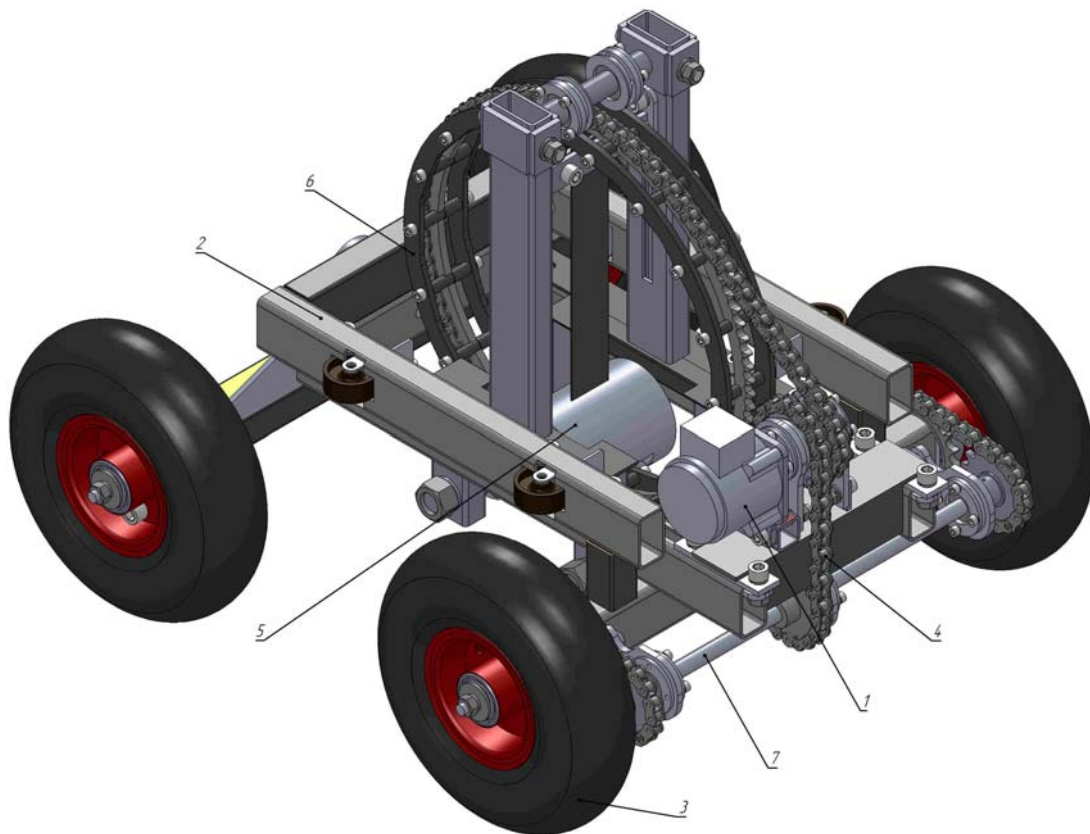


Рис. 4. Макет транспортного засобу з колісним рушієм довантажений динамічною вагою: 1 – електродвигун; 2 – рама; 3 – колесо; 4 – ланцюг; 5 – ваги динамічні; 6 – диск шаблон з імітаційними нерівностями; 7 – привідна вісь коліс

Список використаних джерел

1. Петров Л.М., Борисенко Т.М. Основні напрямки удосконалення конструкції колісного рушія. // Аграрний вісник Причорномор'я. зб. наук. праць.-Одеса, 2010, №55.-С.40-45.

2. Петров Л.М. Теорія оптимізації якісних показників колісного рушія // Труды Одесского политехнического университета: Научный и производственно-практический сборник по техническим и естественным наукам. – Одесса, 2010. Вып. 1(33)-2(34). – 307с.-Яз. рус., укр. - 65-69с.

Аннотация

Обоснование параметров и режимов работы колесного движителя с потенциальной нагрузкой

Борисенко Т.Н.

Анализ исследований отечественных и зарубежных авторов дает возможность систематизировать классификационные признаки способов повышения тяговых возможностей транспортных средств (рис. 1) [1].

Abstract

Substantiation of the parameters and modes of paddle wheels with a potential load

T.Borisenco

Analysis of studies of domestic and foreign authors makes it possible to systematize the classification features of the ways to increase the traction capabilities of vehicles (Fig. 1) [1].