

Є.Г. Опанасюк, к.т.н., доц.
Д.Б. Бегерський, аспір.
О.Є. Опанасюк, здобувач

Житомирський державний технологічний університет

ПРИВІД ВЕДУЧОГО КОЛЕСА ЗІ ЗМІННОЮ ЖОРСТКІСТЮ. ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

У статті проведено аналіз відомих робіт, присвячених питанням взаємодії колісного рушія з сипкими ґрунтами. Запропоновано спосіб визначення оптимальних значень коефіцієнта буксування, за яких досягається максимальна сила зчеплення. Запропоновано методіку розрахунку пружних характеристик рушія за умови досягнення максимальної сили зчеплення в контакті.

Вступ. Аналіз матеріалів відомих теоретичних і експериментальних досліджень в галузі опорно-зчепної прохідності показує, що конструктори ще не мають достатньої інформації про динамічні властивості системи “колійний рушій–ґрунт” в нестационарній постановці. Крім того, існує потреба в удосконалюванні й самої методики розрахунку колісного рушія з урахуванням коливальних процесів, пов’язаних з нестационарними характеристиками тертя (зчеплення) шини рушія і сипкого ґрунту.

Така ситуація призвела до того, що закладені в конструкцію потенційні можливості по тязі і зчепленню на сипких ґрунтах автомобілями високої прохідності використовуються на 60–70 %. Крім того, внаслідок високої динамічної навантаженості значно скорочується робочий ресурс елементів трансмісії й рушія. Таким чином, проблема зменшення впливу коливальних процесів, що мають місце в контакті пневматичної шини з ґрунтом на показники прохідності автомобілів та динамічної навантаженості елементів трансмісії, є актуальною.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Особливе місце в дослідженнях із проблем підвищення прохідності транспортних засобів в умовах бездоріжжя приділяється роботі автомобілів на сипких важкопрохідних ґрунтах: піску і снігу. Досвід показує, що в таких умовах істотний вплив на техніко-експлуатаційні властивості транспортних засобів здійснює характер взаємодії рушія з опорною поверхнею. Вивченню динаміки колісних рушіїв у нашій країні і за кордоном приділяється велика увага. Значний внесок у розвиток теорії автомобілів високої прохідності, вдосконалювання їхніх конструкцій, внесений вітчизняними дослідниками: Є.О. Чудаковим, А.К. Фрумкіним, Г.В. Зімелевим, М.Ф. Бочаровим, Я.С. Агейкіним, Г.А. Смірновим, В.І. Кнорозом, Б.М. Семеновим, Г.Б. Безбородовою, М.Ф. Кошарним, С.Г. Вольським; закордонними авторами М.Г. Беккером, А. Солтинським і багатьма іншими, а також колективами НДІ й КБ автомобільних заводів.

У деяких роботах [4, 5] зазначається, що взаємодія колісного рушія з сипким ґрунтом завжди супроводжується коливальними процесами в плямі контакту. Також у роботі [5] наведено результати експериментальних досліджень зміни динамічного радіуса колеса при його буксуванні, які показують, що коливальні процеси в контакті пневматичної шини з ґрунтом викликають коливання центра колеса, а отже і підресорних мас автомобіля у вертикальній площині.

Позбутися коливальних процесів у контакті пневматичної шини з ґрунтом можна двома шляхами:

1. Підводити до колеса крутний момент, що змінюється за заданим законом.
2. Змінювати жорсткість приводу колеса відповідно до певного закону.

Перший спосіб реалізується у системах активного контролю тягового зусилля [6, 7]. Дані системи працюють за таким принципом: електронний блок керування порівнює розрахункову, за показниками датчиків частоти обертання ведучих коліс, швидкість автомобіля з реальною швидкістю. У випадку, коли розрахункова швидкість перевищує дійсну, зменшується крутний момент, що підводиться до коліс. Проте такі системи мають ряд недоліків [6]:

1. При розрахунках швидкості автомобіля за показниками датчиків частоти обертання коліс, не враховується зміна динамічного радіуса шини.
2. Вимірювання частоти обертання коліс відбувається з низькою дискретизацією (до 20 точок на оберт), що призводить до втрати частини даних (частота коливальних процесів, про які йде мова, у 5–8 разів вища).

Таким чином, для підвищення ефективності роботи даної системи необхідна її модернізація, а саме: необхідно змінювати алгоритм розрахунку швидкості автомобіля з врахуванням зміни динамічного радіуса шини (для цього необхідно введення в систему додаткових датчиків вертикальних коливань) та підвищувати дискретизацію вимірювання частоти обертання коліс, що призведе до значного збільшення вартості системи.

Отже, доцільніше використовувати другий спосіб – привід ведучих коліс зі змінною крутильною жорсткістю.

Метою даної статті є визначення залежностей зміни крутильної жорсткості приводу ведучих коліс автомобіля від параметрів, що характеризують режим роботи рушія та навантаження на нього, виконання яких дозволить позбутися коливальних процесів у контакті пневматичної шини з ґрунтом.

Викладення основного матеріалу. Розглянемо рух колеса з пневматичною шиною по опорній поверхні, що деформується. Лінійна швидкість осі колеса в цьому випадку буде виражатись залежністю [1, 2]:

$$V_k = \omega_0 R_k (1 - S_\sigma),$$

де V_k – лінійна швидкість осі колеса; ω_0 – кутова швидкість колеса; R_k – кінематичний радіус колеса; S_σ – коефіцієнт буксування.

Коефіцієнт буксування визначається як [1]:

$$S_\sigma = \frac{V_T - V_D}{V_T},$$

де V_T – теоретична швидкість осі колеса за відсутності буксування; V_D – дійсна швидкість осі колеса з урахуванням буксування.

Дійсну швидкість осі колеса можна визначити як:

$$V_D = V_T - V_{\text{Ковз}},$$

де $V_{\text{Ковз}}$ – швидкість ковзання в контакті шини з ґрунтом.

Як відомо [1, 2], сила тертя досягає свого максимального значення за деякими ненульовими значеннями відносного переміщення поверхонь, що взаємодіють. На основі отриманих нами результатів експериментальних досліджень взаємодії моделі протектора пневматичної шини з сипким ґрунтом [3, 4], було визначено залежності переміщення протектора шини відносно опорної поверхні, при якій сила тертя в контакті сягає своїх максимальних значень (рис. 1–2).

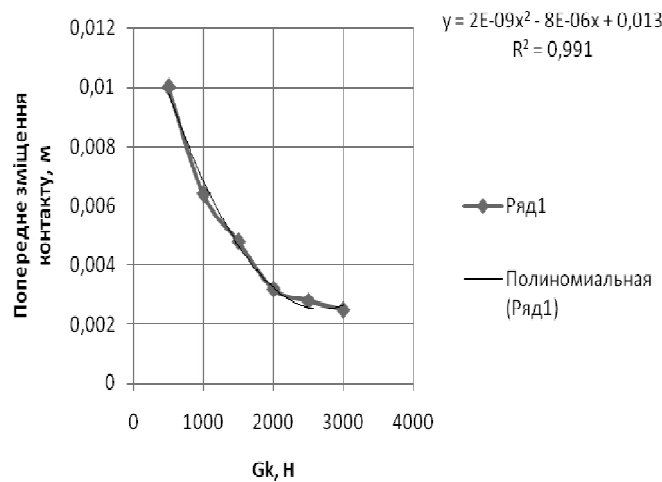


Рис. 1. Залежність проковзування моделі протектора пневматичної шини, за якого досягається максимальна сила тертя від величини вертикального навантаження при $V_{np} = 0,03$ м/с, $C_{np} = 36,4$ кН/м

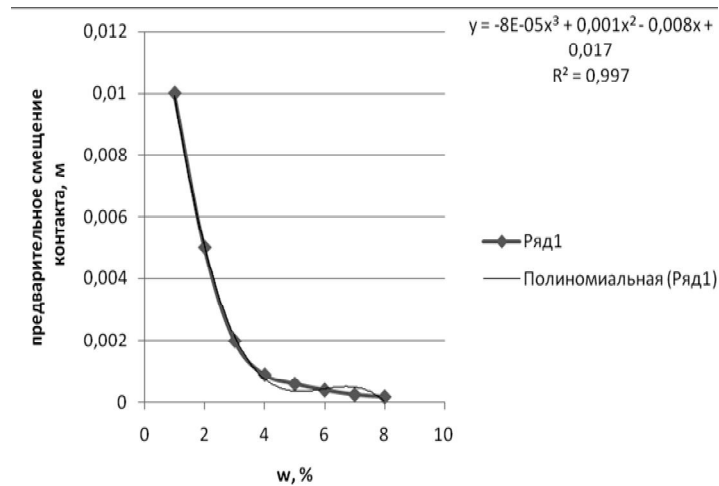


Рис. 2. Залежність проковзування моделі протектора пневматичної шини, за якого досягається максимальна сила тертя від вологості ґрунту при $G = 2000 \text{ Н}$, $C_{np} = 36,4 \text{ кН/м}$

Очевидно, що швидкість ковзання в контактї, при якій досягається максимальна сила тертя буде залежати від швидкості ведучої ланки (рис. 3).

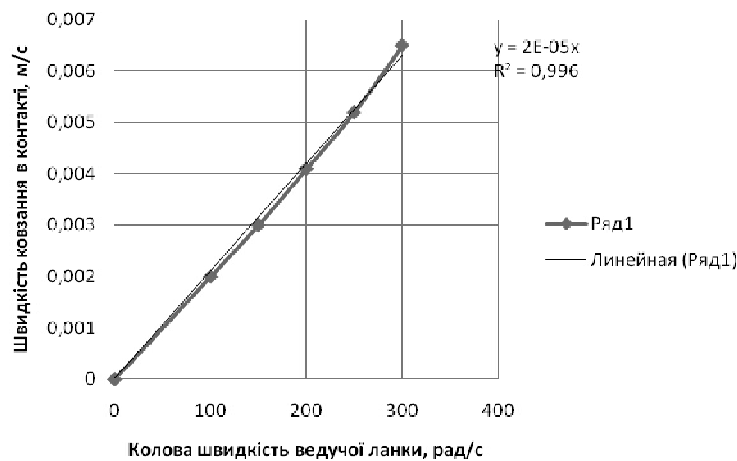


Рис. 3. Залежність швидкості ковзання в контактї від колової швидкості ведучої ланки

З урахуванням отриманих експериментальних даних можна визначити для заданих умов руху і навантаження, оптимальне значення коефіцієнта буксування:

$$S_a^* = \frac{V_{\dot{O}} - V_{\dot{A}}}{V_{\dot{O}}} = \frac{V_T - (V_T - V_{\dot{A}i\dot{a}c})}{V_T} = \frac{V_{\dot{A}i\dot{a}c}}{V_T}$$

За відсутності буксування теоретичну швидкість осі колеса можна визначити за формулою:

$$V_T = \omega_0 R_k$$

Тоді:

$$S_a^* = \frac{V_{\dot{A}i\dot{a}c}}{V_T} = \frac{V_{\dot{A}i\dot{a}c}}{\omega_0 R_k}$$

В даній формулі є два взаємопов'язані параметри – швидкість ковзання та кінематичний радіус колеса. Для визначення цих параметрів у конкретних умовах руху ми пропонуємо використовувати номограму (рис. 4), побудовану на основі експериментальних даних, яка зображена у різних координатних площинах залежності оптимального зсуву ґрунту від вертикального навантаження, відповідних значень швидкості відносного ковзання при різних значеннях колової швидкості ведучої ланки та залежності кінематичного радіуса від швидкості відносного ковзання. Отримана номограма дозволяє для заданих ґрунтових умов визначити оптимальне значення деформації ґрунту, при якому

досягається максимальна сила опору зсуву. На основі отриманих даних, за допомогою побудованої номограми, можна визначити швидкість ковзання, що відповідає встановленим значенням оптимального зсуву ґрунту при відомій колівій швидкості ведучої ланки. Маючи ці значення, можна визначити кінематичний радіус шини з відомим статичним радіусом.

Тепер розглянемо дійсну швидкість ковзання в контактї пневматичної шини з ґрунтом. У випадку повного буксування залежність кута повороту зовнішньої частини пневматичної шини від часу виражається рівнянням [5]:

$$\varphi(t) = \frac{c_z}{c_x} \Delta r (f_c - f_k) \cos(\omega t) - \frac{\varphi_0}{\omega} \sin(\omega t) + \varphi_0 t - \frac{c_z}{c_x} \Delta r (f_c - f_k).$$

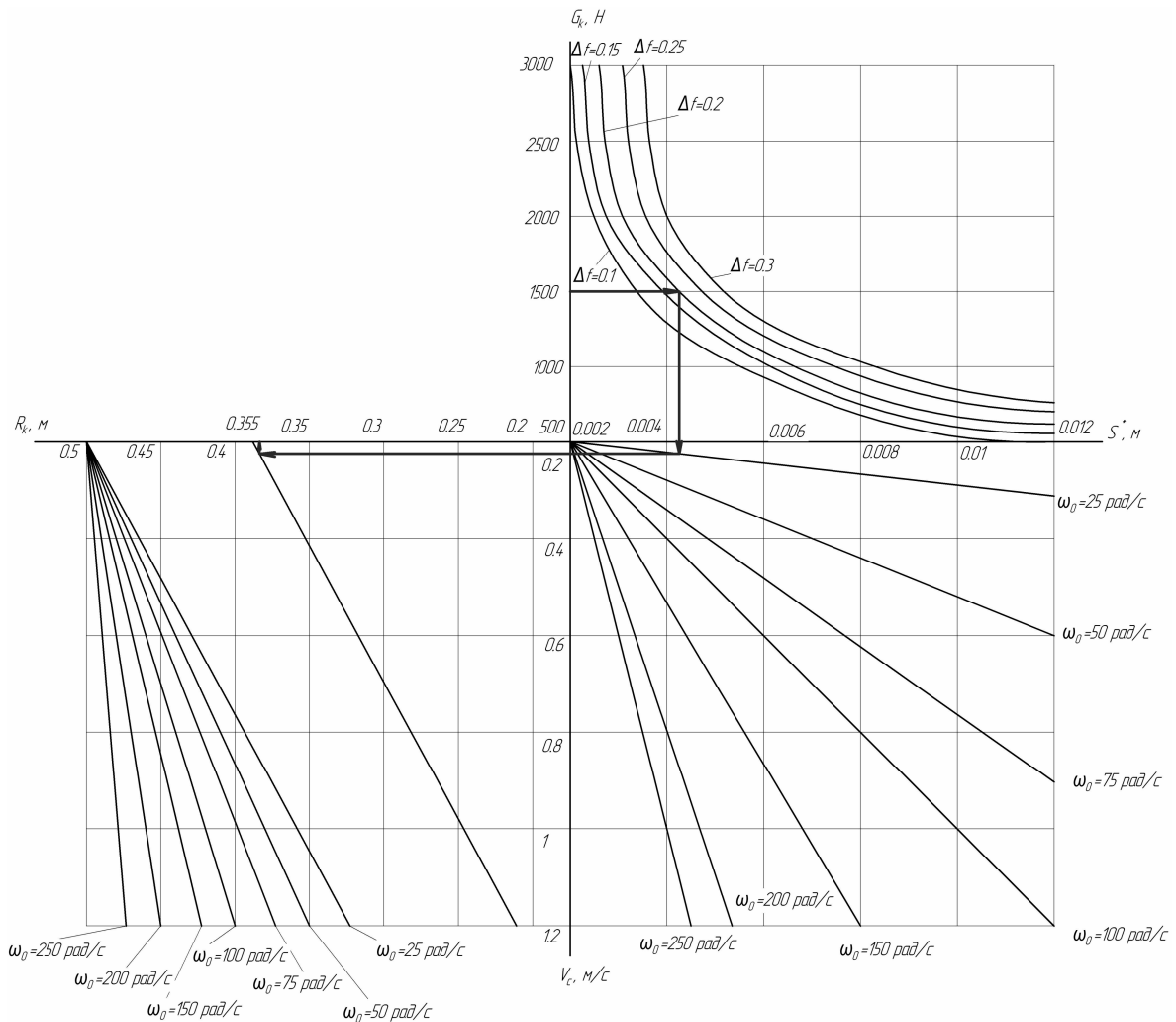


Рис. 4. Номограма для визначення V_c та R_k для шини зі статичним радіусом 0,5 м

Очевидно, що у випадку кочення колеса з частковим буксуванням, останню формулу можна переписати у вигляді:

$$\varphi(t) = \frac{c_z}{c_x} \Delta r (f_c - f_k) \cos(\omega t) - \frac{\varphi_0 \cdot S_a}{\omega} \sin(\omega t) + \varphi_0 t \cdot S_a - \frac{c_z}{c_x} \Delta r (f_c - f_k).$$

Таким чином, дійсна швидкість ковзання зовнішньої поверхні пневматичної шини відносно ґрунту можна виразити залежністю:

$$V_{\text{ЕіаС}}^a = \frac{d\varphi(t)}{dt} \cdot R_k;$$

$$\frac{d\varphi(t)}{dt} = \omega_0 \cdot S_a - \omega_0 \cdot S_a \cdot \cos(\omega \cdot t) - \omega \cdot C \cdot \Delta R \cdot \Delta f \cdot \sin(\omega \cdot t).$$

де ω_0 – кутова швидкість осі колеса; $\omega = \sqrt{\frac{c_x r_0}{I}}$; $C = \frac{c_z}{c_x}$; c_z, c_x – відповідно радіальна і тангенціальна жорсткості; $\Delta R = R - R_c$; R_c – статичний радіус шини; $R = \frac{1}{C_x} P_x - \frac{1}{C_z} G_k + R_0$; $\Delta f = f_c - f_k$; f_c, f_k – коефіцієнти тертя спокою та тертя ковзання ґрунту відповідно.

Тоді:

$$V_{\text{Ковз}}^0 = (\omega_0 \cdot S_\delta - \omega_0 \cdot S_\delta \cdot \cos(\omega \cdot t) - \omega \cdot C \cdot \Delta R \cdot \Delta f \cdot \sin(\omega \cdot t)) \cdot R_k$$

Таким чином, для досягнення силою тертя в контактї максимальних значень необхідно виконання умови:

$$V_{\text{Ковз}} = V_{\text{Ковз}}^0 \text{max}$$

Підставивши значення дійсної швидкості ковзання у рівняння для визначення коефіцієнта буксування і виконавши необхідні перетворення, отримаємо залежність, яка пов'язує відношення радіальної і тангенціальної жорсткості рушія з такими конструктивними і експлуатаційними характеристиками рушія як наведений момент інерції рушія, кутова швидкість осі колеса, вертикальне навантаження, взаємний вплив деформацій шини та коефіцієнт буксування:

$$C = \frac{c_z}{c_x} = \frac{I \cdot \omega_0^2 \cdot S_\delta^2}{G_a \cdot \Delta R \cdot \Delta f^2}$$

Підставивши в останню формулу значення коефіцієнта буксування, при яких сила тертя в контактї пневматичної шини з ґрунтом досягає своїх максимальних значень, отримаємо залежність, за якою можна визначати оптимальне співвідношення радіальної і тангенціальної жорсткості рушія:

$$C = \frac{c_z}{c_x} = \frac{I \cdot \omega_0^2 \cdot S_\delta^{*2}}{G_k \cdot \Delta R \cdot \Delta f^2}$$

З останньої формули виразимо наведену крутильну жорсткість рушія c_x :

$$c_x = \frac{c_z \cdot G_k \cdot \Delta R \cdot \Delta f^2}{I \cdot \omega_0^2 \cdot S_\delta^{*2}}$$

В даній формулі добуток $G_k \cdot \Delta R$ виражає вертикальну складову коливального процесу, який супроводжує кочення колеса з частковим буксуванням по опорній поверхні, що деформується.

Підставивши в цей добуток вираз для ΔR , отримаємо залежність крутильної жорсткості приводу від сили тертя в контактї пневматичної шини з ґрунтом:

$$c_x(F_{mp}) = \frac{c_z \cdot G_k \cdot \left(\frac{1}{C_x} F_{mp} - \frac{1}{C_z} G_k + R_0 - R_c \right) \cdot \Delta f^2}{I \cdot \omega_0^2 \cdot S_\delta^{*2}} \quad (1)$$

Оскільки максимальна сила тяги на колесі не може перевищувати силу зчеплення (яка в даному випадку рівна теоретичній силі тертя в контактї), характер зміни сили тяги буде такий самий, як і характер зміни сили тертя. Це призведе до зміни радіуса шини [4] (рис. 7). У свою чергу, зміна радіуса шини призведе до зміни дійсної сили тяги (рис. 8).

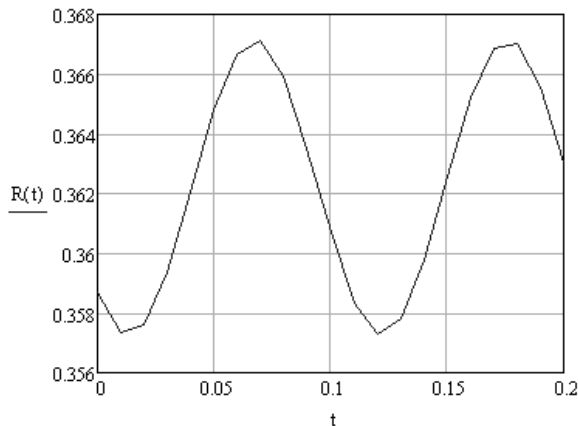


Рис. 5. Залежність радіуса шини від часу

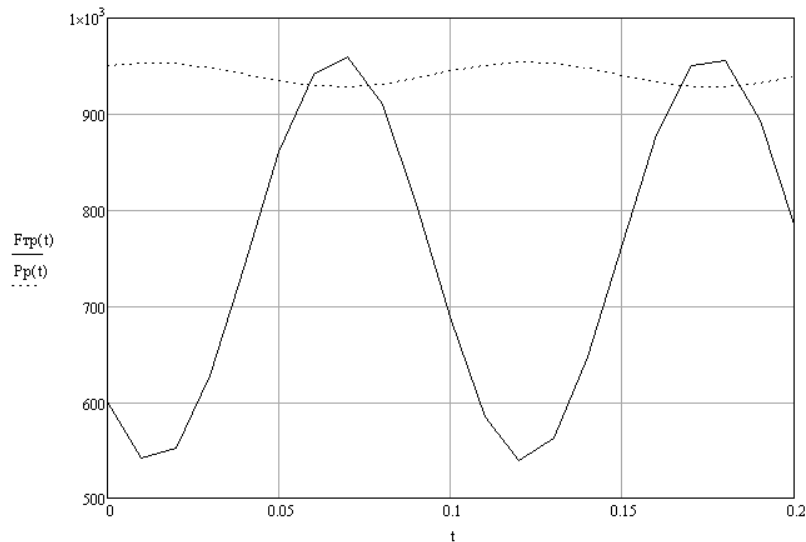


Рис. 6. Залежності сили тертя в контактi та дійсної сили тяги від часу

Очевидно, що рух колеса можливий лише в тому випадку, коли сила тяги не перевищує силу тертя в контактi.

Таким чином, для зменшення впливу коливальних процесів, які відбуваються в контактi пневматичної шини з ґрунтом на показники роботи колісного рушія достатньо вимірювати вертикальне навантаження на колесо і за отриманою формулою (1) розраховувати необхідну крутильну жорсткість приводу. Змінювати крутильну жорсткість приводу можна різноманітними способами. Наприклад, можна використовувати піввісь, яка складається з двох частин з'єднаних між собою гідравлічною або електромагнітною керованими муфтами. Але найпростіший спосіб – використання напівосі, що складається з трьох частин різної крутильної жорсткості, які з'єднуються між собою за допомогою рухомого шліцьового з'єднання, при цьому середня частина (з'єднує дві інші) напівосі може вільно переміщатись вздовж осі напівосі, змінюючи робочу довжину двох інших частин, а отже змінюючи загальну крутильну жорсткість напівосі.

Висновки:

1. Отримано закон зміни крутильної жорсткості приводу колеса, при виконанні якого забезпечується відсутність коливальних процесів у контактi пневматичної шини з ґрунтом.
2. Розглянуто два способи мінімізації впливу коливальних процесів у контактi пневматичної шини з ґрунтом на роботу колісного рушія.
3. Запропоновано спосіб реалізації змінної крутильної жорсткості приводу ведучого колеса.

Список використаної літератури:

1. Кошарный Н.Ф. Технично-эксплуатационные свойства автомобилей высокой проходимости / Н.Ф. Кошарный. – К. : Вища школа, 1981. – 208 с.
2. Работа автомобильной шины / В.И. Кнороз, Е.В. Кленников, И.П. Петров и др. – М. : Транспорт, 1976. – 238 с.
3. Программно-апаратний комплекс для дослідження взаємодії моделі пневматичної шини з ґрунтом / І.Г. Грабар, В.Г. Баженов, Є.Г. Опанасюк та ін. // Вісник ЖДТУ / Технічні науки. – 2007. – № 1 (40). – С. 15–22.
4. Грабар. І.Г. Динаміка дискретно-перервного руху моделі пневмошини на сипкому ґрунті / І.Г. Грабар, Є.Г. Опанасюк, Д.Б. Бегерський // Вісник Східноукраїнського національного ун-ту імені Володимира Даля. – 2008. – № 7 (125), Ч. 2. – С. 48–52.
5. Бегерський Д.Б. Динамічні задачі взаємодії одиночного колісного рушія з сипучим ґрунтом з врахуванням буксування / Д.Б. Бегерський // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2010. – № 2/5 (44). – С. 61–68.
6. Соснин Д.А. Новейшие автомобильные электронные системы / Д.А. Соснин, В.Ф. Яковлев. – М. : СОЛОН-Пресс, 2005. – 240 с.
7. Данов Б.А. Электронные системы управления иностранных автомобилей / Б.А. Данов. – М. : Горячая линия–Телеком, 2002. – 224 с.

ОПАНАСЮК Євген Григорович – кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і механіки технічних систем Житомирського державного технологічного університету.

Наукові інтереси:

- екологія автомобільного транспорту;
- теорія і конструкція автомобілів та двигунів;
- прохідність автомобілів.

БЕГЕРСЬКИЙ Дмитро Богданович – аспірант кафедри автомобілів і механіки технічних систем Житомирського державного технологічного університету.

Наукові інтереси:

- прохідність автомобілів;
- контактна взаємодія між елементами насипних середовищ.

ОПАНАСЮК Олександр Євгенійович – здобувач кафедри автомобілів і механіки технічних систем Житомирського державного технологічного університету.

Наукові інтереси:

- прохідність автомобілів;
- теорія і конструкція автомобілів та двигунів.

Стаття надійшла до редакції 08.08.2012

Опанасюк Є.Г., Бегерський Д.Б., Опанасюк О.Є. Привід ведучого колеса зі змінною жорсткістю. Постановка проблеми

Опанасюк Е.Г., Бегерский Д.Б., Опанасюк О.Е. Привод ведущего колеса с изменяемой жесткостью. Постановка проблемы.

Opanasyuk E.G., Begersky D.B., Opanasyuk O.E. The driving wheel actuator with changeable stiffness. Formulation of the problem.

УДК 629.113

Привод ведущего колеса с изменяемой жесткостью. Постановка проблемы / Е.Г. Опанасюк, Д.Б. Бегерский, О.Е. Опанасюк

В статье проведен анализ известных работ посвященных взаимодействию колесного движителя с сыпучими грунтами. Предложен способ определения оптимальных значений коэффициента буксования при которых достигается максимальная сила сцепления. Предложена методика расчета упругих характеристик движителя по условию получения максимальной силы сцепления в контакте.

УДК 629.113

The driving wheel actuator with changeable stiffness. Formulation of the problem / E.G. Opanasyuk, D.B. Begersky, O.E. Opanasyuk

The article analyzes the well-known work on the interaction with the propeller wheel loose soils. A method for determining the optimal values of the coefficient of slipping under which maximizes the strength of adhesion. The method of calculating the elastic characteristics of the condition of an engine to maximize traction in the contact.