

кривизною поверхні показав зменшення тягового опору при оранці з дотриманням агровиимог по якості обробітку. Запропонований пристрій дав змогу отримати три складові результуючої сили опору та підвищити точність вимірювання при дослідженні силових характеристик, оскільки рами, які передавали зусилля від ґрунтообробного робочого органу до датчиків, переміщувалися паралельно дії сил, що досліджувалися.

Список літератури

1. Пат. 71322 України, МПК G01L 5/13/. Пристрій для динамометрування сільськогосподарських знарядь при обробітку ґрунту / Ковбаса В.П., Курка В.П. – u 201115421; заявл. 26.12.2011 ; опубл. 10.07.2012, Бюл. №13
2. Шевченко І.А. Обґрунтування технологій та технічних засобів для обробітку ґрунтів на базі їх агрофізичних показників: Автореф. дис... д-ра техн. наук: 05.05.11 / І.А. Шевченко ; Нац. аграр. ун-т. – К., 2002. – 36 с. – укр.
3. Ковбаса В.П. Механіко-технологічне обґрунтування оптимізації взаємодії робочих органів з ґрунтом: Автореф. дис... д-ра техн. наук: 05.05.11 / В.П. Ковбаса ; Нац. аграр. ун-т. – К., 2006. – 35 с. – укр.
4. Пащенко В.Ф. Механіко-технологічні засоби еколого-економічного удосконалення процесів обробітку ґрунту: Автореф. дис... д-ра техн. наук: 05.05.11 / В.Ф. Пащенко ; Харк. нац. техн. ун-т сільськ. госп-ва ім. П.Василенка. – Х., 2005. – 37 с. – укр.

Приведено описание методики проведения полевых исследований и выполнен анализ полученных данных, для сравнения силовых характеристик отвала корпуса плуга рациональной кривизны с существующими.

Полка корпуса плуга, силовые характеристики, тяговое сопротивление, обработка почвы, тензометрирования

The methods of analysis of field research and data to compare characteristics of the new shelves plow with existing.

Plow, power characteristics, the resistance of the soil.

УДК 629.366

ДО ПИТАННЯ ПРО КОЕФІЦІЄНТ ОПОРУ ПОВОРОТУ ГУСЕНИЧНОЇ МАШИНИ

***І.П. Трояновська, доктор технічних наук
Південно-Уральський державний університет
С.П. Пожидаєв, кандидат технічних наук***

© І.П.Трояновська, С.П.Пожидаєв, 2013

Розглянуто залежність коефіцієнта опору повороту гусеничної машини від радіуса повороту, яка реалізується у новій моделі взаємодії гусеничних рушіїв з опорною поверхнею. Модель забезпечує задовільну точність розрахункових даних у всьому діапазоні можливих радіусів повороту гусеничної машини.

Гусенична машина, коефіцієнт опору повороту, радіус повороту.

Постановка проблеми. Поворот гусеничної машини, у силу конструктивних особливостей, завжди супроводжується прокозванням її рушіїв. Тому основним завданням криволінійного руху є розрахунок моменту опору повороту M_c , який визначає маневреність, керованість і енерговитрати машини. Оскільки порівняння машин з різними масово-габаритними характеристиками можливе тільки за питомими показниками, то за останній приймають коефіцієнт опору повороту μ , який являє собою питомий момент опору повороту:

$$\mu = 4M_c / (GL), \quad (1)$$

де G і L – відповідно вага машини і її поздовжня база.

Коефіцієнт опору повороту μ істотно залежить від радіуса повороту машини, проте емпірична формула для розрахунку μ , запропонована А.О. Нікітіним, не відображає фізичну сутність цієї залежності [1]. У зв'язку з цим у даний час велика увага приділяється аналітичному опису силової взаємодії рушія з ґрунтом, в якому можна виділити два основних напрямки:

- школа М.І. Медведєва, який поклав в основу моделі згаданої взаємодії роздільний облік опору повороту: на тертя опорної поверхні ланок і шпор з ґрунтом, зминання і сколювання ґрунту бічною поверхнею гусениці, нагрівання земляного валу і додаткове тертя в механізмах гусеничної системи. Представники цієї школи уточнили епюри тиску на ґрунт, описали рух на косогорі, врахували вплив гакового навантаження, викривлення гусениці і буксування [2; 3] тощо. Приділяючи належну увагу деформативним властивостям ґрунту, вони, однак, ігнорували взаємозв'язок поздовжніх і поперечних складових сил у контакті рушіїв з опорою, що обмежує область застосування даних моделей середніми і великими радіусами повороту;

- школа Ф.О. Опейка, який поклав в основу моделей складові сил тертя гусениць з опорною поверхнею і описав їх на основі законів механіки тертя. Його послідовники уточнили модель [4; 5; 6] тощо, проте відсутність врахування пружних властивостей у контакті

обмежило область застосування цих моделей мінімальними радіусами повороту.

Таким чином допущення, прийняті при складанні існуючих моделей взаємодії рушіїв з опорною поверхнею, не дозволяють застосовувати їх у всьому діапазоні можливих радіусів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Відома також нова модель розглянутого взаємодії [7], заснована на підході Ф.О. Опейка з урахуванням деформаційних властивостей ґрунту. Однак адекватність цієї моделі з точки зору функціональної залежності коефіцієнта μ від радіуса повороту (у всьому діапазоні його можливих значень) не визначена.

Мета дослідження. Оцінити адекватність запропонованої моделі силової взаємодії гусениці з ґрунтом з точки зору функціональної залежності коефіцієнта опору повороту μ від радіуса статичного повороту машини (при якому силами інерції можна знехтувати) у всьому діапазоні можливих значень останнього.

Результати досліджень. Згідно з методикою, описаною в роботі [7], кількість невідомих величин для двогусеничної машини ($n = 2$) дорівнює $2n+2 = 2 \cdot 2 + 2 = 6$, а саме:

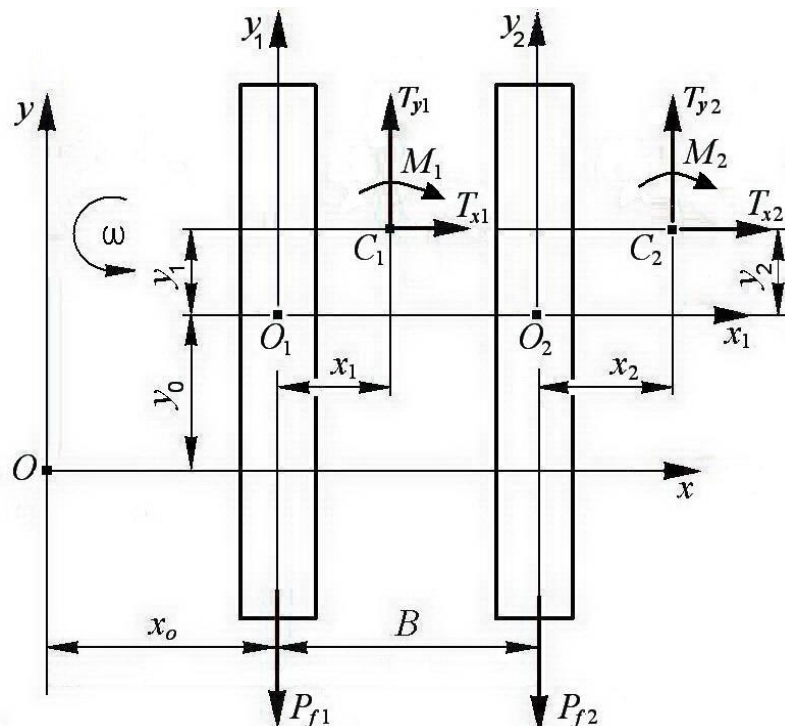


Рис. 1. Силовa схема статичного повороту гусеничної машини (індекс 1 – відстаюча гусениця, індекс 2 – забігаюча гусениця):

- чотири координати (x_1, y_1, x_2, y_2) миттєвих центрів ковзання гусениць C_1 і C_2 (рис. 1);
- дві невідомі координати центру повороту O_1 відстаючої гусениці $(x_0$ и $y_0)$ у загальній системі координат.

Модель статичного повороту містить необхідні шість рівнянь [7] рівноваги:

$$T_{x1} + T_{x2} = 0, \quad (2)$$

$$T_{y1} + T_{y2} - P_{f1} - P_{f2} = 0, \quad (3)$$

$$T_{y1}(x_0 + x_1) - T_{y2}(x_0 + B + x_2) - T_{x1}(y_0 + y_1) + \\ + M_2 + P_{f2}(x_0 + B) - T_{x2}(y_0 + y_2) + P_{f1}x_0 + M_1 = 0, \quad (4)$$

де P_{f1} и P_{f2} – сили опору пересуванню відстаючої і забігаючої гусениць, кожна з яких (сил) приймаємо рівною половині добутку ваги машини G на коефіцієнт опору пересуванню f ;

• два рівняння геометричних зв'язків:

$$y_1 + y_0 = 0, \quad (5)$$

$$y_2 + y_0 = 0; \quad (6)$$

• одне рівняння кінематичного зв'язку (одне з трьох можливих залежно від режиму руху):

• • $T_{y1} = 0$ – при відключеній відстаючій гусениці; (7, а)

• • $x_0 + x_1 = 0$ – при загальмованій гусениці; (7, б)

• • $(x_0 + x_1)k = x_0 + B + x_2$ – при відомому співвідношенні k швидкостей забігаючої і відстаючої гусениць, де $k = V_2 / V_1$. (7, в)

Згідно з Ф.О. Опейко силові фактори $T_{x1}, T_{y1}, M_1, T_{x2}, T_{y2}, M_2$ є функціями невідомих координат x_1, y_1, x_2, y_2 миттєвих центрів обертання. Нехтування шириною гусениці дає помилку не більше 2 % [3], що дозволяє звести функції до одномірних інтегралів:

$$T_{x1} = -\frac{G}{2Lb} \int_{-L/2}^{L/2} \varphi_x \frac{y_1 - \eta}{\sqrt{x_1^2 + (y_1 - \eta)^2}} d\eta; \quad (8)$$

$$T_{x2} = -\frac{G}{2Lb} \int_{-L/2}^{L/2} \varphi_x \frac{y_2 - \eta}{\sqrt{x_2^2 + (y_2 - \eta)^2}} d\eta; \quad (9)$$

$$T_{y1} = -\frac{G}{2Lb} \int_{-L/2}^{L/2} \varphi_y \frac{x_1}{\sqrt{x_1^2 + (y_1 - \eta)^2}} d\eta; \quad (10)$$

$$T_{y2} = -\frac{G}{2Lb} \int_{-L/2}^{L/2} \varphi_y \frac{x_2}{\sqrt{x_2^2 + (y_2 - \eta)^2}} d\eta; \quad (11)$$

$$M_1 = \frac{G}{2Lb} \int_{-L/2}^{L/2} \frac{\varphi_x (y_1 - \eta)^2 + \varphi_y x_1^2}{\sqrt{x_1^2 + (y_1 - \eta)^2}} d\eta; \quad (12)$$

$$M_2 = \frac{G}{2Lb} \int_{-L/2}^{L/2} \frac{\varphi_x (y_2 - \eta)^2 + \varphi_y x_2^2}{\sqrt{x_2^2 + (y_2 - \eta)^2}} d\eta. \quad (13)$$

де L, b – поздовжня база і ширина гусениці;

η – поздовжня координата елементарної ділянки гусениці;

$\varphi_{\bar{o}}$ і $\varphi_{\acute{o}}$ – відповідно поздовжня і поперечна складові коефіцієнта зчеплення φ елементарної ділянки гусениці з опорною поверхнею за умови, що заданий коефіцієнт являє собою функцію значення ковзання k_{δ} згаданої ділянки – рис. 2.

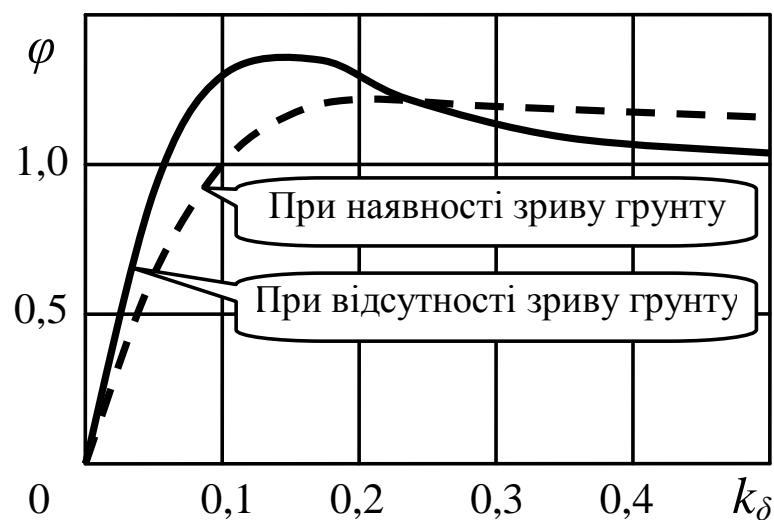


Рис. 2. Залежність коефіцієнта зчеплення φ від значення ковзання k_{δ} .

Значення ковзання елементарної ділянки гусениці з координатою η можна виразити через перелічені раніше невідомі величини \tilde{o}_i та \acute{o}_i :

$$k_{\delta 1} = \frac{\sqrt{\tilde{o}_1^2 + (\acute{o}_1 - \eta)^2}}{\tilde{o}_0 + \tilde{o}_1}, \quad k_{\delta 2} = \frac{\sqrt{\tilde{o}_2^2 + (\acute{o}_2 - \eta)^2}}{\tilde{o}_0 + \hat{A} + \tilde{o}_2}. \quad (14)$$

Врахування пружних властивостей ґрунту здійснюється за допомогою згаданих вище змінних коефіцієнтів зчеплення $\varphi_{\bar{o}}$ та $\varphi_{\acute{o}}$. Їх значення обчислюють за формулою В.В. Кацигіна [8], що дозволяє легко врахувати відсутність зриву ґрунту в бічному напрямку ($\chi_{\delta x} = 0$), зберігши його врахування вздовж гусениці ($\chi_{\delta y} \neq 0$):

$$\varphi_{\bar{o}} = \varphi_{\bar{o}\infty} th(k_{\delta} / \lambda_{\delta}); \quad \varphi_{\acute{o}} = \varphi_{\acute{o}\infty} \left(1 + \frac{\chi_{\delta}}{ch(k_{\delta} / \lambda_{\delta})} \right) th(k_{\delta} / \lambda_{\delta}), \quad (15)$$

де - $\varphi_{\delta\delta}=1,183$, $\varphi_{\delta\delta} = 1,259$ – коефіцієнт зчеплення на зораному полі при повному ковзанні відповідно в поперечному та поздовжньому напрямках;

$\lambda_{\delta} = 0,1$; $\chi_{\delta} = 0,7$ – емпіричні коефіцієнти взаємодії гусениць з ґрунтом. Їх значення отримані в роботі [7] шляхом додаткової обробки експериментальних даних роботи [3].

В результаті чисельного розв'язку системи рівнянь (2 – 7), виконаного з урахуванням співвідношень (8 – 15), визначені невідомі координати $\tilde{\delta}_0, \acute{\delta}_0, \tilde{\delta}_1, \acute{\delta}_1, \tilde{\delta}_2, \acute{\delta}_2$ і основні характеристики повороту:

- радіус повороту $R = \tilde{\delta}_0 + 0,5\hat{A}$;
- поздовжні зусилля забігаючої (T_{δ_2}) і відстаючої (T_{δ_1}) гусениць;

гусениць;

- момент опору повороту машини: $M_c = 0,5B(T_{y1} - T_{y2})$;
- коефіцієнт опору повороту машини (за формулою (1)).

На рис. 3-5 проведено порівняння отриманих за новою моделлю функціональних залежностей коефіцієнта опору повороту $\mu(R)$ з відомими залежностями за моделями школи Ф.О. Опейка і школи М.І.Медведева – Б.М.Позіна.

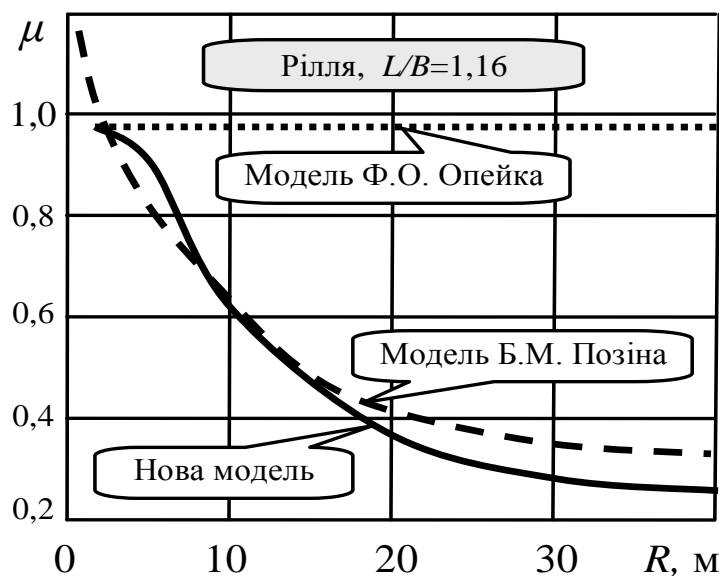


Рис. 3. Функціональні залежності $\mu(R)$ для гусеничної машини з відносною довжиною гусениць $L/B = 1,16$ під час руху по ріллі.

Вони свідчать, що результати, отримані за новою моделлю, дозволяють описувати поворот гусеничної машини у всьому діапазоні можливих радіусів. При мінімальних радіусах (поворот навколо загальмованого борту) результати добре збігаються з

результатами моделі Ф.О. Опейка. При середніх і великих радіусах повороту (більше 10 м) дані нової моделі задовільно узгоджуються з результатами моделі Б.М. Позіна.

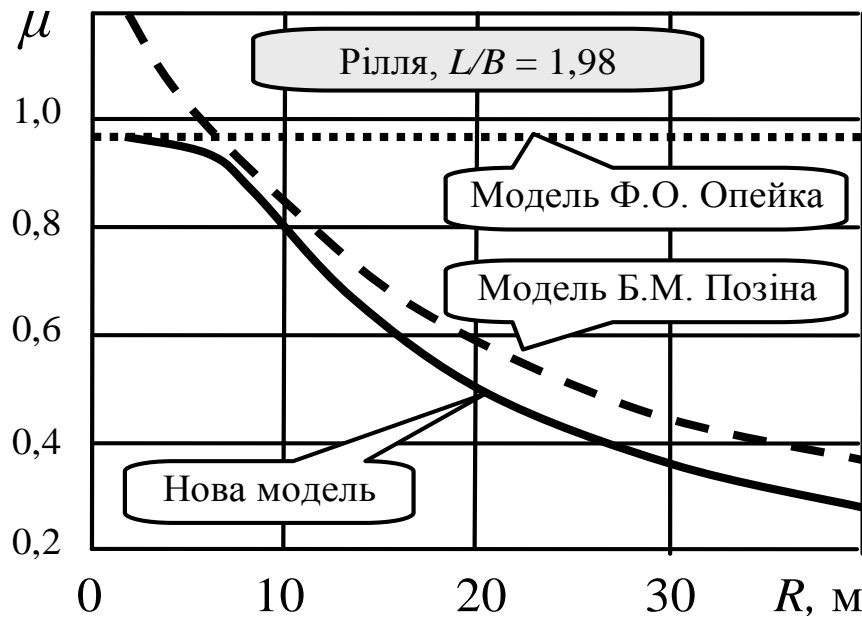


Рис. 4. Функціональні залежності $\mu(R)$ для гусеничної машини з відносною довжиною гусениць $L/B = 1,98$ під час руху по ріллі.

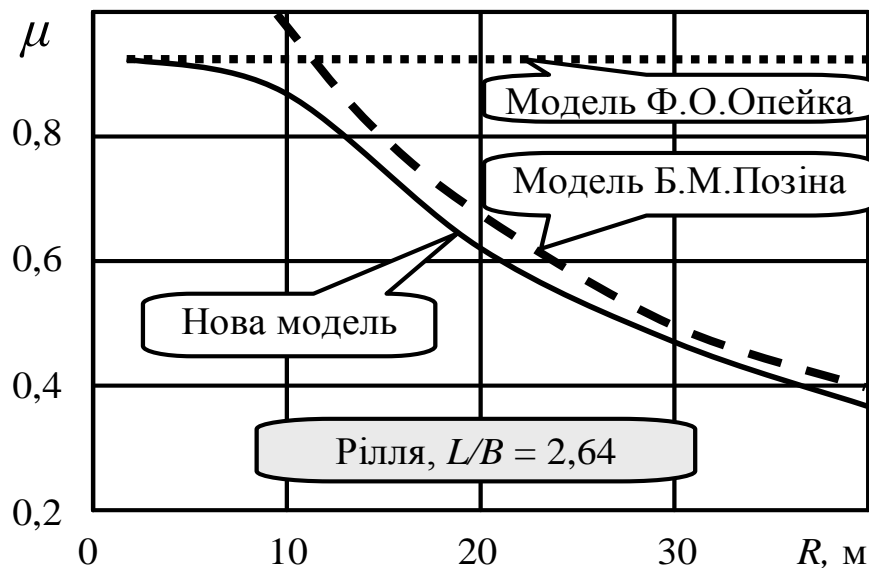


Рис. 5. Функціональні залежності $\mu(R)$ для гусеничної машини з відносною довжиною гусениць $L/B = 2,64$ під час руху по ріллі.

Аналіз залежності $\mu(R)$ також показав, що відношення L/B істотно впливає на характер кривої – рис. 6.

При великих і середніх радіусах повороту функціональні залежності L/B значно різняться, що відображає вплив

конструкційних параметрів на опір повороту. Однак при малих радіусах (поворот навколо повністю або майже повністю загальмованою гусениці) всі криві прямують до значення φ_{\max} , обмеженого зчепленням на даному виді ґрунту.

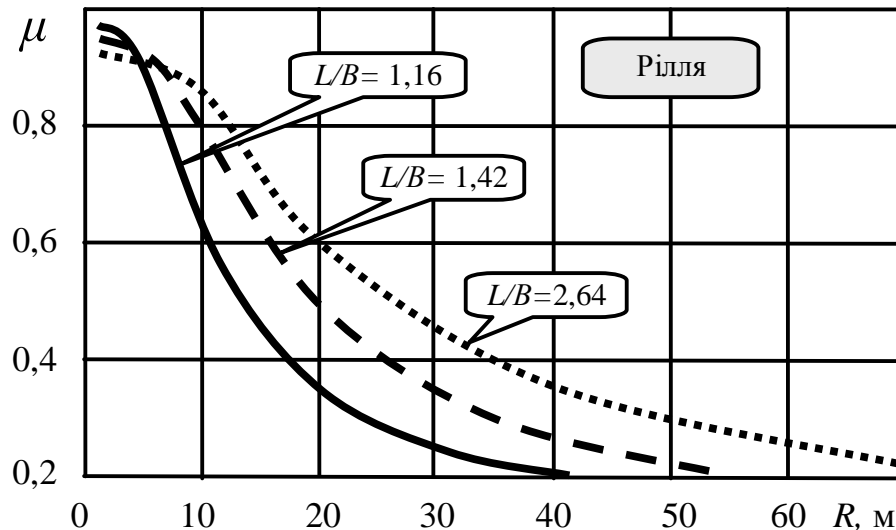


Рис. 6. Коефіцієнт опору повороту μ трьох машин з різними значеннями відносної довжини гусениць L/B .

Висновок. Залежність коефіцієнта μ від радіуса повороту, реалізована в новій моделі взаємодії гусеничного рушія з опорною поверхнею, забезпечує задовільну точність розрахунків у всьому діапазоні можливих радіусів.

Список літератури

1. Никитин А.О. Новый метод опытного определения коэффициента μ // Академия БТ и МВ: труды. – Москва, 1944. – Сб. №7. С. 40–49.
2. Татарчук Г.М. Исследование поворота гусеничного трактора: Дис. ... канд. техн. наук, Л: ЛСХИ, 1955. – 161 с.
3. Позин Б.М. Основные конструктивные параметры гусеничных тракторов и их ограничения по повороту // Дис. ... канд. техн. наук, Челябинск: ЧПИ, 1967. – 131 с.
4. Егоров Л.И. Исследование некоторых вопросов управляемости гусеничных лесосечных машин: Дис. ... канд. техн. наук. М: МЛТИ, 1972. – 125 с.
5. Науен Д.В. Исследование курсовой устойчивости движения гусеничного трактора при воздействии возмущающих факторов: Дис. ... канд. техн. наук. Минск: БПУ, 1981. – 130 с.
6. Гуськов В.В., Опейко А.Ф. Теория поворота гусеничных машин. – М: Машиностроение, 1984. – 168 с.
7. Трояновская И.П. Методология моделирования криволинейного движения тракторных агрегатов // Дис. ... докт. техн. наук, Челябинск: ЮУрГУ, 2011. – 296 с.

8. Кацыгин В.В. О закономерности сопротивления почв сжатию // Механизация и электрификация соц. сел. хоз-ва. – 1962. – №4. – С. 28–31.

Рассмотрена зависимость коэффициента сопротивления повороту гусеничной машины от радиуса поворота, которая реализуется в новой модели взаимодействия гусеничных движителей с опорной поверхностью. Она обеспечивает удовлетворительную точность расчетных данных во всем диапазоне возможных радиусов поворота гусеничной машины.

Гусеничная машина, коэффициент сопротивления повороту, радиус поворота.

Dependence of the coefficient of resistance to a caterpillar machine turn on the radius of this turn realized in a new model of interaction of caterpillar movers with the support surface is reviewed in this article. This model gives satisfactory accuracy of calculated data in the full range of possible radii of turns of a caterpillar machine.

Caterpillar machine, coefficient of resistance to turn, turn radius

УДК 629.3.027.5

ДИНАМІЧНИЙ РАДІУС КОЛЕСА У СВІТЛІ ЗАКОНУ ЗБЕРЕЖЕННЯ ЕНЕРГІЇ

С.П. Пожидаєв, кандидат технічних наук

У теорії кочення еластичного колеса відсутня єдина думка щодо того, який радіус слід застосовувати при визначенні силових показників роботи колеса – динамічний чи радіус кочення. У даній роботі показано, що застосування динамічного радіуса суперечить закону збереження енергії. Це є доказом некоректності застосування динамічного радіуса.

Еластичне колесо, динамічний радіус, радіус кочення.

Постановка проблеми. У даний час не існує однозначної думки стосовно того, який радіус слід застосовувати при визначенні силових показників роботи еластичного колеса – динамічний r_d , який розуміється як відстань від опорної площини до центра колеса, що рухається, або радіус кочення r_k , який розуміється як відношення

© С.П. Пожидаєв, 2013