

Є.І. КАЛІНІН, О.Ю. РЕБРОВ, Ю.Ю. КОЗЛОВ

ОЦІНКА НЕРІВНОМІРНОСТІ ПОСТУПАЛЬНОЇ ШВИДКОСТІ ГУСЕНИЧНИХ РУШІЇВ З ТРИКУТНОЮ ФОРМОЮ ОБВЕДЕННЯ ТА ВЕРХНІМ РОЗТАШУВАННЯМ ВЕДУЧОГО КОЛЕСА

В роботі проаналізовано нерівномірність поступальної швидкості гусеничного рушія з трикутною формою обведення та верхнім розташуванням ведучого колеса. Встановлено, що величина коефіцієнта нерівномірності руху є функцією конструктивних параметрів рушія. З усіх цих параметрів тільки висота розташування ведучого колеса практично не може змінюватися, оскільки вона визначається розмірами шини в колісній модифікації. Інші конструктивні параметри можуть змінюватися в процесі розробки конструкції рушія і, отже, бути керуючими елементами в системі, що зумовлює нерівномірність поступальної швидкості.

Ключові слова: трактор, гусеничний рушій, трикутний обвід, ведуче колесо, кінематичні характеристики.

E. KALININ, O. REBROV, Y. KOZLOV

ASSESSMENT OF UNEVENNESS OF FEEDING SPEED OF TRACK DRIVES WITH A TRIANGULAR CIRCUIT FORM AND UPPER LOCATION OF THE DRIVE WHEEL

In the work, the unevenness of the translational speed of a crawler with a triangular outline shape and the upper location of the drive wheel is analyzed. It was established that the value of the motion unevenness coefficient is a function of the design parameters of the engine. Of all these parameters, only the height of the location of the driving wheel practically cannot be changed, since it is determined by the dimensions of the tire in the wheel modification. Other structural parameters can change during the development of the engine design and, therefore, be the controlling elements in the system, which causes the unevenness of the translational speed.

Key words: tractor, caterpillar drive, triangular contour, drive wheel, kinematic characteristics.

Вступ. У сучасному аграрному комплексі України гусеничні трактори посідають поки що доволі скромне місце. Їх ніби є досить багато, якщо поррахувати усі машини, що працюють у різних регіонах, однак на ділі такі трактори застосовуються переважно в агрохолдингах чи великих господарствах, де береться до уваги фактор ущільнення ґрунту.

Проте, необхідно відмітити, що увага до моделей на гусеничному ході зростає паралельно зі світовими трендами. Достатньо поглянути на перелік нових моделей попередніх років відомих світових виробників, таких як, скажімо, Case IH чи John Deere, аби переконатися у цьому. Агробізнес країн Заходу орієнтується на вдосконалення різних ланок виробничого процесу у рослинництві, і серед них – протидія ущільненню ґрунту та економія палива. Проте, в теорії трактора залишається ряд питань, які необхідно вирішувати.

Аналіз останніх досягнень і публікацій. Нерівномірність поступальної швидкості гусеничних рушіїв докладно розроблена та теоретично обґрунтована у роботах з теорії трактора [1 – 5]. Предмет дослідження всіх цих робіт – гусеничний рушій класичної схеми із заднім розташуванням ведучої зірочки. У рушіїв такої схеми основним джерелом нерівномірності поступальної швидкості є специфічний характер спільної роботи ведучої зірочки, ведучої ділянки гусеничного ланцюга, задніх опорних котків та останньої ланки гусеничного ланцюга опорної поверхні. Взаємодія цих елементів уподібнюється до роботи дезаксіального кривошипно-шатунного механізму, у якого три постійні кутові швидкості обертання кривошипу лінійні, а швидкість поршня є величиною змінною [1, 3, 6, 8].

Подібних досліджень для рушіїв трикутної форми з верхнім розташуванням ведучого колеса (рис.1) у літературі не зустрічаються. Своєрідна конструктивна схема такого типу рушія обумовлює певну відмінність його кінематики від описаних у літературі типів і схем гусеничних рушіїв, зокрема і нерівномірності його поступальної швидкості.

Мета та постановка задачі. Тому метою досліджень є синтез математичної моделі функціонування гусеничного рушія з трикутною формою обведення з точки зору його кінематичних характеристик.

Математична модель функціонування гусеничного рушія з трикутною формою обведення. Розглянемо зміну поступальної швидкості гусеничного рушія (рис. 1) при повороті ведучої ланки CD на кут φ_{\max} :

$$\varphi_{\max} = \frac{360}{2} \cdot \frac{t_2}{r_k}, \quad (1)$$

де t_2 – довжина ланки CD (крок гусеничного ланцюга). Приймаємо кутову швидкість ведучого колеса (ланки CD) постійною.

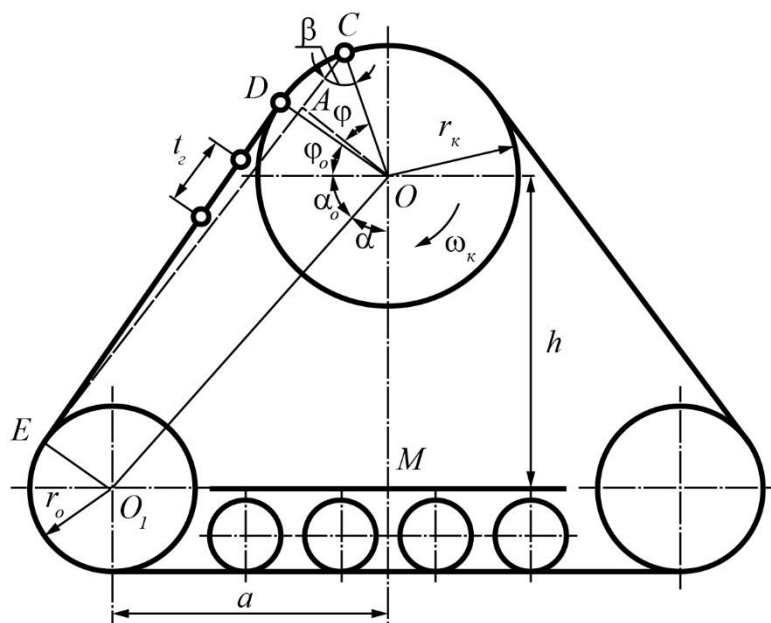


Рис. 1 – Схема гусеничного рушія трикутної форми з верхнім розташуванням ведучої зірочки

Вихідне положення системи визначається кутом кривошипів $CD = r_k$. Значення цього кута дорівнює (рис. 1):

$$\varphi_o = \alpha + \alpha_o - 90. \quad (2)$$

З чотирикутника O_1EDO та трикутника O_1MO випливає, що:

$$\varphi_o = \arccos \frac{r_k - r_o}{\sqrt{h^2 + a^2}}, \quad (3)$$

$$\alpha_o = \arctg \left(\frac{a}{h} \right). \quad (4)$$

Поступальна швидкість руху у вихідному положенні системи (точка D) дорівнює:

$$V_{M_o} = \omega r_k. \quad (5)$$

При повороті кривошипів на кут φ (точка C) поступальна швидкість рушія дорівнюватиме:

$$V_M = \omega_k DA. \quad (6)$$

Визначимо значення DA . З прямокутного трикутника можна отримати залежність виду:

$$DA = r_k \sin \beta. \quad (7)$$

Для визначення кута β розглянемо рис. 2. З точки C на продовження лінії OD_1 опустимо перпендикуляр CB . З прямокутного трикутника OCB знаходимо:

$$CB = r_k \sin(\varphi_o + \varphi), \quad (8)$$

$$OB = r_k [-\cos(\varphi_o + \varphi)]. \quad (9)$$

Тоді:

$$O_1B = O_1O + OB = \sqrt{h^2 + a^2} - r \cos(\varphi_o + \varphi). \quad (9)$$

З прямокутного трикутника O_1CB випливає:

$$\delta = \arctg \frac{O_1B}{CB}; \quad (11)$$

$$O_1C = \frac{CB}{\cos \delta}. \quad (12)$$

З прямокутного трикутника O_1EC визначаємо:

$$\theta = \arcsin \frac{ED_1}{O_1C}. \quad (13)$$

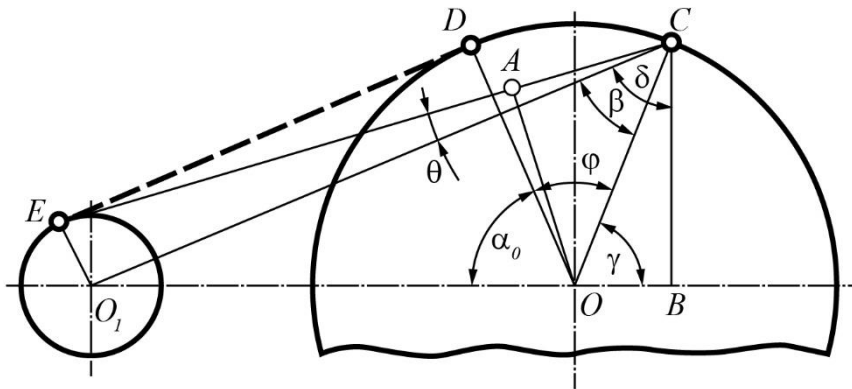


Рис. 2 – Схема визначення кута β

Шуканий кут β визначається з рівності:

$$\beta = \delta + \theta - (90 - \delta). \quad (14)$$

Підставляючи послідовно (14) і (7) в (6) знаходимо значення швидкості V_m при положенні кривошипу в точці C :

$$V_m = \omega_k r_k \cos(\delta + \theta - \gamma), \quad (15)$$

де

$$\delta = \arctg \left[\frac{\sqrt{h^2 + a^2}}{r_k \sin(\varphi_o + \varphi)} \right]; \quad (16)$$

$$\theta = \arcsin \frac{r_o \cos \delta}{r_x \sin(\varphi_o + \varphi)}; \quad (17)$$

$$\gamma = 180^\circ - (\alpha_o + \varphi). \quad (18)$$

У виразах (16) – (18) кут α_o визначається за формулою (3).

Кут φ змінюється від $\varphi = 0$ до $\varphi = \varphi_{\max}$, значення якого визначається виразом (1).

При обертанні кривошипу OD в межах $\varphi_o - (\varphi_o + \varphi_{\max})$ швидкість V_m безперервно зменшується, досягаючи свого мінімуму при повороті на кут φ_{\max} . У цій точці швидкість V_m

теоретично миттєво зростає до значення, що визначається рівнянням (5), а потім відбувається подальше зниження за законом, що описується формулою (15).

Аналіз результатів досліджень.

Для оцінки такого характеру зміни поступальної швидкості рушія введемо поняття коефіцієнта нерівномірності руху, який визначатимемо за виразом

$$\varepsilon = \frac{V_M}{V_{M_0}}. \quad (19)$$

З рівняння (5) та (15) випливає, що:

$$\varepsilon = \cos(\delta + \theta - \gamma). \quad (20)$$

Характер зміни коефіцієнта нерівномірності руху показано на рис. 3 на прикладі конструкції гусеничного рушія ведучого мосту Case IH Quadtrac 600. Як видно з цього графіка, при зміні положення кривошипу від $\varphi_0 = 58^\circ 10'$ до $\varphi_0 + \varphi_{\max} = 90^\circ 54'$ коефіцієнт нерівномірності зміни у межах 1,00...0,866.

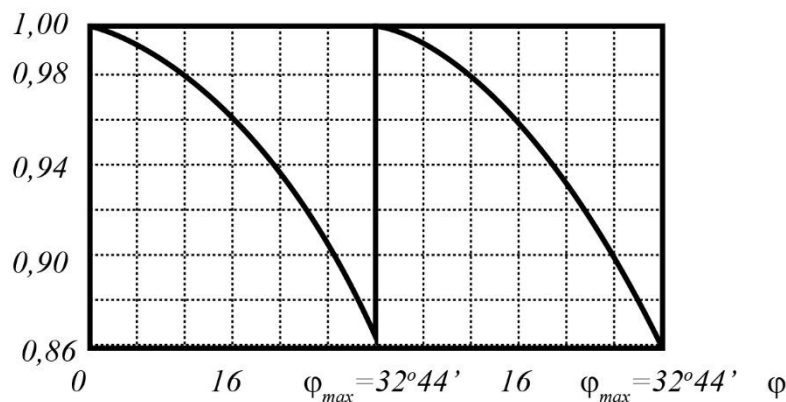


Рис. 3 – Зміна коефіцієнта нерівномірності руху як функції кута повороту кривошипу OD

Таке значне коливання поступальної швидкості руху, що дорівнює кроку гусеничного ланцюга, викликає появу великих інерційних навантажень, які негативно позначаються на прохідності рушія, і навіть на надійності і довговічності всієї машини загалом.

Висновки. Аналіз рівнянь (16) – (20) показує, що величина коефіцієнта нерівномірності руху є функцією конструктивних параметрів рушія h , a , r_o , r_k , t_k . З усіх цих параметрів тільки висота розташування ведучого колеса h практично не може змінюватися, оскільки вона визначається розмірами шини в колісній модифікації. Інші конструктивні параметри можуть змінюватися в процесі розробки конструкції рушія і, отже, бути керуючими елементами в системі, що зумовлює нерівномірність поступальної швидкості. Розглянемо вплив цих конструктивних властивостей на величину коефіцієнта нерівності руху.

Виконані розрахунки показують, що вплив радіусу спрямовуючого колеса r_o на коефіцієнт нерівномірності руху дуже слабкий. Так, у діапазоні $r_o = 150...300$ мм значення ε_{\min} змінюється в межах 0,8657...0,8669, або менше ніж на 0,2%.

Вплив інших конструктивних властивостей на коефіцієнт нерівномірності руху показано на рис. 4. На цьому графіку за 100% прийнято значення $\varepsilon = 0,8657$, яке має місце у конструкції гусеничного ведучого мосту Case IH Quadtrac 600 при $\varphi = \varphi_{\max}$.

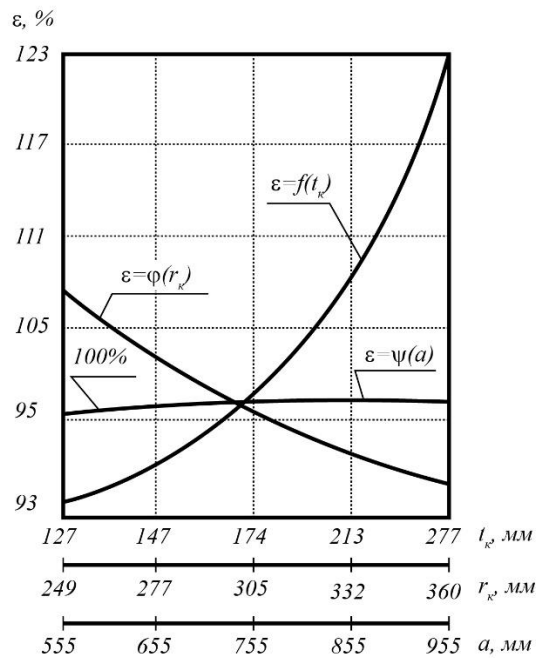


Рис. 4 – Вплив на коефіцієнт нерівномірності руху конструктивних параметрів рушія

Аналіз кривих на рис. 4 показує, що найбільш істотно впливають на нерівномірність руху радіус ведучого колеса і довжина ланки гусеничного ланцюга. Збільшуючи радіус ведучого колеса та зменшуючи довжину ланки гусениці, можна суттєво зменшити коефіцієнт нерівномірності руху.

Список літератури:

1. Кубіч В.І. Складові частини колісних та гусеничних тракторів : навчальний посібник. Запоріжжя: НУ «Запорізька політехніка», 2021. 324 с.
2. Bakker E., Pacejka H. and Lidner L. A New Tire Model with Application in Vehicle Dynamics Studies. *Proc. 4th Int. Conf. Automotive Technologies*, 1999, pp. 18-19.
3. Калінін Є.І. Частотно-динамічна математична модель тракторного агрегату з передачею крутного моменту до рушіїв сільськогосподарської машини. Вісник ХНТУСГ ім. П.Василенка. 2015. Вип. 156. С. 327-334.
4. Makharoblidze R.M., Lagvilava I.M., Basilashvili B.B. & Khazhomia R.M. Theory of turn bodies of mountain tandem wheeled self-propelled chassis. *Annals of Agrarian Science*, 2017, no. 15(3), pp. 339-343.
5. Motrycz G., Stryjek P., Jackowski J., Wiczorek M., Ejsmont J., Ronowski G., Sobieszczyk S. Research on operational characteristics of tyres with run flat insert, *Journal of KONES. Powertrain and Transport*, 2015, vol. 19, no. 3, pp. 319-326
6. Malenk M.I., Volov V.A., Guseva N.K., Lazarev E.A. Increasing the mobility of Mars rovers by improving the locomotion systems and their control algorithms. *Russian Engineering Research*, 2015, vol. 35, no. 11, pp. 824-831.
7. Лебедев А.Т., Калінін Є.І., Шуляк М.Л. Опір перекочування колеса, що працює з буксуванням. Вісник ЛНАУ. 2015. Вип. 32. С. 109-115.
8. Мохирев А.П., Керющенко А.А. Воздействие лесозаготовительных машин на почвенный покров. *Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика*, 2015, т. 3, № 2-1(13-1), с. 258-262.
9. Шегельман И.Р. О потенциале гусеничных движителей лесных машин. *Инженерный вестник*, 2017, № 3, с. 25-27.
10. Калінін Є.І. Вплив обертання елементів трансмісії як пружної системи на власні коливання. Інженерія природокористування. 2016. Вип. 1(5). С. 24-28.
11. Гальшев Ю.В., Добрецов Р.Ю. Эффективность использования опорной поверхности гусеничного движителя при передаче нормальных нагрузок. *Научно-технические ведомости. Сер.: Наука и образование*, 2013, № 3, с. 272-278.
12. Boikov Ch.V., Zhdanovich P., Sizova S. Design Development of Elastic Wheel-Track and Track Traction Systems of Tractors and Agricultural Machines. *SAE International Off-Highway and Powerplant Congress and Exposition*. 1997. doi: <https://doi.org/10.4271/972732>.

13. Можаяев О.О. Мінімізація втрат потужності тягово-транспортних засобів при русі по опорній поверхні, яка деформується, *Східноєвропейський журнал передових технологій*, 2019, № 1(97), т. 1, с.69-74.
14. Зінько Р.В., Крайник Л.В., Горбай О. З. Основи конструктивного синтезу та динаміка спеціальних автомобілів і технологічних машин. Львів: Вид-во Львівської політехніки, 2019, 365 с.

References (transliterated):

1. Kubich V.I. Skladovi chastyny kolisnykh ta husenychnykh traktoriv : navchalnyi posibnyk. Zaporizhzhia: NU «Zaporizka politekhnik», 2021. 324 s.
2. Bakker E., Pacejka H. and Lidner L. A New Tire Model with Application in Vehicle Dynamics Studies. Proc. 4th Int. Conf. Automotive Technologies, 1999, pp. 18-19.
3. Kalinin Ye.I. Chastotno-dynamichna matematychna model traktornoho ahrehatu z peredacheiu krutnoho momentu do rushiiv silskohospodarskoi mashyny. *Visnyk KhNTUSH im. P.Vasylenka*. 2015. Vyp. 156. S. 327-334.
4. Makharoblidze R.M., Lagvilava I.M., Basilashvili V.V. & Khazhomia R.M. Theory of turn bodies of mountain tandem wheeled self-propelled chassis. *Annals of Agrarian Science*, 2017, no. 15(3), pp. 339-343.
5. Motrycz G., Stryjek P., Jackowski J., Wiczorek M., Ejsmont J., Ronowski G., Sobieszczyk S. Research on operational characteristics of tyres with run flat insert, *Journal of KONES. Powertrain and Transport*, 2015, vol. 19, no. 3, pp. 319-326
6. Malenkov M.I., Volov V.A., Guseva N.K., Lazarev E.A. Increasing the mobility of Mars rovers by improving the locomotion systems and their control algorithms. *Russian Engineering Research*, 2015, vol. 35, no. 11, pp. 824-831.
7. Lebediev A.T., Kalinin Ye.I., Shuliak M.L. Opir perekochuvannia koleasa, shcho pratsiuie z buksuvanniam. *Visnyk LNAU*. 2015. Vyp. 32. S. 109-115.
8. Mokhyrev A.P., Keriushchenko A.A. Vozdeistviye lesozahotovytelnikh mashyn na pochvennii pokrov. Aktualnie napravleniia nauchnykh yssledovaniy XXI veka: teoriia y praktyka, 2015, t. 3, № 2-1(13-1), s. 258-262.
9. Shehelman Y.R. O potentsyale husenychnykh dvyzhytelei lesnykh mashyn. *Ynzhenernii vestnyk*, 2017, № 3, с. 25-27.
10. Kalinin Ye.I. Vplyv obertannia elementiv transmisii yak pruzhnoi systemy na vlasni kolyvannia. *Inzheneriia pryrodokorystuvannia*. 2016. Vyp. 1(5). S. 24-28.
11. Halishev Yu.V., Dobretsov R.Yu. Effektivnost yspolzovaniia opornoї poverkhnosti husenychnoho dvyzhyteliia pry peredache normalnykh nahruzok. *Nauchno-tekhnycheskye vedomosti*. Ser.: Nauka y obrazovanye, 2013, № 3, s. 272-278.
12. Boikov Ch.V., Zhdanovich R., Sizova S. Design Development of Elastic Wheel-Track and Track Traction Systems of Tractors and Agricultural Machines. SAE International Off-Highway and Powerplant Congress and Exposition. 1997. doi: <https://doi.org/10.4271/972732>.
13. Mozhaiev O.O. Minimimizatsiia vtrat potuzhnosti tiahovo-transportnykh zasobiv pry rusi po opornii poverkhni, yaka deformuietsia, *Skhidnoevropeyskyi zhurnal peredovykh tekhnolohii*, 2019, № 1(97), т. 1, с.69-74.
14. Zinko R.V., Krainyk L.V., Horbai O. Z. Osnovy konstruktyvnoho syntezy ta dynamika spetsialnykh avtomobiliv i tekhnolohichnykh mashyn. Lviv: Vyd-vo Lvivskoi politekhniky, 2019, 365 с.

Надійшла (received) 15.12.2022 р.

Відомості про авторів / About the Authors

Калінін Євген Іванович (Kalinin Evgeny) – доктор технічних наук, професор, Національний університет біоресурсів і природокористування України, завідувач кафедри тракторів, автомобілів та біоенергоресурсів, м. Київ, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6191-8446>; e-mail: kalinin@nubip.edu.ua.

Ребров Олексій Юрійович (Rebrov Oleksii) – доктор технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри автомобіле- та тракторобудування, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1312-9992>; e-mail: alexrebrov0108@gmail.com.

Козлов Юрій Юрійович (Kozlov Yuriy) – Харківська філія Українського науково-дослідного інституту прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва, м. Харків, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3546-0010>; e-mail: urgenurgen@gmail.com.