

УДК 631.372

ВПЛИВ РЕЛЬЄФУ НЕСУЧОЇ ПОВЕРХНІ НА КОЛИВАННЯ ШВИДКОСТІ РУХУ МТА

Шуляк М.Л., к.т.н.

*Харківський національний технічний університет**сільського господарства ім. Петра Василенка*

Тел. (057) 732-97-95

Анотація – робота присвячена вивченню впливу нерівностей ґрунту на коливання швидкості руху машинно-тракторного агрегату (МТА) при виконанні технологічних операцій рослинництва.

Ключові слова – сила опору руху, амплітуда коливань, прискорення, усталений рух.

Постановка проблеми. При усталеному русі машини рівновага (на відміну від рівномірного руху) є не статичною, а динамічною. Це обумовлено періодичною зміною, як тягової сили, так і сил опору руху і призводить до появи лінійних прискорень, що призводять до періодичної (коливальної) зміни лінійної швидкості транспортно-тягової машини.

Аналіз останніх досліджень. Очевидно, що будь-які зміни швидкості призводять до додаткової витрати енергії машини. Однак у відомій літературі [1, 2], присвяченій енергетичній ефективності транспортно-тягових машин, дослідженню зазначеного питання не приділено належної уваги.

При сталому режимі швидкість V в середньому залишається постійною, але всередині циклу змінюється від максимальної V_{\max} до мінімальної V_{\min} ; це оцінюють коефіцієнтом нерівномірності, що характеризує розмах коливань [3]

$$\Delta = (V_{\max} - V_{\min}) / V. \quad (1)$$

Чим менше Δ , тим менше розмах коливань і, як наслідок, менше додаткові втрати енергії.

Для різних типів сільгоспмашин практикою встановлені інтервали $\Delta = 0,2 \dots 0,3$ [4]. Згідно до роботі [5], допустимі значення $\Delta = 0,18 \dots 0,26$. Оскільки коефіцієнт нерівномірності вельми мала ве-

личина, можна прийняти середню швидкість рівною середньому арифметичному значенню, тоді відміна мінімальної і максимальної швидкості від на початку циклу не повинна перевищувати 2%.

Сумарна тягова сила на ведучих колесах, зважаючи на нерівномірності крутного моменту двигуна, змінюється по періодичному закону. В роботі [6] при моделюванні крутного моменту і реалізованої потужності двигуна внутрішнього згорання був запропонований гармонійний закон зміни крутного моменту. Тому можна також взяти гармонійний закон для моделювання сумарною тяговою силою на ведучих колесах

$$P_{\kappa} = \bar{P}_{\kappa} + A_{pk} \cdot \sin(\Omega \cdot t), \quad (2)$$

де \bar{P}_{κ} – середнє значення сумарної тягової сили на ведучих колесах; A_{pk} – амплітуда коливань сумарної тягової сили на ведучих колесах (залежить від амплітуди коливань крутного моменту ДВЗ і передавального числа трансмісії); Ω – кругова частота коливань крутного моменту ДВС (дорівнює круговій частоті коливань сумарної тягової сили на провідних колесах); t – час.

При виконанні технологічних операцій транспортно-тягова машина (машинно-тракторний агрегат) рухається по опорній поверхні, що деформується, крім того, робочі органи причіпних або навісних машин, взаємодіючи з ґрунтом, створюють додаткові сили опору руху. У цьому випадку залежність для визначення $P_{c\Sigma}$ прийме вигляд

$$P_{c\Sigma} = \bar{P}_{c\Sigma} + A_{pc} \cdot \sin(\Omega_1 \cdot t + \Delta), \quad (3)$$

де $\bar{P}_{c\Sigma}$ – середнє значення сумарної сили опору руху; A_{pc} – амплітуда коливань сумарної сили опору руху; Ω_1 – кругова частота коливань сумарної сили опору руху; Δ – початковий зсув по фазі між коливаннями тягової сили і сумарної сили опору при $t = 0$.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Визначити вплив зовнішніх стохастичних факторів на формування сумарної сили опору руху.

Основна частина. Амплітуда і частота коливання сумарної сили опору руху задається стохастичним впливом зовнішніх збурюючих факторів, випадковий характер яких не дозволяє виконувати операцію з постійною швидкістю. При визначенні амплітуди коливань сумарної сили опору руху необхідно виділити основні складові

$$A_{pc} = A_{k_v} + A_f + A_j + A_{\delta}, \quad (4)$$

де A_{k_v} – амплітуда коливань опору сільгоспмашини; A_f – амплітуда коли-

вань опору коченню; A_j – амплітуда коливань прискорення прямолінійно-поступального руху; A_δ – амплітуда коливань буксування.

Тому що при виконанні технологічної операції необхідно досягти режиму постійної швидкості $A_j \Rightarrow 0$, у разі досягнення динамічної рівноваги повинна дотримуватися рівність $A_{pk} = A_{pc}$. Амплітуда коливань буксування буде відповідати амплітуді коливань крутного моменту двигуна, бо $\delta = f(P_k)$.

При розгляді транспортного агрегату визначення $P_{c\sigma}$ зводиться до визначення сумарної сили опору коченню

$$P_f = P_{ftr} + P_{fnp}, \quad (5)$$

де P_{ftr}, P_{fnp} – сили опору коченню коліс трактора і причепа.

За умови, що вага трактора і причепа буде постійною величиною, коливання сил P_{ftr}, P_{fnp} буде задавати змінне значення коефіцієнта f , зміна якого в ситуації, що розглядається, буде залежати від фізико-механічних властивостей ґрунту і його рельєфу.

Основними джерелами, що викликають коливання, є подовжній і поперечний профілі дороги. Крива, що зображає профіль дороги, розглядається як одна конкретна реалізація випадкової функції, що не залежить від початку відліку часу, тобто описує стаціонарний випадковий процес.

Для побудови енергетичного спектра впливу досить повні відомості дає дорожній профіль. Під ним розуміють ділянки оранки, цілини і місцевості, що проходить машина.

Статистичному дослідженню була піддана ділянка цілини (рис. 1).

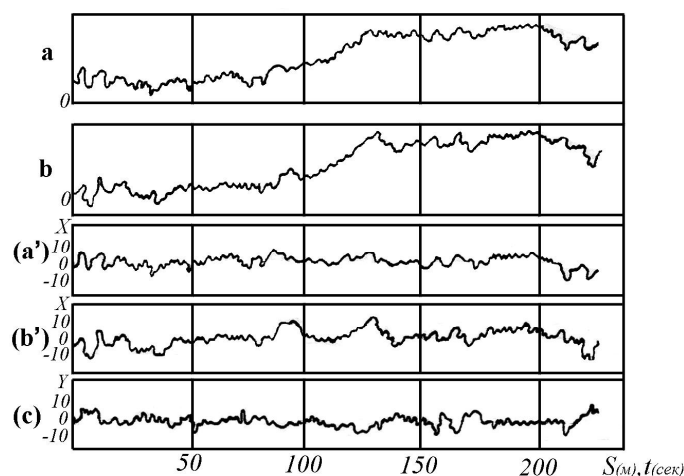


Рис. 1. Профіли дороги: продольний – X, поперечний – Y

На корпус як трактора, так і причепа при русі впливають два ви-

падкові фактори, корельовані між собою: один в поздовжній $y(t)$; а інший в поперечній $x(t)$ площинах. Статистичними характеристиками цих впливів будуть автокореляційні і взаємно-кореляційні функції в тимчасовій області і відповідні їм енергетичні спектри впливу в частотній.

Проводилося нівелювання по сліду лівого і правого борту (поздовжній профіль дороги), враховуючи ухили будувався графік поперечного профілю, як перевищення сліду лівого борту над правим (рис. 1, с).

За центрованим графіком (рис. 1, а'; 1, б'), по дискретним даними були підраховані нормовані автокореляційні функції поздовжнього $\rho_{x(\tau)}$ і поперечного $\rho_{y(\tau)}$ профілів, а також взаємно-кореляційні функції між ними $\rho_{\Delta x(\tau)}$ і $\rho_{\Delta y(\tau)}$ (рис. 2) для одиничної швидкості.

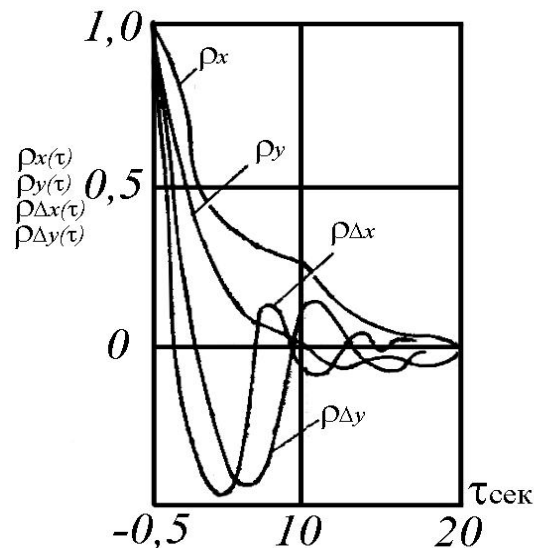


Рис. 2. Автокореляційні та взаємно-кореляційні функції

Енергетичні спектри впливу поздовжнього $\Phi_x(\omega)$ і $\Phi_y(\omega)$ поперечного профілів дороги і взаємної кореляції $\Phi_{\Delta x}(\omega)$, $\Phi_{\Delta y}(\omega)$ зображені на рис. 3: $V = 6 \text{ м / сек}$ – суцільна лінія і $V = 8 \text{ м / сек}$ – пунктирна.

Енергетичні спектри впливу є функціями, що убивають. Зі збільшенням швидкості руху їх максимуми зсуваються у бік великих частот, а величина різко падає.

Це говорить про те, що реальні дороги не можуть викликати високочастотних коливань транспортної машини.

Якщо порівняти максимальні значення всіх чотирьох енергетичних спектрів впливу $\Phi_{\Delta y}(\omega)$, $\Phi_y(\omega)$, $\Phi_{\Delta x}(\omega)$, $\Phi_{\Delta y}(\omega)$, то можна встановити, що у $\Phi_x(\omega)$ і $\Phi_y(\omega)$ і вони в десятки разів більше, ніж у

$\Phi_{\Delta x}(\omega)$ і $\Phi_{\Delta y}(\omega)$, проте вони можуть надавати приблизно рівний вплив на величину енергетичних спектрів поздовжньо- і поперечно-кутових коливань корпусу машини. Все буде залежати від того, в якому діапазоні частот знаходяться максимуми частотних характеристик та енергетичних спектрів впливу.

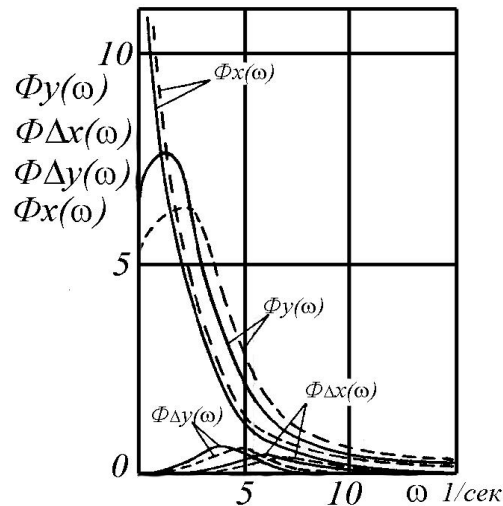


Рис. 3. Енергетичні спектри впливу

Величина і крутизна кривих енергетичних спектрів $\Phi_x(\omega)$, $\Phi_y(\omega)$, $\Phi_{\Delta x}(\omega)$, $\Phi_{\Delta y}(\omega)$ залежить від значень кореляційної функції, при $\tau = 0$ сек та її крутизни. Чим крутіше крива кореляційної функції, тим пологіша крива енергетичного спектру дії.

Корпус машини можна розглядати як розімкнену систему автоматичного регулювання з багатьма входами і одним виходом. Коливальні процеси такої системи описуються диференціальними рівняннями. Якщо кожен член правої і лівої частини цих рівнянь помножити на e^{-st} і взяти інтеграл від нуля до нескінченності, то він буде представляти перетворення Лапласа відповідної узагальненої координати або її похідної при нульових початкових умовах.

Якщо взяти відношення перетворення Лапласа узагальненої вихідної координати $\Theta(s)$ до перетворення Лапласа функції впливу $F_1(s)$, то отримаємо передавальну функцію лінійної динамічної системи $W(s)$. Здійснивши перехід від перетворення Лапласа до перетворення Фур'є (припустивши, що $S = i\omega$), отримаємо амплітудно-фазову частотну характеристику $W(i\omega)$, яка є функцією комплексної змінної, що визначає відносну амплітуду і зсув по фазі.

Криві частотних характеристик від поздовжнього $W_{x\Theta}(i\omega)$ і поперечного $W_{y\Theta}(i\omega)$ профілів дороги до поздовжньо-кутовим коливан-

ням корпусу агрегату (рис. 4) мають три максимуми, обумовлені власними частотами поздовжньо-, поперечно-кутових і вертикальних коливань корпусу. Значення модульних частотних характеристик, як лінійної системи з запізненням змінюються зі зміною швидкості руху і показують сприйнятливість до коливань в широкому діапазоні частот.

За частотним характеристикам і енергетичними спектрами впливу визначаються енергетичні спектри коливань корпусу машини (як суму добутків квадратів модульних частотних характеристик, що впливають на спектри впливу).

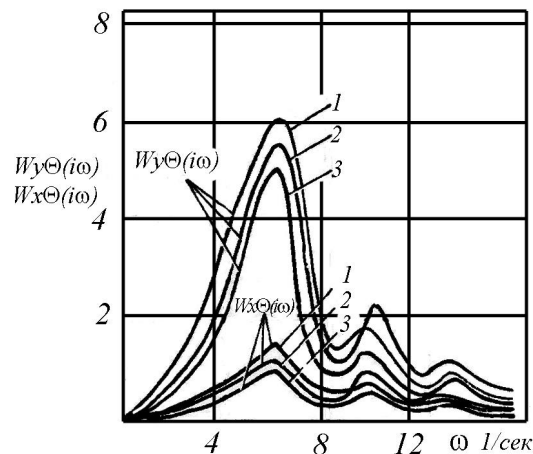


Рис. 4. Модульні частотні характеристики

Енергетичний амплітудний спектр вимушених поздовжньо-кутових коливань

$$S_{\Theta}(\omega) = |W_{x\Theta}(i\omega)|^2 \Phi_X(\omega) + |W'_{x\Theta}(i\omega)W_{y\Theta}(i\omega)| \Phi_{\Delta X}(\omega) + |W_{y\Theta}(i\omega)|^2 \Phi_Y(\omega) + |W'_{y\Theta}(i\omega)W_{x\Theta}(i\omega)| \Phi_{\Delta Y}(\omega), \quad (6)$$

де $W'_{x\Theta}(i\omega)$ и $W'_{y\Theta}(i\omega)$ – пов'язані частотні характеристики відповідно від поздовжнього і поперечного профілів дороги до поздовжньо-кутового коливання корпусу.

Енергетичний амплітудний спектр вимушених поперечно-кутових коливань корпусу $S_{\psi}(\omega)$

$$S_{\psi}(\omega) = |W_{x\psi}(i\omega)|^2 \Phi_X(\omega) + |W'_{x\psi}(i\omega)W_{y\psi}(i\omega)| \Phi_{\Delta X}(\omega) + |W_{y\psi}(i\omega)|^2 \Phi_Y(\omega) + |W'_{y\psi}(i\omega)W_{x\psi}(i\omega)| \Phi_{\Delta Y}(\omega), \quad (7)$$

де $W'_{x\psi}(i\omega)$ и $W'_{y\psi}(i\omega)$ – пов'язані частотні характеристики відповідно від поперечного та поздовжнього профілів дороги до поперечно-кутових коливань корпусу.

Енергетичний амплітудний спектр вертикальних коливань кор-

пусу

$$S_z(\omega) = |W_{xz}(i\omega)|^2 \Phi_x(\omega) + |W'_{xz}(i\omega)W_{yz}(i\omega)| \Phi_{\Delta x}(\omega) + |W_{yz}(i\omega)|^2 \Phi_y(\omega) + |W'_{yz}(i\omega)W_{xz}(i\omega)| \Phi_{\Delta y}(\omega), \quad (8)$$

де $W'_{xz}(i\omega)$ и $W'_{yz}(i\omega)$ – пов'язані частотні характеристики відповідно від поперечного та поздовжнього профілів дороги до вертикальних коливань корпусу.

Енергетичний амплітудний спектр поздовжніх прискорень корпусу тягача $S'_{\ddot{x}}(\omega)$

$$S'_{\ddot{x}}(\omega) = |W_{x\ddot{x}}(i\omega)|^2 \hat{O}_x(\omega) + |W_{y\ddot{x}}(i\omega)|^2 \hat{O}_y(\omega). \quad (9)$$

Енергетичний амплітудний спектр поперечних і вертикальних прискорень визначається подібно до рівняння (9). Дані припущення підтверджуються експериментальними дослідженнями (рис. 5).

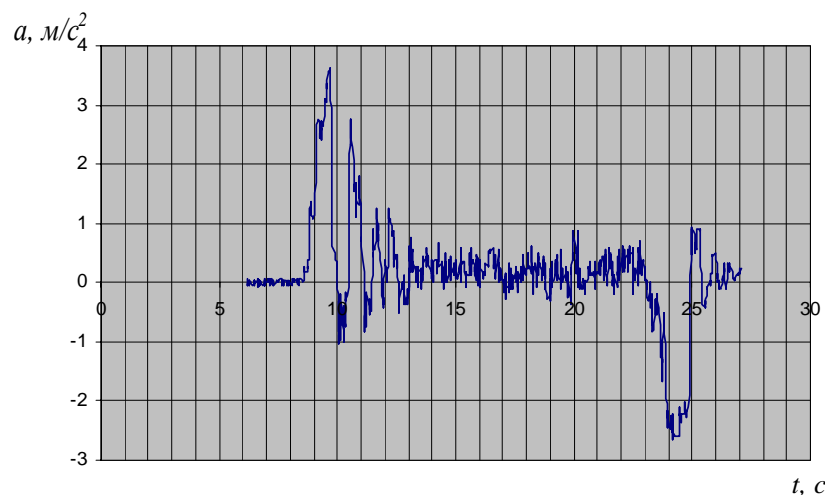


Рис. 5. Амплітудний спектр прискорень транспортного агрегату

Застосовуючи четвертий закон динаміки – незалежності дії сил, згідно з яким прискорення, одержуване матеріальною точкою або абсолютно твердим тілом від одночасно діючих на неї сил, дорівнює геометричній сумі прискорень заданих кожною з сил окремо, отримаємо можливість визначити загальний енергетичний амплітудний спектр прискорення транспортного агрегату.

Висновки. Енергетичні спектри або спектральні щільності кутових або лінійних коливань і прискорень дають вичерпну характеристику динамічної системи. За ним визначаються всі параметри плавності ходу, а в лінійній постановці питання дисперсії і середні квадратичні значення амплітуд коливань і частоти, при яких виникають їх максимальні значення. Вони дають можливість визначити, що є джерелом

резонансних коливань системи – збурення або сама система.

Література:

1. *Говорущенко Н.Я.* Экономия топлива и снижение токсичности на автомобильном транспорте [Текст] / *Н.Я. Говорущенко.* – М.: Транспорт, 1990. – 135 с.
2. *Гащук П.Н.* Энергетическая эффективность автомобиля [Текст] / *П.Н. Гащук.* – Львов: Свит, 1992. – 208 с.
3. *Важенин А.Н.* Регулирование движения МТА [Текст] / *А.Н. Важенин, Б.А. Арютов, А.В. Пасин* // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2008. - № ...- С. 28–29.
4. *Артоболевский И.И.* Теория механизмов и машин [Текст] / *И.И. Артоболевский.* - 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 1975.
5. *Барам Х.Г.* Методика разработки нормативных материалов на механизированные полевые работы [Текст] / Под ред. Х.Г. Барама. – М.: ОНТИ ГОСНИТИ, 1970.
6. *Подригало Н.М.* Влияние неравномерности крутящего момента на динамические и мощностные показатели двигателей внутреннего сгорания колесных машин [Текст] / *Н.М. Подригало* // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. Технические науки. – 2013. - Вып. 38. – С.18–24.

ВЛИЯНИЕ РЕЛЬЕФА НЕСУЩЕЙ ПОВЕРХНОСТИ НА КОЛЕБАНИЯ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ МТА

Шуляк М.Л.

Аннотация – работа посвящена изучению влияния неровностей грунта на колебания скорости движения машинно-тракторного агрегата (МТА) при выполнении технологических операций растениеводства.

INFLUENCE OF THE BEARING SURFACE RELIEF ON SWINGING OF THE SPEED OF AN IMPLEMENT&TRACTOR UNIT

M. Shulyak

Summary

A paper presents research of the impact of uneven ground on oscillations of the speed of an implement&tractor unit at performing crop production operations.