

УДК 631.017

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ З ВИКОРИСТАННЯМ МЕТОДА ПАРЦІАЛЬНИХ ПРИСКОРЕНЬ

Артёмов М.П

Харківський національний технічний університет сільського господарства

В роботі запропоновано математичну модель динаміки ґрунтообробного агрегату та визначення динамічних параметрів за допомогою розробленого методу парціальних прискорень, які впливають на ефективність виконання агротехнічних операцій

In work presents a mathematical model of dynamics of tilling machine and define the dynamic parameters using the developed method of partial accelerations that affect the efficiency of farming operations run

Проблема

Ґрунтообробні сільськогосподарські агрегати в роботі повинні забезпечувати функціональну стабільність під час виконання агротехнічних операцій та відповідати класифікації оцінюючих показників: агротехнічним, експлуатаційним, промисловим, економічним, загальнотехнічним і естетико-ергономічним [1]. Із загального комплексу сільськогосподарських робіт на долю ґрунтообробних операцій припадає близько 50% енергетичних витрат. Умови та принципи комплектації машино-тракторних агрегатів (МТА), що входять в ту чи іншу систему машин, залежать від конструктивних параметрів та динамічних властивостей машин, які входять до агрегату.

Керування ґрунтообробним агрегатом в процесі виконання агротехнічних операцій при постійній зміні зовнішніх навантажень, для забезпечення його прямолінійного руху, ефективного використання, є однією з проблем їх експлуатації.

Аналіз досліджень і публікацій

Від зовнішніх збурювальних чинників і технічного стану сільськогосподарських агрегатів та енергетичного засобу у більшості випадків відбувається зміна динамічних навантажень.

Збільшення вимог до екологічної безпеки, якості виконання робіт, підвищення врожайності, вимагає створення нових технологічних процесів, розробки прогресивних форм організації праці, вдосконалення трактора, як основного енергетичного засобу та технологічної частини МТА.

Серед перших вчених в галузі землеробської механіки, хто зробив вагомий внесок у розробку науково-технічного підґрунтя вивчення механіко-технологічних процесів і засобів їх виконання, що відповідають агротехнічним, економічним і екологічним вимогам сільськогосподарського виробництва були В.П. Горячкін, П.М. Василенко. У подальшому вирішення цих проблем було розвинене у роботах Л.В. Погорілого, В.Я. Аніловича, Г.М. Кутькова, А.С. Кушнарєва, Я.С. Гукова, В.Т. Надикто, П.В. Аніскевича, В.М. Булгакова, О.В. Козаченка, Л.Ф. Бабицького, В.О. Дубровіна та ін.. Було розроблено і запропоновано для розгляду динамічні моделі МТА, як механічні системи, щоб забезпечити

вирішення багатьох задач, пов'язаних з впливом окремих елементів агрегату на показники його руху і роботи[2,3].

Механічні системи функціонують у відповідності до законів механіки і тому в теоретичних дослідженнях необхідно використовувати закони і принципи механіки[4].

Мета досліджень

Встановлення закономірностей, які пов'язують особливості динамічних процесів, що відбуваються з параметрами руху агрегату, його конструктивними властивостями і експлуатаційними режимами.

Окремо динаміка усіх складових сільськогосподарського агрегату вивчені на достатньому рівні. Але рух системи машин в цілому, як сукупності усіх її частин потребує більш досконалого вивчення. Тому у роботі запропоновано звернути особливу увагу на визначення параметрів МТА за допомогою розробленого метода парціальних прискорень через взаємодію складових агрегату, зважаючи на те, що зв'язок між ними здійснюється через ґрунт[5].

Виклад основного матеріалу

Фахівці при проведенні динамічних випробувань мобільних машин стикаються з цілою низкою проблем, що обумовлені недосконалістю існуючих методів проведення цих випробувань. Особливі труднощі при проведенні випробувань сільськогосподарської техніки виникають з вимірюваннями таких параметрів, як потужність двигуна, тягове зусилля, тягового ККД, швидкість руху і зусилля на крюку. Також певний інтерес в процесі руху ґрунтообробних агрегатів викликають лінійна та кутова швидкості, сили опору та ін.

Дослідження і вивчення керованості і стійкості руху МТА є предметом особливої уваги багатьох дослідників. Необхідно відзначити, що допоки у сільському господарстві повздовжні і кутові швидкості були не досить значними, то проблема керованості і стійкості руху не потребувала вивчення. Із зростанням енергоозброєності сільське господарство почало ставити перед дослідниками питання щодо вивчення умов, що накладаються на геометричні та динамічні параметри МТА, при реалізації яких забезпечується стійкий і керований рух.

Для дослідження вказаних параметрів і проблем вивчення руху МТА пропонується розглянути плоско-паралельний рух. В процесі розробки математичної моделі необхідно зробити наступні основні припущення:

- кут повороту колеса завжди відповідає куту повороту осі моста;
- остови рами трактора і плуга абсолютно тверді тіла;
- рух МТА здійснюється по горизонтальній опорній поверхні;
- рух МТА визначається кінцевою кількістю ступенів свободи (оскільки в процесі дослідження керованості і стійкості МТА немає необхідності до математичної моделі включати усі переміщення і деформації окремих деталей складної механічної системи);
- відсутня дисипація енергії в процесі руху МТА (при оцінці стійкості руху враховуються бокові переміщення центрів мас і малі кути відхилення агрегату від напрямку руху, а пов'язані з цим втрати складають невелику частку в енергетичному балансі);

- відсутнє проковзування відбитку коліс трактора по опорній поверхні (в моделі при невисоких швидкостях руху МТА виключаються проковзування коліс у повздовжньому і поперечному напрямках).

У відповідності до запропонованих припущень в якості математичної моделі обрано двохмасову динамічну систему (Рис.1), з чотирма ступенями вільності: ξ і η - відповідно повздовжня і поперечна координати центра мас начіпного пристрою трактора для приєднання плуга; ψ_1 і ψ_2 - курсовий кут відхилення рами трактора по відношенню до осі ОХ та кут повороту плуга стосовно осі кріплення до трактора.

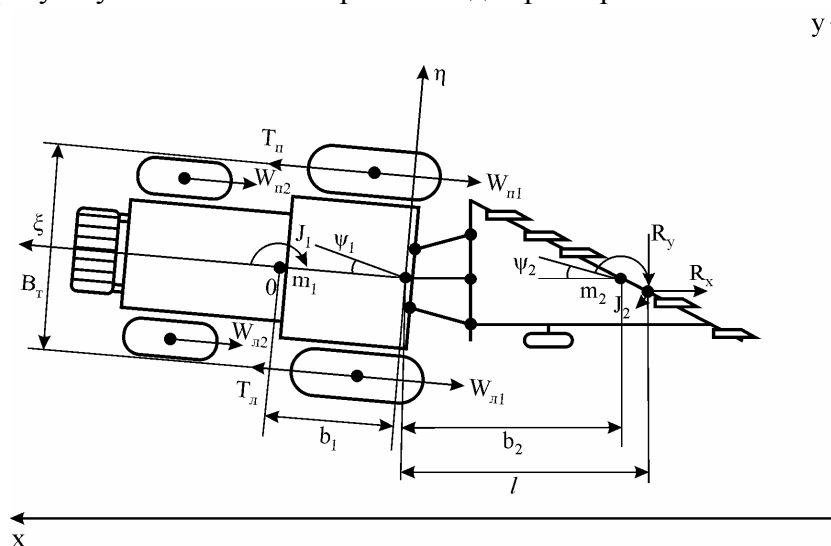


Рис. 1. Схема динамічної моделі ґрунтообробного агрегату

Використовуючи рівняння Лагранжа II-го роду без урахування дисипативних сил складається рівняння руху динамічної моделі

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_n} \right) + \frac{\partial \Pi}{\partial q_n} - \frac{\partial T}{\partial q_n} = Q_n, \quad n = 1, 2, \dots, 4, \quad (1)$$

де T і Π – кінетична та потенціальна енергії моделі;

$q_1 = \xi$, $q_2 = \eta$, $q_3 = \psi_1$, $q_4 = \psi_2$ - узагальнені координати;

Q_n - узагальнені сили.

Кінетична енергія динамічної системи дорівнює сумі кінетичних енергій трактора і плуга

$$T = \frac{m_1}{2} [\dot{x}_1^2 + \dot{y}_1^2] + \frac{m_2}{2} [\dot{x}_2^2 + \dot{y}_2^2] + \frac{1}{2} [J_1 \dot{\psi}_1^2 + J_2 \dot{\psi}_2^2] \quad (2)$$

де x_1, y_1 та x_2, y_2 - координати центрів мас трактора і плуга;

m_1, m_2 - маса трактора і плуга;

J_1, J_2 - моменти інерції трактора і плуга.

Потенційна енергія МТА обумовлена деформацією пружних зв'язків. Врахувавши зроблені припущення та змодельовавши начіпний пристрій трактора у вигляді «умовної пружини» отримаємо можливість записати вираз для потенційної енергії

$$\Pi = \frac{C(\psi_1 + \psi_2)^2}{2}, \quad (3)$$

де C - коефіцієнт приведенної жорсткості начіпного пристрою.

При визначенні узагальнених сил Q_n розглянемо вираз, за допомогою якого записують роботу консервативних(зовнішніх) сил для можливих переміщень. До таких сил відносяться : сили тяги T_{Π} , $T_{\mathcal{L}}$ - відповідно сили тяги правого та лівого ведучих коліс трактора; $W_{\Pi} = W_{\Pi 1} + W_{\Pi 2}$, $W_{\mathcal{L}} = W_{\mathcal{L} 1} + W_{\mathcal{L} 2}$ - сили опору коченню коліс трактора, правого і лівого бортів відповідно; $W_{\Pi 1}$, $W_{\mathcal{L} 1}$ - сили опору коченню ведучих коліс трактора; $W_{\Pi 2}$, $W_{\mathcal{L} 2}$ - сили опору коченню ведених коліс трактора; $R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}$ - сила опору знаряддя (де R_x , R_y - проекції цієї сили на відповідні осі координат), прикладені до ріжучої кромки плуга.

Узагальнені сили, що забезпечують переміщення маси $m = m_1 + m_2$ уздовж відповідних осей визначаємо з наступних міркувань. Переміщення маси m по відповідних координатах відбувається під дією зовнішніх сил, таких як: сила тяги, сила опору коченню, сила опору на лемешах плуга.

Складаючи рівняння для елементарної роботи цих зовнішніх сил отримуємо наступні вирази по узагальнених силах

$$\begin{cases} Q_1 = (T_{\Pi} + T_{\mathcal{L}} - W_{\Pi} - W_{\mathcal{L}}) \cos \psi_1 - R_x \cos \psi_2 + R_y \sin \psi_2, \\ Q_2 = (T_{\Pi} + T_{\mathcal{L}} - W_{\Pi} - W_{\mathcal{L}}) \sin \psi_1 - R_x \sin \psi_2 - R_y \cos \psi_2, \\ Q_3 = (T_{\Pi} + T_{\mathcal{L}} - W_{\Pi} - W_{\mathcal{L}}) \frac{B_T}{2}, \\ Q_4 = R_y l \cos \psi_2 - R_x l \sin \psi_2, \end{cases} \quad (4)$$

де B_T - відстань між лініями дії сил тяги приведених до колеса трактора, l - відстань між миттєвим центром опору корпусів плугу і центром тиску трактора.

Після підстановки у рівняння (1) виразів (2), (3), (4) отримуємо наступну нелінійну систему звичайних диференціальних рівнянь, які в змозі змоделювати процес руху МТА

$$\begin{cases} m_1 \ddot{\xi} - m_1 b_1 \cos \psi_1 \dot{\psi}_1^2 - m_1 b_1 \sin \psi_1 \dot{\psi}_1 \ddot{\psi}_1 - m_2 b_2 \cos \psi_2 \dot{\psi}_2^2 - m_2 b_2 \sin \psi_2 \dot{\psi}_2 \ddot{\psi}_2 = \\ = (T_{\Pi} + T_{\mathcal{L}} - W_{\Pi} - W_{\mathcal{L}}) \cos \psi_1 - R_x \cos \psi_2 + R_y \sin \psi_2 \\ m_1 \ddot{\eta} - m_1 b_1 \sin \psi_1 \dot{\psi}_1^2 + m_1 b_1 \cos \psi_1 \dot{\psi}_1 \ddot{\psi}_1 - m_2 b_2 \sin \psi_2 \dot{\psi}_2^2 + m_2 b_2 \cos \psi_2 \dot{\psi}_2 \ddot{\psi}_2 = \\ = (T_{\Pi} + T_{\mathcal{L}} - W_{\Pi} - W_{\mathcal{L}}) \sin \psi_1 - R_x \sin \psi_2 - R_y \cos \psi_2 \\ - m_1 \dot{\psi}_1 \ddot{\psi}_1 \sin \psi_1 + m_1 \dot{\psi}_1 \ddot{\psi}_1 \cos \psi_1 - m_2 \dot{\psi}_2 \ddot{\psi}_2 \sin \psi_2 + m_2 \dot{\psi}_2 \ddot{\psi}_2 \cos \psi_2 + 2J_1 \ddot{\psi}_1 + \\ + C(\psi_1 - \psi_2) = (T_{\Pi} + T_{\mathcal{L}} - W_{\Pi} - W_{\mathcal{L}}) \frac{B_T}{2} \\ - m_2 \dot{\psi}_2 \ddot{\psi}_2 \sin \psi_2 + m_2 \dot{\psi}_2 \ddot{\psi}_2 \cos \psi_2 - m_2 \dot{\psi}_2 \ddot{\psi}_2 \cos \psi_2 \dot{\psi}_2 - m_2 \dot{\psi}_2 \ddot{\psi}_2 \sin \psi_2 \dot{\psi}_2 + 2J_2 \ddot{\psi}_2 - \\ - C(\psi_1 - \psi_2) = R_y l \cos \psi_2 - R_x l \sin \psi_2 \end{cases} \quad (5)$$

У тому випадку, якщо відомі зовнішні сили, що діють МТА як функції часу і узагальнених координат і задані початкові умови, то рішення системи рівнянь (5) дозволяє визначити зміни переміщень $\xi = \xi(t)$, $\eta = \eta(t)$, $\psi_1 = \psi_1(t)$, $\psi_2 = \psi_2(t)$ у часі та посилаючись на це надати оцінку керованості і стійкості руху МТА. Система рівнянь(5) є суттєво нелінійною та у цьому випадку можливе тільки числове її рішення за допомогою комп'ютера. У цього випадку система рівнянь(5) була вирішена відносно другої похідної узагальнених координат

ξ , η , ψ_1 , ψ_2 та перетворена у систему диференційних рівнянь першого порядку. Для вирішення складеної системи рівнянь скористаємось методом Рунге-Кутта з автоматичним вибором кроку розрахунку. Таким чином, якщо відомі зовнішні сили, які впливають на МТА, спираючись на рівняння(5) є можливість для оцінки керованості і стійкості руху. Наступним завданням, яке постає у вирішенні проблеми керованості і стійкості руху агрегату стає визначення тягових зусиль на ведучих колесах трактора і сил опору руху. Після аналізу системи рівнянь(5) бачимо, що ці величини входять до правої частини та мають змогу суттєво впливати на функції $\xi(t)$, $\eta(t)$, $\psi_1(t)$, $\psi_2(t)$.

Для визначення цих силових характеристик МТА пропонується використовувати метод парціальних прискорень, розроблений з метою спрощення проведення експериментальних випробувань і розрахунку динамічних показників агрегату[7].

На початку застосування метода парціальних прискорень необхідно провести лінеаризацію системи рівнянь(5). У відповідності до проведених припущень будемо вважати, що сила тяги на ведучих колесах трактора рівні між собою та сили опору коченню коліс теж рівні. Після проведеної лінеаризації початкова система рівнянь(5) прийме вигляд

$$\begin{cases} m\ddot{\xi} = T - W_1 - W_2 - R_x + R_y\psi_2; \\ m\ddot{\eta} + m_1b_1\ddot{\psi}_1 + m_2b_2\ddot{\psi}_2 = (T - W_1 - W_2)\psi_1 - R_x\psi_2 - R_y; \\ m_1b_1\ddot{\psi}_1 + 2J_1\ddot{\psi}_1 + C(\psi_1 - \psi_2) = 0; \\ m_2b_2\ddot{\psi}_2 + 2J_2\ddot{\psi}_2 - C(\psi_1 - \psi_2) = R_y l - R_x l\psi_2; \end{cases} \quad (6)$$

де $T_{II} = T_L = 0,5T$, $W_{II1} = W_{LI1} = W_1$, $W_{II2} = W_{LI2} = W_2$.

Проведемо перетворення системи рівнянь(6), скориставшись методом Гауса виразимо з двох останніх рівнянь $\ddot{\psi}_1$ і $\ddot{\psi}_2$ через $\ddot{\xi}$. Після череди перетворень остаточно отримаємо

$$\begin{cases} m\ddot{\xi} = T - W_1 - W_2 - R(1 - \alpha\psi_2), \\ m\ddot{\eta} = C(\psi_1 - \psi_2) \left(\frac{1}{b_1} - \frac{1}{b_2} \right) + R \left[\psi_2 \left(\frac{l}{b_2} - 2 \right) - \alpha \left(\frac{l}{b_2} + 2 \right) \right] + 2(T - W_1 - W_2)\psi_1, \\ \ddot{\psi}_1 = -\frac{C}{2b_1m} (\psi_1 - \psi_2) \left[\frac{1}{b_1} \left(\frac{m_2}{m_1} + 2 \right) - \frac{1}{b_2} \right] - \frac{R}{2b_1m} \left[\psi_2 \left(\frac{l}{b_2} - 2 \right) - \alpha \left(\frac{l}{b_2} + 2 \right) \right] - \frac{T - W_1 - W_2}{b_1m} \psi_1 \\ \ddot{\psi}_2 = \frac{C}{2b_2m} (\psi_1 - \psi_2) \left[\frac{1}{b_2} \left(\frac{m_1}{m_2} + 2 \right) - \frac{1}{b_1} \right] + \frac{R}{2b_2m}, \end{cases} \quad (7)$$

де $R = R_x$, $R_y = \alpha R$, $m = m_1 + m_2$; У системі рівнянь(7) були враховані моменти інерції $J_1 = b_1^2 m_1$, $J_2 = b_2^2 m_2$ для трактора і сільськогосподарського ґрунтообробного знаряддя.

Таким чином, перше рівняння(7) має стандартний вигляд для застосування методу парціальних прискорень. Дійсно величина $\ddot{\xi}$ є компонентою вектора прискорень МТА у повздовжньому напрямку(ось OX), а m - загальна маса МТА. У цьому випадку можливо записати

$$\ddot{\xi} = \frac{T}{m} - \frac{W}{m} - \frac{R(1 - \alpha\psi_2)}{m}. \quad (8)$$

Для цього рівняння $\xi_T = \frac{T}{m}$ - є парціальним прискоренням, що виникає в процесі розгону МТА при відсутності будь яких сил окрім сили тяги T .

Величина $\xi_K = -\frac{W}{m}$ представляє парціальне прискорення трактора під дією тільки сили опору коченню на колесах трактора.

У випадку коли відсутні сили тяги на ведучих колесах, сили опору коченню то $\xi_R = -\frac{R(1-\alpha\psi_2)}{m}$ представляється як парціальне прискорення МТА під дією сил опору сільськогосподарського знаряддя.

Динаміка руху МТА записується за допомогою парціальних прискорень у вигляді

$$\xi = \xi_T + \xi_K + \xi_R \quad (9)$$

При наявності вимірювального комплексу, який забезпечує реєстрацію і обробку повздовжніх лінійних прискорень і швидкостей трактора. Визначення парціальних прискорень здійснюється при вільному вибігу МТА і вільному вибігу трактора. Це дозволяє використовувати методику запропоновану [6] та визначити сили, що діють на машинно-тракторний агрегат як функцію часу.

Висновок

Таким чином, запропонований підхід для дослідження керованості і стійкості руху МТА, представлений вигляді двох масової динамічної системи(рівняння (5)), яка моделює рух МТА та експериментальну методику можливо використовувати для визначення сил, що діють на агрегат в процесі його.

Література

1. Василенко П.М. Введение в земледельческую механику/ П.М. Василенко – Киев.: Сільгоспосвіта, 1996. – 251с.
2. Погорілий Л.В. Мобільна сільськогосподарська енергетика: історія, тенденції розвитку, прогноз / Л.В. Погорілий, В.Г. Євтенко. – К.: Фенікс. 2005. – 184 с.
3. Кутьков Г.М., Габай Е.В., Калиновский В.И., Кандрусов И.И., Надькто В.Т. Выбор рациональной схемы агрегатирования мобильного энергетического средства с плугом / Г.М. Кутьков, Е.В. Габай, В.И.Калиновский, И.И. Кандрусов, В.Т. Надькто // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1990, № 3 С. 21 – 23.
4. Василенко П.М. Методика построения расчетных моделей функционирования механических систем(машин и машинных систем) / П.М. Василенко, В.П. Василенко. – К.:, 1980. – 135с.
5. Артемов Н.П. Метод парциальных ускорений при исследовании динамики мобильных машин / Н.П.Артемов, А.Т.Лебедев, О.П.Алексеев, В.П.Волков, М.А.Подригало, А.С.Полянский // Тракторы и сельхозмашины, 2011. - №1. – с.16 – 18.
6. Артемов Н.П. Метод парциальных ускорений и его приложения в динамике мобильных машин / Н.П. Артемов, А.Т. Лебедев, М.А. Подригало, А.С.Полянский, Д.М. Клец, А.И.Коробко, В.В.Задорожня – Харьков: изд-во «Міськдрук», 2012. – 220 с.