

Механізація, електрифікація

УДК 631.3.06.001.66

© 2015

В. В. Адамчук,
академік НААН,
доктор
технічних
наук

Є. А. Петриченко
Національний
науковий центр
«Інститут механізації
та електрифікації
сільського господарства»

ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ КОМБІНОВАНОГО ПОСІВНОГО АГРЕГАТУ З ОДНОЧАСНИМ УНЕСЕННЯМ МІНЕРАЛЬНИХ ДОБРИВ

Мета. Скласти диференціальні рівняння плоскопаралельного руху комбінованого машинного агрегату, що дасть можливість знайти його раціональні конструктивні та кінематичні параметри, які забезпечать стійкість руху і якість виконання технологічного процесу. **Методи.** Для отримання диференціальних рівнянь руху застосовано методи моделювання, що базуються на методах вищої математики і теоретичної механіки. **Результати.** Побудовано нову математичну модель руху комбінованого агрегату, що складається з колісного трактора, до якого позаду приєднано туковисівну сівалку, яка смуговим способом вносить мінеральні добрива, а позаду неї встановлено зернову сівалку. **Висновки.** Складено еквівалентну схему комбінованого машинно-тракторного агрегату й отримано систему з 6-ти диференціальних рівнянь руху, яка дасть змогу оцінити стійкість руху в площині поверхні поля під час виконання технологічного процесу.

Ключові слова: трактор, внесення добрив, посів, еквівалентна схема, кінетична енергія, узагальнена сила, система диференціальних рівнянь руху.

Постановка проблеми. Останнім часом виникла гостра проблема переуцільнення орних земель з огляду на високий тиск на них сільськогосподарської техніки та багатократність проходів. Це зумовлює необхідність пошуку нових варіантів сучасних енергоощадних технологій і способів мінімізації впливу на ґрунт ходових систем машин завдяки поєднанню під час одного проходу агрегату операцій посіву, внесення мінеральних добрив, передпосівної і післяпосівної обробки.

Загалом це дає можливість скоротити агротехнічні строки виконання польових робіт, зменшити втрати вологи через скорочення міжопераційних проміжків часу, заощадити

пально-мастильні матеріали тощо.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Методика побудови розрахункових математичних моделей сільськогосподарських машин і машинних агрегатів досить широко представлена в численних працях академіка П. М. Василенка [2, 3, 5, 6]. При цьому основним видом руху саме сільськогосподарських машин (причіпних, навісних і самохідних) є їх плоскопаралельний рух, оскільки цей вид руху визначає якість виконання заданих технологічних процесів. Дослідженню роботи комбінованих сільськогосподарських машинних агрегатів присвячено ряд праць [1, 4, 7, 9, 10].

Слід підкреслити, що агротехнічні та

експлуатаційно-технічні показники роботи, а також продуктивність комбінованих машинно-тракторних агрегатів значною мірою залежать від характеру їх саме плоскопаралельного руху. Тому дослідження плоскопаралельного руху різних машинних агрегатів необхідні як за порівняльної оцінки наявних, так і за проектування принципово нових самохідних та причіпних агрегатів. Основним методом таких досліджень є складання і рішення диференціальних рівнянь руху машинних агрегатів [5].

Мета досліджень. Скласти диференціальні рівняння плоскопаралельного руху комбінованого машинного агрегату, що дасть можливість знайти його раціональні конструктивні та кінематичні параметри, які забезпечують стійкість руху, а, отже, і якість виконання технологічного процесу.

Методи досліджень. Для отримання диференціальних рівнянь руху застосовано методи моделювання, що базуються на методах вищої математики і теоретичної механіки.

Результати досліджень. Побудуємо розрахункову математичну модель руху комбінованого посівного агрегату з одночасним внесенням мінеральних добрив. Такий агрегат складатиметься з агрегатувального колісного трактора, до якого за допомогою начіпного пристрою приєднано туковисівний апарат (розкидач мінеральних добрив), а до нього, у свою чергу, позаду причеплено сівалку.

Для побудови розрахункової математичної моделі комбінованого посівного агрегату використаємо основні положення, які викладено в [6]. Побудуємо спочатку еквівалентну схему такого комбінованого агрегату. Для цього насамперед слід зробити ряд припущень.

Так, необхідно враховувати тільки основні елементи, які здійснюють різні рухи. Оскільки динамічна система, яка розглядатиметься, є багатомасовою, то для спрощення розрахунків враховуватимемо тільки рухи, які впливають на якість виконання технологічного процесу. Зарахуємо такий машинний агрегат (механічну систему) до декартової системи координат $Oxuz$. Також припустимо, що під час руху агрегату вздовж поверхні поля усі його точки рухаються у площинах, паралельних до площини (рисунок).

Щоб скласти систему диференціальних рівнянь руху цієї механічної системи, розглянемо її у додатному поточному положенні й опишемо її положення під час руху на площині 6-ма незалежними узагальненими

координатами. Також припустимо, що у початковий момент часу $t = 0$ механічна система була орієнтована вздовж осі Ox і почала рухатися зі стану спокою.

Рух цієї механічної системи описуватиметься 6-ма диференціальними рівняннями 2-го порядку відносно незалежних узагальнених координат.

Математична модель цього машинно-тракторного агрегату — це модель механічної системи, яка має 6 ступенів вільності.

Зарахуємо механічну систему, що досліджується, до нерухокої декартової системи координат $Oxuz$. Осі Ox та Oy розмістимо у горизонтальній площині (у площині поверхні поля), а вісь Oz спрямуємо вертикально вгору.

Для складання диференціальних рівнянь руху одержаної механічної системи покажемо її у рухомому положенні в додатному напрямі, і її положення під час руху опишемо 6-ма незалежними узагальненими координатами

$$x_1, y_1, \beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_4,$$

де x_1, y_1 — координати центра мас трактора, $\beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_4$ — відповідно кути, утворені повздовжніми осями ланок механічної системи з віссю Ox ; m_i ($i = \overline{1,4}$) — маси ланок механічної системи; $C_i(x_i, y_i)$ — центр мас i -тої ланки системи ($i = \overline{1,4}$); a_i — відстані від центра мас ланки до її переднього шарніра; l_i — відстані між 2-ма сусідніми осями шарнірів.

Нехай у початковий момент часу ($t = 0$) механічна система була орієнтована вздовж осі Ox і почала рухатися зі стану спокою.

Рух одержаної механічної системи опишемо рівняннями Лагранжа II роду [2]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_s} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_s} = Q_s \quad (s = \overline{1,6}), \quad (1)$$

де T — кінетична енергія механічної системи; q_s — узагальнена координата; s — номер узагальненої координати; Q_s — узагальнена сила, що відповідає узагальненій координаті q_s .

Кінетичну енергію механічної системи, що розглядається, обчислимо як суму кінетичних енергій кожної ланки системи:

$$T = \sum_{i=1}^4 T_i = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^4 [m_i (\dot{x}_i^2 + \dot{y}_i^2) + I_i \omega_i^2], \quad (2)$$

де I_i — момент інерції i -тої ланки відносно вертикальної осі, що проходить через її центр мас; $\omega_i = \dot{\beta}_i$ — кутова швидкість повороту i -тої ланки; \dot{x}_i, \dot{y}_i — проекції вектора швидкості центра мас i -тої ланки системи.

Було визначено координати центра мас і-тої ($i = \overline{2,4}$) ланки, що виражені через x_i, y_i , координати центра мас та кути поворотів попередніх ланок і задані параметри:

$$\left. \begin{aligned} x_2 &= x_1 - (l_1 - a_1) \cos \beta_1 - a_2 \cos \beta_2, \\ y_2 &= y_1 - (l_1 - a_1) \sin \beta_1 - a_2 \sin \beta_2, \end{aligned} \right\} (3)$$

$$\left. \begin{aligned} x_3 &= x_1 - (l_1 - a_1) \cos \beta_1 - l_2 \cos \beta_2 - a_3 \cos \beta_3, \\ y_3 &= y_1 - (l_1 - a_1) \sin \beta_1 - l_2 \sin \beta_2 - a_3 \sin \beta_3, \end{aligned} \right\} (4)$$

$$\left. \begin{aligned} x_4 &= x_1 - (l_1 - a_1) \cos \beta_1 - l_2 \cos \beta_2 - \\ &\quad - l_3 \cos \beta_3 - a_4 \cos \beta_4, \\ y_4 &= y_1 - (l_1 - a_1) \sin \beta_1 - l_2 \sin \beta_2 - \\ &\quad - l_3 \sin \beta_3 - a_4 \sin \beta_4. \end{aligned} \right\} (5)$$

Залежності (3) – (5) можна записати у загальному вигляді:

$$\left. \begin{aligned} x_i &= x_1 - (l_1 - a_1) \cos \beta_1 - a_i \cos \beta_i - \\ &\quad - \sum_{j=2}^{i-1} l_j \cos \beta_j, \\ y_i &= y_1 - (l_1 - a_1) \sin \beta_1 - a_i \sin \beta_i - \\ &\quad - \sum_{j=2}^{i-1} l_j \sin \beta_j, \quad (i = \overline{2,4}). \end{aligned} \right\} (6)$$

Взявши похідні за часом від виразів (6), визначимо швидкості центрів мас ланок системи:

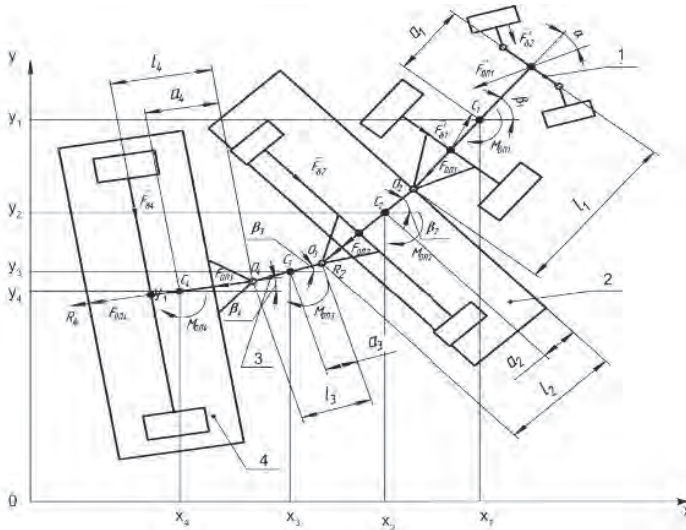
$$\left. \begin{aligned} \dot{x}_i &= \dot{x}_1 + (l_1 - a_1) \dot{\beta}_1 \sin \beta_1 + a_i \dot{\beta}_i \sin \beta_i + \\ &\quad + \sum_{j=2}^{i-1} l_j \dot{\beta}_j \sin \beta_j, \\ \dot{y}_i &= \dot{y}_1 - (l_1 - a_1) \dot{\beta}_1 \cos \beta_1 - a_i \dot{\beta}_i \cos \beta_i - \\ &\quad - \sum_{j=2}^{i-1} l_j \dot{\beta}_j \cos \beta_j, \quad (i = \overline{2,4}). \end{aligned} \right\} (7)$$

Підставивши (7) у (2), отримаємо вираз для кінетичної енергії системи:

$$\begin{aligned} T &= \frac{1}{2} [m_1 (\dot{x}_1^2 + \dot{y}_1^2) + I_1 \dot{\beta}_1^2 + \\ &\quad + \sum_{i=2}^4 (m_i (\dot{x}_i^2 + \dot{y}_i^2) + I_i \dot{\beta}_i^2)]. \end{aligned} \quad (8)$$

Обчислимо узагальнені сили, які відповідають узагальненим координатам.

Для цього сили, що діють на колеса машинно-тракторного агрегату, приведемо до передніх та задніх мостів. Трактор, що агрегує цю систему, має колісну формулу 4К2 з приводним заднім мостом, і його повороти здійснюються зміною положення передніх коліс повертанням на кут α . Позначимо згадані сили так: F'_{k1} — тягове зусилля трактора; F_{on1} — сила опору і-тої ланки агрегату; F_{oi} — бічна сила, яка діє на цю ланку; M_{on1} — момент опору обертання цієї ланки; P_n і P'_n — сили опору коченню коліс, що приведені



Еквівалентна схема причіпного комбінованого агрегату: 1 — трактор, 2 — тукова сівалка (внесення мінеральних добрив), 3 — причіпний пристрій, 4 — зернова сівалка

до заднього моста і зараховані до складу сили F_{0n2} і моменту M_{0n2} ; R_2 — сумарна сила опору сошників розкидача добрив; R_3 — сумарна сила опору сошників сівалки.

Усі ці силові фактори визначаються згідно з [3] та відповідними експериментальними дослідженнями залежно від типу ґрунту, параметрів коліс і типу трактора.

Тоді узагальнені сили визначаються згідно з означенням, тобто:

$$Q_{x_i} = \frac{1}{\delta x_1} \left[\sum_{i=1}^n \delta A(\bar{F}_i^a) \right]_{x_1} = \frac{1}{\delta x_1} \left[\sum_{i=1}^4 F_{xi} \delta x_i \right]_{x_1} = \sum_{i=1}^4 F_{xi}, \quad (9)$$

тут враховуємо, що $\delta x_i = \delta x_1$ ($i = \overline{1,4}$).

Отже,

$$Q_{x1} = \sum_{i=1}^4 F_{x1}. \quad (10)$$

Аналогічно:

$$Q_{y1} = \sum_{i=1}^4 F_{y1}, \quad (11)$$

де F_{xi} , F_{yi} — сума проєкцій усіх сил, що діють на i -ту ланку механічної системи, відповідно — на осі Ox та Oy .

Для того, щоб визначити узагальнені сили, які відповідають кутам поворотів β_i ($i = \overline{1,4}$), було встановлено координати шарнірів $O_i(x_{0i}; y_{0i})$, ($i = \overline{2,4}$), їх варіації, а також остаточно визначено вираз для узагальненої сили.

$$Q_{\beta_i} = M_{0i} - M_{0n_i} + l_i \left[\sin \beta_i \sum_{j=i+1}^4 F_{xj} - \cos \beta_i \sum_{j=i+1}^4 F_{yj} \right], \quad (i = \overline{2,4}), \quad (12)$$

де M_{0i} — алгебраїчна сума моментів усіх сил, що діють на i -ту ланку відносно точки O_i .

Після виконання необхідних перетворень, передбачених застосуванням рівнянь Лагранжа II роду (1), отримуємо систему диференціальних рівнянь, що описує поведінку динамічної системи (13–18).

Система диференціальних рівнянь, яка описує рух причіпного комбінованого

посівного агрегату в горизонтальній площині, складається з рівняння руху трактора вздовж осі Ox (13), рівняння руху трактора вздовж осі Oy (14), рівняння повороту трактора навколо його центра мас (15), а також з рівнянь (16–18), які описують повороти тукової сівалки, зчіпного пристрою і рядкової зернової сівалки.

$$m_1 \ddot{x}_1 + \sum_{i=2}^4 m_i \ddot{x}_i = \sum_{i=1}^4 F_{xi}, \quad (13)$$

$$m_1 \ddot{y}_1 + \sum_{i=2}^4 m_i \ddot{y}_i = \sum_{i=1}^4 F_{yi}, \quad (14)$$

$$l_1 \ddot{\beta}_1 + (l_1 - a_1) \sum_{i=2}^4 m_i (\ddot{x}_i \sin \beta_1 - \ddot{y}_i \cos \beta_1) = M_{c_1} - M_{0n1} + (l_1 - a_1) \left[\sin \beta_1 \sum_{i=2}^4 F_{xi} - \cos \beta_1 \sum_{i=2}^4 F_{yi} \right], \quad (15)$$

$$l_2 \ddot{\beta}_2 + m_2 a_2 (\ddot{x}_2 \sin \beta_2 - \ddot{y}_2 \cos \beta_2) + l_2 (m_3 (\ddot{x}_3 \sin \beta_2 - \ddot{y}_3 \cos \beta_2) + m_4 (\ddot{x}_4 \sin \beta_2 - \ddot{y}_4 \cos \beta_2)) = M_{02} - M_{0n2} + l_2 \left(\sin \beta_2 \sum_{j=3}^4 F_{yj} - \cos \beta_2 \sum_{j=3}^4 F_{xj} \right), \quad (16)$$

$$l_3 \ddot{\beta}_3 + m_3 a_3 (\ddot{x}_3 \sin \beta_3 - \ddot{y}_3 \cos \beta_3) + l_3 m_4 (\ddot{x}_4 \sin \beta_3 - \ddot{y}_4 \cos \beta_3) = M_{03} - M_{0n3} + l_3 (\sin \beta_3 F_{y4} - \cos \beta_3 F_{x4}), \quad (17)$$

$$l_4 \ddot{\beta}_4 + m_4 a_4 (\ddot{x}_4 \sin \beta_4 - \ddot{y}_4 \cos \beta_4) = M_{04} - M_{0n4}. \quad (18)$$

Отже, одержано систему 6-ти диференціальних рівнянь (13–18), яка описує рух комбінованого посівного машинно-тракторного агрегату з одночасним внесенням мінеральних добрив за наявності в нього 6-ти ступенів вільності. Розв'язання цих рівнянь на ПЕОМ встановлюватиме не тільки закономірності руху кожної ланки агрегату в горизонтальній площині, а й визначатиме конструктивні та кінематичні параметри, що забезпечують стійкість руху у зазначеній площині.

Висновки

Складено еквівалентну схему комбінованого машинно-тракторного агрегату, який одночасно виконує технологічні операції внесення мінеральних добрив і посіву зернових культур, тобто розглядається

тримасова динамічна система, що здійснює плоскопаралельний рух.

Для досліджуваної динамічної системи визначено вирази для координат її центрів мас, прийнято узагальнені координати

і складено вирази для кінетичної енергії та узагальнених сил.

На підставі вихідних рівнянь динаміки у формі Лагранжа II роду виконано операції, передбачені їх використанням, й остаточно отримано систему, що складається з 6-ти диференціальних рівнянь, які описують поведінку розглянутої динамічної системи

в горизонтальній площині.

Числове рішення на ПЕОМ отриманої системи диференціальних рівнянь руху дасть можливість обирати такі конструктивні та кінематичні параметри комбінованого посівного машинного агрегату, які забезпечать стійкість його руху в горизонтальній площині.

Бібліографія

1. Булгаков В.М. Теорія руху льонозбиральних комбайнів: монографія/В.М. Булгаков, А.Ю. Горбовий. — Львів: Видавництво ЛвЦНТІ, 2007. — 115 с.
2. Василенко П.М. Об уравнениях движения мобильных машинных агрегатов. Сборник трудов по земледельческой механике/П.М. Василенко. — М.: Сельхозгиз, 1952. — Т. II. — С. 76–84.
3. Василенко П.М. Элементы теории устойчивости движения прицепных сельскохозяйственных машин и орудий. Сборник трудов по земледельческой механике/П.М. Василенко. — М.: Сельхозгиз, 1954. Т. II — С. 202–211.
4. Василенко П.М. Уравнение движения самоходных машинных агрегатов при трогании с места и разгоне/П.М. Василенко, В.Г. Кузьминский//ВАСХНИЛ. Земледельческая механика: Сб. тр.; под ред. В.А. Желиговского. — М.: Машиностроение, 1965. — Т. V. — С. 28–43.
5. Василенко П.М. Методика построения расчетных моделей функционирования механических систем (машин и машинных агрегатов): учеб.

пособие/П.М. Василенко, В.П. Василенко. — К.: УСХА, 1980. — 137 с.

6. Василенко П.М. Введение в земледельческую механику/П.М. Василенко. — К.: Сельхозобразование, 1996. — 252 с.

7. Гуськов В.В. Тракторы. Теория/В.В. Гуськов, Н.Н. Велев, Ю.Е. Атаманов и др. — М.: Машиностроение, 1988. — 376 с.

8. Кутьков Г.М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства/Г.М. Кутьков. — М.: Колос, 2004. — 504 с.

9. Надыкто В.Т. Основы агрегатирования модульных энергетических средств: монография/В.Т. Надыкто. — Мелитополь: КП «ММД», 2003. — 240 с.

10. Тимофеев А.И. Анализ энергетического режима работы тракторного агрегата при разгоне/А.И. Тимофеев//ВАСХНИЛ. Земледельческая механика: Сб. тр.; под ред. В.А. Желиговского. — М.: Машиностроение, 1965. — Т. V. — С. 391–405.

Надійшла 6.02.2015.