

631.316.023

АНАЛІЗ КОЛИВАНЬ ТРИСЕКЦІЙНОГО БЕЗЗЧІПНОГО КУЛЬТИВАТОРА В ПОВЗДОВЖНЬО-ВЕРТИКАЛЬНІЙ ПЛОЩИНІ

Є. Калінін, канд. техн. наук, доц.,

В. Романченко, канд. техн. наук, доц.,

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

Ю. Козлов,

Харківська філія УкрНДІПВТ ім. Л.Позорілого

Викладено математичну модель руху беззчипного культиватора, яка дозволяє оцінити кутові коливання секцій в поздовжньо- та поперечно-вертикальній площинах. Обґрунтовані масово-геометричні характеристики секцій з метою покращення динамічних показників системи. Встановлено, що коливання бічних секцій у поперечному напрямку мають гармонійний низькочастотний вигляд, що пояснюється ефектом згасання, обумовленим центральною секцією. Визначено, що коливання центральної секції складаються з чотирьох високочастотних складових, визначених коливаннями бічних секцій та нерівностями поля під опорними колесами. Обґрунтовано, що система диференціальних рівнянь порівняно повно описує тенденцію поведінки динамічної системи, враховує конструктивні параметри, ширину секцій, збурення від рельєфу поля і нерівномірності зміни тягового опору під час руху культиватора.

Ключові слова: *математична модель, трисекційний культиватор, коливання, динамічні характеристики, тяговий опір*

Вступ. Конструктивними особливостями беззчипних культиваторів є з'єднання секцій між собою поздовжніми шарнірами. Це забезпечує в робочому положенні коливання однієї секції відносно іншої в поперечно-вертикальній площині і дозволяє певною мірою копіювати рельєф поля. На відміну від агрегатів, складених на базі зчіпок, де кожна секція має тільки власні коливання, для беззчипних культиваторів коливання секцій взаємозалежні, а їхня величина залежить від швидкості руху всього агрегата.

Таким чином, сукупність конструкційних особливостей беззчипних культиваторів, збільшення швидкості руху, а також висока концентрація мас і збільшені моменти інерції змінюють динамічні властивості всієї системи. Для правильного вибору параметрів секцій культиватора, які забезпечують якісне виконання технологічного процесу, необхідно провести дослідження динаміки культиваторного агрегата під час виконання технологічного процесу.

Аналіз останніх досягнень і публікацій. Основним напрямком покращення функціонування сільськогосподарських агрегатів є дослідження їхньої стійкості руху в більшості площинах. При цьому дослідження кінематичних параметрів здійснюється за допомогою методів кінетостатики, коли усі сили, які діють на сільськогосподарську машину, розглядаються в умовах ідеалізації [1-4]. Проте встановлено, що втрата стійкості руху обумовлюється рельєфом поверхні поля, фізико-механічними властивостями як самого ґрунту, так і рослинних елементів.

Окремим елементом дослідження динаміки сільськогосподарських агрегатів є визначення параметрів їх коливань для усунення ефектів резонансу та покращення руху в повздовжньо-вертикальній та поперечно-вертикальній площинах[5, 6].

Мета і постановка завдань дослідження. Метою досліджень є аналіз динаміки та коливань беззчіпного трисекційного культиватора під час виконання технологічного процесу обробітку ґрунту.

Для досягнення поставленої мети необхідно розробити динамічну модель руху культиватора в повздовжньо-вертикальній та поперечно-вертикальній площинах та на її основі провести аналіз амплітудних та частотних характеристик руху системи.

Виклад основного матеріалу дослідження.

Об'єктом досліджень є трисекційний беззчіпний культиватор КШН-12, який застосовується в ґрунтово-кліматичних зонах з вологістю ґрунту в межах 8...27% і твердістю ґрунту в оброблюваному шарі в межах 0,4...1,6 МПа. У робочому положенні культиватор має шість опорних коліс, два з яких належать бічним секціям і чотири (два спарених) – центральній. Секції з'єднані між собою поздовжніми шарнірами, а культиватор з трактором з'єднаний через сницю.

Для спрощення розрахункової схеми спарені колеса центральної секції замінені одиночними опорами з жорсткістю c_2 та c_3 , яка дорівнює жорсткості заміненої пари коліс. Прийнято, що культиватор симетричний відносно поздовжньо-вертикальної площини, яка проходить через центр мас центральної секції та точку причепа. Тому в незбуреному русі координати центру мас бічних секцій однакові – $y_a = y_n$ (рис. 1). Маса бічних секцій однакові.

На стійкість руху беззчіпного культиватора впливає ряд факторів (мікрорельєф поверхні поля, мінливість властивостей ґрунту, конструкційні особливості і т.д.), більшість з яких є випадковими в часі і можуть діяти одночасно. Врахування цих факторів є достатньо складною задачею, тому під час дослідження були прийняті такі припущення:

1. Культиватор являє собою тримасову систему зі стаціонарними голономними зв'язками, в якій маси секцій зосереджені в центрах секцій O_1 , O та O_2 ;

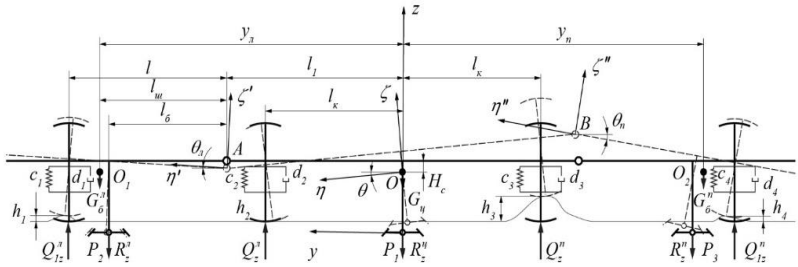


Рисунок 1 – Розрахункова схема трисекційного безщипного культиватора в поперечно-вертикальній площині

2. Впливом трактора на культиватор можна знехтувати;

3. Відхилення траєкторії точок культиватора від відповідних їм траєкторій в усталеному русі мало, тому приростами змінних вищого порядку можна знехтувати, а зміна зовнішніх сил і моментів, пов'язаних з відхиленнями траєкторій точок культиватора, пропорційні відхиленням та їхнім першим похідним.

З урахуванням конструкційних особливостей безщипного культиватора прийняті такі види руху (рис. 2):

1. Кутове переміщення культиватора в поздовжньо-вертикальній та горизонтальній площинах відносно точки причепа трактора;

2. Кутове переміщення бічних секцій відносно поздовжньої осі, що проходить через вісь сполучених шарнірів (у поперечно-вертикальній площині);

3. коливання центральної секції навколо поздовжньої вісі, що проходить через центр мас секції та точку причепа.

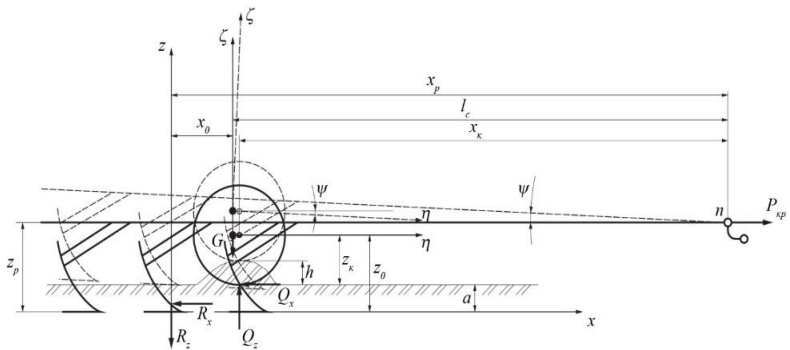


Рисунок 2 – Розрахункова схема безщипного культиватора в поздовжньо-вертикальній площині

У дослідженні руху культиватора найбільший інтерес представляє вивчення його стійкості в поздовжньо-вертикальній і поперечно-вертикальній площинах. Коливання культиватора і його секцій в цих площинах визначає якість виконання технологічного процесу.

Крім того, відомо, що рух причіпних ґрунтообробних машин в горизонтальній площині відносно точки причепупідкорюється закону руху фізичного маятника навколо точки підвісу і може бути описаний лінійним диференціальним рівнянням другого порядку [7]. Тому, під час дослідження руху культиватора і його секцій в поздовжньо- і поперечно-вертикальній площинах були введені три системи координат (рис. 1 та 2):

1. нерухома XYZ , жорстко пов'язана з поверхнею поля (причому вісь X визначає напрямок руху);

2. $\xi\eta\zeta$ – рухома, жорстко пов'язана з центральною секцією в центрі мас;

3. $\xi_1\eta_1\zeta_1$ – рухома, жорстко пов'язана з бічною секцією в шарнірі A .

Під час руху культиватора під впливом зовнішніх збурювальних факторів, жорстко пов'язані з шарнірною і бічною секцією культиватора системи координат $\xi O \eta \zeta$ і $\xi_1 A \eta_1 \zeta_1$ відхиляються і займають положення, яке визначається ейлеровими кутами ψ , θ та θ_n . Зв'язок між координатами ξ, η, ζ та x, y, z , а також між ξ_1, η_1, ζ_1 й x, y, z , і кутами Ейлера встановлюється співвідношеннями, даними в роботі [8].

Для аналізу стійкості руху можна використовувати рівняння Лагранжа другого роду у вигляді:

$$\frac{\partial}{\partial t} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_i} = Q_i, \quad (1)$$

де T – кінетична енергія культиватора;

Π – потенціальна енергія машини;

Φ – функція опору;

q_i – узагальнена координата;

Q_i – узагальнені сили.

Як узагальнених координат приймемо кутові переміщення секцій культиватора в поздовжньо-вертикальній (ψ) та поперечно-вертикальній (θ , θ_n) площинах. Беручи до уваги малу величину кутів, можна записати:

$$\sin \psi = \psi; \quad (2)$$

$$\sin \theta = \theta; \quad (3)$$

$$\sin \theta_n = \theta_n; \quad (4)$$

$$\sin \theta_n = \theta_n; \quad (5)$$

$$\cos \psi = \cos \theta = \cos \theta_n = \cos \theta_n = 1. \quad (6)$$

Кінетична енергія культиватора складається з кінетичної енергії

поступально рухомих мас секцій і кінетичної енергії секцій в їхньому русі відносно одна одної та точки причепа:

$$T = \frac{1}{2} \left\{ (m_u + 2m_o)(v_0^2 + l_c^2 \dot{\psi}^2) + M_o \left[2l_u l_u \dot{\psi} (\dot{\theta}_a - \dot{\theta}_n) + l_u^2 (\dot{\theta}_a^2 + \dot{\theta}_n^2) + 2l_1^2 \theta^2 - 2l_u l_1 \dot{\theta} (\dot{\theta}_a + \dot{\theta}_n) \right. \right. \\ \left. \left. + 2H_c^2 \dot{\theta}^2 + H_c^2 (\dot{\theta}_a^2 + \dot{\theta}_n^2) + 2H_c^2 \dot{\theta} (\dot{\theta}_a + \dot{\theta}_n) \right] + I_x^o (\dot{\theta}_a^2 + \dot{\theta}_n^2) + (I_y^u + 2I_y^o) \dot{\psi}^2 + I_x^u \dot{\theta}^2 \right\} \quad (7)$$

де m_u , m_o – маси центральної і бічної секції;

I_y^u , I_y^o – моменти інерції центральної і бічної секції відносно поперечних осей, які проходять через центр мас секцій;

I_x^u , I_x^o – моменти інерції центральної секції відносно поздовжньої осі, яка проходить через центр мас секції, і бічної секції відносно поздовжньої вісі, що проходить через вісь сполучених шарнірів;

$\dot{\psi}$, $\dot{\theta}$, $\dot{\theta}_a$, $\dot{\theta}_n$ – кутові швидкості секцій культиватора відповідно в поздовжньо-вертикальній та поперечно-вертикальній площинах;

l_c , l_1 , l_u , H_c – геометричні розміри згідно з розрахунковою схемою (див. рис. 1 та 2);

v_0 – швидкість руху агрегата.

Потенційну енергію секційного культиватора, забезпеченого пневматичними колесами, в загальному випадку можна уявити, як потенційну енергію переміщення опор в полі сили тяжіння. При цьому враховується тільки радіальна жорсткість коліс. Тоді за однакової жорсткості коліс бічних секцій ($c_1 = c_4$) і коліс центральної секції ($c_2 = c_3$) потенційна енергія культиватора визначиться за формулою:

$$П = \frac{1}{2} [c_1 (\Delta z_1^2 + \Delta z_4^2) + c_2 (\Delta z_2^2 + \Delta z_3^2)], \quad (8)$$

де $\Delta z_1 - \Delta z_4$ – повне переміщення опори:

$$\Delta z_1 = x_k \psi - l_1 \theta + l \theta_a - h_1; \quad (9)$$

$$\Delta z_2 = x_k \psi - l_k \theta - h_2; \quad (10)$$

$$\Delta z_3 = x_k \psi + l_k \theta - h_3; \quad (11)$$

$$\Delta z_4 = x_k \psi + l_1 \theta - h_4; \quad (12)$$

де $h_1 \dots h_4$ – висота нерівностей поверхні поля під опорними колесами;

x_k , l – кінематичні розміри.

Вираз для дисипативної енергії, яка відображає згасання коливань секцій культиватора, можна знайти, якщо вважати, що згасання пропорційне швидкості вертикального переміщення коліс:

$$\Phi = \frac{1}{2} [d_1 (\Delta \dot{z}_1^2 + \Delta \dot{z}_4^2) + d_2 (\Delta \dot{z}_2^2 + \Delta \dot{z}_3^2)], \quad (13)$$

де $d_1 = d_4$, $d_2 = d_3$ – демпфувальний коефіцієнт коліс відповідно бічних та центральній секцій.

Узагальнені сили, які відповідають прийнятим узагальненим координатам, визначаються з виразів віртуальної роботи діючих сил:

$$Q_{\psi} = \sum_{i=1}^4 Q_z^i x_k - \sum_{i=1}^3 R_z^i x_p + \sum_{i=1}^3 R_x^i (z_p + x_p \psi) + \sum_{i=1}^4 Q_x^i (z_k + x_k \psi) - \sum_{i=1}^3 G_i (l_c + H_c \psi); \quad (14)$$

$$Q_{\theta} = (Q_z^{2n} - Q_z^{2m})(l_k - z_k \theta); \quad (15)$$

$$Q_{\theta_1} = Q_z^{2b} (l + z_k \theta_1) - R_z^{2b} (l_0 + z_p \theta_1) - Q_z^{2u} [(l_1 - l_k) - z_k \theta] + R_z^u (l_k - z_p \theta) - G_0 (l_{1u} + H_c \theta_1); \quad (16)$$

$$Q_{\theta_2} = Q_z^{2b} (l_0 - z_p \theta_2) - Q_z^{2b} (l - z_k \theta_2) + Q_z^{2u} [(l_1 - l_k) + z_k \theta] - R_z^u (l_k - z_p \theta) + G_0 (l_{1u} - H_c \theta_2), \quad (17)$$

де R_z^i , R_x^i – вертикальна та горизонтальна складові сил опору ґрунту робочим органам секцій;

Q_z^i , Q_x^i – вертикальні і горизонтальні складові сил опору ґрунту переміщенню коліс;

G_i – сила тяжіння i -ї секції.

Підставивши в рівняння Лагранжа другого роду значення кінетичної, потенційної, дисипативної енергій і узагальнених сил, отримаємо систему чотирьох диференціальних рівнянь другого порядку. Для розв'язання цієї системи за допомогою математичних програмних комплексів, позначимо праві частини рівняння через g_i . Тоді система диференціальних рівнянь другого порядку набуде вигляду:

$$\begin{cases} [(m_y + 2m_0)I_c^2 + (I_y^u + 2I_y^0)]\ddot{\psi} + m_0 l_c l_{1u} (\ddot{\theta}_1 - \ddot{\theta}_2) = g_1 \\ (2m_0 I_1^2 + I_x^u)\ddot{\theta} - m_0 l_{1u} l_1 (\ddot{\theta}_1 + \ddot{\theta}_2) = g_2 \\ (m_0 I_{1u}^2 + I_x^0)\ddot{\theta}_1 + m_0 l_c l_{1u} \ddot{\psi} - m_0 l_1 l_{1u} \ddot{\theta} = g_3 \\ (m_0 I_{1u}^2 + I_x^0)\ddot{\theta}_2 - m_0 l_c l_{1u} \ddot{\psi} - m_0 l_1 l_{1u} \ddot{\theta} = g_4 \end{cases} \quad (18)$$

Використовуючи відомий метод пониження порядку рівнянь, отримаємо нову систему з восьми диференціальних рівнянь першого порядку $\dot{y} = f(y_0, y_1, \dots, y_n, t)$.

Розрахунок системи диференціальних рівнянь був виконаний у системі аналітичних розрахунків Maple методом Рунге-Кутта. На рисунку 3 як приклад представлені графіки кутових коливань культиватора та його секцій в поздовжньо-вертикальній площині для ширини захвату бічних секцій 3,640 і 2,965 м, що відповідає загальній ширині захвату в 12 і 10 м відповідно.

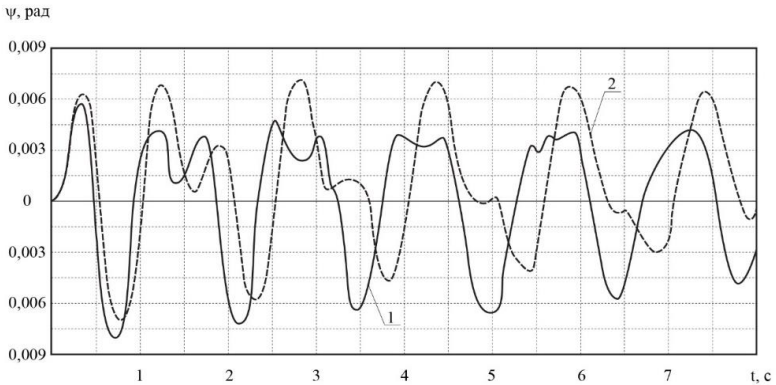


Рисунок 3 – Коливання секцій культиватора в поздовжньо-вертикальній площині для ширини захвату культиватора в 12 м (крива 1) та в 10 м (крива 2)

Попередній аналіз графіків кутів коливань показав, що загалом коливання носять характер згасання. При цьому кутові коливання секцій культиватора в поздовжньо-вертикальній і центральній секції в поперечно-вертикальній площині являють собою складні низькочастотні коливання, форма яких змінена наявністю низькочастотних складових. Кутові коливання бічних секцій у поперечно-вертикальній площині близькі до гармонійних низькочастотних коливань. Як видно з рис. 3, зміна ширини захвату бічних секцій призводить до зміни частоти і амплітуди кутів коливань, причому зменшення ширини захвату сприяє збільшенню цих характеристик.

Аналіз коливань секцій культиватора в поздовжньо-вертикальній площині показує, що з шириною захвату 12 м спостерігається явно виражений характер згасання коливань. Слід зазначити, що з більшою шириною захвату вплив високочастотних складових, тобто вплив з боку рельєфу поля, – незначний і з плином часу згладжується. Одночасно зі зменшенням ширини захвату цей вплив сприймається системою на всьому відрізку шляху, внаслідок чого утворюються зони чергування коливань. Отже, зі зменшенням ширини захвату реакція динамічної системи на зовнішнє збурення збільшується, а можливість виглиблення секцій зростає.

З графіка кутів коливань центральній секції в поперечно-вертикальній площині видно, що ці коливання згасають за різної ширини захвату, однак їхня амплітуда і частота різні. Складність цих коливань обумовлена наявністю чотирьох високочастотних складових, якими є власні коливання бічних секцій і висота нерівностей поля під опорними колесами центральній секції. Сприймаючи ці коливання, центральна секція гасить їх, що підтверджує характер коливань (згасання). Збільшення частоти і амплітуди кутів коливань зі зменшенням ширини захвату вказує на те, що маса бічних секцій надає гальмівний ефект коливанням центральній секції.

Тому більшій масі бічних секцій відповідають менша частота й амплітуда кутових коливань.

Кутові коливання бічних секцій в поперечно-вертикальній площині близькі до гармонійних низькочастотних згасаючих коливань. Це пояснюється перш за все тим, що власні коливання секцій гасяться коливаннями центральної секції. Тому головними коливаннями бічної секції є вимушені коливання, величина яких визначається довжиною і висотою нерівностей під опорним колесом центральної секції, а частота – шириною захвату бічної секції.

Висновки. Таким чином, система диференціальних рівнянь порівняно повно описує тенденцію поведінки динамічної системи, враховує конструктивні параметри, ширину секцій, збурення від рельєфу поля і нерівномірності зміни тягового опору під час руху культиватора. Аналізом розв'язків динамічної системи встановлені залежності динамічних показників беззчіпного трисекційного культиватора від його масово-геометричних показників.

Література

1. Ляпунов А.М. Общая задача об устойчивости движения / А.М. Ляпунов. – М.: Физматгиз, 1959. – 487 с.
2. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин / П.М. Заїка. – Харків: Око, 2001. – Т. 1. – Ч. 1. – 444 с.
3. Малкин И.Г. Теория устойчивости движения / И.Г. Малкин. – М.: Наука, 1966. – 530 с.
4. Пашенко В.Ф. Методика построения математических моделей устойчивости функционирования механических систем / В.Ф. Пашенко, В.В. Ким. – Харьков: ХГАУ им. В.В. Докучаева, 2010. – 115 с.
5. Калінін Є.І. Частотно-динамічна математична модель тракторного агрегату з передачею крутного моменту до рушіїв сільськогосподарської машини / Є.І. Калінін // Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – 2015. – Вип. 156. – С. 327-334.
6. Калінін Є.І. Моделювання коливань кузову транспортного засобу на гусеничному ході з врахуванням гнучкості кузову / Є.І. Калінін, В.М. Романченко, Г.П. Юр'єва // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. – 2016. – № 6. – С. 232-238.
7. Гячев Л.В. Динамика машинно-тракторных и автомобильных агрегатов / Л.В. Гячев. – Ростов-на-Дону: Изд-во Ростовского университета. – 1976. – 192 с.
8. Лурье А.И. Аналитическая механика / А.И. Лурье. – М.: ГИФМЛ, 1961. – 824 с.

Аннотация

Рассмотрена математическая модель движения безцепного культиватора, которая позволяет оценить угловые колебания секций в продольно- и поперечно-вертикальной плоскостях. Обоснованы массово-геометрические характеристики секций с целью улучшения динамических характеристик системы. Установлено, что колебания боковых секций в поперечном направлении имеют гармонический низкочастотный вид, что объясняется эффектом угасания, обусловленным центральной секцией. Определено, что колебания центральной секции состоят из четырех высокочастотных составляющих, обусловленных колебаниями боковых секций и неровностями поля под опорными колесами. Обосновано, что система дифференциальных уравнений сравнительно полно описывает тенденцию поведения динамической системы, учитывает конструктивные параметры, ширину секций, возмущения от рельефа поля и неравномерности изменения тягового сопротивления при движении культиватора.

Summary

A mathematical model of the motion of a cordless cultivator is considered, which allows us to estimate the angular vibrations of sections in the longitudinal and transverse-vertical planes. The mass-geometric characteristics of the sections are justified in order to improve the dynamic characteristics of the system. It is established that the lateral sections oscillations in the transverse direction have a harmonic low-frequency form, which is explained by the fading effect due to the central section. It is determined that the vibrations of the central section consist of four high-frequency components, caused by the oscillations of the side sections and the unevenness of the field under the support wheels. It is substantiated that the system of differential equations comparatively fully describes the trend in the behavior of the dynamic system, takes into account the design parameters, the width of the sections, the perturbations from the field relief and the unevenness of the change in the traction resistance when the cultivator moves.