



# Механізація, електрифікація

УДК 631.356.02

© 2021

## ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ СТІЙКОСТІ РУХУ АСИМЕТРИЧНОГО ГИЧКОЗБИРАЛЬНОГО МАШИННО- ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ

*В.М. Булгаков<sup>1</sup>, В.В. Адамчук<sup>2</sup>, В.Т. Надикто<sup>3</sup>, Є.І. Ігнат'єв<sup>4</sup>*

*<sup>1,2</sup>доктори технічних наук, професори, академіки НААН*

*<sup>3</sup>доктор технічних наук, професор, член-кореспондент НААН*

*<sup>4</sup>кандидат технічних наук, доцент*

*<sup>1</sup>Національний університет біоресурсів і природокористування України  
вул. Героїв Оборони, 15, м. Київ, 03041, Україна*

*<sup>2</sup>Інститут механіки та автоматики агропромислового виробництва  
Національної академії аграрних наук України  
вул. Вокзальна, 11, смт Глеваха Фастівського р-ну Київської обл., 08631, Україна*

*<sup>3,4</sup>Таврійський державний агротехнологічний університет  
імені Дмитра Моторного*

*пр. Б. Хмельницького, 18, м. Мелітополь, Запорізька обл., 72312, Україна  
e-mail: <sup>1</sup>vbulgakov@meta.ua, <sup>2</sup>vvadamchuk@gmail.com,*

*<sup>3</sup>volodymyr.nadykto@tsatu.edu.ua, <sup>4</sup>yevhen.ihnatiev@tsatu.edu.ua*

*ORCID: <sup>1</sup>0000-0003-3445-3721, <sup>2</sup>0000-0003-0358-7946,*

*<sup>3</sup>0000-0002-1770-8297, <sup>4</sup>0000-0003-0315-1595*

Надійшла 20.08.2021

**Мета.** Визначення параметрів стійкого плоскопаралельного руху асиметричного гичкозбирального машинно-тракторного агрегату (МТА) на підставі проведення числового комп'ютерного моделювання отриманих аналітичних залежностей. **Методи.** Використано методи вищої математики з перетворення систем диференціальних рівнянь, теорії стійкості руху, автоматичного регулювання, дослідження поведінки слідкуючих систем, складання комп'ютерних програм, проведення числових розрахунків, побудови графічних залежностей і їхнього аналізу. **Результати.** За результатами проведеного аналітичного дослідження отримано значення амплітудних і фазових частотних характеристик коливань курсового кута трактора при відтворенні агрегатом збурювального впливу у вигляді коливань кута повороту гичкозбиральної машини у горизонтальній площині. На основі даних математичного моделювання побудовано необхідні графічні залежності. Їх аналіз дав змогу установити вплив швидкості робочого руху досліджуваного агрегату, значення коефіцієнтів опору уводу шин передніх і задніх коліс трактора, а також компоновальної схеми енергетичного засобу (універсальна чи інтегральна) на показники стійкості руху досліджуваного агрегату. **Висновки.** На

підставі отриманої системи диференціальних рівнянь досліджено стійкість руху асиметричного гичкозбирального машинно-тракторного агрегату під час виконання ним технологічного процесу. Кількісними показниками цієї стійкості є значення амплітудних і фазових частотних характеристик коливань курсового кута трактора при відпрацюванні агрегатом зовнішнього збурення у вигляді коливань кута повороту гичкозбиральної машини. Розрахунками встановлено, що зменшення значення коефіцієнта опору уводу шин коліс трактора підвищує його чутливість до дії збурювального впливу. Вказана чутливість є тим більшою, чим ближче колеса енергетичного засобу розташовані до точки приєднання до нього причіпної гичкозбиральної машини. Із тракторів класичного й інтегрального компонування при складанні асиметричного гичкозбирального машинно-тракторного агрегату перевагу слід віддавати першому. Як свідчать результати математичного моделювання, за якісними ознаками збільшення швидкості руху машинно-тракторного агрегату на базі тракторів обох схем від 1,5 до 2,5 м·с<sup>-1</sup> призводить до небажаного зростання амплітудно-частотної характеристики і бажаного збільшення фазово-частотної характеристики під час відтворення ними зовнішнього збурювального впливу у вигляді коливань кута повороту гичкозбиральної машини. Водночас у кількісному вираженні чутливість агрегату на основі трактора класичного компонування до дії збурювального впливу за амплітудою на 11–12% менша, а за фазовим зсувом — майже однакова, що є кращим варіантом із погляду стійкості руху машинно-тракторного агрегату у горизонтальній площині.

**Ключові слова:** асиметричний машинно-тракторний агрегат, гичкозбиральна машина, плоскопаралельний рух, диференціальні рівняння, рішення на ПК, стійкість руху, параметри.

DOI: <https://doi.org/10.31073/agrovisnyk202110-08>

Застосування під час збирання гички буряку цукрового асиметричних машинно-тракторних агрегатів є цілком виправданим. При цьому під стійким рухом такого збирального агрегату слід розуміти такий, за якого відхилення траєкторії його переміщення під впливом випадкових збурювальних факторів (збуреної траєкторії), від траєкторії за відсутності дії цих факторів (незбуреної траєкторії), перебуває в межах припустимих значень. Ці припустимі значення можуть розглядатися такими агротехнічними потребами, які за одночасного зменшення енерговитрат забезпечують якість виконання технологічного процесу збирання гички, надійність роботи тощо.

Якщо ввести поняття відхилення збуреного руху від незбуреного як різницю відповідних узагальнених координат точок збуреної й незбуреної траєкторій, або їхніх

узагальнених швидкостей, а саме [13]:

$$\varepsilon_i = q_i(t) - q_i^0(t), \quad (1)$$

або

$$\varepsilon_i = \dot{q}_i(t) - \dot{q}_i^0(t), \quad (2)$$

і відстані  $\rho$  між траєкторіями збуреного й незбуреного руху, а саме:

$$\rho = \sqrt{\sum_{i=1}^n \varepsilon_i^2}, \quad (3)$$

то прийдемо до класичного поняття стійкості такої інтерпретації: рух механічної системи називається стійким, якщо для будь-якого, на скільки завгодно малого, позитивного числа  $\alpha$  знайдеться таке позитивне число  $A$ , що як тільки  $\rho_0 < A$ , то  $\rho < \alpha$ , починаючи з деякого моменту часу  $t > t_0$ .

У поданих виразах (1)–(3):  $\rho_0$  — деяке збурювання механічної системи;  $q_i(t)$ ,  $\dot{q}_i(t)$ ,  $q_i^0(t)$  і  $\dot{q}_i^0(t)$  — узагальнені координати й узагальнені швидкості збуреного й незбуреного руху відповідно.

Це загальне математичне визначення стійкості руху механічної системи має потребу в деякій деталізації, оскільки в кожному конкретному випадку дослідження стійкості руху конкретної механічної системи, зокрема руху машинно-тракторних агрегатів, потрібно враховувати властивості конкретної механічної системи, виділяти основні її геометричні й кінематичні параметри, головним чином переміщення, що впливають на стійкість, а також визначити вплив окремих конструктивних і кінематичних параметрів даної механічної системи на зазначену стійкість руху.

У цьому випадку під час дослідження стійкості плоскопаралельного руху асиметричного гичкозбирального машинно-тракторного агрегату за основні параметри, що характеризують його стійкість при такому русі, прийнято координату  $X_S$  бічного зсуву центра мас колісного трактора, курсовий кут  $\varphi$  повороту його повздовжньої осі, а також кут  $\beta$  повороту причіпної асиметричної гичкозбиральної машини.

При цьому, з урахуванням виразів (1)–(2), а також наведених вище позначень, маємо:

$$\varepsilon_{X_S} = X_S - X_S^0 = X_S, \quad \varepsilon_\varphi = \varphi - \varphi^0 = \varphi, \quad \varepsilon_\beta = \beta - \beta^0, \quad (4)$$

де  $X_S^0 = 0$ ,  $\varphi^0 = 0$ ,  $\beta^0$  — значення відповідних узагальнених координат при незбуреному русі динамічної системи.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Теоретичне дослідження стійкості руху сільськогосподарських машин і машинних агрегатів базується на використанні основних положень стійкості руху складних слідувачих динамічних систем і ґрунтується на вивченні збуреного і незбуреного рухів, описаних системами диференціальних рівнянь їхнього руху в горизонтальній площині [13].

Дослідженню стійкості руху сільськогосподарських машинно-тракторних агрегатів із застосуванням розрахункових математичних моделей їхнього функціонування присвячені роботи [1, 2, 4–7]. Теоретичне дослідження плоскопаралельного руху асиметричного машинно-тракторного агрегату і деякі питання, що стосуються стійкості його руху у горизонтальній площині, ретельно розглянуті у статті [3].

Ефективне використання при збиранні гички причіпних гичкозбиральних машин викликає необхідність забезпечення стійкості їхнього руху в горизонтальній площині, оскільки у цьому випадку такий збиральний агрегат, як правило, є асиметричним. Вирішення зазначеного питання є актуальною науково-технічною проблемою, яка і дотепер не має досить повного розв'язку. Частково складність її вирішення полягає в способі приєднання причіпної гичкозбиральної машини до використововуваного енергетичного засобу (трактора). Із двох можливих варіантів приєднання причіпної гичкозбиральної машини до заднього навісного механізму трактора — жорсткого і шарнірного — обидва призводять до створення асиметричних машинно-тракторних агрегатів, кожний з яких має свої особливості і недоліки. Тому завдання поліпшення тракторних показників руху, а отже, й ефективного функціонування, є актуальним для всіх причіпних гичкозбиральних машин.

**Мета досліджень** — визначити параметри стійкого плоскопаралельного руху асиметричного гичкозбирального машинно-тракторного агрегату на підставі проведення числового комп'ютерного моделювання отриманих аналітичних залежностей.

**Методи досліджень.** Використано методи вищої математики з перетворення систем диференціальних рівнянь, теорії стійкості руху, автоматичного регулювання, дослідження поведінки слідувачих систем, складання комп'ютерних програм, проведення числових розрахунків, побудови графічних залежностей і їхнього аналізу.

**Результати досліджень.** Нами розроблено основні положення теорії плоскопаралельного руху асиметричного гичкозбирального машинно-тракторного агрегату, який складається із колісного універсально-просапного трактора тягового класу 1,4 і задньопрічипної гичкозбиральної машини.

Еквівалентна схема такого агрегату представлена на рис. 1. На ній у довільному положенні показано використовуваний трактор, до заднього навісного механізму якого причеплена гичкозбиральна машина певної ярдності.

Таким чином, агрегатуєчий трактор рухається на зібраній ділянці поля, а задньо-



$$f_{11} = k_A;$$

$$f_{21} = (L - a_T) \cdot k_A;$$

$$f_{31} = R_1 \cdot d + P_{f1} \cdot h + P_{f2} \cdot b - \alpha_1 \cdot l \cdot k_1 - \alpha_2 \cdot l \cdot k_2.$$

У цій системі диференціальних рівнянь (5) використано такі позначення:  $M_T$  і  $J_S$  — маса колісного агрегатуючого трактора і його момент інерції щодо центра мас (точка S) відповідно;  $V_0$  — швидкість руху гичкозбирального машинно-тракторного агрегату;  $k_A$ ,  $k_B$  — коефіцієнти опору введення пневматичних шин коліс відповідно переднього й заднього мостів трактора;  $J_C$  — момент інерції гичкозбиральної машини щодо вертикальної осі, що проходить через точку C (тобто точку шарнірного з'єднання причіпної гичкозбиральної машини й агрегатуючого трактора);  $k_1$ ,  $k_2$  — коефіцієнти опору уводу пневматичних шин відповідно лівого та двох правих копіювальних коліс причіпної гичкозбиральної машини;  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  — кути установки (розбіжності) лівого і правого коліс гичкозбиральної машини;  $L$ ,  $a_T$ ,  $a_M$ ,  $l$ ,  $h$ ,  $b$ ,  $d$  і  $d_M$  — конструктивні параметри (розміри), показано на еквівалентній схемі (рис. 1).

Для числового рішення системи диференціальних рівнянь (5) надалі використаємо методи операційного числення, заснованого на перетворенні Лапласа [14]. Для цього здійснимо перехід від оригіналів функції до їхніх відображень шляхом введення оператора такого вигляду:

$$s = \frac{d}{dt}. \quad (6)$$

Використання оператора (6) дає можливість перейти від системи диференціальних рівнянь (5) до системи алгебраїчних рівнянь. Останні потрібні для розрахунку відповідних амплітудних (АЧХ) і фазових (ФЧХ) частотних характеристик відпрацювання розглядуваною динамічною системою вхідних впливів.

Нами ретельно розглянуто вплив кута  $\beta$  повороту причіпної гичкозбиральної машини на коливання курсового кута  $\varphi$  трактора. При цьому відомо [6], що при відпрацюванні динамічною системою того або іншого збурювання бажана амплітудно-частотна характеристика має бути якомога меншою. В ідеалі, — дорівнювати нулю. Водночас,

фазово-частотний зсув (тобто запізнення реакції динамічної системи на збурювальний вплив) має бути якомога більшим. У підсумку, при відпрацюванні динамічною системою збурювання бажані амплітудно-частотні характеристики мають бути рівними 0, фазово-частотні характеристики навпаки — прямувати до  $\infty$ .

Ті параметри й режими роботи досліджуваного асиметричного гичкозбирального машинно-тракторного агрегату, які в робочому діапазоні частот коливань керуючого й збурювального вхідних впливів максимально наближають дійсні амплітудно-частотні і фазово-частотні характеристики до бажаних, вважатимуться оптимальними.

Конструктивні параметри цього асиметричного гичкозбирального машинно-тракторного агрегату, необхідні для розрахунку теоретичних амплітудних і фазових частотних характеристик, були такими:  $M_T = 4250$  кг,  $J_S = 4,6$  кН·м·с<sup>2</sup>,  $P_{KR} = 7,3$  кН,  $P_{fA} = 1,7$  кН,  $L = 2,45$  м,  $a_T = 0,98$  м;  $a_M = 1,20$  м;  $k_A = 80$  кН·рад<sup>-1</sup>,  $k_B = 120$  кН·рад<sup>-1</sup>.

Після складання програми числових розрахунків і проведеного на ПК рішення отриманої математичної моделі, нами побудовано графіки амплітудно-частотних і фазово-частотних характеристик, що дають можливість оцінити стійкість руху даного асиметричного гичкозбирального машинно-тракторного агрегату (рис. 2–6).

Спочатку розглянемо вплив швидкості  $V_0$  поступального руху даного гичкозбирального машинно-тракторного агрегату. Аналіз отриманих амплітудно-частотних характеристик свідчить про наступне. *По-перше*, зі збільшенням частоти збурювальних коливань (тобто кута  $\beta$ ) коефіцієнт підсилення динамічною системою, що розглядається, цього вхідного впливу на кожному швидкісному режимі руху збирального агрегату поступово зменшується (рис. 2).

Маємо всі підстави вважати, що такий результат є логічним, оскільки чим більша частота коливань збурення  $\omega$ , тим більшу стабілізаційну роль відіграють інерційні властивості динамічної системи, яка розглядається.

*По-друге*, зі збільшенням швидкості  $V_0$  руху гичкозбирального машинно-тракторного агрегату він стає більш чутливим

до збурювального впливу. Наприклад, за частоти коливань кута  $\beta$  на рівні  $\omega = 4 \text{ с}^{-1}$  і швидкості руху агрегату  $1,5 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$  його амплітудно-частотна характеристика становить 0,09 (крива 1, рис. 2).

У спрощеному для розуміння вигляді це означає, що за амплітуди коливань збурення (кута  $\beta$ ) на рівні  $5^\circ$  (і це є відчутним!), амплітуда коливань курсового кута  $\varphi$  агрегату трактора дорівнює лише  $0,45^\circ$ , що є майже непомітним.

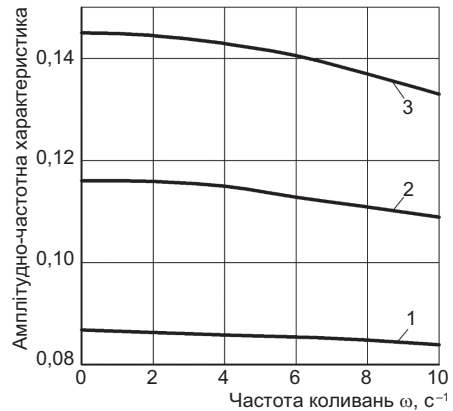
За швидкості  $V_0$  руху гичкозбирального агрегату на рівні  $2,5 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$  і тієї самої частоти коливань збурення  $\omega = 4 \text{ с}^{-1}$  амплітудно-частотна характеристика динамічної системи зростає до позначки 0,14 (крива 3, рис. 2). У порівнянні з попереднім швидкісним режимом (коли амплітудно-частотна характеристика дорівнює 0,09) це майже у 1,6 разів більше. Водночас, за тієї самої амплітуди коливань кута  $\beta = 5^\circ$  амплітуда коливань курсового кута трактора  $\varphi$  не перевищуватиме  $0,7^\circ$ .

Як бачимо, у якісному плані збільшення швидкості  $V_0$  руху машинно-тракторного агрегату, що розглядається, призводить до небажаного зростання амплітудно-частотної характеристики при відтворенні ним зовнішнього збурювального впливу у вигляді коливань кута повороту  $\beta$  гичкозбиральної машини. У кількісному вираженні такий вплив не може погіршити практичну стійкість руху цього гичкозбирального машинно-тракторного агрегату.

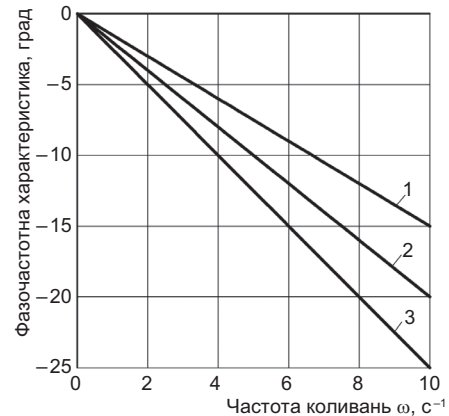
Стосовно запізнення реакції розглядуваної динамічної системи на збурювальний вплив: за умови збільшення його частоти фазово-частотна характеристика на кожному швидкісному режимі руху машинно-тракторного агрегату збільшується (рис. 3).

Тобто, чим більше значення частоти коливань збурення  $\omega$ , тим впливовішими стають інерційні властивості агрегату і тим більшим є його запізнення (у цьому випадку — фазовий зсув) на дію збурювального впливу.

Ці самі інерційні властивості гичкозбирального машинно-тракторного агрегату зумовлюють і той факт, що зі збільшенням швидкості руху  $V_0$  час його реагування на збурення збільшується. Так, якщо при



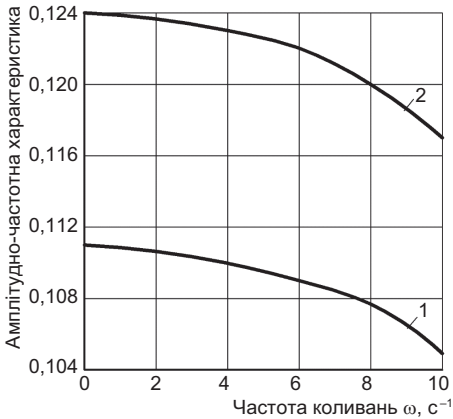
**Рис. 2.** Амплітудно-частотна характеристика курсового кута  $\varphi$  трактора при відпрацьованні ним збурень у вигляді коливань кута  $\beta$  повороту гичкозбиральної машини за різних швидкостей руху агрегату: 1 —  $V_0 = 1,5 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$ ; 2 —  $V_0 = 2,0 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$ ; 3 —  $V_0 = 2,5 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$



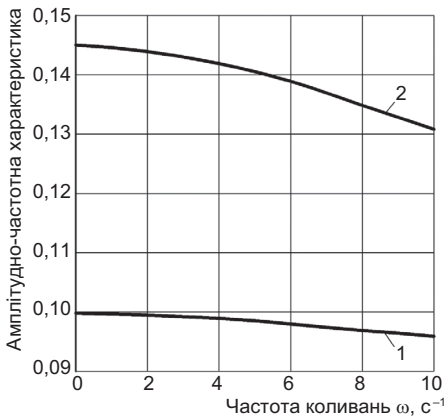
**Рис. 3.** Фазочастотна характеристика курсового кута  $\varphi$  трактора при відпрацьованні ним збурень у вигляді коливань кута  $\beta$  повороту гичкозбиральної машини за різних швидкостей руху агрегату: 1 —  $V_0 = 1,5 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$ ; 2 —  $V_0 = 2,0 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$ ; 3 —  $V_0 = 2,5 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$

$V_0 = 1,5 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$  і  $\omega = 10 \text{ с}^{-1}$  фазовий зсув динамічної системи (тобто фазочастотна характеристика) становить  $-15^\circ$  (крива 1, рис. 3), то вже при швидкості руху  $V_0 = 2,5 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$  і за тієї самої частоти  $\omega$  цей показник збільшується до позначки  $-25^\circ$  (крива 3, рис. 3). Різниця фазового зсуву при цьому становить  $10^\circ$  або  $0,17$  рад.

Оцінимо докладніше величину вказаного показника. За швидкості руху  $V_0$



**Рис. 4.** Амплітудно-частотна характеристика курсового кута  $\varphi$  трактора при відпрацюванні ним збурень у вигляді коливань кута  $\beta$  повороту гичкозбиральної машини за різних значень коефіцієнта  $k_A$  опору уводу пневматичних шин його передніх керованих коліс: 1 – 120  $\text{kN}\cdot\text{рад}^{-1}$ ; 2 – 80  $\text{kN}\cdot\text{рад}^{-1}$



**Рис. 5.** Амплітудно-частотна характеристика курсового кута  $\varphi$  трактора при відпрацюванні ним збурень у вигляді коливань кута  $\beta$  повороту гичкозбиральної машини за різних значень коефіцієнта  $k_B$  опору уводу пневматичних шин задніх тягових коліс: 1 – 150  $\text{kN}\cdot\text{рад}^{-1}$ ; 2 – 90  $\text{kN}\cdot\text{рад}^{-1}$

цього гичкозбирального машинно-тракторного агрегату на рівні  $2,5 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$  і частоти коливань збурення  $\omega = 10 \text{ с}^{-1}$  це становить 0,017 с. Значення такого результату є вартим уваги, якби не істотна інваріантність агрегату до амплітуди коливань зовнішнього збурювального впливу. У підсумку, як бачимо, за зміни швидкісного режиму

руху гичкозбирального машинно-тракторного агрегату в діапазоні  $1,5\text{--}2,5 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$  він, чутливо реагуючи на коливання кута  $\beta$  повороту гичкозбиральної машини, задовільно відтворює зміни його амплітуди.

Слід підкреслити, що характер стійкості руху цього гичкозбирального машинно-тракторного агрегату при відтворенні ним як динамічною системою зовнішніх збурень істотно залежить від значень коефіцієнтів опору уводу пневматичних шин колісного агрегатуючого трактора. У нашому випадку це коефіцієнти  $k_A$  і  $k_B$ .

Як показують результати математичного модулювання, збільшення значення коефіцієнта опору уводу  $k_A$  передніх пневматичних шин коліс агрегатуючого трактора спричиняє зменшення величини відповідної амплітудно-частотної характеристики (див. рис. 4). У діапазоні зміни частот  $\omega = 0\text{--}10^\circ$  вказане збільшення у середньому становить 11%.

Пояснити цей результат можна так. Чим більше значення коефіцієнта  $k_A$  (що можна досягти відповідним збільшенням тиску повітря в пневматичних шинах коліс агрегатуючого трактора), тим більший опір колесо чинить збурювальному впливу.

У цьому випадку ним є розворотний момент, зумовлений поворотом гичкозбиральної машини на кут  $\beta$ . І, навпаки, чим менший тиск повітря у пневматичних шинах коліс, тим меншим є значення коефіцієнта  $k_A$  опору їх уводу і тим більша чутливість колісного трактора до дії розворотного збурювального впливу.

Якісно аналогічною є ситуація, пов'язана зі зміною коефіцієнта  $k_B$  опору уводу пневматичних шин задніх ходових коліс агрегатуючого трактора (рис. 5). Різниця полягає у тому, що задні колеса агрегатуючого трактора є ближчими до точки приєднання причіпної гичкозбиральної машини до трактора, ніж передні. Виходячи з цього вони швидше і більш чутливо реагують на розглядуваний нами збурювальний вплив у вигляді коливань кута  $\beta$ .

Зробимо ретельніший аналіз отриманого результату та проведемо порівняння за однакового значення частоти коливань збурення  $\omega = 2 \text{ с}^{-1}$  двох амплітудно-частотних характеристик цього гичкозбирального машинно-тракторного агрегату, отриманих

для досить близьких значень коефіцієнтів  $k_A = 80 \text{ кН}\cdot\text{рад}^{-1}$  (рис. 4) і  $k_B = 90 \text{ кН}\cdot\text{рад}^{-1}$  (рис. 5).

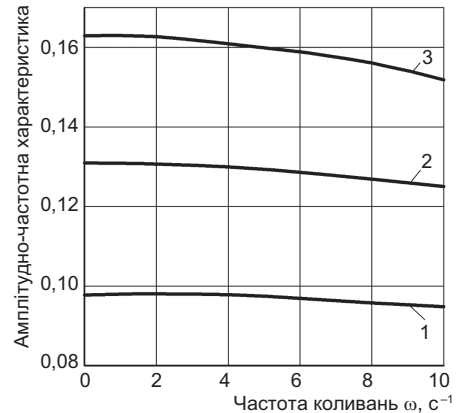
Так, у першому випадку (рис. 4), значення цієї характеристики майже сягає позначки 0,124. У другому (рис. 5) значення амплітудно-частотної характеристики становить приблизно 0,145, що майже на 17% більше. Отже, очевидно, що чим меншим є значення амплітудно-частотної характеристики машинно-тракторного агрегату при відпрацюванні ним збурення, — тим вища стійкість його руху в горизонтальній площині.

Вказані аналітичні дослідження було проведено за умови, що енергетичною базою розглядуваного гичкозбирального машинно-тракторного агрегату є універсально-просапний трактор тягового класу 1.4 із класичним компонуванням, за якого приблизно 40% його маси припадає на передній, а решта — на задній міст.

Водночас поряд із тракторами класичного компонування, досить широке застосування нині мають енергетичні засоби інтегральної схеми. У них розподіл експлуатаційної маси трактора є зворотним: приблизно 60% її припадає на передній, а решта (40%) — на задній міст. Колеса обох мостів при цьому, як правило, є активнопривідними і обладнані пневматичними шинами одного розміру.

Нами проведено дослідження впливу інтегральної схеми агрегатуючого колісного трактора на характер відтворення розглядуваним машинно-тракторним агрегатом збурювального впливу у вигляді коливань кута повороту  $\beta$  гичкозбиральної машини. Маса агрегатуючого трактора ( $M_T$ ) і момент інерції ( $J_S$ ) при цьому залишаються тими самими. Натомість, колеса передніх і задніх мостів такого трактора обладнуються однаковими пневматичними шинами розміром 16,9R30. При цьому, за тиску повітря у пневматичних шинах, що дорівнює 130 кПа, коефіцієнт  $k_A$  опору уводу передніх коліс становить  $120 \text{ кН}\cdot\text{рад}^{-1}$ . Тиск повітря у пневматичних шинах задніх рушіїв становить 100 кПа, якому відповідає значення аналогічного коефіцієнта  $k_B$ , що дорівнює  $90 \text{ кН}\cdot\text{рад}^{-1}$ .

Результати проведених розрахунків на ПК свідчать (рис. 6), що у якісному плані закономірності впливу швидкості руху



**Рис. 6.** Амплітудно-частотна характеристика курсового кута  $\varphi$  трактора інтегральної компоновки при відпрацюванні ним збурень у вигляді коливань кута  $\beta$  повороту гичкозбиральної машини за різних швидкостей руху агрегату: 1 —  $V_0 = 1,5 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$ ; 2 —  $V_0 = 2,0 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$ ; 3 —  $V_0 = 2,5 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$

$V_0$  гичкозбирального машинно-тракторного агрегату на стійкість його руху у горизонтальній площині такі самі, як і в агрегаті на основі трактора класичної компоновальної схеми (див. рис. 2). За підвищеного швидкісного режиму гичкозбиральний агрегат на основі енергетичного засобу інтегрального компонування також чутливіший до дії зовнішнього збурювального впливу. Щодо відмінностей, то вони зумовлені такими чинниками. По-перше, значення коефіцієнта  $k_B$  опору уводу задніх коліс цього трактора менше значення аналогічного коефіцієнту для передніх рушіїв.

По-друге, задні колеса такого трактора розташовані значно ближче до точки причепу гичкозбиральної машини, ніж передні. Це призводить до того, що трактор інтегральної компоновки більш чутливо реагує на збурювальний вплив — коливання кута  $\beta$  повороту гичкозбиральної машини (рис. 6). Так, за швидкості руху  $2,5 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$  амплітудно-частотна характеристика цього машинно-тракторного агрегату на основі трактора класичної компоновки в діапазоні частоти коливань збурювального впливу  $\omega = 0-10 \text{ с}^{-1}$  змінюється в межах 0,145–0,133 (крива 3, рис. 2). За такої самої швидкості руху амплітудно-частотна характеристика машинно-тракторного агрегату

на базі інтегрального трактора в аналогічному діапазоні частот коливань кута  $\beta$  змінюється у межах 0,163–0,152 (крива 3, рис. 6).

Як бачимо, у цьому випадку небажаний приріст значень порівнюваних амплітудно-частотних характеристик становить 12–14%.

Загалом за амплітудно-фазочастотними характеристиками є всі підстави стверджувати про переваги використання колісного трактора класичного компонування в якості енергетичного засобу в складі асиметричного гичкозбирального машинно-тракторного агрегату.

## Висновки

На підставі отриманої системи диференціальних рівнянь (5) досліджено стійкість руху асиметричного гичкозбирального машинно-тракторного агрегату при виконанні ним технологічного процесу. Кількісними показниками цієї стійкості є значення амплітудно- і фазочастотних характеристик коливань курсового кута трактора при відпрацюванні агрегатом зовнішнього збурення у вигляді коливань кута повороту гичкозбиральної машини.

Розрахунками встановлено, що зменшення значення коефіцієнта опору уводу шин коліс трактора підвищує його чутливість до дії збурювального впливу. Вказана чутливість є тим більшою, чим ближче колеса енергетичного засобу розташовані до точки приєднання до нього причіпної гичкозбиральної машини.

Із тракторів класичного й інтегрального компонування під час складання

асиметричного гичкозбирального машинно-тракторного агрегату перевагу слід надавати першому. За результатами математичного моделювання, в якісному плані збільшення швидкості руху машинно-тракторного агрегату на базі тракторів обох схем від 1,5 до 2,5 м·с<sup>-1</sup> призводить до небажаного зростання амплітудно-частотної характеристики і бажаного збільшення фазочастотної характеристики при відтворенні ними зовнішнього збурювального впливу у вигляді коливань кута повороту гичкозбиральної машини. Водночас у кількісному вираженні чутливості агрегату на основі трактора класичної компоновки до дії збурювального впливу за амплітудою на 11–12% менша, а за фазовим зсувом — майже однакова, що є кращим з погляду стійкості руху машинно-тракторного агрегату у горизонтальній площині.

**Bulgakov V.<sup>1</sup>, Adamchuk V.<sup>2</sup>, Nadykto V.<sup>3</sup>, Ihnatiev Ye.<sup>4</sup>**

<sup>1</sup>National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, 15 Heroiv Oborony Str., Kyiv, Ukraine, 03041; <sup>2</sup>Institute of Mechanics and Automation of Agricultural Production of NAAS, 11 Vokzalna Str., Hlevakha village, Fastiv district, Kyiv oblast, Ukraine, 08631; <sup>3,4</sup>Dmytro Motorny Tavria State Agrotechnological University, 18 B. Khmelnytskyi Ave., Melitopol, Zaporizhzhia oblast, Ukraine, 72310; e-mail: <sup>1</sup>vbulgakov@meta.ua, <sup>2</sup>vvadamchuk@gmail.com, <sup>3</sup>volodymyr.nadykto@tsatu.edu.ua, <sup>4</sup>yevhen.ihnatiev@tsatu.edu.ua; ORCID: <sup>1</sup>0000-0003-3445-3721, <sup>2</sup>0000-0003-0358-7946, <sup>3</sup>0000-0002-1770-8297, <sup>4</sup>0000-0003-0315-1595

### **Theoretical investigation in the stability of motion of the asymmetric top-gathering machine**

**Goal.** To determine based on numerical computer modeling of the obtained analytical dependences the parameters of stable plane-parallel motion

of an asymmetric top-gathering machine (TGM). **Methods.** Methods of higher mathematics for the transformation of systems of differential equations, the theory of stability of motion, automatic control, the study of the behavior of tracking systems, a compilation of computer programs, numerical calculations, construction of graphical dependencies and their analysis are used. **Results.** According to the results of the analytical study, the values are gained of the amplitude and phase-frequency characteristics of the oscillations of the course angle of the tractor during the reproduction of the perturbing unit in the form of oscillations of the angle of rotation of the hitch in the horizontal plane. Based on mathematical modeling data the necessary graphic dependences are constructed. Their analysis made it possible to establish the influence of the working speed of the test unit, the values of the input coefficients of the tires of the front and rear wheels of the tractor, as well as the layout of the power tool (universal or integrated) on the stability of the test

unit. **Conclusions.** Based on the received system of differential equations the stability of movement of the asymmetric TGM during the performance of the technological process is investigated. Quantitative indicators of this stability are the values of the amplitude and phase-frequency characteristics of the oscillations of the course angle of the tractor during the development by the unit of external perturbation in the form of oscillations of the angle of rotation of the TGM. Calculations have shown that reducing the value of the input coefficient of the tires of the tractor wheels increases its sensitivity to the effects of perturbation. This sensitivity is greater the closer the wheels of the power tool are located to the point of attachment of the trailed TGM. From tractors of classical and integral arrangement at the assembly of the asymmetric TGM, the preference should be given to the first one. According to the results of

mathematical modeling, the qualitative increase in the speed of the tractor based on tractors of both schemes from 1.5 to 2.5 m/s leads to an undesirable increase in amplitude-frequency response and the desired increase in phase-frequency response during their reproduction of external disturbance in the form of oscillations of the angle of rotation of the TGM. At the same time, in quantitative terms, the sensitivity of the unit based on a classic tractor to the effect of perturbing on the amplitude is 11–12% less, and the phase shift — almost the same, which is the best option in terms of stability of the tractor in the horizontal plane.

**Keywords:** asymmetric machine-tractor unit, top-gathering machine, plane-parallel motion, differential equations, solutions on PC, motion stability, parameters.

**DOI:** <https://doi.org/10.31073/agrovisnyk202110-08>

## Бібліографія

1. Василенко П.М., Василенко В.П. Методика построения расчетных моделей функционирования механических систем (машин и агрегатов). Белая Церковь: Полиграфкнига, 1980. 136 с.
2. Василенко П.М. Элементы теории устойчивости движения прицепных сельскохозяйственных машин и орудий: сб. тр. по земледельческой механике. Т. 2. Москва: Сельхозиздат, 1954. С. 73–93.
3. Гячев Л.В. О прямолинейном движении колесного трактора при боковом расположении навесной жатки. *Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства*, 1979. № 6. С. 40–42.
4. Гячев Л.В. Динамика машинно-тракторных и автомобильных агрегатов. Ростов-на-Дону: РГУ, 1976. 192 с.
5. Гячев Л.В. Устойчивость движения сельскохозяйственных машин и агрегатов. Москва: Машиностроение, 1981. 206 с.
6. Лурье А.Б. Статистическая динамика сельскохозяйственных агрегатов. Ленинград: Колос, 1970. 376 с.
7. Булгаков В.М., Калетник Г.Н., Гриник И.В., Леженкин А.Н. Динамика зерноуборочных агрегатов: монография. Киев: Аграрная наука, 2010. 276 с.
8. Надыкто В.Т., Крижачковский Н.Л., Кюрчев В.Н., Абдула С.Л. Новые мобильные энергетические средства Украины. Теоретические основы использования в земледелии: учеб. пособ. Мелитополь: Издательский дом «ММД», 2006. 337 с.
9. Надыкто В.Т., Кюрчев В.Н., Семенюк В.Л., Назин А.Е. Уборка зерновых культур раздельным способом. Запорожье: Изд-во «Интер-М», 2012. 132 с.
10. *Тракторы*: Теория: учебник для студентов вузов по специальности «Автомобили и тракторы» и др.; под ред. В.В. Гуськова. Москва: Машиностроение, 1988. 376 с.
11. Кацыгин В.В. Основы теории выбора оптимальных параметров мобильных сельскохозяйственных машин и орудий. *Вопросы сельскохозяйственной механики*. Т. XIII. Минск: Урожай, 1964. С. 5–147.
12. Бутенин Н.В., Лунц Я.Л., Меркин Д.Р. Курс теоретической механики. Т. II. Динамика. Москва: Наука, 1985. 496 с.
13. Меркин Д.Р. Введение в теорию устойчивости движения. Москва: Наука, 1971. 312 с.
14. Пискунов Н.С. Дифференциальное и интегральное исчисление (для ВТУЗОВ). Т. II. Москва: Наука, 1970. 576 с.