

## ДОСЛІДЖЕННЯ СТІЙКОСТІ РУХУ ДВОВІСНОГО ПРИЧЕПА ПРИ РОБОТІ З БУРЯКОЗБИРАЛЬНИМ КОМБАЙНОМ

Єсіпов О. В., к.т.н., доц., Поляшенко С. О., к.т.н., доц.

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

*Проаналізовані умови стійкого руху тракторного поїзда, та фактори що впливають на характер коливального руху причепів*

**Вступ.** Цукровий буряк в Україні є однією з основних культур сільськогосподарського виробництва. Якість збирання цукрового буряка багато в чому визначається забезпеченням синхронності руху бурякозбирального комбайна і транспортного агрегату.

При використанні в якості транспортного агрегату колісного трактора з причепом синхронність руху бурякозбирального комплексу знижується при різному завантаженні причепа.

**Мета і постановка задачі:** Метою дослідження є визначення умов керованості колісного трактора з причепом при спільній роботі з бурякозбиральним комбайном.

**Рішення задачі дослідження.** Для дослідження малих коливань (виляння) двовісного причепа скористаємося плоскою розрахунковою моделлю (рис.1), яка розроблена на основі моделі двовісного причепа, запропонованої в роботі.

Приймаємо, що трактор рухається з постійною швидкістю  $v$  по рівній горизонтальній поверхні, його зчпний пристрій володіє жорсткістю  $c$  і демпфуванням з коефіцієнтом опору  $k$ .

На причіп при коливанні діє поперечні сили пружності  $c\gamma_A$  і демпфірування  $k\dot{\gamma}_A$  в зчпний пристрій трактора; бічні реакції від дороги на колесах передньої  $P_{\delta 1}$  і задньої  $P_{\delta 2}$  осей; сили опору руху передньої  $P_{f1}$  і задньої  $P_{f2}$  осей причепа; момент тертя в поворотному колі  $M_T$  і моменти опору повороту коліс передньої  $M_{c1}$  і задньої  $M_{c2}$  осей причепа.

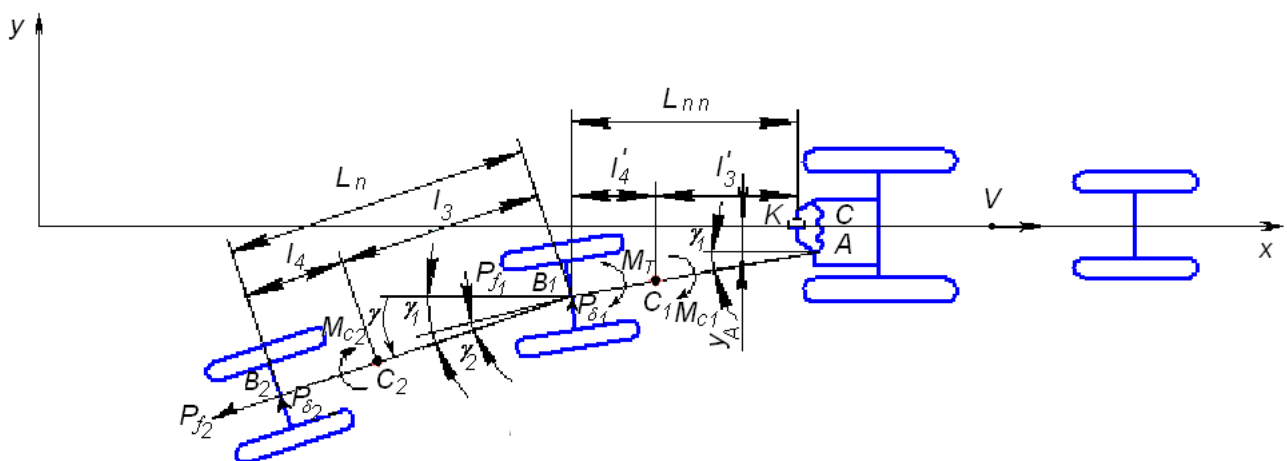


Рис. 1 – Схема для дослідження малих коливань двовісного причепа

Точка зчїпки А переміщається в поперечному напрямку  $\gamma_A$ , передня частина причепа здійснює коливальні рухи відносно точки зчїпки і відхиляється від напрямку, паралельного поздовжньої осі трактора, на кут  $\gamma_1$ . Задня частина причепа коливається щодо середини передньої осі і відхиляється від поздовжньої осі передньої частини на кут  $\gamma_2$ . У той час, як задня частина причепа відхилиться на кут  $\gamma_2$ , її поздовжня вісь утворює кут  $\gamma$  з напрямком, паралельним поздовжньої осі трактора, який дорівнює сумі кутів  $\gamma_1$  і  $\gamma_2$ , т. е.  $\gamma = \gamma_1 + \gamma_2$ .

Розглянемо малі коливання причепа. У цьому випадку синуси кутів  $\gamma_1$  і  $\gamma_2$  рівні їхніх аргументів, а косинуси цих же кутів дорівнюють одиниці. Моменти опору повороту коліс передньої і задньої осей причепа при малих коливаннях незначні, ними можна знехтувати. Бічні сили, що діють на колеса однієї осі, можна вважати однаковими і замінити їх сумарною силою, прикладеної в середині кожної осі. Щоб скласти рівняння коливального руху двовісного причепа у вигляді рівнянь Лагранжа другого роду, напишемо вираження для кінетичної енергії:

$$T = 0,5(m_1 y_{c1}^2 + m_2 y_{c2}^2 + J_1 \gamma_1^2 + J_2 \gamma_2^2);$$

- потенційної енергії:  $E_p = 0,5 c y_A^2$ ;
- функції розсіювання:  $R = 0,5 k y_A^2$ ;
- узагальненої сили по координаті  $y$ :

$$Q_y = P_{f1} \sin \gamma_1 + P_{f2} \sin \gamma_1 + P_{61} \cos \gamma_1 - P_{62} \cos \gamma_2 \approx \\ \approx (P_{f1} + P_{f2}) \gamma_1 + P_{f2} \gamma_2 - P_{61} - P_{62};$$

- узагальненої сили по координаті  $\gamma_1$ :

$$Q_{\gamma_1} = -P_{61} L_{пп} - P_{62} (L_{п} + L_{пп} \cos \gamma_2) + P_{f2} L_{пп} \sin \gamma_2 \approx \\ \approx -P_{61} L_{пп} - P_{62} (L_{п} + L_{пп}) + P_{f2} L_{пп} \gamma_2;$$

- узагальненої сили по координаті  $\gamma_2$ :  $Q_{\gamma_2} = -P_{62} L_{п} - M_T \text{sign } \gamma_2$ .

Визначаємо поперечне зміщення центру мас передньої і задньої частин причепа при поперечних коливаннях точки зчїпки та кутових коливань причепа. Зміщення центрів мас відповідно передньої і задньої частин причепа:

$$y_{c1} = y_A + l'_3 \sin \gamma_1 \approx y_A + l'_3 \gamma_1;$$

$$y_{c2} = y_A + L_{пп} \sin \gamma_1 + l_3 \sin \gamma \approx y_A + (L_{пп} + l_3) \gamma_1 + l_3 \gamma_2.$$

Взявши похідні від цих виразів, отримаємо відповідні швидкості поперечного зсуву центрів мас причепа

$$\dot{y}_{c1} = \dot{y}_A + l'_3 \dot{\gamma}_1; \\ \dot{y}_{c2} = \dot{y}_A + (L_{пп} + l_3) \dot{\gamma}_1 + l_3 \dot{\gamma}_2.$$

Представляємо вираз для поперечних зсувів і швидкостей передньої і задньої частин причепа при його коливанні у вирази для кінетичної і потенційної енергії і функцій розсіювання. Враховуючи вирази для узагальнених сил за

відповідними координатами, беремо відповідні похідні від виразів для кінетичної і потенційної енергій і функції розсіювання і отримуємо систему рівнянь, що описують малі коливання двовісного причепа, при прямолінійному русі трактора з постійною швидкістю:

$$\begin{aligned}
 (m_1 + m_2)\ddot{y}_A + [m_1 l_3' + m_2(L_{\text{пп}} + l_3)]\ddot{\gamma}_1 + m_2 l_3 \ddot{\gamma}_2 &= \\
 = -c_A - k\dot{\gamma}_A - P_{\delta 1} - P_{\delta 2} + (P_{f1} + P_{f2})\gamma_1 + P_{\delta 2}\gamma_2; & \quad (1) \\
 [m_1 l_3' + m_2(L_{\text{пп}} + l_3)]\ddot{y}_A + [m_1(l_3')^2 + m_2(L_{\text{пп}} + l_3) + J_1 + J_2]\ddot{\gamma}_1 + \\
 + [m_2 l_3(L_{\text{пп}} + l_3) + J_2]\ddot{\gamma}_2 &= -P_{\delta 1}L_{\text{пп}} - P_{\delta 2}(L_{\text{п}} + l_{\text{пп}}) + P_{f2}L_{\text{пп}}\gamma_2; \\
 m_2 l_3 \ddot{y}_A + [m_2 l_3(L_{\text{пп}} + l_3) + J_2]\ddot{\gamma}_2 + [m_2(l_3')^2 + J_2]\ddot{\gamma}_2 &= -P_{\delta 2}L_{\text{п}} - M_T \text{sign } \dot{y}_2.
 \end{aligned}$$

Система рівнянь (1) є невизначеною, оскільки в трьох рівняннях є 5 невідомих:  $y_A, \gamma_1, \gamma_2, P_{\delta 1}, P_{\delta 2}$ . відсутні два рівняння отримуємо з рівнянь неголомних зв'язків для передньої і задньої осей причепа, складених з умови відсутності бічного переміщення осей в напрямках, нормальних до напрямів абсолютних швидкостей руху передньої  $v_1$  і задньої  $v_2$  осей. Бічні сили, що діють на осі причепа, уявімо як добуток коефіцієнта опору відведенню осі на кут відведення.

У допоміжній системі координат  $x_2 B_2 y_2$  (рис. 2) кут відведення задньої осі негативний; тоді:

$$\delta_2 = \frac{\dot{y}_A + L_{\text{пп}}\dot{\gamma}_1 + L_{\text{п}}(\dot{\gamma}_1 + \dot{\gamma}_2) + v(\dot{\gamma}_1 + \dot{\gamma}_2)}{v + L_{\text{пп}}\dot{\gamma}_1\gamma_2 - \dot{y}_A(\dot{\gamma}_1 + \dot{\gamma}_2)}. \quad (2)$$

Система рівнянь (1) і (2), що описує коливання двовісного причепа, є визначеною, оскільки п'яти невідомим відповідають п'ять рівнянь. Вирішуючи систему, визначаємо параметри, що характеризують коливальний рух двовісного причепа, щодо змін яких можна судити про стійкість його руху.

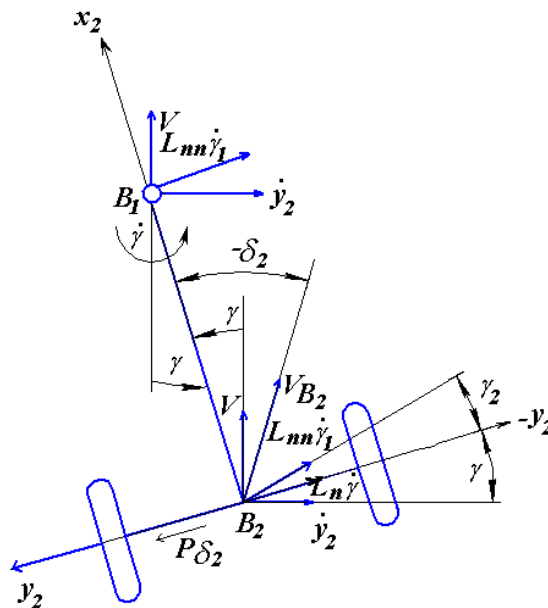


Рис. 2 – Схема для визначення кута відведення задньої осі двовісного причепа через узагальнені швидкості

Знайдемо умови стійкого руху задньої осі двовісного причепа відносно передньої, що рухається стійко. Рівняння руху задньої осі причепа має вигляд:

$$[m_2 l_3^2 + J_2] \ddot{\gamma} = -P_{62} L_{\Pi} - M_T.$$

З урахуванням того, що  $P_{62} = k_{y2} \delta_2$ , а у виразі (2) при сталому прямолінійному русі передньої осі причепа  $\dot{y}_A = 0$ ,  $\dot{\gamma}_1 = 0$  і  $\dot{\gamma}_2 = 0$  вихідне рівняння прийме вигляд:

$$(m_2 l_3^2 + J_2) \ddot{\gamma} + \frac{k_{y2} L_{\Pi}^2}{v} + \frac{k_{y2} L_{\Pi}^2}{y_2} = -M_T. \quad (3)$$

Власну частоту системи знайдемо за допомогою характеристичного рівняння:

$$(m_2 l_3^2 + J_2) \lambda^2 + \frac{k_{y2} \lambda L_{\Pi}^2}{v} + k_{y2} L_{\Pi}^2 = 0.$$

Отже,

$$\lambda = \frac{-\frac{k_{y2} L_{\Pi}^2}{v} \pm \left[ \left( \frac{k_{y2} L_{\Pi}^2}{v} \right)^2 - 4k_{y2} L_{\Pi}^2 (m_2 l_3^2 + J_2) \right]^{-2}}{2(m_2 l_3^2 + J_2)}.$$

Рішення рівняння (3) стійко, якщо величини  $\lambda$  будуть дійсними і негативними або комплексними з негативною дійсною частиною.

$$\lambda = \frac{-\frac{k_{y2} L_{\Pi}^2}{v} \pm \left[ \left( \frac{k_{y2} L_{\Pi}^2}{v} \right)^2 - 4k_{y2} L_{\Pi}^2 (m_2 l_3^2 + J_2) \right]^{-2}}{2(m_2 l_3^2 + J_2)}.$$

Так як при русі тракторного поїзда вперед ( $v > 0$ ) перший член чисельника завжди негативний, то для виконання зазначеної вимоги стійкого руху задньої частини двовісного причепа підкорінний вираз має бути позитивним:

$$\left( \left( \frac{k_{y2} L_{\Pi}^2}{v} \right)^2 - 4k_{y2} L_{\Pi}^2 (m_2 l_3^2 + J_2) \right) \geq 0.$$

Якщо ця умова не задовольняється, то критична швидкість:

$$v_{кр} = 0,5 L_{\Pi} \sqrt{k_{y2} L_{\Pi} / (m_2 l_3^2 + J_2)}.$$

Критична швидкість руху задньої частини причепа, що має наступні параметри: масу  $m_2 = 5189,5$  кг; момент інерції задньої частини причепа щодо вертикальної осі, що проходить через її центр мас,  $J_2 = 11674$  кг · м<sup>2</sup>; коефіцієнт опору відведенню осі  $k_{y2} = 80000$  Н/рад; відстань від середини передньої осі до

задньої  $L_{\Pi} = 2,5$  м і до центру мас задньої частині причепа,  $l_3 = 1,3$  м, буде  $v_{кр}=3,91$  м/с.

Таким чином, передня частина двовісного причепа, що рухається за трактором зі швидкістю 8,4 м/с, матиме стійкий рух, а задня частина-нестійке, оскільки, і причіп в цілому матиме незгасаючі коливання (рис. 3).

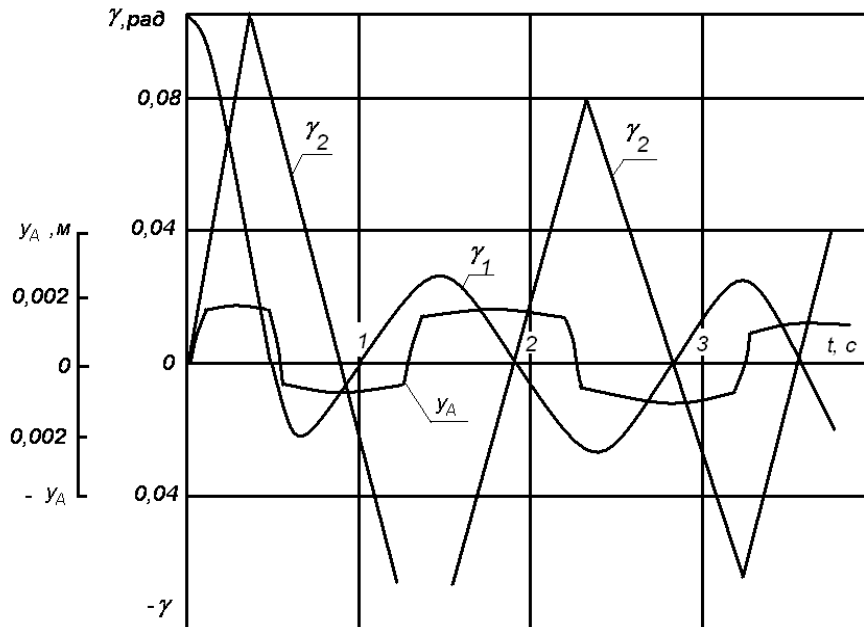


Рис. 3 – Характеристики коливань двовісного причепа

Щоб рух двовісного причепа був стійким, слід збільшити коефіцієнт опору відведенню його задньої осі до 370 кН/рад шляхом підвищення тиску повітря в шинах задніх коліс, установки на задній осі здвоєних коліс або розмістити вантаж так, щоб центр мас задньої частині причепа розклався ближче до передньої осі.

Так, при  $l_3=0,5$  м і старих значеннях параметрів причепа критична швидкість  $v_{кр} = 5,3$  м/с.

Момент тертя в поворотному колі  $M_T$  також значно впливає на коливання двовісного причепа. Зі збільшенням моменту  $M_T$  зменшується розмах кутових коливань передньої і задньої частин причепа. Його раціональну величину для кожного конкретного випадку можна вибрати, вирішуючи систему рівнянь (1). Однак при великих значеннях  $M_T$  погіршується керованість двовісного причепа.

**Висновок.** Стійкість руху тракторного поїзда залежить як від стійкості ведених ланок, так і від стійкості провідної ланки-трактора. Отже, розглянувши рух тракторного поїзда вперед ( $v > 0$ ) з постійною швидкістю, ми отримали умови стійкого руху ведених ланок. Аналіз умов стійкого руху причепів показує, що розташування вантажу по платформі і швидкість руху тракторного поїзда справляють істотний вплив на характер коливального руху причепів. Ці експлуатаційні фактори не можна вибирати довільно, вони повинні бути узгоджені з іншими параметрами причепа.

## Список використаних джерел

1. Справочник по эксплуатации свеклоуборочных комплексов / А.М.Мазуренко, И.И. Русанов, В.И. Сухомлин и др.; Под ред. А.М.Мазуренко. – К.: Урожай, 1984. – 128 с.
2. Поляшенко С.А. Возмущающие воздействия технологического процесса уборки корнеплодов сахарной свеклы при погрузке их транспортером корнеуборочной машины / Тракторная энергетика в растениеводстве // Сб. науч. тр. – Харьков, ХГТУСХ, 1998. – 332 с.
3. Тракторные поезда/ П.П. Артемьев, Ю.Е. Атаманов и др.; Под ред. В.В. Гуськова.–М.: Машиностроение, 1982.-183 с.
4. Стабільність та керованість одновісного прицепу Поляшенко С.О., Єсіпов О.В., Алексеєнко К.Л. /Зб. наук. пр. Вісник ХНТУСГ №148, "Механізація сільськогосподарського виробництва" X., 2014, с. 328-335

## Аннотация

### **ИССЛЕДОВАНИЕ СТОЙКОСТИ ДВИЖЕНИЯ ДВУХОСНОГО ПРИЦЕПА ПРИ РАБОТЕ С СВЕКЛОУБОРОЧНЫМ КОМБАЙНОМ**

Поляшенко С. А, Есіпов А. В.

*Проанализированы условия устойчивого движения тракторного поезда, и факторы влияющие на характер колебательного движения прицепов.*

## Abstract

### **STUDY ABOUT THE PERSISTANCE OF MOVEMENT OF THE DOUBLE AXLETREE TRAILER DURING THE WORK OF THE BURSA-BREED COMBINE**

S. Polyashenko, A. Esipov.

*The conditions of steady movement of the tractor train, and the factors that affect the nature of the vibrational motion trailers.*