

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І**  
**ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**  
**ФАКУЛЬТЕТ КОНСТРУЮВАННЯ ТА ДИЗАЙНУ**



**ЗБІРНИК ТЕЗ ДОПОВІДЕЙ**  
*міжнародної науково-практичної онлайн конференції*  
*«Сучасні проблеми та перспективи розвитку*  
*машинобудування України»,*  
*присвяченої 20-й річниці з дня створення*  
*факультету конструювання та дизайну*  
*Національного університету біоресурсів і*  
*природокористування України*

**23-24 вересня 2021 року**

**м. Київ**

## ПОБУДОВА РОЗРАХУНКОВОЇ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ЗАДНЬОНАЧПЛЕНОЇ АСИМЕТРИЧНОЇ ГИЧКОЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ

*Булгаков В.М., д.т.н., проф.*

*Головач І.В., д.т.н., проф.*

*Ружило З.В., к.т.н., доц.*

*Троханяк О.М., к.т.н., доц.*

*Національний університет біоресурсів і  
природокористування України, м. Київ*

*E-mail: [klendii\\_o@ukr.net](mailto:klendii_o@ukr.net)*

Для побудови розрахункової математичної моделі всього асиметричного машинно-тракторного агрегата необхідно далі розглянути еквівалентну схему його технологічної частини, тобто причіпної гичкозбиральної машини (рис. 1).

Для визначення положення опорних копіювальних коліс гичкозбиральної машини в довільний момент часу на рис. 4 показана рухома система координат  $Y_K C_1 X_K$ , жорстко зв'язана з лівим опорним копіювальним колесом гичкозбиральної машини. При цьому вісь  $C_1 Y_K$  завжди паралельна площині опорного колеса, а вісь  $C_1 X_K$  їй перпендикулярна і спрямована вправо по ходу гичкозбиральної машини. Зазначені напрямки руху для правих опорних коліс гичкозбиральної машини в першому наближенні можна вважати аналогічними. Однак система рухомих координат тут не показана.

У представленому вигляді причіпна гичкозбиральна машина як динамічна система може бути розглянута як фізичний маятник, що має тільки одну ступінь вільності – кут  $\beta$  повороту в горизонтальній площині (рис. 1). Цей кут  $\beta$  повороту і буде узагальненою координатою при складанні надалі диференціальних рівнянь у вигляді вихідних рівнянь динаміки у формі Лагранжа II-го роду вигляду (1):

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T_T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T_T}{\partial q_i} = Q_i, \quad (1)$$

де  $T_T$  – кінетична енергія агрегуючого трактора;  $q_i$  – узагальнені координати;  $Q_i$  – узагальнені сили, по відповідних узагальнених координатах.

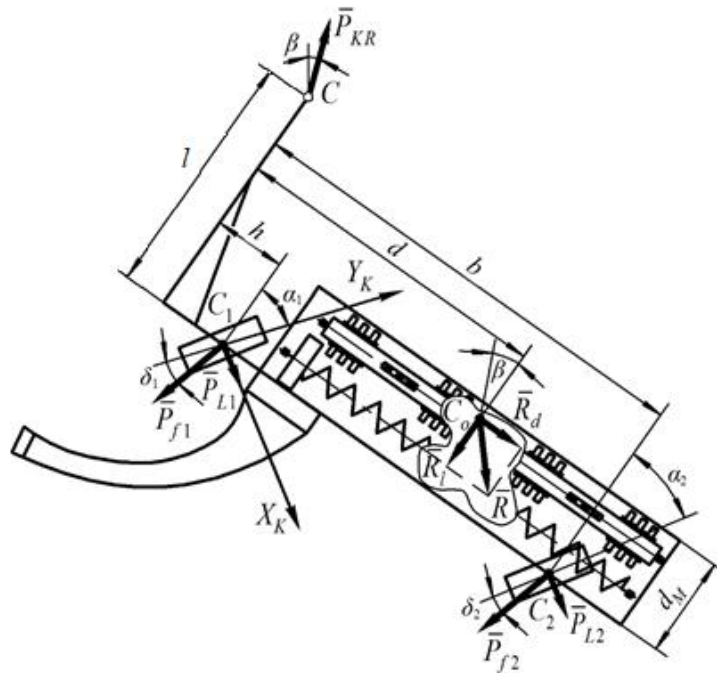


Рис. 1. Еквівалентна схема агрегатованої гичкозбиральної машини

Диференціальне рівняння руху причіпної гичкозбиральної машини буде мати такий вигляд:

$$J_C \cdot \ddot{\beta} = Q_\beta. \quad (2)$$

Для визначення узагальненої сили  $Q_\beta$ , що входить у вираз (2), позначимо зовнішні сили, що діють на причіпну гичкозбиральну машину. У число зовнішніх сил, які діють на гичкозбиральну машину під час виконання нею технологічного процесу, входять повздовжня  $\bar{R}_l$  і поперечна  $\bar{R}_d$  складові сили  $\bar{R}$  опору масиву гички, що забирається, які прикладені до гичкозбиральної машини в точці  $C_o$ ;  $\bar{P}_{f1}$  – сила опору коченню лівого копіювального колеса гичкозбиральної машини, що прикладена в точці  $C_1$  і відхилена від площини колеса на кут уводу  $\delta_1$ ;  $\bar{P}_{f2}$  – сила опору коченню правого копіювального колеса гичкозбиральної машини, що прикладена в точці  $C_2$  і відхилена від площини колеса на кут уводу  $\delta_2$ ; бічні сили  $\bar{P}_{L1}$  і  $\bar{P}_{L2}$ , прикладені відповідно до лівого й правого копіювальних коліс гичкозбиральної машини в точках  $C_1$  і  $C_2$ .

Після виконання відповідних підстановок та перетворень одержуємо остаточний вираз для узагальненої сили  $Q_\beta$  для причіпної гичкозбиральної машини такого вигляду:

$$\begin{aligned}
 Q_\beta = & R_l [d - (l - d_M) \beta] + \\
 & + P_{f1} \left\{ h + \left( \alpha_1 - \left[ \frac{-\dot{X}_S + \dot{\varphi}(a_T + a_M) + \dot{\beta}(l^2 + h^2)^{\frac{1}{2}}}{V_o} + \varphi + \beta + \alpha_1 \right] \right) \cdot l \right\} + \\
 & + P_{f2} \left\{ b + \left( \alpha_2 - \left[ \frac{-\dot{X}_S + \dot{\varphi}(a_T + a_M) + \dot{\beta}(l^2 + b^2)^{\frac{1}{2}}}{V_o} + \varphi + \beta + \alpha_2 \right] \right) \cdot l \right\} - \\
 & - k_1 \cdot l \left[ \frac{-\dot{X}_S + \dot{\varphi}(a_T + a_M) + \dot{\beta}(l^2 + h^2)^{\frac{1}{2}}}{V_o} + \varphi + \beta + \alpha_1 \right] - \\
 & - k_2 \cdot l \left[ \frac{-\dot{X}_S + \dot{\varphi}(a_T + a_M) + \dot{\beta}(l^2 + b^2)^{\frac{1}{2}}}{V_o} + \varphi + \beta + \alpha_2 \right].
 \end{aligned}
 \tag{3}$$

Після ряду перетворень отримано систему лінійних диференціальних рівнянь другого порядку, що описують рух асиметричного машинно-тракторного агрегата в горизонтальній площині, наступного вигляду:

$$\left. \begin{aligned}
 A_{11} \cdot \ddot{X}_S + A_{12} \cdot \dot{X}_S + A_{13} \cdot \dot{\varphi} + A_{14} \cdot \varphi + A_{15} \cdot \beta &= f_{11} \cdot \alpha, \\
 A_{21} \cdot \ddot{\varphi} + A_{22} \cdot \dot{\varphi} + A_{23} \cdot \varphi + A_{24} \cdot \dot{X}_S + A_{25} \cdot \beta &= f_{21} \cdot \alpha, \\
 A_{31} \cdot \ddot{\beta} + A_{32} \cdot \dot{\beta} + A_{33} \cdot \beta + A_{34} \cdot \dot{\varphi} + A_{35} \cdot \varphi + A_{36} \cdot \dot{X}_S &= f_{31},
 \end{aligned} \right\} \tag{4}$$

$$\text{де } A_{11} = M_T; A_{12} = \frac{k_A + k_B + P_{fA} - F_B}{V_o}; A_{13} = \frac{(k_A + P_{fA}) \cdot (L - a_T) + (F_B - k_B) \cdot a_T}{V_o};$$

$$A_{14} = F_B - k_A - k_B - P_{fA}; A_{15} = P_{KR}; A_{21} = J_S;$$

$$A_{22} = \frac{(k_A + P_{fA}) \cdot (L - a_T)^2 + (k_B - F_B) \cdot a_T^2}{V_o}; A_{23} = -A_{13} \cdot V_o; A_{24} = A_{13};$$

$$A_{25} = -P_{KR}(a_T + a_M); A_{31} = J_C;$$

$$A_{32} = \frac{l \cdot \left[ (k_1 + P_{f1}) \cdot (l^2 + h^2)^{\frac{1}{2}} + (k_2 + P_{f2}) \cdot (l^2 + b^2)^{\frac{1}{2}} \right]}{V_o};$$

$$A_{33} = R_l(l - d_M) + l(k_1 + k_2 + P_{f1} + P_{f2}); \quad A_{34} = \frac{l \cdot (a_T + a_M) \cdot (k_1 + k_2 + P_{f1} + P_{f2})}{V_o};$$

$$A_{35} = l(k_1 + k_2 + P_{f1} + P_{f2}); \quad A_{36} = -\frac{A_{35}}{V_o}; \quad f_{11} = k_A; \quad f_{21} = (L - a_T) \cdot k_A;$$

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

У системі диференціальних рівнянь (4) прийняті наступні позначення:  $M_T$  і  $J_S$  – відповідно маса агрегуючого трактора та його момент інерції щодо центра мас;  $k_A$ ,  $k_B$  – коефіцієнти опору уводу пневматичних шин коліс відповідно переднього й заднього мостів колісного агрегуючого трактора;  $k_1$ ,  $k_2$  – коефіцієнти опору відведенню пневматичних шин відповідно лівого і двох правих коліс причіпної гичкозбиральної машини;  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  – кути установки (розбіжності) лівого та правого коліс гичкозбиральної машини;  $L$ ,  $a_T$ ,  $a_M$ ,  $l$ ,  $h$ ,  $b$ ,  $d$  і  $d_M$  – конструктивні параметри, показані на еквівалентній схемі (рис. 1).

Отже, основні положення теорії плоскопаралельного руху асиметричного машинно-тракторного агрегата, що складається з агрегуючого колісного трактора й асиметричної гичкозбиральної машини, описані системою диференціальних рівнянь (4). При цьому важливою обставиною є те, що гичкозбиральна машина причеплена до агрегуючого трактора за допомогою циліндричного шарніра.

#### Список використаних джерел:

1. Булгаков В.М., Калетник Г.Н., Гриник И.В., Леженкин А.Н. Динамика зерноуборочных агрегатов. Монография. – Киев: Аграрная наука, 2010. – 276 с.
2. Булгаков В.М., Цурпал І.А. та ін. Створення нового універсального комплексу бурякозбиральних машин для фермерських господарств // Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації с.-г. техніки: Зб. наук. пр. – Кіровоград: КІСМ, 1997. – С.22-25.
3. Булгаков В.М. Совершенствование технологического процесса и машин для уборки корнеплодов свеклы. Автореферат диссертации доктора технических наук. Москва: ВИСХОМ, 1993. – 61 с.