

УДК 637.13:330.3: 338.242

DOI: 10.31359/2312-3427-2021-1-322

Р.В. Антощенко, д-р техн. наук, професор

roman.antoshchenkov@gmail.com

**Харківський національний технічний університет
сільського господарства імені Петра Василенка**

В.М. Антощенко, канд. техн. наук, доцент

**Харківський національний технічний університет
сільського господарства імені Петра Василенка**

С.Г. Білик, канд. техн. наук, доцент

ВП НУБіП України «Бережанський агротехнічний університет»

С.М. Дюндик, канд. техн. наук, доцент

Національна академія Національної гвардії України

ДИНАМІКА КОЛІСНОЇ МАШИНИ У СКЛАДІ ПОСІВНОГО АГРЕГАТУ

В роботі досліджено функціонування колісної машини у складі посівного агрегату на прикладі трактора класичної компоновки та сівалки прямої сівби із схемою агрегування «трактор-сівалка-бункер». Наведено метод формування рівнянь динаміки багатоелементних агрегатів довільних структур з просторовим рухом ланок. Складено та розраховано математичну модель динаміки просторового руху агрегату на прикладі трактора John Deere 8345R, сівалки прямої сівби John Deere 1895 та бункера для посівного матеріалу John Deere 1910. Визначено залежності кутів орієнтації та проєкцій швидкостей центру мас колісної машини від часу; залежності куткових швидкостей обертання та динамічних радіусів коліс машини від часу; спектральні щільності віброприскорень рами колісної машини у вертикальному напрямі. Встановлено, що рух колісної машини супроводжується коливаннями рами навколо осі x . Розмах коливань кута повороту рами навколо осі x складає 0,07 рад, а період складає 0,63 с. Коливання рами колісної машини навколо осі y у мають вигляд затухаючих, розмах яких складає 0,03 рад з періодом 0,66 с. Швидкість руху колісної машини у повздовжньому напрямі (по осі x) відповідає агротехнічній швидкості руху при сівбі $v_x = 2,8$ м/с. Розмах

коливань швидкості у вертикальному напрямі (по осі z) значно більше ніж у поперечному (по осі y) та відповідно дорівнює 4,4 м/с і 0,41 м/с, а їх період складає – 0,63 с.

Ключові слова: колісна машина, посівний агрегат, динаміка.

Постановка проблеми. Динаміка багатоелементних агрегатів потребує поглиблених досліджень для визначення оптимальних та менш витратних режимів роботи. Але різноманіття структур багатоелементних агрегатів збільшує витрати часу на їх дослідження. Залишається актуальною проблема моделювання багатоелементних сільськогосподарських агрегатів, що враховує структури агрегатів та дозволить дослідити вплив схеми агрегування, кінематичних та силових параметрів на енергетичні витрати [1]. Одним з основних елементів таких агрегатів є трактор. Трактор являється енергетичним засобом (джерелом механічної енергії) та досліджується як колісна машина у складі агрегатів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Задачі чисельного моделювання динаміки довільних механічних систем у теперішній час мають найважливіше значення в багатьох галузях техніки, таких як автомобілебудування, авіація, ракетно-космічна техніка, машинобудування, робототехніка, верстатобудування та ін. [2]. При дослідженні динаміки сільськогосподарських агрегатів досліджується їх рух під впливом сил. Даному напрямку присвячується значна кількість досліджень, що опубліковані в роботах [3, 4].

В основу даних робіт покладена наявність неголономних (кінематичних) зв'язків між елементами трактора та агрегованих сільськогосподарських машин. Ці зв'язки виражають залежності між швидкостями точок системи, що не зводяться до залежності між її координатами. Рівняння таких зв'язків не інтегруються. Наявність неголономних зв'язків потребує окремого підходу до побудови моделей. Суть його полягає в тому, що декомпозиція узагальненої структури системи на окремі підсистеми відбувається шляхом відокремлення неголономних зв'язків в окрему підсистему (або підсистеми). Оскільки при цьому рівняння неголономних зв'язків містять похідні узагальнених координат усіх виділених підсистем, вони об'єднують окремі неавтономні підсистеми в єдину систему.

Для формування математичної моделі системи в даному випадку використовують рівняння з множниками Лагранжу [5]. Найчастіше під час дослідження динаміки машин їх остови та елементи розглядають, як тверді тіла. Для задачі в узагальнених координатах [6] при використанні

принципу можливих переміщень, робота реактивних сил та моментів дорівнює нулю. Для обчислення матриці використовується матриця переходу з локальної системи координат. Для її знаходження необхідне задання орієнтації тіла в просторі. Для цього використовуються різні системи кутів орієнтації або кватерніони. Відповідно завдання дослідження динаміки колісної машини, як неголономної системи у просторі, залишається дослідженням недостатньо.

Формулювання цілей статті. Метою даної статті є дослідження динаміки колісної машини у складі посівного агрегату.

Виклад основного матеріалу досліджень. Формування рівнянь динаміки потребують визначення кінематичних зв'язків математичної моделі просторового руху агрегату. Тому необхідно сформулювати відповідні динамічні моделі трактора, бункера та сівалки [7].

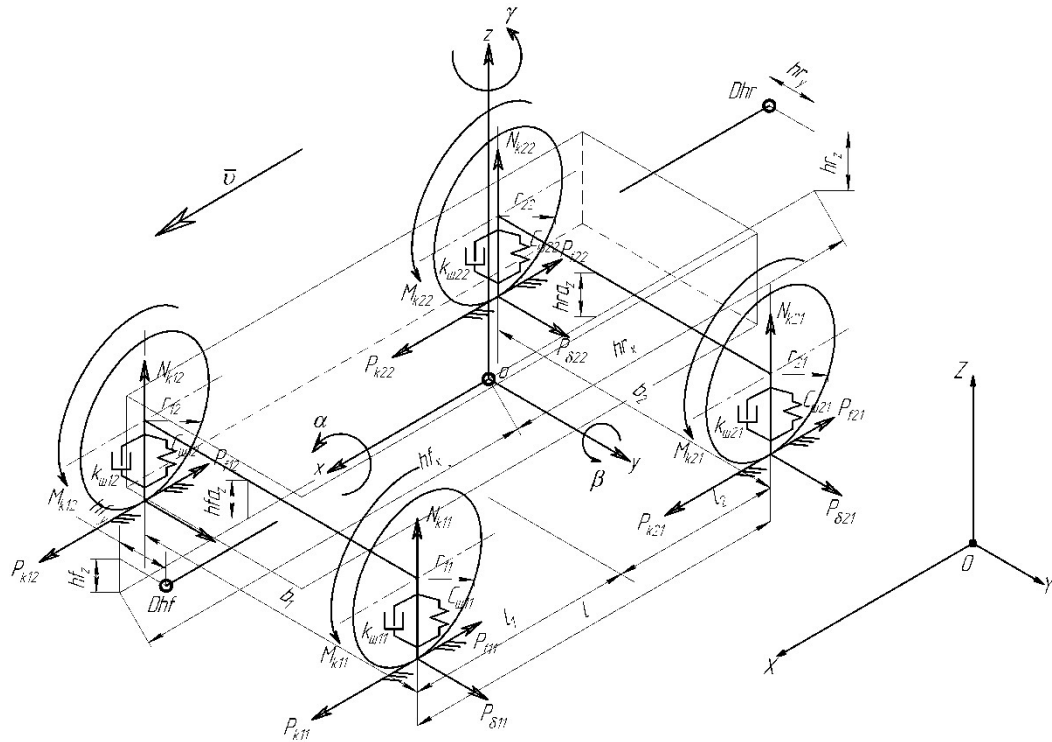


Рис. 1. Динамічна модель трактора класичної компоновки з передніми керованими колесами

Розглянемо модель трактора класичної компоновки з передніми керованими колесами (рис. 1), де використаємо такі позначення: $XOYZ$ – глобальна система координат; $xoyz$ – зв’язана система координат; т. o – центр мас трактора; т. O – центр глобальної системи координат; α, β, γ –

кути повороту трактора навколо відповідних осей x , y , z ; m – маса трактора; J_x , J_y , J_z – приведені моменти інерції трактора щодо відповідних до осей; v – поступальна швидкість руху; Dhf , Dhr – переднє та заднє місця навішення (приєднання) технологічного обладнання, сільськогосподарських машин;

l – база трактора; l_1 – відстані від центра мас до осі передніх коліс; l_2 – відстані від центра мас до осі задніх коліс; b_1 – колія передніх коліс; b_2 – колія задніх коліс; hfa_z , hra_z – відстань від центра мас трактора до осі передніх і задніх коліс по осі z ; r_{11} , r_{12} , r_{21} , r_{22} – радіус переднього лівого, переднього правого, заднього лівого, заднього правого колеса; P_{k11} , P_{k12} , P_{k21} , P_{k22} – дотична сила тяги на передньому лівому, передньому правому, задньому лівому, задньому правому колесах; P_{f11} , P_{f12} , P_{f21} , P_{f22} , – сила опору коченню переднього лівого, переднього правого, заднього лівого, заднього правого коліс; $P_{\delta11}$, $P_{\delta12}$, $P_{\delta21}$, $P_{\delta22}$ – сила бічного відведення переднього лівого, переднього правого, заднього лівого, заднього правого коліс; N_{k11} , N_{k12} , N_{k21} , N_{k22} – нормальна сила реакції на передньому лівому, передньому правому, задньому лівому, задньому правому колесах; C_{u11} , C_{u12} , C_{u21} , C_{u22} – приведена жорсткість шини переднього лівого, переднього правого, заднього лівого, заднього правого коліс; k_{u11} , k_{u12} , k_{u21} , k_{u22} – приведений коефіцієнт демпфування шини переднього лівого, переднього правого, заднього лівого, заднього правого коліс; M_{k11} , M_{k12} , M_{k21} , M_{k22} – крутний момент на передньому лівому, передньому правому, задньому лівому, задньому правому колесах.

Методологію формування рівнянь кінематичних зв'язків наведено у роботах [1, 7].

Колісна машина з'єднується з технологічним модулем в шарнірі т. D . Наступним кроком формуємо динамічну модель сівалки (рис. 2).

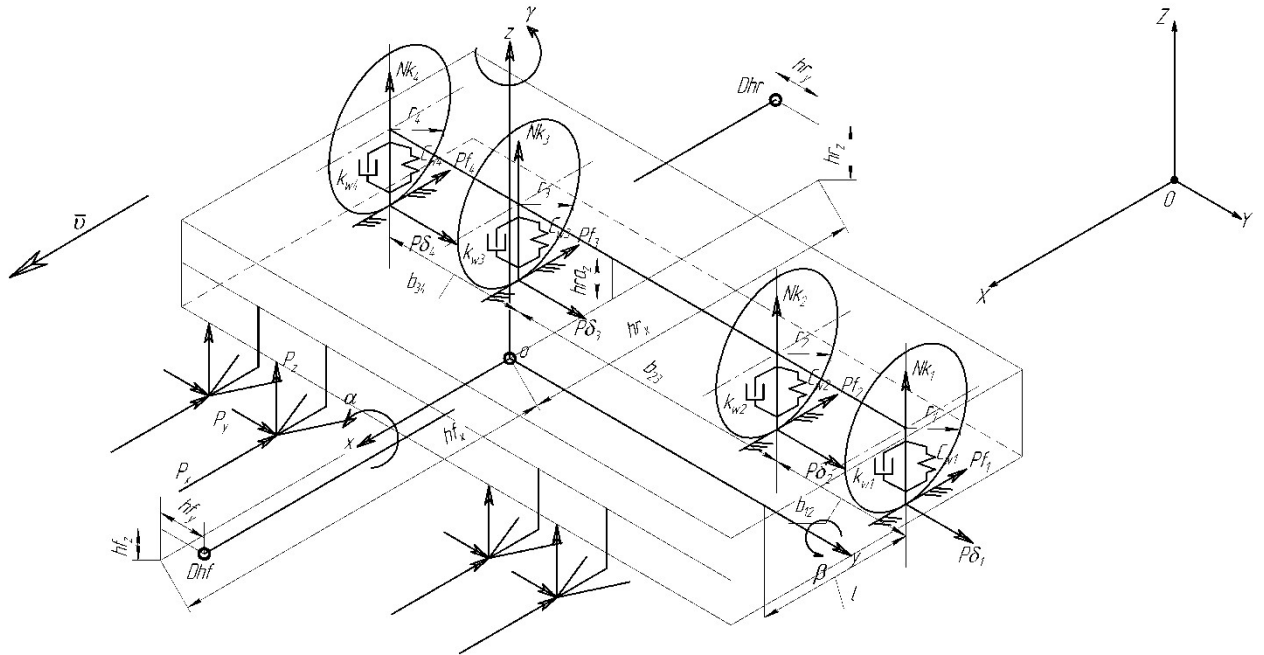


Рис. 2. Динамічна модель сівалки

Динамічна модель сівалки наведена на рис. 2, де використано такі позначення: $XOYZ$ – глобальна система координат; $xoyz$ – зв’язана система координат; т. o – центр мас сівалки; т. O – центр глобальної системи координат; α , β , γ – кути повороту моделі навколо відповідних осей x , y , z ; m – маса сівалки; J_x , J_y , J_z – приведені моменти інерції сівалки до відповідних осей; v – поступальна швидкість руху; Dhf , Dhr – передня й задня точки навішення (приєднання технологічного встаткування); l – відстані від центру мас до осі коліс; b_{12} – відстань між першим і другим колесом; b_{23} – відстань між другим і третім колесом; b_{34} – відстань між третім і четвертим колесом; hra_z – відстань від центра мас трактора до осі коліс по осі z ; r_1 , r_2 , r_3 , r_4 – радіус коліс; Pf_1 , Pf_2 , Pf_3 , Pf_4 – сила опору коченню коліс; $P\delta_1$, $P\delta_2$, $P\delta_3$, $P\delta_4$ – сила бічного відведення коліс; Nk_1 , Nk_2 , Nk_3 , Nk_4 – нормальна сила реакції на колесах; Csh_1 , Csh_2 , Csh_3 , Csh_4 – приведена жорсткість шин; ksh_1 , ksh_2 , ksh_3 , ksh_4 – приведений коефіцієнт демпфування шин; P_x , P_y , P_z – сила опору ґрунту.

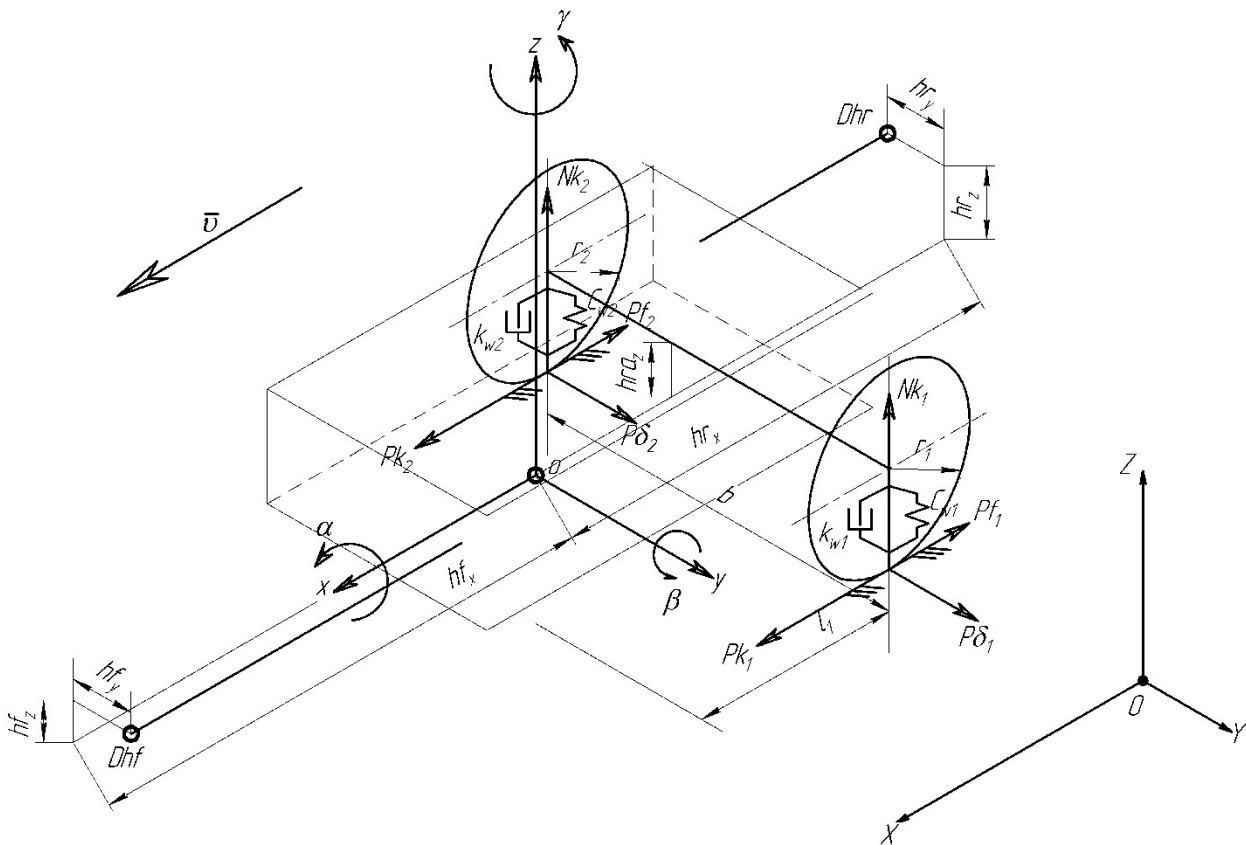


Рис. 3. Динамічна модель бункера для посівного матеріалу

Розглянемо динамічну модель бункера для посівного матеріалу (рис. 3), де використаємо такі позначення: $XOYZ$ – глобальна система координат; $xoyz$ – зв’язана система координат; т. o – центру мас; т. O – центр глобальної системи координат; α , β , γ – кути повороту навколо відповідних осей x , y , z ; m – маса бункера; J_x , J_y , J_z – наведені моменти інерції до відповідних до осей; v – поступальна швидкість руху; Dhf , Dhr – передня й задня точки навішення (приєднання технологічного обладнання); l_1 – відстані від центра мас до осі коліс; b – колія; hra_z – відстань від центру мас до осі коліс по осі z ; r_1 , r_2 – радіус лівого й правого коліс; P_{k1} , P_{k2} – дотична сила тяги; P_{f1} , P_{f2} – сила опору коченню; $P_{\delta1}$, $P_{\delta2}$ – сила бічного відведення, переднього правого, заднього лівого, заднього правого коліс; N_{k1} , N_{k2} – нормальна сила реакції на колесах; C_{u1} , C_{u2} – приведена жорсткість шин; k_{u1} , k_{u2} – приведений коефіцієнт

демпфування шин.

Для механічної системи із просторовим рухом ланок рівняння динаміки представляються у вигляді [8]:

$$\mathbf{U} = \sum_{i=1}^n \left\{ \tilde{\mathbf{W}}_{C_i}^T m_i \vec{a}_{C_i} + \tilde{\mathbf{W}}_{\omega_i}^T \left([\vec{J}_i] \cdot \vec{\varepsilon}_i + \vec{\omega}_i \times [\vec{J}_i] \cdot \vec{\omega}_i \right) \right\} - \tilde{\mathbf{W}}_P^T \mathbf{P} = 0, \quad (1)$$

де n – число твердих тіл у моделі;

m_i , $[\vec{J}_i]$, \vec{a}_{C_i} , $\vec{\omega}_i$, $\vec{\varepsilon}_i$ – маса, тензор інерції, прискорення центра мас, кутова швидкість і кутове прискорення i -го тіла;

$\tilde{\mathbf{W}}_{C_i}$, $\tilde{\mathbf{W}}_{\omega_i}$ – структурні матриці відповідно радіус-векторів центрів мас і кутових швидкостей тіл, формули для яких наведено нижче.

Для чисельного інтегрування СЗДР розглянемо алгоритми для їхнього перетворення до нормальної форми Коші в узагальнених координатах або псевдокоординатах. Для голономних систем уведемо вектори узагальнених прискорень і швидкостей – $\mathbf{w} = \dot{\mathbf{v}} = \ddot{\mathbf{q}}$, $\mathbf{v} = \dot{\mathbf{q}}$ і перепишемо рівняння (1) у вигляді:

$$\mathbf{M}\mathbf{w} = \mathbf{F}, \quad (2)$$

де $\mathbf{M} = \sum_{i=1}^n \left\{ \mathbf{W}_{C_i}^T m_i \mathbf{W}_{C_i} + \mathbf{W}_{\omega_i}^T [\vec{J}_i] \mathbf{W}_{\omega_i} \right\}$ – матриця інерції системи;

\mathbf{F} – вектор-матриця узагальнених сил системи, за винятком доданків з інерційних членів лівої частини (1) або (2), що не містять узагальнених прискорень, яку можна одержати, підставивши в аналітичні вирази рівнянь руху псевдоприскорення, що дорівнюють нулю, й взявши результат зі зворотним знаком, тобто:

$$\mathbf{F} = -\mathbf{U}|_{\ddot{\mathbf{x}}=0}.$$

Після розв’язання системи (1) щодо узагальнених прискорень – $\mathbf{w} = \mathbf{M}^{-1}\mathbf{F}$, остаточно одержимо СЗДР у формі Коші:

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{q}} = \mathbf{v} \\ \dot{\mathbf{v}} = \mathbf{M}^{-1}\mathbf{F} \end{cases} \quad (3)$$

Аналогічно, для систем, що описуються у псевдокоординатах (в узагальнених координатах і псевдошвидкостях), а також для неголономних

систем форму Коші одержимо у вигляді:

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{q}} = \mathbf{G}\mathbf{v} + \mathbf{g} \\ \dot{\mathbf{v}} = \mathbf{M}^{-1}\mathbf{F} \end{cases} \quad (4)$$

Перше рівняння (4), при $\mathbf{v} = \dot{\boldsymbol{\pi}}$, збігається з виразом залежних узагальнених швидкостей через псевдошвидкості.

Початковими умовами для систем (3) та (4) будуть значення узагальнених координат і незалежних узагальнених швидкостей (псевдошвидкостей) у початковий момент часу:

$$\mathbf{q}|_{t=0} = \mathbf{q}_0, \quad \boldsymbol{\pi}|_{t=0} = \boldsymbol{\pi}_0.$$

У загальному випадку, побудувати в аналітичному виді зворотню матрицю інерції \mathbf{M}^{-1} не представляється можливим. При чисельному інтегруванні на кожному кроці за часом матриця інерції обчислюється за значеннями узагальнених координат на попередньому кроці та для підрахунку лівих частин нижніх векторних рівнянь у (3) і (4) розв’язується система лінійних рівнянь (2) методом Краута. Чисельно системи рівнянь у вирішуються у ССКА «КиДиМ» [1], GNU Octave, MatLab або іншої математичної програми чи обчислювального пакету програм. В повному обсязі метод формування рівнянь динаміки наведено у роботах [1, 7].

Багатоелементні сільськогосподарські агрегати, складені за схемою агрегування «трактор – сівалка – бункер», підтвердили ефективність їх використання на полях України [9], але вони потребують дослідження динамічних показників функціонування та порівняння з іншими схемами. Для такого агрегату складено динамічну модель (рис. 4).

Динамічна модель агрегату (рис. 4) має вісім узагальнених координат – вісім ступенів свободи, вектор яких має вигляд:

$$\dot{\mathbf{q}} = [\alpha^T \quad \gamma^T \quad Z^T \quad \beta^T \quad \alpha^C \quad \beta^C \quad \alpha^B \quad \beta^B]^T, \quad (5)$$

де X^T, Y^T, Z^T – повздожня, поперечна та вертикальна координата центру мас трактора.

Як незалежні координати із залежними варіаціями обрано:

$$\dot{\mathbf{v}} = [\alpha^T \quad \gamma^T \quad \varphi_{11}^T \quad \varphi_{12}^T \quad \varphi_{21}^T \quad \varphi_{22}^T \quad \gamma^C \quad \varphi_1^C \quad \varphi_2^C \quad \varphi_3^C \quad \varphi_4^C \quad \gamma^B \quad \varphi_{11}^B \quad \varphi_{12}^B]^T, \quad (6)$$

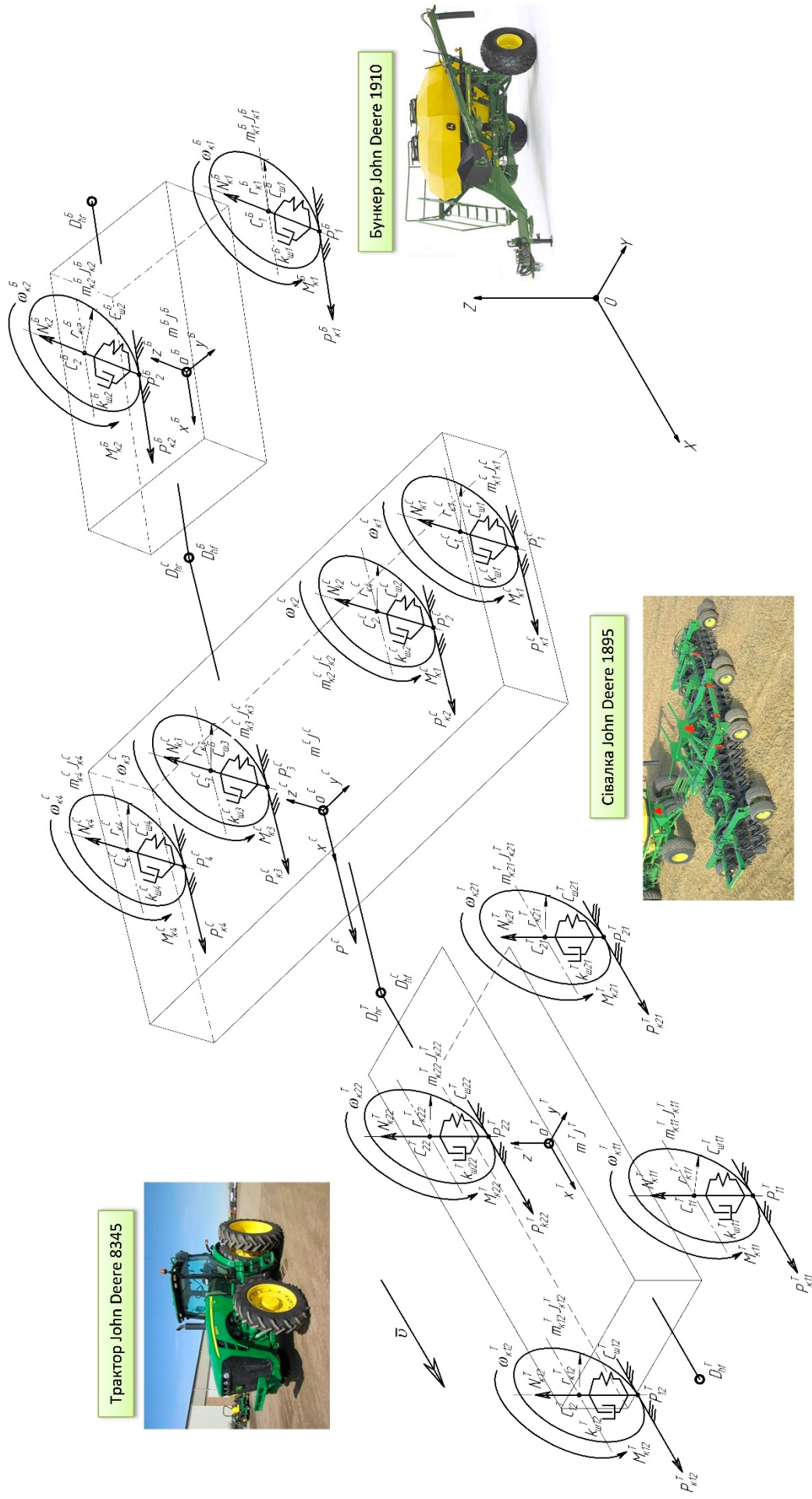


Рис. 4. Динамічна модель агрегату у складі трактора класичної компоновки (схема агрегування «трактор – сівалка – бункер»)

де $\varphi_{11}^T, \varphi_{12}^T, \varphi_{21}^T, \varphi_{22}^T$ – кути повороту коліс трактора (переднього лівого, переднього правого, заднього лівого, заднього правого) навколо осі обертання;

$\varphi_{11}^B, \varphi_{12}^B$ – кути повороту коліс бункера (лівого та правого) навколо вісі обертання.

Математична модель динаміки просторового руху агрегату зі схемою агрегування «трактор – бункер – сівалка» у формі Коші має вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{X}^T = f_1(\mathbf{G}, \mathbf{g}, \mathbf{M}, \mathbf{F}); \\ \dot{Y}^T = f_2(\mathbf{G}, \mathbf{g}, \mathbf{M}, \mathbf{F}); \\ \dot{Z}^T = f_3(\mathbf{G}, \mathbf{g}, \mathbf{M}, \mathbf{F}); \\ \dot{\beta}^T = f_4(\mathbf{G}, \mathbf{g}, \mathbf{M}, \mathbf{F}); \\ \dot{\alpha}^C = f_5(\mathbf{G}, \mathbf{g}, \mathbf{M}, \mathbf{F}); \\ \dot{\beta}^C = f_6(\mathbf{G}, \mathbf{g}, \mathbf{M}, \mathbf{F}); \\ \dot{\alpha}^B = f_7(\mathbf{G}, \mathbf{g}, \mathbf{M}, \mathbf{F}); \\ \dot{\beta}^B = f_8(\mathbf{G}, \mathbf{g}, \mathbf{M}, \mathbf{F}), \end{array} \right. \quad (7)$$

де f_i – функції від векторів-матриць $\mathbf{G}, \mathbf{g}, \mathbf{M}, \mathbf{F}$;

$i = 1, \dots, 8$ – номер узагальненої координати.

Рівняння кінематичних зв'язків математичної моделі динаміки просторового руху агрегату в незалежних координатах із залежними варіаціями у формі Коші мають вигляд:

Математична модель просторового руху БСА складається з рівнянь (5)–(8), які формуються за методологією (1)–(4).

Розрахуємо математичну модель динаміки просторового руху агрегату (5)–(8) на прикладі трактора John Deere 8345R, сівалки прямої сівби John Deere 1895 та бункера для посівного матеріалу John Deere 1910. Програмою «КиДиМ» побудовано графічне зображення агрегату у вигляді графічних примітивів, що наведено на рис. 5.

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{\alpha}^T = \frac{a^T \dot{X}^T + b^T \dot{Y}^T + c \dot{Z}^T - \beta^T (d^T \cos \gamma^T + \sin \gamma^T)}{\cos \gamma^T - d^T \sin \gamma^T}; \\ \dot{\gamma}^T = \alpha^T \beta^T + v B_x^T \frac{\operatorname{tg} \gamma^T}{l^T}; \\ \dot{\phi}_{11}^T = \frac{v C_{11_{xy}}}{Z_{C_{11}}^T}; \quad \dot{\phi}_{12}^T = \frac{v C_{12_{xy}}}{Z_{C_{21}}^T}; \\ \dot{\phi}_{21}^T = \frac{v C_{21_{xy}}}{Z_{C_{21}}^T}; \quad \dot{\phi}_{22}^T = \frac{v C_{22_{xy}}}{Z_{C_{22}}^T}; \\ \dot{\gamma}^C = \frac{v y A^C}{l_1^C - h f_x^C} + \alpha^C \beta^C; \\ \dot{\phi}_1^C = \frac{v C_{1x}^C}{Z_{C_1}^C}; \quad \dot{\phi}_2^C = \frac{v C_{2x}^C}{Z_{C_2}^C}; \\ \dot{\phi}_3^C = \frac{v C_{3x}^C}{Z_{C_3}^C}; \quad \dot{\phi}_4^C = \frac{v C_{4x}^C}{Z_{C_4}^C}; \\ \dot{\gamma}^B = \frac{v y A^B}{l_1^B - h f_x^B} + \alpha^B \beta^B; \\ \dot{\phi}_1^B = \frac{v C_{1x}^B}{Z_{C_1}^B}; \quad \dot{\phi}_2^B = \frac{v C_{2x}^B}{Z_{C_1}^B}. \end{array} \right. \quad (8)$$

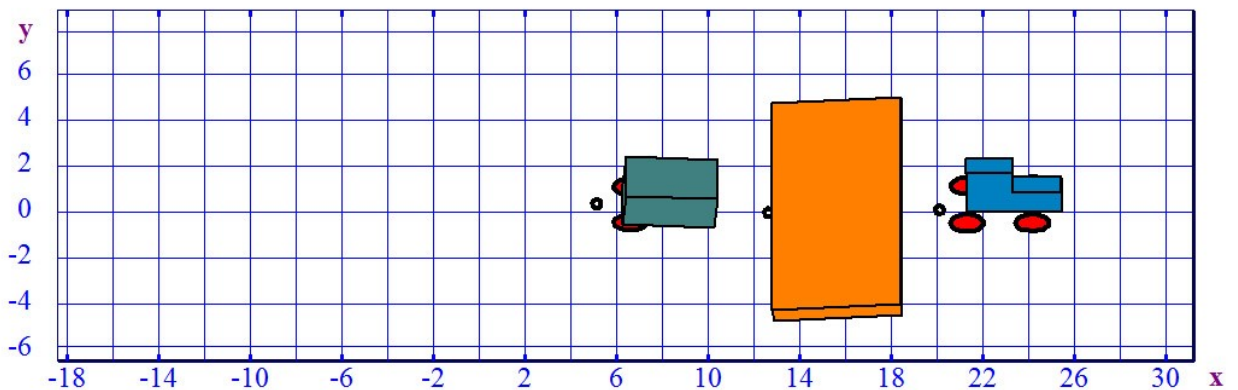


Рис. 5. Графічне зображення агрегату у вигляді графічних примітивів

Визначено залежності кутів орієнтації та проекцій швидкостей центру мас колісної машини від часу (рис. 6); залежності кутових

швидкостей обертання та динамічних радіусів коліс машини від часу (рис. 7); спектральні щільності віброприскорень рами колісної машини у вертикальному напрямі (рис. 8).

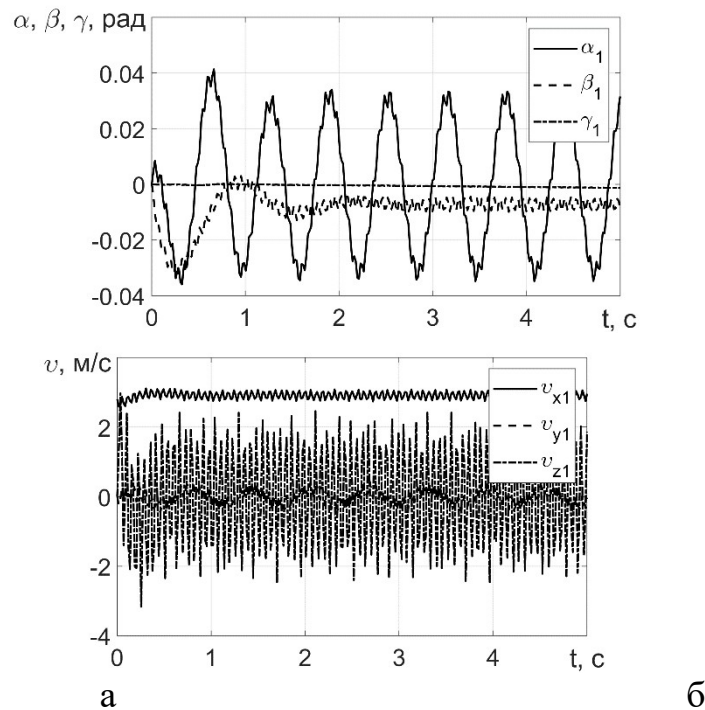


Рис. 6. Залежності кутів повороту (орієнтації) (а) та проєкцій швидкостей центру мас (б) колісної машини до відповідних осей від часу

Рух колісної машини супроводжується коливаннями рами навколо осі x (рис. 6, а). Розмах коливань кута повороту рами навколо осі x складає 0,07 рад, а період складає 0,63 с. Коливання рами трактора навколо осі y мають вигляд затухаючих, розмах яких складає 0,03 рад з періодом 0,66 с. При прямолінійному русі кут повороту рами навколо осі z є постійним і дорівнює нулю [10].

Швидкість руху колісної машини у повздовжньому напрямі (по осі x) відповідає агротехнічній швидкості руху при сівбі $v_x = 2,8$ м/с (рис. 6, б). Розмах коливань швидкості у вертикальному напрямі (по осі z) значно більше ніж у поперечному (по осі y) та відповідно дорівнює 4,4 м/с і 0,41 м/с, а їх період складає – 0,63 с.

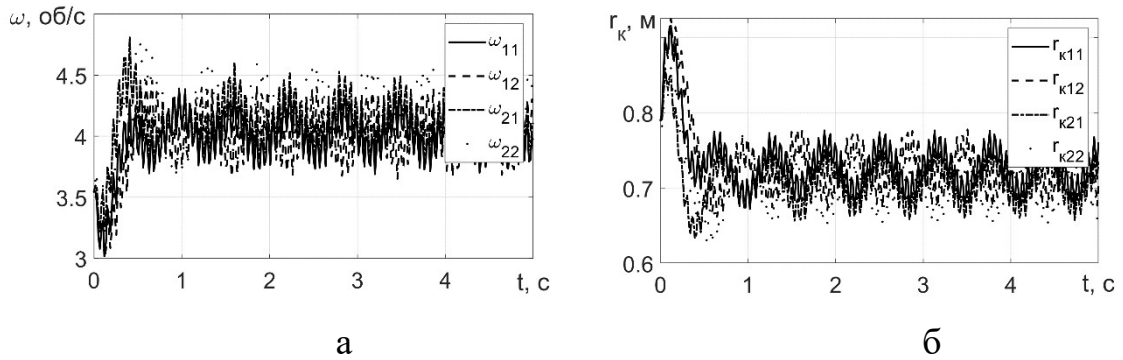


Рис. 7. Залежності швидкостей обертання коліс машини (а) та їх динамічних радіусів (б) від часу

Колеса можна представити як динамічні моделі з пружними та демпфіруючими елементами, які мають безпосередній вплив на динаміку. Середня швидкість обертання коліс 4,15 об/с. Розмах коливань швидкостей обертання коліс складає 0,625 об/с (рис. 7, а).

Колеса машини також піддаються впливу коливального характеру. Динамічний радіус коліс має розмах коливань 0,11 м, найбільший значення радіусу дорівнює 0,75 м, а найменше – 0,68 м (рис. 7, б).

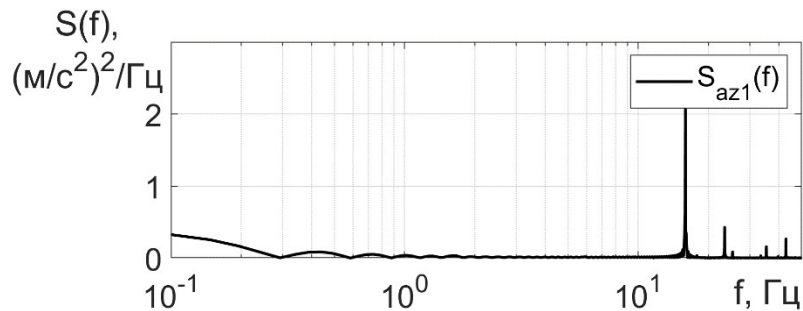


Рис. 8. Спектральна щільність амплітуди віброприскорення центра мас колісної машини у вертикальному напрямі

Найбільша енергія амплітуди віброприскорень рами колісної машини у вертикальному напрямі спостерігається на частоті 15,9 Гц зі значенням 2,188; друга гармоніка $S_{az1}(23,44) = 0,386$; третя – $S_{az1}(35,3) = 0,144$ та четверта – $S_{az1}(42,87) = 0,24$ (рис. 8).

Висновки. Встановлено, що залишається актуальною проблема моделювання багатоелементних сільськогосподарських агрегатів, що враховує структури агрегатів та дозволить дослідити вплив схеми агрегування, кінематичних та силових параметрів на енергетичні витрати. Трактор у складі такого агрегату являється енергетичним засобом

(джерелом механічної енергії) та досліджується як колісна машина.

Визначено, що рух колісної машини супроводжується коливаннями рами навколо осі x . Розмах коливань кута повороту рами навколо осі x складає 0,07 рад, а період складає 0,63 с. Коливання рами трактора навколо осі y мають вигляд затухаючих, розмах яких складає 0,03 рад з періодом 0,66 с. Швидкість руху колісної машини у повздовжньому напрямі (по осі x) відповідає агротехнічній швидкості руху при сівбі $v_x = 2,8$ м/с. Розмах коливань швидкості у вертикальному напрямі (по осі z) значно більше ніж у поперечному (по осі y) та відповідно дорівнює 4,4 м/с і 0,41 м/с, а їх період складає – 0,63 с. Середня швидкість обертання коліс машини – 4,15 об/с. Розмах коливань швидкостей обертання коліс складає 0,625 об/с. Колеса машини також піддаються впливу коливального характеру. Динамічний радіус коліс має розмах коливань 0,11 м, найбільший значення радіусу дорівнює 0,75 м, а найменше – 0,68 м.

Найбільша енергія амплітуди віброприскорень рами колісної машини у вертикальному напрямі спостерігається на частоті 15,9 Гц зі значенням 2,188; друга гармоніка $S_{az1}(23,44) = 0,386$; третя – $S_{az1}(35,3) = 0,144$ та четверта – $S_{az1}(42,87) = 0,24$.

Бібліографічний список.

1. Антощенко Р. В. Динаміка та енергетика руху багатоеlementних машинно-тракторних агрегатів: монографія. Х.: ХНТУСГ, 2017. 244 с.
2. Тостолуцкий В. А. Математическое моделирование и анализ процессов в шасси колесных и гусеничных машин / под ред. Волонцевича Д. О. Х.: НТУ «ХПИ», 2013. 171 с.
3. Донцов И. Е. Устойчивость движения комбинированных МТА с фронтальными и задними навесными орудиями. *Тракторы и сельскохозяйственные машины*. 2009. № 12. С. 20–22.
4. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / Александров Е. Е., Волонцевич Д. О., Карпенко В. А. и др. Х.: ХГАДТУ, 2001. 642 с.
5. Лагранж Ж. Л. Аналитическая механика. Т. 1. Изд. 2. М.-Л.: Гостехиздат, 1950. 215 с.
6. Погорелов Д. Ю. Введение в моделирование динамики систем тел. Брянск: БГТУ, 1997. 156 с.
7. Антощенко Р., Лебедев А., Толстолуцкий В. К определению кинематических связей, углов и скоростей колёс пространственной математической модели движения многоэлементного машинно-тракторного агрегата. *MOTROL. Commission of motorization and energetics*

in agriculture: Polish Academy of sciences. Lublin, 2015. Vol. 17. № 7. С. 11–16.

8. Andreev Y., Antoshchenkov R. Dynamics of multielement agricultural aggregates taking into account nonholonomic constraints and spatial motion. *Nonlinear Dynamics – 2016: Proceedings of 5th International Conference (September 27-30, 2016) / National Technical University “Kharkov Polytechnic Institute” at al. Kharkov, 2016. PP. 48–56.*

9. Кутьков Г. М. Энергонасыщенность и классификация тракторов. *Тракторы и сельхозмашины. 2009. № 5. С. 11–14.*

10. I. Galych, R. Antoshchenkov, V. Antoshchenkov, I. Lukjanov, S. Diundik O. Kis. Study of the dynamics of the machine-tractor unit with taking into account the influence of the profile of the support surface. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2021. Vol. 1, № 7 (109). P. 51–62.*

References.

1. Antoshchenkov R.V. *Dinamika ta yenergetika rukhu bagatoyelementnikh mashinno-traktornikh agregativ: monografiya. KH.: KHNTUSG, 2017. 244 s.*

2. Tostolutskiy V.A. *Matematicheskoye modelirovaniye i analiz protsessov v shassi kolesnykh i gusenichnykh mashin / pod red. Volontsevicha D. O. KH.: NTU «KHPI», 2013. 171 s.*

3. Dontsov I. Ye. *Ustoychivost' dvizheniya kombinirovannykh MTA s frontal'nymi i zadnimi navesnymi orudiyami. Traktory i sel'skokhozyaystvennyye mashiny. 2009. № 12. S. 20–22.*

4. *Dinamika transportno-tyagovykh kolesnykh i gusenichnykh mashin / Aleksandrov Ye.Ye., Volontsevich D.O., Karpenko V.A. i dr. KH.: KHGADTU, 2001. 642 s.*

5. Lagranzh ZH.L. *Analiticheskaya mekhanika. T. 1. Izd. 2. M.-L.: Gostekhizdat, 1950. 215 s.*

6. Pogorelov D.YU. *Vvedeniye v modelirovaniye dinamiki sistem tel. Bryansk: BGTU, 1997. 156 s.*

7. Antoshchenkov R., Lebedev A., Tolstolutskiy V. *K opredeleniyu kinematicheskikh svyazey, uglov i skorostey kolos prostranstvennoy matematicheskoy modeli dvizheniya mnogoelementnogo mashinno-traktornogo agregata. MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture: Polish Academy of sciences. Lublin, 2015. Vol. 17. № 7. S. 11–16.*

8. Andreev Y., Antoshchenkov R. Dynamics of multielement agricultural aggregates taking into account nonholonomic constraints and spatial motion. *Nonlinear Dynamics – 2016: Proceedings of 5th International Conference*

(September 27-30, 2016) / National Technical University “Kharkov Polytechnic Institute” at al. Kharkov, 2016. PP. 48–56.

9. Kut'kov G.M. Energonasyshchennost' i klassifikatsiya traktorov. Traktory i sel'khoz mashiny. 2009. № 5. S. 11–14.

10. I. Galych, R. Antoshchenkov, V. Antoshchenkov, I. Lukjanov, S. Diundik O. Kis. Study of the dynamics of the machine-tractor unit with taking into account the influence of the profile of the support surface. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2021. Vol. 1, № 7 (109). P. 51–62.

Р.В. Антощенко, В.М. Антощенко, С.Г. Билык, С.М. Дюндик.
Динамика колесной машины в составе посевного агрегата. В работе исследованы функционирования колесной машины в составе посевного агрегата на примере трактора классической компоновки и сеялки прямого посева со схемой агрегатирования «трактор сеялка-бункер». Приведен метод формирования уравнений динамики многоэлементных агрегатов произвольных структур с пространственным движением звеньев. Составлен и рассчитан математическую модель динамики пространственного движения агрегата на примере трактора John Deere 8345R, сеялки прямого посева John Deere 1895 и бункера для посевного материала John Deere 1910 Определены зависимости углов ориентации и проекций скоростей центра масс колесной машины от времени; зависимости угловых скоростей вращения и динамических радиусов колес машины от времени; спектральные плотности виброускорений рамы колесной машины в вертикальном направлении. Установлено, что движение колесной машины сопровождается колебаниями рамы вокруг оси x . Размах колебаний угла поворота рамы вокруг оси x составляет 0,07 радиан, а период составляет 0,63 с. Колебания рамы колесной машины вокруг оси y имеют вид затухающих, размах которых составляет 0,03 радиан с периодом 0,66 с. Скорость движения колесной машины в продольном направлении (по оси x) соответствует агротехнической скорости движения при посеве. Размах колебаний скорости в вертикальном направлении (по оси z) значительно больше, чем в поперечном (по оси y) и соответственно равна 4,4 м/с и 0,41 м/с, а их период составляет - 0,63 с.

Ключевые слова: колесная машина, посевной агрегат, динамика.

R. Antoshchenkov, V. Antoshchenkov, S. Bilyk, S. Diundik. Dynamics of a wheel machine in the composition of the seeding unit. The operation of a

wheeled machine as a part of a sowing unit is investigated on the example of a tractor of classical layout and a direct sowing seeder with the aggregation scheme "tractor - seeder - bunker". The method of formation of equations of dynamics of multielement aggregates of arbitrary structures with spatial motion of links is given. A mathematical model of the dynamics of spatial motion of the unit was compiled and calculated on the example of a John Deere 8345R tractor, a John Deere 1895 direct sowing seed drill and a John Deere 1910 seed hopper. dependence of angular speeds of rotation and dynamic radii of wheels of the car on time; spectral densities of vibration accelerations of the wheel car frame in the vertical direction. It is established that the problem of modeling multi-element agricultural aggregates remains relevant, which takes into account the structure of aggregates and will allow to study the influence of aggregation scheme, kinematic and power parameters on energy costs. A tractor in such a unit is an energy tool (source of mechanical energy) and is studied as a wheeled machine. It is determined that the movement of the wheeled machine is accompanied by oscillations of the frame around the x-axis. The range of oscillations of the angle of rotation of the frame around the x-axis is 0.07 rad, and the period is 0.63 s. The oscillations of the tractor frame around the y-axis have the form of damping, the amplitude of which is 0.03 rad with a period of 0.66 s. The speed of movement of the wheeled machine in the longitudinal direction (on an x-axis) corresponds to agrotechnical speed of movement at sowing. The range of velocity oscillations in the vertical direction (along the z axis) is much larger than in the transverse (along the y axis) and is equal to 4.4 m / s and 0.41 m / s, respectively, and their period is 0.63 s. The average speed of rotation of the wheels of the machine - 4.15 rpm. The amplitude of oscillations of wheel speeds is 0.625 rpm. The wheels of the machine are also exposed to vibration. The dynamic radius of the wheels has a range of 0.11 m, the largest value of the radius is 0.75 m, and the smallest - 0.68 m. The greatest energy of the amplitude of vibration accelerations of the frame of the wheeled machine in the vertical direction is observed at a frequency of 15.9 Hz with a value of 2.188; second harmonic $S_{az1}(23.44) = 0.386$; the third - $S_{az1}(35.3) = 0.144$ and the fourth - $S_{az1}(42.87) = 0.24$.

Key words: wheeled machine, seeding unit, dynamics.

Стаття надійшла до редакції: 17.02.2021 р.