

УДК 622.331

© В.Ф. Дідух, д.т.н.

Львівський національний аграрний університет

С.Ф. Бабарика, к.т.н.

Ковельський промислово-економічний коледж Луцького НТУ

В.В. Сацюк, к.т.н., М.М. Поліщук, Ю.А. Хомич

Луцький національний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ЗБУРЮЮЧИХ СИЛ НА КОЛИВАННЯ МАШИНИ

У статті подано результати дослідження впливу збурюючих сил на процес коливання машини для внесення твердих органічних добрив.

КОЛИВАННЯ, БІТЕР, СИЛА ІНЕРЦІЇ, МАСА, МАШИНА, МОДЕЛЬ.

Постановка проблеми. Проведення лабораторно-польових досліджень машини для внесення твердих органічних добрив МТО-7 показало, що в процесі їх розкидання виникають значні динамічні коливання машини, які передаються на МТА загалом [1]. При цьому амплітуда коливань зростає із зменшенням маси органічних добрив у кузові машини.

Коливання машини виникають як у вертикальній, так і у горизонтальних площинах. Коливання у вертикальній площині викликаються, як правило, нерівностями поверхні поля. Тому конструкція ходової частини машини передбачає гумовий хід та наявність торсійної підвіски. Горизонтальні коливання є більш небезпечними з точки зору руйнування як самих збурювачів коливань, якими є активні розкидаючі пристрої, так і окремих елементів складових вузлів машини, що утворюють механічні системи та сприймають виниклі динамічні навантаження.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідження процесу коливання машин проведено авторами [2], але вплив збурюючих сил на процес коливання машини для внесення твердих органічних добрив із вертикально розташованими бітерами розглянутий недостатньо.

Мета досліджень. Визначити вплив збурюючих сил на коливання машини для внесення твердих органічних добрив.

Результати дослідження. Імітаційну модель роботи вертикального бітерного розкидача зображено на рис.1. Аналіз даної механічної системи вказує, що джерелом виникнення горизонтальних коливань будуть бітери, поверхні яких, з певним допущенням, можна представити у вигляді зосереджених мас m_i , що обертаються із сталими кутовими швидкостями w_i відносно центрів O_i . Такі припущення дозволяють дослідити появу дисбалансів при зміні мас m_i .

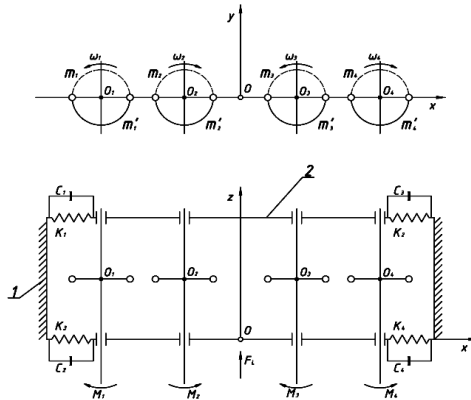


Рис.1 – Розрахункова схема визначення збурюючих сил на коливання кузова машини: 1 – кузов розкидача; 2 – чотирибітерний розкидаючий пристрій

Розкидаючий пристрій машини МТО-7 складається із чотирьох вертикально розміщених бітерів, які попарно обертаються з кутовою швидкістю w_1, w_2, w_3, w_4 у протилежні напрями.

Навантаження F_i , яке створює вимушені навантаження на валу бітерів від взаємодії сапропелів з бітерами, що подаються ланцюгово-планчастим транспортером визначатиметься за формулою:

$$F_i = F_{rc} \times \sin nt, \quad (1)$$

де F_{rc} – горизонтальна складова від тиску сапропелю, що виникає під час роботи бітера (залежить від маси сапропелів та його густини, частоти обертання бітера); n – циклічна частота коливання бітерів, що виникає внаслідок нерівномірності попадання сапропелів на поверхні окремих бітерів.

Зображену на рис. 1 модель представлено у вигляді зосереджених мас, що з'єднані пружними зв'язками. Пружні зв'язки є

допустимо невагомими і характеризуються постійним коефіцієнтом жорсткості.

Місцевими напруженнями і деформаціями окремих елементів нехтуємо. До зосереджених мас відносимо: $M_0(t)$ - масу добрив; M_1 – масу кузова із розміщеними у ньому механізмами. M_2 – масу розкидаючого пристрою, змонтованого у жорстку раму.

Зв'язок між масами M_1 і M_2 є в'язкопружний і характеризується наступними параметрами: k_1, k_2, k_3, k_4 і c_1, c_2, c_3, c_4 (де

$k_i [кг / c_2]$; $c_i \frac{c_2 \dot{u}}{c_2^2 \ddot{u}}$ відповідно лінійні коефіцієнти жорсткості та в'язкості. Дане з'єднання встановлюється між кузовом машини та рамою розкидаючого пристрою і служить для гасіння коливань. Конструкція таких з'єднань має мати в'язко-пружні елементи для врахування виникнення резонансів їх усунення у випадках накладання частот коливань пружних елементів і елементів механічної системи.

Для коректного введення зміни величини маси сапропелю у динамічну модель, уникнувши від'ємних значень, використовуємо допоміжну алгебологічну функцію:

$$M'_0(t) = \frac{M_0(t) + P_c - |M_0(t) - P_c| + |M_0(t) + P_c - |M_0(t) - P_c||}{4}, \quad (2)$$

де P_c – допоміжна константа.

Сила тертя $F(t)$ між органічним добривом і кузовом виникає під час переміщення добрива, тому вона носить дискретний характер. Цю силу визначаємо за формулою:

$$F(t) = M'_0(t) \times g \times f, \quad (3)$$

де g – прискорення вільного падіння, m/c^2 ; f – коефіцієнт тертя між добривом і кузовом.

Для математичного опису коливань у механічній системі згідно запропонованої моделі та врахуванням зміни маси органічних добрив у кузові машини (рис.1) застосуємо принцип Д'Аламбера:

$$\begin{aligned} m \ddot{x} + k \dot{x} + cx &= \overset{\circ}{a} P_i \cos(\omega t + j_1); \\ m \ddot{y} + k \dot{y} + cy &= \overset{\circ}{a} P_i \cos(\omega t + j_1); \\ I_0 \ddot{\varphi} + k_j \dot{\varphi} + c_j \varphi &= \overset{\circ}{a} P_i \varphi_i \cos(\omega t + j_i); \end{aligned} \quad (4)$$

де m – маса матеріалу, яка сприяє виникненню дисбалансу у i -му бітері, кг; P_i – збурююча сила, Н; I_0 – момент інерції відносно т. О; l_i – відстань від точки прикладання збурюючої сили до точки прикладання крутного моменту на i -му бітері, м; k_j, c_j – відповідно кутові в'язкість та жорсткість в'язко-пружної системи, (Па·с, Н·м); b – кутове зміщення відносно т. О, град; j_i – кутове фазове зміщення виникнення сили інерції на i -му бітері, рад.

Сили інерції на приведених масах i -го бітера визначаємо:

$$\begin{aligned} P_{ix} &= m_i R_{np} \omega^2 \sin(\omega t + y_i), \\ P_{iy} &= m_i R_{np} \omega^2 \cos(\omega t + y_i), \end{aligned} \quad (5)$$

де m_i – приведена маса органічних добрив, що викликає дисбаланс, кг; R_{np} – приведений радіус гвинтового бітера, м; ω – частота обертання бітера, об/хв.; y_i – кутове фазове зміщення виникнення сили інерції на i -му бітері, рад.

Тоді загальна збурююча сила для чотирибітерного розкидача:

$$\begin{aligned} p &= p_1 \cos[\omega t + j_1] + p_2 \cos[\omega t + j_2] + p_3 \cos[\omega t + j_3] + \\ &+ p_4 \cos[\omega t + j_4]. \end{aligned} \quad (6)$$

Порядок рішення диференціальних рівнянь (4) наступний:

- для першого рівняння:

$$x''[t] = \frac{P}{c} + e^{\frac{c}{2m} \sqrt{k - \sqrt{k^2 - 4cm}} t} C[1] + e^{\frac{c}{2m} \sqrt{k + \sqrt{k^2 - 4cm}} t} C[2]. \quad (7)$$

Постійні інтегрування $C[1]$ і $C[2]$ з початкових умов: при $t=0$

– зміщення $X=0$, швидкість $\dot{x}(t) = 0$:

$$dx = dt \left[\frac{P}{c} + e^{\frac{c}{2m} \sqrt{k - \sqrt{k^2 - 4cm}} t} C[1] + e^{\frac{c}{2m} \sqrt{k + \sqrt{k^2 - 4cm}} t} C[2] \right]. \quad (8)$$

Із системи рівнянь при $t=0$ постійні інтегрування:

$$C[1] = -\frac{P}{2c} + \frac{kp}{2c\sqrt{k^2 - 4cm}}, \quad C[2] = -\frac{(k + \sqrt{k^2 - 4cm})p}{2c\sqrt{k^2 - 4cm}}. \quad (9)$$

В результаті по x :

$$x = e^{\frac{k + \sqrt{k^2 - 4cm}}{2m} t} \left[\frac{p}{2c} + \frac{kp}{2c\sqrt{k^2 - 4cm}} \frac{\ddot{0}}{\ddot{0}} \right] + e^{\frac{k - \sqrt{k^2 - 4cm}}{2m} t} \left[\frac{(k + \sqrt{k^2 - 4cm})p}{2c\sqrt{k^2 - 4cm}} \right]. \quad (11)$$

Аналогічний буде розв'язок для параметрів по y і b :

$$y[t] = \frac{p}{c} + e^{\frac{k - \sqrt{k^2 - 4cm}}{2m} t} C[1] + e^{\frac{k + \sqrt{k^2 - 4cm}}{2m} t} C[2]. \quad (12)$$

Постійні інтегрування $C[1]$ і $C[2]$ з початкових умов: при $t=0$ – зміщення $y=0$, швидкість $\dot{y}(t) = 0$:

$$dy = dt \left[\frac{p}{c} + e^{\frac{k - \sqrt{k^2 - 4cm}}{2m} t} C[1] + e^{\frac{k + \sqrt{k^2 - 4cm}}{2m} t} C[2] \right]. \quad (13)$$

Із системи рівнянь при $t=0$ постійні інтегрування:

$$C[1] = -\frac{p}{2c} + \frac{kp}{2c\sqrt{k^2 - 4cm}}, \quad C[2] = -\frac{(k + \sqrt{k^2 - 4cm})p}{2c\sqrt{k^2 - 4cm}}. \quad (14)$$

В результаті по y :

$$y = e^{\frac{k + \sqrt{k^2 - 4cm}}{2m} t} \left[\frac{p}{2c} + \frac{kp}{2c\sqrt{k^2 - 4cm}} \frac{\ddot{0}}{\ddot{0}} \right] + e^{\frac{k - \sqrt{k^2 - 4cm}}{2m} t} \left[\frac{(k + \sqrt{k^2 - 4cm})p}{2c\sqrt{k^2 - 4cm}} \right]. \quad (15)$$

Для параметра b :

$$b[t] = \frac{lp}{c_j} + e^{\frac{k_j - \sqrt{4c_j I_0 + k_j^2}}{2m} t} C[1] + e^{\frac{k_j + \sqrt{4c_j I_0 + k_j^2}}{2m} t} C[2]. \quad (16)$$

Постійні інтегрування $C[1]$ і $C[2]$ з початкових умов: при $t=0$ – зміщення $b = 0$, швидкість $\dot{b}(t) = 0$:

$$db = dt \left[\frac{lp}{c_j} + e^{\frac{k_j - \sqrt{4c_j I_0 + k_j^2}}{2m} t} C[1] + e^{\frac{k_j + \sqrt{4c_j I_0 + k_j^2}}{2m} t} C[2] \right]. \quad (17)$$

Із системи рівнянь при $t=0$ постійні інтегрування:

$$C[1] = -\frac{lp}{2c_j} + \frac{k_j lp}{2c_j \sqrt{-4c_j I_0 + k_j^2}}, \quad C[2] = -\frac{(k_j + \sqrt{-4c_j I_0 + k_j^2})lp}{2c_j \sqrt{-4c_j I_0 + k_j^2}}. \quad (18)$$

В результаті по b :

$$b = \frac{lp}{c_j} - \frac{e^{\frac{k_j - \sqrt{-4c_j I_0 + k_j^2}}{2I_0}} (k_j + \sqrt{-4c_j I_0 + k_j^2}) p}{2c_j \sqrt{-4c_j I_0 + k_j^2}} + e^{\frac{k_j - \sqrt{-4c_j I_0 + k_j^2}}{2I_0}} \left(\frac{lp}{2c_j} + \frac{k_j lp}{2c_j \sqrt{-4c_j I_0 + k_j^2}} \right) \quad (20)$$

Для правої частини системи рівнянь (4) приймаємо, що збурення проявляється у вигляді складових: вертикальної P_b і горизонтальної P_g . Одна із них діє вздовж вісі ox , а інша вздовж вісі Oy . При цьому вони створюють момент відносно точки, яка знаходиться на головній вісі симетрії привідної цапфи вала бітера (рис.1) $M_b = P_b r$, де: r – радіус бітера (допускаємо, що сила сконцентрована на максимальній віддалі від центральної вісі бітера) і $M_g = P_g l$, де: l – відстань від точки прикладання моменту до точки прикладання навантаження. Тоді, результуючий момент буде визначатись як: $M = M_g + M_b = P_g l + P_b r$, що дорівнюватиме значенню статичної збурюючої сили.

З врахуванням циклічності необхідно ввести тригонометричну функцію $P_i(M_i) \sin(\omega t + j_i)$. Найбільш складний випадок буде коли j_i – зміщення фаз буде співпадати на валах, що мають один напрям обертання і коли зміщення буде на π на валах, що мають протилежний напрям обертання.

Для прикладу візьмемо $P_b = P_g$, $r = 0,1$ м, $h = 0,3$ м.

Аналітичний розв’язок системи диференційних рівнянь (4) при різних правих частинах (збуреннях) і різних параметрах демфера k -в’язкості і c -жорсткості, дозволяє будувати різні залежності (рис. 2), які вказують на характерні особливості коливань та дозволяють виявити причини появи, розробити заходи для їх усунення.

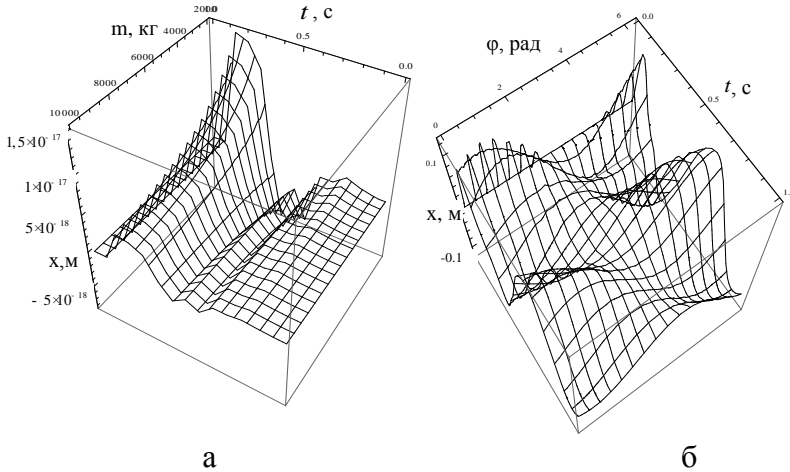


Рис. 2 – Характер виникнення коливань машини у напрямку вісі X в залежності від маси кузова з добривами, кг (а) та зсуву по фазі між збуреннями у бітерах, що обертаються в одному напрямі, рад. (б)

Висновки. Аналіз отриманих графіків (рис 2) вказує на доцільність встановлення в'язко-пружних елементів на стику з'єднання кузова машини та бітерного гвинтового розкидача, так як виникнення коливань у ньому носить випадковий характер. Частково викликані дисбалансом коливання гасяться за рахунок попарного обертання двох суміжних бітерів та встановленням у зоні приводів розкидних горизонтальних дисків, які виконують функцію маховиків.

Література

1. Бабарика С.Ф. Результати експериментальних досліджень технологічного процесу поверхневого внесення сапропелів у ґрунт / В.Ф. Дідух, С.Ф. Бабарика, М.М. Заїкін, І.Б. Гевко // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка. «Механізація сільськогосподарського виробництва» – Харків, 2009. – Вип. 78. – С.76-84. (дисертантом розроблено методику проведення експериментальних досліджень).
2. Вибрація в техніці. Справочник. В 6-ти томах. / Под ред. Э.Э. Левенделла. – М.: Машиностроение, 1989. – 420 с.