

ДИНАМІКА ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ ПРИЧІПНОГО ШТАНГОВОГО ОБПРИСКУВАЧА З РІДИНОЮ В ЄМНОСТІ

Разработана методика расчета динамики тракторного агрегата прицепного штангового опрыскивателя с учетом подвижности жидкости в емкости. Предлагаемая методика построена на конденсации форм колебаний в главные формы в данном частном диапазоне (в окле первых резонансных частот). Такой подход позволил учесть одновременно деформирование рамы тракторного агрегата опрыскивателя, навесной штанги и подвижность жидкости в емкости.

Methods of calculation of dynamics of tractor's aggregate of a bar's sprayer with consideration of liquid motion in capacity is worked out here. This methods is basedon condensation of form oscillation's shape in a given frequency range. Such approach allowed to take in to account diformation of frame of tractor's aggregate, bar and motions of liquid in capacity similltaneously

Вступ

Для моделювання технологічних процесів, що відбуваються за допомогою транспортних засобів, зокрема за допомогою колісних машин розроблено ряд розрахункових схем (Р.С.) [1, 2]. Частий недолік традиційних моделей – це недостатній розгляд взаємозв'язку динамічних процесів в різних компонентах машини: несучій конструкції – рамі, начіпних фермах (штангах в обприскувачах) та компонентах з іншими фізичними властивостями – еластомірами, рідиною, сипучими речовинами тощо. Найпоширенішими були незв'язані дискретні моделі. Хоч вони дозволяють досить точно визначати вплив динаміки руху на технологічний процес, проте, зворотній вплив, який в окремих випадках дуже значний, часто розглядається не досить повно. У даній роботі розглянуто клас дискретно-континуальних моделей [3], які дозволяють більш гнучко моделювати ці процеси.

Постановка завдання і виклад основного матеріалу

Якщо для розгляду впливу еластичних елементів, що переважно малооб'ємні, найдоцільніше застосовувати задання полів наружень та переміщень для окремих жорсткіших частин [наприклад, начіпної штанги обприскувача], то для об'ємних нежорстких компонентів, таких як рідина в баці обприскувача, доцільніше застосовувати спосіб приєднання форм коливання цих компонентів до більш жорсткої основи, зокрема, до рами обприскувача.

Запишемо варіаційний принцип Гамільтона-Остроградського для всієї системи [2, 3].

$$\int_0^t \left[\int_V (\delta U - \delta K) dV - \int_S P \delta u ds \right] dt = 0. \quad (1)$$

Розглянемо модель транспортного засобу як деяке габаритне достатньо жорстке тіло A_0 та приєднані до нього пружні елементи A_i . A_0 – може бути рамою екіпажу, або

рамою сумісно з приєднаними до неї достатньо жорсткими елементами (кузовом, ємностями, силовими установками тощо). Виберемо такі апроксимації для переміщень

$$u(x,t) = \sum u_s(x,t) \quad s = 0,1,2,\dots,N, \quad (2)$$

де

$$u_0(x,t) = \sum_{k=1}^{k_0} q_k^0(t) \varphi_k^0(x). \quad (3)$$

Тут φ_k^0 - координатні функції, що відповідають зміщенню A_0 як жорсткого цілого, а також набір деяких простих форм, що відповідають певним простим видам деформації елемента A_0 , наприклад згиніві рами як пружного стержня, чи її скручуванню. Переміщення кожного з елементів A_i представимо у вигляді

$$u_s(x,t) = \sum_{k=1}^{k_0} q_k^0(t) \varphi_k^{i0}(x) + \sum_{k=1}^{k_i} q_k^i(t) \varphi_k^i(x). \quad (4)$$

Тут φ_k^{i0} - набір координатних функцій, що відповідають жорсткому зміщенню A_i , узгоджених з переміщенням елемента A_0 ; φ_k^i - довільні координатні функції, які задовольняють однорідним умовам на границях спаю між елементами A_i, A_0 :

$$\varphi_k^i(x) \Big|_{S_i} = 0. \quad (5)$$

Функції φ_k^{i0} легко виражаються на основі кінематичних умов спаю

$$u_i(x) \Big|_{S_i} = u_0(x) \Big|_{S_i} \quad (6)$$

як лінійні комбінації φ_k^0

$$\varphi_i = [\Phi_i] \varphi_0. \quad (7)$$

Тут φ_i - вектори координатних функцій

$$\varphi_i = (\varphi_1^i, \varphi_2^i, \dots, \varphi_{k_i}^i)^T \quad (8)$$

При підстановці співвідношень (2) – (4) в (1) отримаємо такі рівняння:

$$\int_v L(\varphi_i^q) L(\varphi_j^q) dv \dots \delta q_i q_j + \int_v \rho \varphi_i(x) \varphi_j(x) dv \delta q_i q_j + \int_S P \varphi_i^q dS \delta q_i = 0. \quad (9)$$

Тут φ_i^q - це глобальні координатні функції, що розглядаються як об'єднання всіх множин координатних функцій. При сегментації об'єму на підоб'єми згідно вище вказаної процедури і вирахуванні інтегралів, отримаємо систему вирішуючих рівнянь у вигляді:

$$M\ddot{u} + Ku = f, \quad (10)$$

де матриці M та K будуть мати блочну структуру

$$M = \begin{vmatrix} M_0 & M_{01} & \dots & M_{0N} \\ M_{01}^T & M_1 & 0 & \\ \vdots & & & \\ M_{0N} & 0 & & M_N \end{vmatrix}; K = \begin{vmatrix} K_0 & & & \\ & K_1 & 0 & \\ & 0 & \ddots & \\ & & & K_N \end{vmatrix}. \quad (11)$$

При таких виразах для матриць M та K система не може бути записана в нормальній формі (матриця M не діагональна).

У [2] наведено алгоритм діагоналізації матриць (11), не вдаючись до операції обертання усієї матриці M . Проте, так як в подальшому ми будемо розглядати лише обмежене число форм коливань і метод розділення змінних (використовуючи симетрію конструкції та навантаження), то такий алгоритм можна не використовувати, а доцільно застосувати метод конденсації форм коливань, розглядуваної механічної моделі, у головні форми в околі першої резонансної частоти.

Математична модель причіпного тракторного обприскувача з рідиною в ємності

Застосування співвідношень (1)-(11) розглянемо на прикладі аналізу причіпного штангового обприскувача.

Причіпний штанговий обприскувач представляє собою тракторний агрегат, що має одноосний причіп з рідиною в ємності, переважно, прямокутної форми та начіпну штангу.

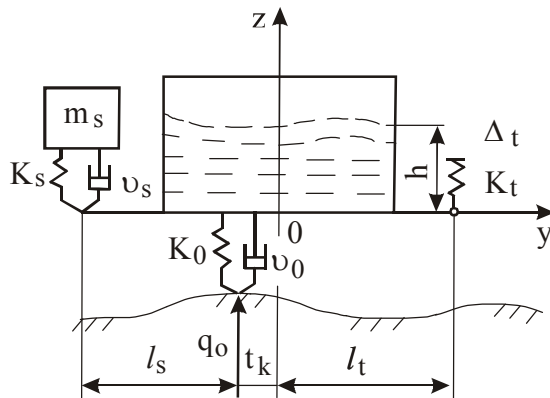


Рис. 1. Розрахункова схема коливань у поздовжньо-вертикальній площині тракторного агрегату причіпного штангового обприскувача з рідиною в ємності

Розрахункова схема коливань тракторного агрегату причіпного штангового обприскувача показана на рис. 1.

Тут m_s – маса начіпної штанги на підвісці; k_s , v_s і k_0 , v_0 – відповідно коефіцієнти жорсткості та демпфування підвіски штанги і коліс причіпа обприскувача; h – висота наповнення рідиною ємності; k_t і Δt – відповідно горизонтальна і вертикальна реакція в зчипці у часі; l_s та l_t – віддалі відповідно від осі причіпа до центра мас штанги та осі зчипки

трактора; q_0 – кінематичне збурення від рельєфу ґрунту.

Розглянемо тракторний агрегат обприскувача з рідиною в ємності під час руху на пересіченій місцевості і визначимо динамічні характеристики цього процесу. Для цього розглянемо деяку механічну схему - уявний аналог машини. Для визначення таких динамічних характеристик як резонансні частоти, форми та амплітуди коливань

розглянемо дискретно – континуальну схему, – як деяке спрощене представлення просторових нелінійних коливань у реальному об’єкті.

Для зниження порядку розрахункових схем застосовуємо такий метод: використаємо властивість симетричності конструкції та застосуємо метод конденсації форм коливань у головні форми в даному частотному діапазоні (переважно в околі першої резонансної частоти). Цей спосіб застосовувався для розрахунку динаміки штанги на маятниковій підвісці [1].

Аналогічний спосіб застосовуємо для врахування рухомості рідини в ємності. Розглянемо спочатку каркас агрегату і ємності як абсолютно жорсткі тіла.

Невизначеними залишаються параметри, що характеризують динамічні процеси рідини в ємності. Для їх визначення застосовуємо подібний до [1-4] метод врахування нижчих форм коливань.

Розглянемо кінематичне збурення рідини. Ємність вважаємо жорстким резервуаром заданої форми. Розглянемо випадок плоских коливань рідини в ємності. Переміщення рідини задаємо як суму кінематичного квазістатичного збурення її об’єму плюс деяке збурення, яке в даному частотному діапазоні будемо вважати однопараметричним за часом вектором

$$\begin{aligned} U &= U_0 + U_1, \quad U_{1z} = q_1(t)f_z(z, y); \\ U_{1y} &= q_1(t)f_y(z, y). \end{aligned} \quad (12)$$

де $f_x(z, x)$ і $f_y(z, y)$ – форми коливань за першою модою в напрямках осей z і y .

U_0 вважаємо кінематичним полем зміщення рідини з жорсткою “плаваючою” кришкою [4]. U_1 – деякий збурений відносно поверхні рідини хвильовий рух. Підставляючи ці вирази у варіаційний принцип Гамільтона

$$\int_{t_1}^{t_2} (\delta K - \delta U + \delta W) dt = 0,$$

де

$$K = \int_V \rho \frac{\dot{u}^2}{2} dV, \quad \delta U = \int \rho z dv; \quad W = \sum_{i=1}^n Q_i. \quad (13)$$

Розглядаються випадки поздовжнього U_{0z} і крутильного ψ зміщення для складника варіації кінетичної енергії.

Після стандартних перетворень ([2]) отримуємо:

$$\begin{aligned} \delta K &= - \int_V \rho (\ddot{U}_z \delta U_z + \ddot{U}_y \delta U_y) dV = - \left[m \ddot{U}_{0z} - \ddot{\psi} \int_V \rho Y dV + \ddot{q}_1 \int_V \rho f_z dV \right] \delta U_{0z} - \\ &- \left[- \ddot{U}_{0x} \int_V \rho Y dV + \ddot{\psi} \int_V \rho (Z^2 + Y^2) dV + \right. \end{aligned} \quad (14)$$

$$+ \ddot{q}_1 \int_V \rho(-f_z Y + f_y Z) \left] \delta\alpha - \left[U_{0z} \int_V \rho f_z dV + \ddot{\psi} \int_V \rho(-f_z Y + f_y Z) dV + \ddot{q}_1 \int_V \rho(f_z^2 + f_y^2) dv \right] \delta q_1.$$

де V - об'єм рідини в баці.

Тут розглядаються лише поздовжнє і крутильне кінематичне збудження (кут ψ_0 (t)). Прирівнюючи до нуля різницю варіації кінетичної та потенціальної енергій та враховуючи роботу зовнішніх в'язей на їх переміщеннях, що також визначаються на основі (1), отримаємо систему рівнянь динамічної рівноваги.

Так як точна форма коливань рідини невідома, особливо у баках складної форми з перегородками, то для визначення ряду коефіцієнтів використаємо деякі спрощені вирази або експериментальні дані.

У даній роботі для цього обмежимося деякою апріорі, заданою величиною власної частоти коливань рідини, яка теоретично мала би визначатися на основі частотного рівняння [4]

$$F(\omega_1) = 0, \quad (15)$$

де ω_1 - перша власна частота коливань об'єму рідини.

Потенціальна і кінетична енергія системи згідно [4] рівні:

$$U = \frac{1}{2} \left[-Mqz_G \psi^2 + \sum_{n=1}^{\infty} \mu_n \omega_n^2 (q_n)^2 + 2q \sum_{n=1}^{\infty} \lambda_n q_n \psi \right] \quad (16)$$

$$K = \frac{1}{2} \left[M\dot{u}^2 + (I_0 + I') \dot{\psi}^2 + \sum_{n=1}^{\infty} \mu_n \dot{q}_n^2 - 2Mz_c \ddot{u} \dot{\psi} + 2 \sum_{n=1}^{\infty} \lambda_n \dot{u} \dot{S}_n + 2 \sum_{n=1}^{\infty} \lambda_{0n} \dot{\psi} \dot{S}_n \right], \quad (17)$$

де M – повна маса тракторного агрегату разом з рідиною в ємності, z_c – координата, що визначає положення центра ваги системи корпус-рідина, ψ - кут повороту ємності обприскувача, μ_n і λ_n – коефіцієнти, які враховують хвильові рухи рідини в ємності, представляють собою узагальнені маси та гідродинамічні моменти і залежать від вибору узагальнених координат, ω_n – власні частоти, q_n – узагальнені координати.

Тут $u=u_1$ і оскільки бак є симетричним, тому розглядаються тільки плоскі коливання ($f_{1z}=0$).

Кінетична енергія системи складається з кінетичних енергій ємності тракторного агрегату обприскувача і коливань рідини. Тут I_0 – момент інерції ємності обприскувача, а I' - приєднаний момент інерції рідини при наявності “плаваючої” кришки, скріпленої з ємністю.

Згідно роботи [4] рівняння поперечних коливань еквівалентної механічної системи, отримані на основі (1-6) будуть:

$$\begin{aligned} M\ddot{u} - Z_G M \dot{\psi} + \lambda_0 \dot{s} &= P; \\ J \dot{\psi} - Z_G M \ddot{u} - Z_G M g \psi + \lambda_0 \dot{s} &= M; \\ \mu(\ddot{s}_1 + \beta \dot{s}_1 + \omega^2 s_1) + \lambda \dot{U} + \lambda_0 \dot{\psi} &= 0. \end{aligned} \quad (18)$$

Рівняння динамічної рівноваги рідини записані з урахуванням лише першої форми коливань.

Тут β - демпфування, λ , λ_0 , a_f - коефіцієнти, що залежать від форми ємності та від висоти його заповнення.

Для прямокутної ємності згідно [4] (q_f - висота хвилі на краю ємності)

$$\mu_u = \frac{\rho l_1^2 l_2}{2\pi t h \frac{\pi h}{l_1}}, \quad \lambda = \frac{2\rho l_1^2 l_2}{\pi^2}; \quad \lambda_0 = \frac{2\rho l_1^3 l_2}{\pi^2} \left(\beta + \frac{2 - ch(\pi\beta)}{\pi th(\pi\beta)} \right); \quad \omega^2 = \pi th(\pi\beta), \quad \beta = h/l_1;$$

Тут у відповідності до роботи [4] використано позначення:

$$u = u_{0z}, \quad s = q, \tag{19}$$

$$M = m, \quad J = \int_V \rho (Z_0^2 + Y_0^2) dV.$$

Z_G - це положення метацентру рідини, J - інерційний момент рідини, який може бути набагато меншим, ніж момент рідини як твердого тіла [4].

Для прямокутної ємності з центром координат посередині дна (рис.1) маємо:

$$J/L_1^5 = \frac{\gamma\beta}{3} \left(\beta - \frac{1}{4} \right) + 8\gamma \sum_{n=1,3} \frac{5ch(\pi\beta) - 4}{(\pi\beta)^5 sh(\pi\beta)}; \quad Z_G = Z_C + \frac{\rho J_x}{M}; \quad J_x = L_1^4 \gamma/12; \quad \gamma = L_2/L_1. \tag{20}$$

Тут ємність вважається невагомою, а її вага визначається як вага приєднаних жорстких елементів рами обприскувача, де інерційні коефіцієнти (19) замінюються на

$$M^* = M + M_0; \quad J^* = J + J_0, \tag{21}$$

індексом (0) позначені інерційні властивості жорстких тіл. Перерахунку потребує і значення Z_G .

Коефіцієнти при ψ у (18) знайдемо з умови статичної рівноваги рідини в ємності (кут відхилення ємності рівний куту відхилення поверхні рідини з протилежним знаком). Це пов'язано з тим, у [4] цей коефіцієнт визначається лише переливами на поверхні циліндричної ємності з поверхнею води перпендикулярною до твірної циліндра без врахування переливів у ємності зі складною формою дна. Реально ємності обприскувачів рідко мають плоске дно і тому бажано уточнити цей коефіцієнт. З точністю до величини другого порядку малості при малих кутах повороту можна вважати, що зміщення центра ваги у горизонтальній площині дорівнює

$$\Delta Y_C \approx \psi (Z_C + \Delta_f), \tag{22}$$

де Z_C - ординати центра мас рідини в початковому положенні, Δ_f - зміщення центра мас рідини внаслідок переливу.

Для прямокутної ємності отримаємо:

$$\Delta_f = L_1^2 / (12h). \tag{23}$$

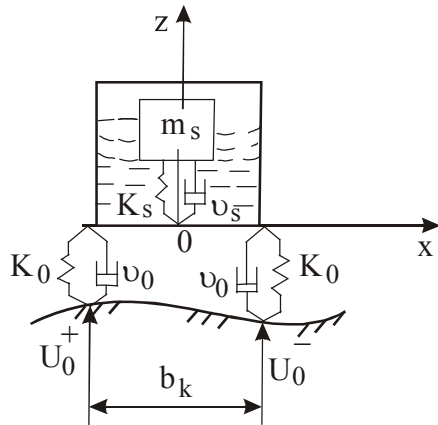


Рис.2. Розрахункова схема коливань у поперечно - вертикальній площині тракторного агрегату обприскувача з рідиною в ємності

Очевидно, що для прямокутної ємності співвідношення (9) та (12) у порівнянні з [4] дають однакове значення. Але вже для ємності з похилими стінками цього не буде. Справді, з геометричних міркувань для ємності зі стінками, нахиленими під тупим кутом $90^\circ + \alpha$ до основи, матимемо:

$$\Delta_f = \frac{l_1^2}{12h} + \frac{l_1 \sin \alpha}{2}. \quad (24)$$

При підрахунку на основі [4] отримаємо

$$\Delta_f = \frac{l_1^2}{12h} + \frac{l_1 \sin \alpha}{3}. \quad (25)$$

Ще більша різниця буде для ємності, що має переріз у вигляді двох трапецій (реальна форма поліетиленової ємності серійних обприскувачів, що випускаються заводом Львівсільмаш).

Для визначення Δ_f можна умовно розглянути повністю заповнену ємність та частину порожнини ємності з еквівалентною "від'ємною" вагою. При цьому одержуємо

$$\Delta_f = \left(\frac{l_1^2}{12h} + \frac{l_1 \sin \alpha}{2} \right) \frac{v}{V-v}, \quad (26)$$

де V - об'єм усієї ємності, v - об'єм порожнини нагорі ємності ($v < 0.5V$).

Для колісного трактора візьмемо класичну модель абсолютно-жорсткого тіла без урахування невіднесених мас [1, 2]. Зчеплення між трактором і обприскувачем вважаємо у деяких напрямках жорстким або пружним, а у деяких – вільним. Для причіпного обприскувача візьмемо дещо складнішу дискретно-континуальну модель, яка враховує деформативність рами начіпного великогабаритного обладнання [1, 2, 5], а також враховуємо динаміку рідини в ємності [3, 4]. Вважаючи будову машини симетричною відносно поздовжньої площини YOZ , розглянемо вертикальні коливання (в площині YOZ) одновісного причіпа (штангового обприскувача з рідиною в ємності, рис. 1), рівняння руху яких мають вигляд

$$m\ddot{\Delta}_r + K_r \Delta_r + K_t (\Delta_r - \Delta_t) + K_s (\Delta_r - \Delta_s) + K_k (\Delta_r - q_0) = 0, \quad (27)$$

де Δ - переміщення центра мас тракторного агрегату, а індекси r , t і s відповідно відносяться до рами обприскувача, трактора і начіпної штанги.

На основі (1) (6) отримуємо крутильні коливання тракторного агрегату обприскувача з рідиною в ємності відносно осі X :

$$I_\varphi \ddot{\varphi} + (k_t L_t^2 + k_0 L_0^2 + k_s L_s^2) \varphi - k_t L_t \Delta_t + k_0 L_0 q_0 + k_s L_s \Delta_s + \tilde{R}_\varphi \ddot{q}_1 + k_{11} \varphi + k_{12} q_1 = 0; \quad (28)$$

$$\tilde{I}_\varphi \ddot{q}_1 + \tilde{k}_\varphi q_1 = R_\varphi \ddot{\varphi}; \quad (29)$$

і крутильні коливання еквівалентної механічної моделі відносно осі Y (рис.2)

$$I_\gamma \ddot{\gamma} + 2b_k^2 k_0 \gamma - b_k k_0 U_0^- + b_k k_0 U_0^+ + k_{s\gamma} (\gamma - \gamma_s) + \tilde{R}_\gamma \ddot{q}_{1\gamma} = 0, \quad (30)$$

$$I_s \ddot{\gamma}_s + k_{s\gamma} (\gamma_s - \gamma) = 0, \quad (31)$$

$$\tilde{I}_\gamma \ddot{q}_{1\gamma} + \tilde{k}_\gamma q_{1\gamma} = \tilde{R}_\gamma \ddot{\gamma}; \quad (32)$$

Величини, позначені хвилькою, відносяться лише до рідини.

Зазначимо, що система рівнянь (28)-(29), та система рівнянь (30)-(31) еквівалентні системам рівнянь динамічної рівноваги системи, де рідина замінюється деяким маятником (механічна аналогія коливань рідини в ємності [4]).

Ці три системи рівнянь (27), (28-29) і (30-32), що відображають динамічні процеси у тракторному агрегаті причіпного штангового обприскувача з рідиною в ємності - незалежні і можуть розглядатися кожна зокрема. Для повнішого опису динамічних процесів у тракторному агрегаті причіпного штангового обприскувача з рідиною в ємності можна записати рівняння динамічної рівноваги для його поздовжніх та кутових коливань у плані динамічного збурення причіпа у вигляді

$$m \ddot{U}_y + K(U_y - U_t) + K_{sy}(U_y - U_s) + \tilde{R}_y \ddot{q}_1 = 0; \quad (33)$$

$$\tilde{m} \ddot{q}_1 + \tilde{k} q_1 = \tilde{R}_y \ddot{U}_y. \quad (34)$$

Останні два рівняння важливе значення мають для задач стійкості руху автопоїздів і у даній роботі в подальшому не розглядаються.

Методика визначення коефіцієнтів рівнянь побудована на розгляді першої форми коливань пружних елементів рами і начіпного обладнання та нелінійно-пружних й дисипативних характеристиках з'єднань, що наведені у [2]. Зазначимо, що для коливань у площині YOZ і XOZ розглядається спрощена модель, коли система рівнянь рівноваги розпадається на три незалежні підсистеми (27), (28)-(29); (30)-(32) і (33-34). Це пояснюється тим, що (27) служить для визначення міцності рами і начіпного обладнання, кріплення якого розташоване на малій віддалі від центра мас $L_s \ll L_t$ і кутові коливання мало впливають на динаміку агрегату загалом. Також мало впливають на міцність рами кутові коливання причіпа в площині YOZ як жорсткого цілого (рівняння 28).

Як приклад розглянемо випадок навантаження агрегату (рис. 2), що описується рівнянням (30)-(32). Він найбільш важливий як для міцності так і якості функціонування штанги. У цьому випадку для кутів повороту рами Ψ , коливання рідини за першою формою S_l та кута повороту штанги Ψ на основі (18) та (30-32) отримаємо:

$$\begin{aligned}
 J\ddot{\psi} - Z_G Mg\psi + \lambda_O \ddot{s} + \lambda_{OS} \ddot{\gamma}_S &= M = K_\psi (\psi - \psi_O); \\
 \mu(\ddot{s}_1 + \beta \dot{s}_1 + \omega^2 s_1) + \lambda_O \ddot{\psi} &= 0; \quad \mu_S(\ddot{\gamma}_S + \beta_S \dot{\gamma}_S + \omega_S^2 \gamma_S) + \lambda_{OS} \ddot{\psi} = 0,
 \end{aligned}
 \tag{35}$$

де ψ - як і раніше, кут повороту ємність-рідина обприскувача відносно поздовжньої осі y , γ_S - кут повороту начіпної штанги.

Тут розглядається штанга, підвішена на маятнику, де L_{GS} - віддаль від центра підвісу до центра мас штанги, L_O - віддаль від осі обертання агрегату до цієї точки.

У переважній більшості конструкцій причіпних обприскувачів цей центр ваги розташований на дніщі ємності. Тому для врахування рухомості рідини в ємності можна використовувати безпосередньо формули (19) та (20) із [4].

Для штангового елемента і пов'язаного з ним рівняннями (18) отримуємо:

$$\mu_S = J_S + L_S^2 M_S, \quad \mu_S \omega_S^2 = g L_S M_S; \quad \lambda_{OS} = -L_O L_S M_S; \quad J = J_R + J_V + L_O^2 M_S, \tag{36}$$

де J_R - момент інерції рами, J_V - момент інерції, викликаний переливами води у ємності (жорстка плаваюча кришка).

На рис. 3 і 4 наведені результати числового моделювання руху агрегату обприскувача на деякому рельєфі ґрунту, що моделюється випадковим поперечно-кутовим зміщенням (пунктирна лінія на рис.3). Подані кінематичні та силові параметри відповідно на рис. 3 і 4.

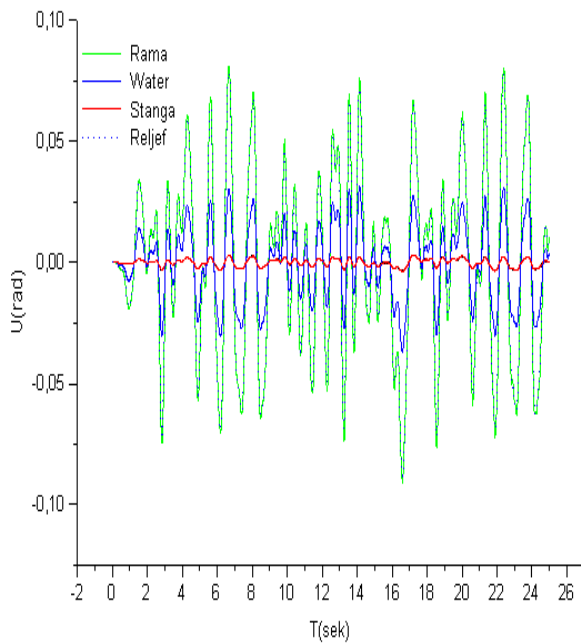


Рис.3. Переміщення елементів агрегату штангового обприскувача у поперечно-вертикальній площині (рами, штанги, рідини в ємності, та рельєфу ґрунту) в реальному часі під час технологічного

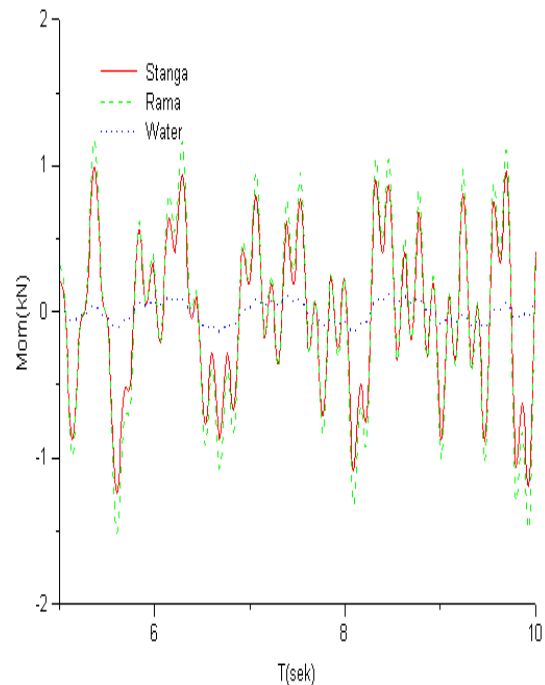


Рис.4. Динамічні моменти, що виникають у тракторному агрегаті причіпного штангового обприскувача у поперечно-вертикальній площині з урахуванням коливань рідини в

Аналіз результатів дослідження

Відзначимо, що пряме застосування форм коливань рідини у вигляді (12) дозволяє за допомогою (14) отримати перші дві групи рівнянь руху тіла з рідиною, а третю групу рівнянь коливань, власне рідини, можна визначити з деякою похибкою з відомих теоретичних результатів для баків подібної форми чи експериментальних даних.

Такий наближений підхід дозволяє розглянути не тільки поперечні рухи рідини, але й вихрові, в'язкісні і капілярні та інші нелінійні ефекти, де їх вплив можна визначити тільки експериментально.

Висновки

Ця розрахункова схема дає змогу оцінювати два чинники: кінематичне відхилення штангового робочого елемента (рис.3) та силові динамічні навантаження в несучих конструкціях тракторного агрегату (рис.4).

Кутові коливання штангового робочого елемента мають важливе значення для якості технологічного процесу обприскування, а силові динамічні навантаження в несучих конструкціях – для оптимального проектування штангових агрегатів обприскувачів. необхідно відзначити, що переважна більшість штангових обприскувачів мають маятникову підвіску для начіпних штанг, що істотно ускладнює математичну модель.

Список літератури

1. Вікович І.А., Дівесєв Б.М. Конденсована модель поперечних коливань багатосекційної штанги обприскувача//Вісн. НУ “Львівська політехніка”. 2001.-№434.-С. 19-24.
2. П. Гацук, І.Вікович, Б. Дівесєв. Застосування дискретно-континуальних дискретних схем для визначення вібронапружень в механічних конструкціях. Труды Одесского политехнического университета, Вып.2(8). 1999, с.34-41.
3. Луковский И.А., М.Я. Барняк, А.Н. Комаренко. Приближенные методы решения задач динамики ограниченного объема жидкости. Киев: Наук. Думка. 1984.-232 с.
4. Микишев Г.Н., Рабинович Б.И. Динамика тела с полостями, частично заполненных жидкостью. «Машиностроение», М., 1968, -532с.
5. Тимошенко С.П., Гудьер Дж. Теория упругости. – М: Наука 1979.-560с.