

Як видно з наведеного графіка, із збільшенням збудовуючої сили амплітуда поздовжніх вимушених коливань тіла коренеплоду зростає за лінійним законом.

Причому із віддаленням площі поперечного перетину коренеплоду від початку координат O амплітуда також зростає. Так, при $x=0,07\text{ м}$ амплітуда знаходиться в межах 1,7...2,3 мм, при $x=0,1\text{ м}$ – в межах 2,3...3,5 мм, при $x=0,12\text{ м}$ – в межах 2,8...3,9 мм, при $x=0,15\text{ м}$ (точка захоплення) – в межах 3,2...4,8 мм.

Висновки

1. Теоретично досліджено взаємодію коренеплоду із вібраційним викопуючим органом бурякозбиральної машини.

2. Застосовано принцип Остроградського – Гамільтона, на підставі якого отримані вирази для визначення власних частот вільних коливань та амплітуди вимушених коливань коренеплоду у поздовжньо – вертикальному напрямку у ґрунті з нескінченним числом ступенів вільності.

3. Застосування отриманих результатів дозволяє визначити основні конструктивні і технологічні параметри при проектуванні вібраційних викопуючих робочих елементів, які використовуються в сучасних бурякозбиральних машинах.

1. Бабаков И.М. Теория колебаний. – М.: Наука, 1968. 2. Василенко П.М., Погорельий Л.В., Брей В.В. Вибрационный способ уборки корнеплодов // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1970. – №2. – С. 9-13. 3. Л.В. Погорельий, Н.В. Татьяна, В.В. Брей и др. Под общ. ред. Л.В. Погорелого. Свеклоуборочные машины (конструирование и расчет) – К.: Техніка, 1983.

УДК 534

І.А. ВІКОВИЧ, Х.А. ВИСОЦЬКА

Національний університет “Львівська політехніка”

ЗГИННІ КОЛИВАННЯ ФЕРМОВО-РЕШІТЧАСТОЇ КОНСТРУКЦІЇ НАЧІПНОЇ ШТАНГИ МОБІЛЬНОГО ОБПРИСКУВАЧА З ПІД'ЄДНАНИМ ДІРЧАСТИМ ТРУБОПРОВОДОМ

© Вікович І.А., Висоцька Х.А., 2006

Розглянуто згинні коливання, консольно закріпленої, кінематично збудованої, фермово-решітчастої конструкції начіпної штанги обприскувача з під'єднаним тупиковим дірчастим трубопроводом.

Considered banding oscillations of consoley closed up, cinematically-exited, ferma-trellised design of a sprayer hanging bar with connected holey deadlock by the pipeline is developed.

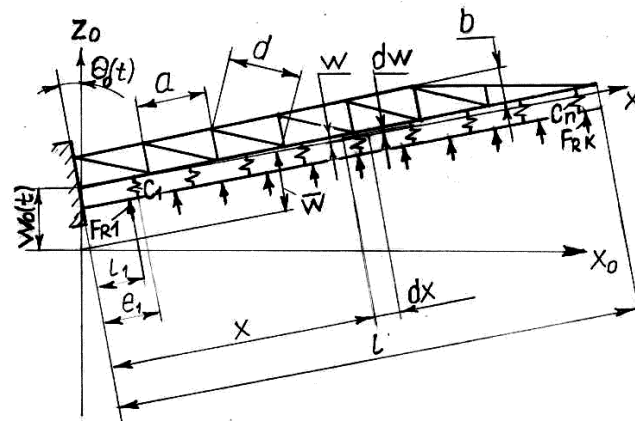
У мобільних штангових обприскувачах робочим елементом є подовгаста фермово–решітчаста конструкція начіпної штанги, до якої під'єднаний дірчастий тупиковий трубопровід з рухомою рідиною. На дірчастому трубопроводі з відповідним кроком встановлені розпилювачі для утворення факелу розпилення і рівномірного обприскування. Рідина під тиском з ємності обприскувача подається насосом у трубопровід начіпної штанги і при витіканні її через отвори, на яких встановлені розпилювачі, утворює реактивні пульсуючі сили, які впливають на динамічні характеристики начіпної штанги. Сама начіпна штанга обприскувача під час технологічного процесу обприскування, внаслідок кінематичного збудовання від рельєфу ґрунту, здійснює вертикальні та кутові рухи.

Найбільшою проблемою проектування штангових обприскувачів є зменшення інтенсивності коливань начіпної штанги під час технологічного процесу обприскування, від якої залежить якість обприскування.

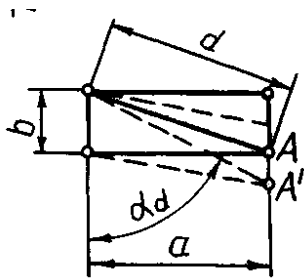
Колівання начіпної штанги у вертикальній і горизонтальній площинах спричиняє нерівномірність осадження краплин препарату на оброблюваній поверхні.

Розроблення математичних моделей і методів теоретичного дослідження коливань начіпної штанги фермово-решітчастої конструкції, з під'єднаним дірчастим тупиковим трубопроводом є актуальною і водночас дуже складною проблемою.

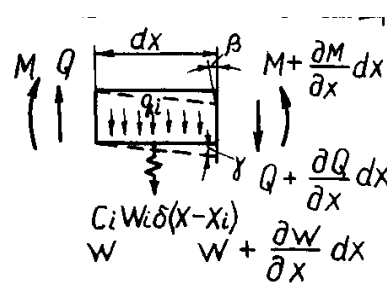
Нами розроблено розрахункову схему (див. рисунок) і математичну модель згинних коливань фермово-решітчастої конструкції начіпної штанги обприскувача з пружно прикріпленим тупиковим дірчастим трубопроводом з їх кінематичним збуренням, зумовленим рельєфом поля, під час руху обприскувача у технологічному процесі обприскування. Запропонована розрахункова схема відрізняється від [2] тим, що в ній враховано кутові рухи консольного заправлення фермово-решітчастої конструкції начіпної штанги з під'єднаним дірчастим тупиковим трубопроводом.



a



б



в

Розрахункова схема згинних коливань консольно закріпленої, кінематично збуреної фермово-решітчастої конструкції начіпної штанги з прикріпленим дірчастим тупиковим трубопроводом

Для виведення диференціальних рівнянь згинних коливань консольно закріпленої фермово-решітчастої конструкції начіпної штанги обприскувача скористаємось варіаційним принципом Остроградського-Гамільтона

$$\delta H = \delta \int_{t_1}^{t_2} (T - \Pi) dt = 0, \quad (1)$$

де T і Π – кінетична і потенціальна енергія системи.

Диференціальні рівняння вимушених згинних коливань консольно закріпленої кінематично збуреної фермово-решітчастої конструкції начіпної штанги обприскувача одержимо на основі уточненої теорії Тимошенка, в якій врахуємо поперечні зсуви й інерції поворотів перерізів, вважаючи, що матеріал металокопструкції підпорядковується лінійному закону пружності.

Тоді потенціальну і кінетичну енергію системи запишемо у вигляді [1, 2]

$$\Pi = \frac{1}{2} \int_0^l EJ_y(x) \left(\frac{\partial^2 \bar{w}(x,t)}{\partial x^2} - \frac{\partial \beta}{\partial x} \right)^2 dx + \frac{1}{2} \int_0^l K'GF(x)\beta^2 dx + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n c_i [w(x,t) - w_i(x,t)]^2 \delta(x - x_i), \quad (2)$$

$$\Gamma = \frac{1}{2} \int_0^l \rho F(x) \left[\frac{\partial \bar{w}(x,t)}{\partial t} \right]^2 dx + \frac{1}{2} \int_0^l \rho J_y(x) \left[\frac{\partial^2 \bar{w}(x,t)}{\partial x \partial t} - \frac{\partial \beta}{\partial t} \right]^2 dx, \quad (3)$$

де β – середній кут зсуву, K' – коефіцієнт, який залежить від характеру розподілення зсуву по перерізу, тобто від форми поперечного перерізу, G – модуль зсуву, $F(x)$ – площа поперечного перерізу, ρ – густина матеріалу металокопструкції, $EJ_y(x)$ – жорсткість фермово – решітчастої конструкції начіпної штанги обприскувача при згині, $w(x,t)$ і $w_i(x,t)$ – прогини поперечних перерізів фермово-решітчастої конструкції і трубопроводу начіпної штанги обприскувача на відстані x від консольного закріплення в довільний момент часу t , δ – символ дельта функції Дірака.

У рівнянні (2) третій член враховує через пружні зв'язки c_i взаємовплив коливань трубопроводу і фермово-решітчастої конструкції начіпної штанги.

Середньоквадратичне значення β згідно з [10]

$$\beta^2 = \frac{1}{F} \int (2\varepsilon_{13})^2 dF,$$

де ε_{13} – головні деформації (поздовжні відносні деформації в напрямі діагоналей квадратів, що лежать в площині зсуву) рівні [10, 12]

$$\varepsilon_{13} = \pm \frac{\tau}{2G},$$

τ – дотичні напруження.

Дотичні напруження визначають за формулою Журавського [12]

$$\tau = \frac{QS}{J_y b},$$

де Q – поперечна сила, S – статичний момент інерції поперечного перерізу, b – ширина поперечного перерізу.

Отже, обернене значення коефіцієнта k' матиме вигляд $\frac{1}{k'} = \frac{F}{j_y^2} \int \frac{S^2 dF}{b^2}$. [8,10].

Підставивши (2) і (3) в (1), варіюючи при цьому одержані вирази і виключивши похідні, інтегруючи по частинах з урахуванням наведених граничних умов, та після диференціювання по x і t й скорочення на $\delta w(x,t)$ одержимо диференціальні рівняння згинних коливань консольно закріпленої, кінематично збуреної, фермово-решітчастої конструкції начіпної штанги обприскувача

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[EJ_y(x) \left[\frac{\partial^2 \bar{w}(x,t)}{\partial x^2} - \frac{\partial \beta}{\partial x} \right] \right] - \frac{\partial^3}{\partial x \partial t^2} \left[\rho J_y(x) \left[\frac{\partial \bar{w}(x,t)}{\partial x} - \beta \right] \right] + \rho F(x) \frac{\partial^2 \bar{w}(x,t)}{\partial t^2} + \sum_{i=1}^n c_i [w(x,t) - w_i(x,t)] \delta(x - x_i) = 0; \quad (4)$$

де $\bar{w}(x,t)$ – сумарне переміщення перерізу фермово–решітчастої конструкції начіпної штанги обприскувача відносно початкового положення, w_0 – переміщення консольно закріпленого кінця конструкції внаслідок кінематичного збурення обприскувача, зумовленого рельєфом ґрунту

$$\bar{w}(x,t) = Q_0 + w_0 + w(x,t); \tag{5}$$

$$w_0 = \varepsilon W_0 \cos \omega_0 t; \quad Q_0 = \varepsilon \theta_0 x \cos \omega_0 t. \tag{6}$$

де ε – малий параметр.

Крайові умови мають вигляд

$$\begin{aligned} \bar{w}(x,t)|_{x=0} = 0; \quad \frac{\partial \bar{w}(x,t)}{\partial x} - \beta = 0; \\ EJ_y(x) \left[\frac{\partial^2 \bar{w}(x,t)}{\partial x^2} - \frac{\partial \beta}{\partial x} \right] \Big|_{x=l} = 0; \quad k'GF(x)\beta = 0. \end{aligned} \tag{7}$$

Функції $\bar{w}(x,t)$ і β пов'язані між собою залежностями [10]

$$\frac{\partial}{\partial x} (k'GF(x)\beta) = \rho F(x) \frac{\partial^2 \bar{w}(x,t)}{\partial t^2}. \tag{8}$$

Відповідно до розрахункової схеми, наведеної на рисунку, рівняння (4) необхідно розглядати спільно з диференціальним рівнянням, що описує коливальний процес під'єднаного дірчастого тупикового трубопроводу. На практиці трубопроводи розраховують за технічною теорією стрижнів, оскільки трубопровід начіпної штанги обприскувача виготовлений з пластмасових труб, то при розрахунку доцільно врахувати нелінійний закон пружності матеріалу [3].

На основі робіт [2–6, 9, 11] і враховуючи зв'язки елементів кріплення трубопроводу до фермово–решітчастої конструкції начіпної штанги обприскувача та дію зосереджених реактивних пульсуючих сил, зумовлених витіканням рідини із дірчастого тупикового трубопроводу, можна подати нелінійне диференціальне рівняння згинних коливань консольно закріпленого кінематично збуреного дірчастого трубопроводу, з урахуванням нелінійного закону пружності, у вигляді

$$\begin{aligned} E_t J_{yt} \frac{\partial^4 \bar{w}_t}{\partial x^4} + \rho_p F_p \left\{ v^2(x,t) \frac{\partial^2 \bar{w}_t}{\partial x^2} + 2v(x,t) \frac{\partial^2 \bar{w}_t}{\partial x \partial t} + \left[\frac{\partial v(x,t)}{\partial t} + \frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial x} (v^2(x,t)) \right] \frac{\partial \bar{w}_t}{\partial x} \right\} + \\ + (\rho_t F_t + \rho_p F_p) \frac{\partial^2 \bar{w}_t}{\partial t^2} + \pi R^2 p(x,t) \frac{\partial^2 \bar{w}_t}{\partial x^2} + k_T \frac{\partial \bar{w}_t}{\partial t} + \\ + E_t J_{yt} \lambda_t \left[\frac{\partial^4 \bar{w}_t}{\partial x^4} \frac{\partial^2 \bar{w}_t}{\partial x^2} + 2 \left(\frac{\partial^3 \bar{w}_t}{\partial x^3} \right)^2 \right] \cdot \frac{\partial^2 \bar{w}_t}{\partial x^2} - \sum_{i=1}^n \varepsilon c_i (w - w_t) \delta(x - x_i) = \\ = \sum_{j=1}^k \varepsilon F_{RK} \sin \omega t \cdot \delta(x - x_j), \end{aligned} \tag{9}$$

де $E_t J_t$ – жорсткість трубноної оболонки трубопроводу при згині, ρ_p , ρ_t і F_p , F_t – густини і площі поперечних перерізів просвіту труби та самої трубноної оболонки відповідно, $v(x,t)$ і $p(x,t)$ – змінна швидкість руху рідини і змінний тиск в трубопроводі, R – внутрішній радіус труби, k_T – коефіцієнт, що враховує втрати, ω – частота пульсуючих реактивних сил.

Параметр λ_t враховує відхилення нелінійного закону пружності матеріалу трубопроводу від закону Гука [3], а малий параметр ε вказує на незначне відхилення від лінійного закону,

$$\lambda_t = 3a_0 \cdot E_t \frac{J_{yt0}}{J_{yt}}, \quad a_0 = -\frac{2}{9} \cdot \frac{3k_t}{3k_t + G_t}; \quad G_t = \frac{1}{2} \cdot \frac{\mu E_t}{1 + \mu}; \quad k_t = \frac{1}{3} \cdot \frac{\mu E_t}{\mu - 2}; \quad J_{yt0} = \iint_{F_t} y^4 dt dz, \quad k_t - \text{модуль}$$

стиску, G_t – модуль зсуву матеріалу трубопроводу, μ – число Пуассона, J_{t_0} – осьовий момент інерції площі поперечного перерізу трубноної оболонки.

Величини реактивних сил F_r , що виникають при витіканні струменя із отворів чи розпливачів, розміщених на трубопроводі, можна визначити із рівнянь руху змінної маси Мещерського або із закону збереження кількості руху.

Використовуючи теорему про зміну кількості руху й рівняння Бернуллі та відповідні формули гідравліки, знаходимо величину реактивної сили одного струменя у вигляді

$$F_R = 2S_0 p(x, t) \quad (10)$$

де S_0 – площа поперечного перерізу отвору для струменя.

Швидкість руху рідини у дірчастому тупиковому трубопроводі визначається залежністю

$$v(x, t) = \frac{Q_p}{F_p} \left(\frac{x_j}{l} \right)^{n_j} + \frac{Q_{p0}}{F_p}, \quad (j = 1, 2, 3 \dots k) \quad (11)$$

де Q_p і Q_{p0} – витрата рідини по всій довжині трубопроводу і на його початку, n_j – показник степеня, який характеризує витрати при витіканні рідини (визначається експериментально).

Зазначимо також, що у рівняннях (4) необхідно врахувати затухання, наприклад вважати конструкцію пружнов'язким тілом Кельвіна–Фойхта, реологічне рівняння якого має вигляд

$\sigma = E\varepsilon + k\dot{\varepsilon}$ і тоді рівняння (4) повинні бути доповнені членом $kJ_y(x) \frac{\partial^5 w(x, t)}{\partial x^4 \partial t}$. Враховуючи затухання, можна використовувати залежності Н.Н. Давиденкова, Е.С. Сорокіна чи Я.Г. Пановка [1]. Найкраще враховувати внутрішнє розсіювання в матеріалі, що виражається нелінійною залежністю [7, 8]

$$\bar{\sigma}(\varepsilon) = E \left[\xi \pm \frac{3}{8} \delta(\xi_2) \left(\xi_2 \mp \xi - \frac{\xi^2}{\xi_2} \right) \right], \quad (12)$$

в яку безпосередньо входить декремент коливань як функція відповідних амплітуд деформацій ξ_2 .

При цьому рівняння (6.4) повинні бути доповнені деякими функціоналами $\varepsilon \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[\bar{\Phi} \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial x^2} \right]$ і

$\varepsilon \frac{\partial}{\partial x} \left[\bar{\psi} \frac{\partial^3 w(x, t)}{\partial x \partial t^2} \right]$, що враховують розсіювання енергій в циклічно деформованому матеріалі

відповідно за рахунок дії нормальних і дотичних напружень.

Необхідно відзначити, що для виведення диференціальних рівнянь руху коливальної системи фермово-решітчастої конструкції начіпної штанги обприскувача при її сталому поперечному перерізі найзручніше скористатись принципом д'Аламбера. Для цього виділимо деякий елемент фермово-решітчастої конструкції у місці з'єднання пружного елемента c_i з фермово-решітчастою конструкцією і трубопроводом, (рисунок, а). Розглянемо сили, що впливають на поступальний рух:

поперечні сили Q , $Q + \frac{\partial Q}{\partial x} dx$, точкові сили $c_i(w - w_i)\delta(x - x_i)$, зумовлені взаємодією пружних зв'язків фермово – решітчастої конструкції з трубопроводом, і сили інерції виділеного елемента $q_i = \rho F \frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial t^2}$. Проектуючи ці сили на вертикальну вісь z , одержимо

$$- \rho F \frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial t^2} - \frac{\partial Q}{\partial x} dx - c_i(w - w_i)\delta(x - x_i) = 0. \quad (13)$$

Для складання диференціального рівняння руху з урахуванням інерції обертання елемента конструкції визначимо повний кут $\frac{\partial w}{\partial x} = \beta + \gamma$ між віссю виділеного елемента і віссю x , рис.1а. Тут

β – кут повороту поперечного перерізу фермово – решітчастої конструкції без врахування поперечних сил, γ – кут зсуву по нейтральній осі в тому ж поперечному перерізі. Тому

$$\gamma = \frac{\partial w}{\partial x} - \beta.$$

Між згинальним моментом, поперечною силою і кутами β та γ існують відомі залежності [10, 12]:

$$M = EJ_y \frac{d\beta}{dx};$$

$$Q = -k'\gamma GF = -k'GF \left(\frac{\partial w}{\partial x} - \beta \right).$$
(14)

Момент інерції обертання маси виділеного елемента

$$\frac{\partial^2 \beta}{\partial t^2} \int_F w^2 \rho dF dx = \rho J_y \frac{\partial^2 \beta}{\partial t^2}.$$
(15)

На основі принципу Даламбера можна записати рівняння динамічної рівноваги виділеного елемента, завдовжки dx , при його обертанні в процесі згинних коливань у вигляді

$$\frac{\partial M}{\partial x} dx - Q dx - \rho J_y \frac{\partial^2 \beta}{\partial t^2} dx = 0.$$
(16)

Поділивши попередньо рівняння (16) на dx і використовуючи залежності (14) подамо його у вигляді

$$k'GF \left(\frac{\partial w}{\partial x} - \beta \right) + EJ_y \frac{\partial^2 \beta}{\partial x^2} - \rho J_y \frac{\partial^2 \beta}{\partial t^2} = 0.$$
(17)

Рівняння (13) з урахуванням (14) матиме вигляд

$$\rho F \frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial t^2} - k'GF \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} - \frac{\partial \beta}{\partial x} \right) + \sum_{i=1}^n c_i (w - w_i) \delta(x - x_i) = 0.$$
(18)

Виключаючи з рівнянь обертового (17) і поступального (18) рухів виділеного елемента dx кут β , одержимо диференціальне рівняння згинних коливань фермово-решітчастої конструкції начіпної штанги обприскувача з урахуванням інерції обертання і деформації зсуву та з урахуванням взаємовпливу пружних зв'язків під'єданого трубопроводу на коливальний процес

$$EJ_y \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + \rho F \frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial t^2} - \rho J_y \left(\frac{\partial^4 \bar{w}}{\partial x^2 \partial t^2} + \frac{E}{k'G} \frac{\partial^4 \bar{w}}{\partial x^2 \partial t^2} \right) + \sum_{i=1}^n c_i (w - w_i) \delta(x - x_i) + \rho^2 J_y \frac{1}{k'G} \frac{\partial^4 \bar{w}}{\partial t^4} = 0.$$
(19)

Рівняння (19) необхідно доповнити членами $\varepsilon \frac{\partial^2}{\partial x^2} \bar{\Phi}(w)$ і $\varepsilon \frac{\partial}{\partial x} \bar{\Psi}(w)$ [7, 8]

$$\varepsilon \frac{\partial^2}{\partial x^2} \bar{\Phi}(w) = \pm \frac{n+1}{4n} E \int_F \delta \left[\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} - \frac{\rho}{k'G} \frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial t^2} \right) z \right] \cdot \left[\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} - \frac{\rho}{k'G} \frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial t^2} \right) \right]_{t=0} \mp$$

$$\mp n \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} - \frac{\rho}{k'G} \frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial t^2} \right) - \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} - \frac{\rho}{k'G} \frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial t^2} \right)^n \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} - \frac{\rho}{k'G} \frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial t^2} \right)_{t=0}^{1-n} \Big] z^2 dF;$$

$$\varepsilon \bar{\Psi}(w) = \pm \frac{k+1}{4k} \int_F \left\{ \frac{\rho F S_y(z)}{J_y b} \delta \left\{ \frac{\rho F S_y(z)}{G J_y b} \left[\int_x^l \frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial t^2} dx \right]_{t=0} \right\} \times \right.$$

$$\left. \times \left\{ \left[\int_x^l \frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial t^2} dx \right]_{t=0} \mp k \int_x^l \frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial t^2} dx - \left[\int_x^l \frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial t^2} dx \right]^k \left[\int_x^l \frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial t^2} dx \right]^{1-k} \right\} \right\} dF,$$
(20)

де n – параметр форми петлі гістерезисну, k – число циклів навантаження, $S_y(z)$ – статичний момент інерції поперечного перерізу $F(z)$, b – ширина перерізу по лінії, де визначаються дотичні напруження τ , ε – малий параметр.

У разі перекошування решіток в процесі згинних коливань фермово-решітчастої конструкції відбувається стиск її стояків і видовження діагоналей (рисунок, в) [10]

$$AA' = \frac{Qb}{EF_c} + \frac{Qd}{EF_d \cos^2 \alpha_d}, \quad (21)$$

де F_c і F_d – площі поперечних перерізів стояків і діагоналей.

Оскільки $\gamma = \frac{AA'}{a}$, то на основі (14) можна записати, що

$$\frac{1}{k'G} = \frac{bF}{aEF_c} + \frac{dF}{aEF_d \cos^2 \alpha_d} = K_G. \quad (22)$$

Відповідно до рівнянь (5) – (6)

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial t^2} &= \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} - \varepsilon(W_0 + \theta_0 x) \omega_0^2 \cos \omega_0 t; \\ \frac{\partial^4 \bar{w}}{\partial x^2 \partial t^2} &= \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial t^2}; \\ \frac{\partial^4 \bar{w}}{\partial t^4} &= \frac{\partial^4 w}{\partial t^4} + \varepsilon(W_0 + \theta_0 x) \omega_0^4 \sin \omega_0 t. \end{aligned} \quad (23)$$

Диференціальне рівняння (19) з урахуванням (20), (22) і (23) можна подати у вигляді

$$\begin{aligned} EJ_y \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + \rho F \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} - \rho J_y (1 + EK_G) \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial t^2} + \rho^2 J_y K_G \frac{\partial^4 w}{\partial t^4} + \\ + \sum_{i=1}^n c_i (w - w_i) \delta(x - x_i) + \varepsilon \frac{\partial^2}{\partial x^2} \bar{\Phi}(w) + \varepsilon \frac{\partial}{\partial x} \bar{\Psi}(w) = \\ = \varepsilon(W_0 + \theta_0 x) \omega_0^2 [\rho F - \rho^2 I_y K_G \omega_0^2] \sin \omega_0 t. \end{aligned} \quad (24)$$

Вводячи в диференціальні рівняння (24) і (9) відносні координати $\xi = x/l$ та у рівняння (9) функціонали (20), подамо їх у вигляді

$$\left\{ \begin{aligned} &\frac{\partial^4 w}{l^4 \partial \xi^4} + a_1 \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} - a_2 \frac{\partial^4 w}{l^4 \partial \xi^2 \partial t^2} + a_3 \frac{\partial^4 w}{\partial t^4} + \\ &+ a_4 \left[\sum_{i=1}^n \varepsilon c_i (w - w_i) \delta(\xi - \xi_i) + \frac{\partial^2}{l^2 \partial \xi^2} \varepsilon \bar{\Phi}(w) + \frac{\partial}{l \partial \xi} \varepsilon \bar{\Psi}(w) \right] = \\ &= a_4 \varepsilon (W_0 + \theta_0 \xi l) \omega_0^2 [\rho F - \rho^2 I_y K_G \omega_0^2] \sin \omega_0 t; \\ &\frac{\partial^4 w_t}{l^4 \partial \xi^4} + b_1 \left[V^2(l\xi, t) \frac{\partial^2 w_t}{l^2 \partial \xi^2} + 2V(l\xi, t) \frac{\partial^2 w_t}{l \partial \xi \partial t} + \varepsilon \left[\frac{\partial V(l\xi, t)}{\partial t} + \frac{1}{2} \frac{\partial}{l \partial \xi} (V^2(l\xi, t)) \right] \frac{\partial w_t}{l \partial \xi} \right] + \\ &+ b_2 \frac{\partial^2 w_t}{\partial t^2} + b_3 p(l\xi, t) \frac{\partial^2 w_t}{l^2 \partial \xi^2} + b_4 \frac{\partial w_t}{\partial t} + b_5 \left[\frac{\partial^2}{l^2 \partial \xi^2} \varepsilon \bar{\Phi}(w_t) + \frac{\partial}{l \partial \xi} \varepsilon \bar{\Psi}(w_t) \right] + \\ &+ b_6 \varepsilon \left[\frac{\partial^4 w_t}{l^4 \partial \xi^4} \frac{\partial^2 w_t}{l^2 \partial \xi^2} + 2 \left(\frac{\partial^3 w_t}{l^3 \partial \xi^3} \right)^2 \right] \frac{\partial^2 w_t}{l^2 \partial \xi^2} - b_7 \sum_{i=1}^n \varepsilon c_i (w - w_i) \delta(\xi - \xi_i) = \\ &= b_7 \sum_{j=1}^k \varepsilon F_{RK} \sin \omega t \cdot \delta(\xi - \xi_j) + \varepsilon b_7 \omega_0 \{ (\rho_l F_l + \rho_p F_p) \omega_0 \times \\ &\times (W_0 + \theta_0 x) \sin \omega_0 t - [2\rho_p F_p V(l\xi t) \theta_0 + K_T (W_0 + \theta_0 x)] \cos \omega_0 t \}, \end{aligned} \right. \quad (25)$$

де

$$\xi = \frac{x}{l}; \quad a_1 = \frac{\rho F}{E J_y}; \quad a_2 = \frac{\rho J_y (1 + E K_G)}{E J_y}; \quad a_3 = \frac{\rho J_y K_G}{E J_y}; \quad a_4 = \frac{1}{E J_y};$$

$$b_1 = \frac{\rho_p F_p}{E_t J_{yt}}; \quad b_2 = \frac{\rho_t F_t + \rho_p F_p}{E_t J_{yt}}; \quad b_3 = \frac{\pi R^2}{E_t J_{yt}}; \quad b_4 = \frac{K_T}{E_t J_{yt}};$$

$$b_5 = \frac{1}{E_t J_{yt}}; \quad b_6 = \lambda_t; \quad b_7 = \frac{1}{E_t J_{yt}}.$$

Граничні умови інтегрування рівнянь (25) мають вигляд

$$\left[W(\xi, t) = W_t(\xi, t) \right]_{\xi=0} = 0; \quad \left[\frac{\partial W(\xi, t)}{\partial \xi} = \frac{\partial W_t(\xi, t)}{\partial \xi} \right]_{\xi=0} = 0;$$

$$\left[E J_y \frac{\partial^2 W(\xi, t)}{\partial \xi^2} = E_t J_{yt} \frac{\partial^2 W_t(\xi, t)}{\partial \xi^2} \right]_{\xi=l} = 0;$$

$$\left[E J_y \frac{\partial^3 W(\xi, t)}{\partial \xi^3} = E_t J_{yt} \frac{\partial^3 W_t(\xi, t)}{\partial \xi^3} \right]_{\xi=l} = 0. \tag{26}$$

Отже, система рівнянь (25) з граничними умовами (26) описує коливальний процес згинних коливань фермово–решітчастої конструкції начіпної штанги обприскувача і під’єданого, за допомогою пружних зв’язків, дірчастого тупикового трубопроводу при кінематичному, вертикальному, гармонічному збуренні, консольно заправлених їх кінців.

Покладаючи $\varepsilon=0$, можна знайти власні частоти вільних коливань даної механічної системи. Необхідно зауважити, що у нульовому наближенні ($\varepsilon=0$) аналітичне розв’язання системи двох диференціальних рівнянь (25–26) четвертого порядку надзвичайно трудомістке, а при ($\varepsilon \neq 0$) розв’язати їх практично неможливо, навіть наближеними методами. Тому для розв’язування цієї складної крайової задачі необхідно застосовувати числові методи, які пов’язані також із серйозними труднощами. Ці труднощі зумовлені насамперед із достатньо складною постановкою розв’язання крайової задачі, яка передбачає розрахунок на міцність і оптимізацію фермово–решітчастої конструкції та визначення частот коливань як самої конструкції, так і трубопроводу.

1. *Вибрация в технике: Справочник: В 6 т. – М.:Машиностроение, 1978 – 1981. Т. 1: Колебания линейных систем. – 1978. – 352с. – Т.2: Колебания нелинейных механических систем. – 1979. – 351 с. – Т.3: Колебания машин конструкций и их элементов. – 1980. – 544 с. – Т.4: Вибрационные процессы и машины. – 1981. – 509с. – Т.5: Измерения и испытания. – 1981. – 496 с. – Т.6 Защита от вибрации и ударов. – 1981. – 456 с.* 2. Вікович І.А. Математична модель згинних коливань фермово – решітчастої конструкції начіпної штанги обприскувача з під’єднаним тупиковим дірчастим трубопроводом // Вісн. ДУ “Львівська політехніка”. “Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні і приладобудуванні”. – Львів, 2003. – № 480. – С. 10–20. 3. Каудерер Г. Нелинейная механика. – М.:Изд-во иностр. лит., 1961. – 777. 4. Лю – Хун – Сунь, Моут Мл. Динамика труб, по которым движется жидкость // Конструирование и технология машиностроения. Труды амер. общ – ва инж. – механиков. Серия В. 1974. №2. – С.211 – 217. 5. Мухин О.Н. Динамический критерий устойчивости трубопровода с протекающей жидкостью // Изд. АН СССР Механика. – 1965. – №3. – С. 154 – 155. 6. Овчинников В.Ф., Смирнов Л.В. Динамические свойства трубопровода с движущейся жидкостью // Вопросы атомной науки и техники. Серия: Физика и техника ядерных реакторов. Научно-техн. сб. М. 1981. Вып. 6 (19). – С.6 – 16. 7. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Вибропоглощающие свойства конструкционных материалов (справочник). – Киев: Наук. думка, 1971. – 375 с. 8. Писаренко Г.Е.,

Богинич О.Е. Колебания кинематически возбуждаемых механических систем с учетом диссипации энергии. – К.:Наук. думка, 1981. – 217 с. 9. Тармен, Моут Мл. Нелинейные колебания цилиндра с протекающей жидкостью // Конструирование и технология машиностроения. Труды амер. общ-ва инж.-механиков. Серия В. – М.: 1969. №4. – С. 233 – 242. 10. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле. – М.: Машиностроение, 1985. – 472 с. 11. Феодосьев В.И. О колебаниях и устойчивости трубы при протекании через нее жидкости // Инженерный сборник. 1951. Т.10. – С. 169 – 170. 12. Фесик С.П. Справочник по сопротивлению материалов. – К.: Будівельник, 1982. – 280 с.

УДК 621.01:621-868

О.В. ГАВРИЛЬЧЕНКО, О.С. ЛАНЕЦЬ, В.М. ГУРСЬКИЙ, Я.В. ШПАК

Національний університет “Львівська політехніка”

**МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ
ВЕРТИКАЛЬНОЇ ПРУЖНОЇ СИСТЕМИ
ВІБРАЦІЙНОЇ МАШИНИ ОБ'ЄМНОЇ ОБРОБКИ
З ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМ ПРИВОДОМ
ТА СИНФАЗНИМ РУХОМ КОЛИВАЛЬНИХ МАС**

© Гаврильченко О.В., Ланець О.С., Гурський В.М., Шпак Я.В., 2006

Наведено методику і розраховано параметри жорсткості вертикальної пружної системи, призначеної для забезпечення роботи в резонансному режимі вібраційної машини об'ємної обробки з електромагнітним приводом, реалізованої за принципом синфазного руху коливальних мас. Здійснено розрахунок на міцність пружної системи та проведено порівняльний аналіз результатів статичного та частотного розрахунків комп'ютерних моделей.

This article describes calculation stiffness parameters of vertical elastic system on providing of resonance work the vibratory machine of volumetric processing with electromagnetic vibrator. Computation on durability of the given resilient system and its comparative static and frequency analysis after computations of computer models is conducted.

Вступ. Дослідження динаміки рухів у резонансних вібраційних машинах об'ємної обробки з електромагнітним приводом, створених на основі теорії синфазних коливань [1], показують, що такі машини можуть працювати з мінімально можливим повітряним проміжком в електромагнітних вібробудниках, що значно підвищує їх ККД і позбавляє впливу амплітуди коливань робочого органу на величину повітряного проміжку.

Постановка проблеми. Особливості методики розрахунку тримасових вібраційних машин з синфазним рухом коливальних мас полягають у підборі інерційних параметрів однієї з коливальних мас за відомих інерційних параметрів двох інших та параметрів жорсткості пружної системи, що і визначають безпосередньо умови резонансної роботи машини. Формули для розрахунку необхідних інерційних параметрів коливальних мас відомі, однак визначення параметрів жорсткості потребують корекції залежно від типу пружної системи і конструктивних особливостей машини. Пружна система у вигляді одного стрижня, яка використовується в запропонованих машинах [1], має два ступеня вільності. У цьому і полягає складність і особливість розрахунку пружної системи на жорсткість, де відбувається взаємовплив двох незалежних рухів. Параметри жорсткості пружної