

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ В АВТОМАТИЗОВАНОМУ ВИРОБНИЦТВІ

УДК 621.01.

І.А. ВІКОВИЧ, О.М. ДУБНЕВИЧ, М.М. ОСТАШУК

Національний університет “Львівська політехніка”

МОДЕЛЬ І МЕТОД РОЗРАХУНКУ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ У ПРИЧІПНОМУ БІТУМО-ЩЕБЕНЕВОМУ АГРЕГАТІ З НЕЗАЛЕЖНОЮ ТОРСІОННОЮ ПІДВІСКОЮ З УРАХУВАННЯМ РУХЛИВОСТІ РОЗІГРІТОГО РІДКОГО БІТУМУ

Ó Вікович І.А., Дубневич О.М., Осташук М.М., 2010

Розроблено математичну модель коливань у поздовжньо-вертикальній площині причіпного бітумо-щебеневого агрегату з незалежною торсіонною підвіскою з урахуванням рухливості розігрітого рідкого бітуму.

Mathematical model of oscillations in the longitudinal and vertical space of trail of bitum and broken stone aggregate with independent torsions suspension with of motion warming up of bitems are developed.

Вступ. Ремонт доріг переважно передбачає попереднє одночасне укладання щебеня і гарячого бітуму. Для укладання одночасно щебеня і бітуму сьогодні застосовують складні за конструкцією дорожні машини, у яких передбачено попереднє розігрівання бітуму з подальшим перемішуванням його із щебенем і подавання приготовленої суміші за допомогою шнекового транспортера до місця укладання. У цих типах машин розігрів бітуму і сам технологічний процес укладання асфальту на доволі великих ділянках дороги, як правило, пов'язані з перевезенням гарячого бітуму на значні відстані.

Нами розроблено оригінальну конструкцію бітумо-щебеневого агрегату (причіпної машини для розігріву бітуму та перевезення щебеню), загальний вигляд якої показано на рис. 1.



Рис. 1. Загальний вигляд причіпного бітумо-щебеневого агрегату

Бітумо-щебеновий агрегат сконструйований у вигляді чотириколісного причепа, на рамі якого у центральній частині розміщено ємність для бітуму, а з обох боків – бункери для щебеню. Бітумо-щебеновий агрегат має торсіонну підвіску, що дає змогу доволі швидко і плавно рухатись на нерівній дорозі та зберігати необхідну стійкість під час транспортування.

Постановка проблеми. Підвищення ефективності транспортування гарячого рідкого бітуму бітумо-щебеновим агрегатом під час ямкового ремонту доріг є актуальним завданням і разом з тим достатньо складною проблемою, яка пов'язана із забезпеченням стійкості руху цього причіпного агрегату, особливо в період розгону та гальмування, а також на поворотах і об'їзді перешкод.

Складність вирішення цієї проблеми полягає як у розробленні адекватної математичної моделі, яка повинна враховувати вплив рухливості розігрітого рідкого бітуму, розміщеного в резервуарі причіпного бітумо-щебенового агрегату, на його коливання загалом, так і у виборі ефективного методу розрахунку і проведення аналізу динамічних процесів у причіпному бітумо-щебеновому агрегаті з незалежною однавальною торсіонною підвіскою.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У розробленому нами причіпному бітумо-щебеновому агрегаті на рамі чотириколісного причепа встановлено відповідно підібрану однавально торсіонну підвіску. Відомо, що торсіонна підвіска – це підвіска з пружним елементом у вигляді вала переважно круглого або прямокутного поперечного перерізу, який сприймає крутні навантаження, що передаються через жорстко з'єднаний у його торці важіль внаслідок поступального вертикального переміщення колеса транспортного засобу під час руху по нерівній дорозі.

Для проектування торсіонної підвіски важливо правильно вибрати максимально допустимі напруження у торсіоні [5] і величину ефективного прогину нелінійної характеристики торсіонної підвіски, яка визначає власну частоту коливань підресореної маси транспортного засобу та її пришвидшення під час руху по нерівній дорозі [3], а також зміну кута закручування торсіона залежно від висоти нерівностей дороги [2]. Параметри однавальної торсіонної підвіски підібрано за методикою [5].

Слід зазначити, що сьогодні зовсім відсутні наукові роботи з дослідження і аналізу динамічних процесів в аналогічних транспортних бітумо-щебенових агрегатах під час перевезення ними гарячого рідкого бітуму.

Виклад основного матеріалу. Жорсткість однавальної торсіонної підвіски, розрахункову схему якої показано на рис. 2, можна визначити у загальному випадку з виразу [5]

$$c_{ТП} = M_T \frac{d^2 q_T}{dz_k^2} + c_T \left(\frac{dq_T}{dz_k} \right)^2, \quad (1)$$

де $c_{ТП} = \frac{dM_T}{d\Theta_T}$ – жорсткість торсіона; z_k – переміщення колеса; M_T – момент, що скручує торсіон.

Жорсткісна характеристика торсіонної підвіски неістотно відрізняється від лінійної $\left(c_T = \frac{M_T}{j_T - j_{TO}} \right)$. Для лінійної характеристики однавальної торсіонної підвіски її коефіцієнт жорсткості, відповідно до рис. 2, згідно з [4, 5], можна визначити так:

$$c_{ТП} = \frac{GI_{PT}}{l_T} \cdot \frac{1 - (j_T - j_{TO}) \operatorname{ctg} j_T}{r_k^2 \sin^2 j_T}; \quad (2)$$

або

$$c_{ТП} = \frac{F_K L_T z_T + GI_{PT}}{(r_T^2 - z_k^2 l_T)}, \quad (3)$$

де G – модуль пружності другого роду, I_{PT} – полярний момент інерції торсіона; j_T – кут між віссю важеля підвіски і вертикаллю; j_{TO} – значення кута j_T , при якому момент, що скручує торсіон, дорівнює нулеві; z_k – відстань від осі колеса до горизонтальної осі, що проходить через центр хитання важеля підвіски (величина z_k – позитивна при відхиленні важеля догори від горизонтальної осі і від’ємна при відхиленні важеля донизу); r_T – довжина важеля торсіонної підвіски; l_T – довжина торсіона; F_k – навантаження на колесо від торсіонної підвіски.

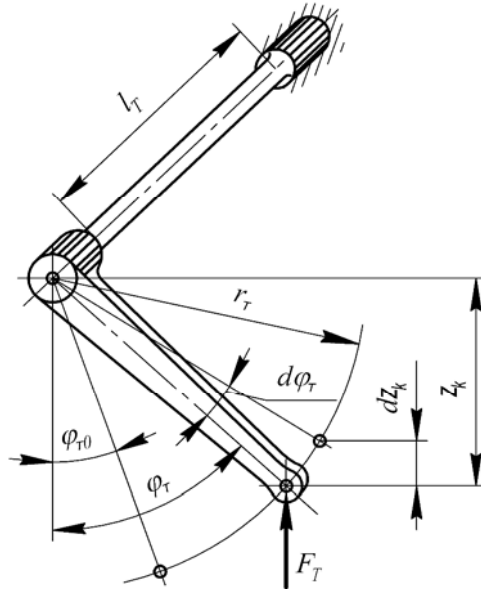


Рис. 2. Схема однавжильної торсіонної підвіски

Навантаження на колесо від торсіонної підвіски для кожного положення важеля торсіона і, отже, положення переміщення колеса z_k пов'язано з кутом повороту j_T [5]:

$$F_k = \frac{GI_{PT}q_T}{l_T r_T \sin j_T}. \quad (4)$$

Ураховуючи, що згідно з рис. 2, $r_T \sin j_T = \sqrt{r_T^2 - z_k^2}$ і $q = \frac{z_k}{r_T \sin j_T} = \frac{z_k}{\sqrt{r_T^2 - z_k^2}}$, то формулу

(4) можна подати у вигляді

$$F_k = \frac{GI_{PT}}{l_T (r_T^2 - z_k^2)}. \quad (5)$$

Для аналізу динамічних процесів, які відбуваються у бітумо-щебеновому агрегаті під час транспортування гарячого бітуму по дорогах з наближеним періодичним профілем нерівностей, розглянемо розроблену нами розрахункову схему, показану на рис. 3.

У цій розрахунковій схемі до підресорених мас віднесено: масу автомобіля-тягача m_a та бітумо-щебенового агрегату m_b без урахування маси розігрітого бітуму і масу розігрітого бітуму $m_{pб}$, а до невідресорених – відповідно маси передніх і задніх коліс автомобіля-тягача m_1 і m_2 та причіпного бітумо-щебенового агрегату m_3 і m_4 . На рис. 3 відповідно показано вертикальні координати підресорених мас z_a, z_1, z_2 автомобіля-тягача, причіпного бітумо-щебенового агрегату z_b, z_3, z_4 і розігрітого бітуму $z_{pб}$ та їх невідресорених мас x_1, x_2, x_3, x_4 , кутові коливання автомобіля-тягача j_a і бітумо-щебенового агрегату j_b , а також вертикальні координати нерівностей дороги під їх колесами q_1, q_2, q_3 , і q_4 . На рис. 3 також показано відповідні коефіцієнти жорсткості c_{pi} і

демпфірування κ_{pi} підвіски автомобіля-тягача і причіпного бітумо-щебеневого агрегату та невіднесених їх частин c_{ki} і κ_{ki} ($i=1,2,3,4$). Крім цього, на рис. 3 відповідно показано реакції дороги під передніми і задніми колесами автомобіля-тягача і бітумо-щебеневого агрегату R_{z1} , R_{z2} , і R_{z3} , R_{z4} , моменти і сили опору коченню M_{f1} , M_{f2} , M_{f3} , M_{f4} і P_{f1} , P_{f2} , P_{f3} , P_{f4} та вертикальна і горизонтальна складова реакції сил R_{zkp} і R_{xkp} у зчипці автомобіля-тягача і бітумо-щебеневого агрегату ($R_{zkp} = m_a \ddot{z}_a$, $R_{xkp} = R_{zkp} \cdot \varphi$) та координати рухливості розігрітого бітуму $t_{p\delta}(t)$, $h_{p\delta}(t)$.

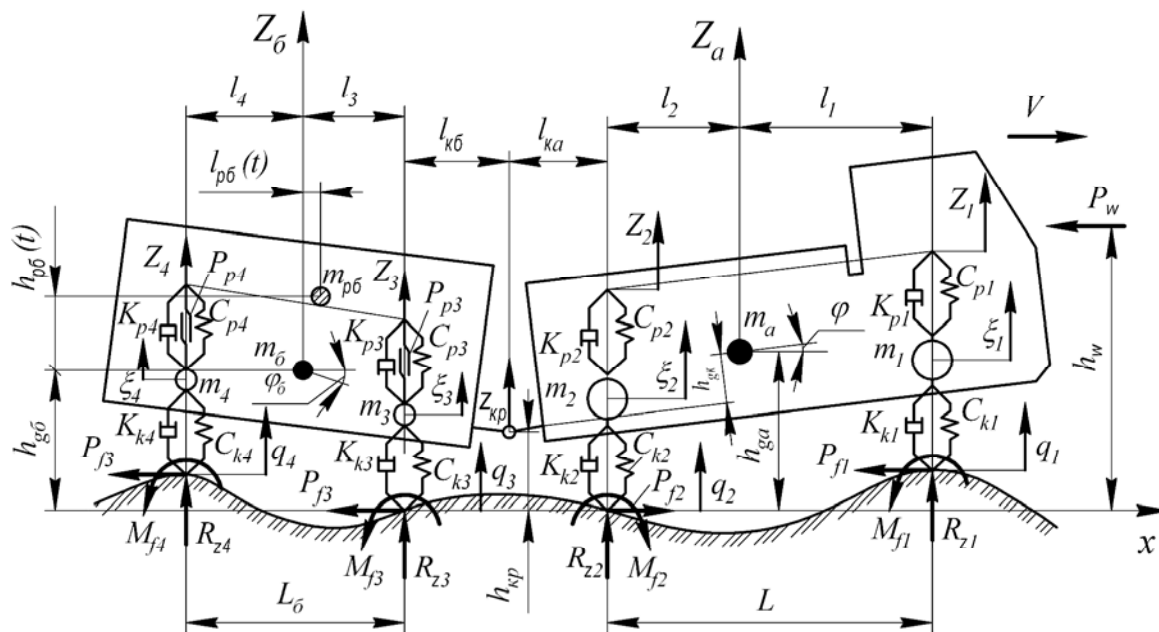


Рис. 3. Розрахункова схема коливань у поздовжньо-вертикальній площині причіпного бітумо-щебеневого агрегату

За узагальнені координати вибрано z_a , z_0 , j_a і j_0 .

Координати у причіпному бітумо-щебеному агрегаті, відповідно до розрахункової схеми рис. 2, пов'язані такими залежностями:

$$z_a = \frac{z_1 l_2 + z_2 l_1}{L}; z_0 = \frac{z_3 l_4 + z_4 l_3}{L_0}; j_a = \frac{z_1 - z_2}{L}; j_0 = \frac{z_4 - z_3}{L_0};$$

$$z_1 = z_a + l_1 j; z_2 = z_a - l_2 j; z_3 = z_0 - l_3 j_0; z_4 = z_0 + l_4 j_0;$$

$$L = l_1 + l_2, L_0 = l_3 + l_4; z_{kp} = z_a - (l_2 + l_{ka}). \quad (6)$$

Нелінійні диференційні рівняння, які описують коливальні процеси у причіпному бітумо-щебеному агрегаті у поздовжньо-вертикальній площині з лінійною характеристикою торсіонної підвіски з урахуванням рухливості розігрітого рідкого бітуму, запишемо у вигляді

$$m_a \ddot{z}_a + 2k_{p1}(\xi_1 - x_1) + 2k_{p2}(\xi_2 - x_2) + 2c_{p1}(z_1 - x_1) + 2c_{p2}(z_2 - x_2) - R_{zkp} = 0;$$

$$I_a \ddot{\varphi} + 2k_{p1}(\xi_1 - x_1)l_1 - 2k_{p2}(\xi_2 - x_2)l_2 + 2c_{p1}(z_1 - x_1)l_1 - 2c_{p2}(z_2 - x_2)l_2 -$$

$$- R_{xkp} h_{gkp} - R_{zkp}(l_2 - l_{ka}) = 0;$$

$$m_1 \ddot{x}_1 - 2k_{p1}(\xi_1 - x_1) - 2c_{p1}(z_1 - x_1) + 2k_{k1}(x_1 - \phi_1) + 2c_{k1}(x_1 - q_1) = 0;$$

$$m_2 \ddot{x}_2 - 2k_{p2}(\xi_2 - x_2) - 2c_{p2}(z_2 - x_2) + 2k_{k2}(x_2 - \phi_2) + 2c_{k2}(x_2 - q_2) = 0;$$

$$\begin{aligned}
 & m_{\bar{6}} \ddot{\phi}_6 + 2k_{p3}(\phi_3 - \dot{\phi}_3) + 2c_{p3}(z_3 - x_3) + 2k_{k4}(\phi_4 - x_4) + 2c_{p4}(z_4 - x_4) + N_{z\bar{6}} - R_{z\bar{6}} = 0; \\
 & (I_{\bar{6}} + I_{p\bar{6}}(t)) \ddot{\phi}_6 + I_{p\bar{6}}(t) \dot{\phi}_6 + 2k_{p3}(\phi_3 - \dot{\phi}_3)l_3 - 2k_{p4}(\phi_4 - \dot{\phi}_4)l_4 - N_{z\bar{6}} \cdot x'_{p\bar{6}}(t) + \\
 & + N_{y\bar{6}} \cdot z'_{p\bar{6}}(t) + R_{xkp} h_{gkp} - R_{z\bar{6}}(l_{k\bar{6}} + x'_{p\bar{6}}(t)) = 0; \\
 & m_3 \ddot{x}_3 - 2k_{p3}(\phi_3 - \dot{\phi}_3) - 2c_{p3}(z_3 - x_3) + 2k_{k3}(x_3 - \phi_3) + 2c_{k4}(x_4 - q_4) = 0,
 \end{aligned} \tag{7}$$

де

$$\begin{aligned}
 J_{p\bar{6}}(t) &= \frac{1}{6} m_{p\bar{6}} (3a^2 - 8aa_1 + 6a_1^2 + 4h^2) - \frac{1}{6} m_{p\bar{6}} \frac{h_1(t)}{h} (a^2 + 4h^2 - 2aa_1) + \frac{1}{3} m_{p\bar{6}} h_1^2(t); \\
 I_{p\bar{6}}(t) &= \frac{m_p a (2a_1 - a)}{6h} I_1(t);
 \end{aligned}$$

$x'_{p\bar{6}}(t)$ і $z'_{p\bar{6}}(t)$ – координати центра мас розігрітого рідкого бітуму (тіло-в'язка рідина у “затверділому стані”), параметри: $a, a_1, h, h_1(t)$ наведено в [1].

Значимо, що для лінійної характеристики одноважільної торсіонної підвіски, коефіцієнт жорсткості якої визначається виразом (2) чи (3), без урахування демпфірування у ній, у системі нелінійних диференціальних рівнянь (7) необхідно відповідно замінити c_{p3} і c_{p4} на $c_{п3}$ і $c_{п4}$ згідно з (2) чи (3) та покласти $k_{p3} = 0$ і $k_{p4} = 0$. У системі рівнянь (7) враховано вплив гідродинамічних сил $N_{z\bar{6}}$ і $N_{y\bar{6}}$ на коливальний процес бітумо-щебеневого агрегату під час його нерівномірного руху по нерівній дорозі, зумовлений рухливістю рідкого розігрітого бітуму. Ці гідродинамічні сили визначаємо за спрощеною теорією коливань рідини у частково заповненій рухомій ємності [1]

$$\begin{aligned}
 & N_{x'} = m_{r\bar{6}} \cdot \\
 & \cdot \left\{ (g + \ddot{\phi}_6) \sin j_{\bar{6}} + \frac{1}{6h_0} \left[h_{0a} \dot{\phi}_6^2 - h_{02} \ddot{\phi}_6 + \frac{a^2}{4h_0} K_{j_0} \text{tg} j_{\bar{6}} \left(2h_{01} \dot{\phi}_6 \dot{\phi}_6 - \frac{a}{2} \ddot{\phi}_6 \right) \right] \right\} - \\
 & - ma(t) \cos j_{\bar{6}} + m \frac{a}{6h_0} \dot{\phi}_6;
 \end{aligned} \tag{8}$$

$$\begin{aligned}
 & N_{z'} = m_{r\bar{6}} \left\{ (g + \ddot{\phi}_6) \cos j_{\bar{6}} + \frac{1}{6h_0} \left[h_{0a} \dot{\phi}_6^2 + h_{02} \ddot{\phi}_6 + \frac{a^2}{4h_0} K_{j_{\bar{6}}} \text{tg} j_{\bar{6}} \left(\dot{\phi}_6^2 - h_{01} \dot{\phi}_6 \dot{\phi}_6 - a \dot{\phi}_6 \dot{\phi}_6 \right) \right] \right\} + \\
 & + ma(t) \sin j_{\bar{6}} + m \frac{h_{01}}{3h_0} \dot{\phi}_6,
 \end{aligned} \tag{9}$$

де

$$h_{01} = h_0 - h_1(t); \quad h_{02} = h_1^2(t) - 2h_0 h_1(t) + 4h_0^2; \quad h_{0a} = \frac{4ah_0 - ah_1(t) - 6h_0 a_1}{6h_0}$$

Гідродинамічні сили $N_{z\bar{6}}$ і $N_{y\bar{6}}$, які відповідно перпендикулярні до бокових стінок і дна прямокутного резервуара з рідким розігрітим бітумом бітумо-щебеневого агрегату, нелінійно залежать від його кутових коливань.

Збурення від нерівностей дороги під час руху бітумо-щебеневого агрегату подамо у вигляді гармонічних функцій у вигляді

$$q_k(t) = h_0 (1 - \cos w(t - t_k)), \tag{10}$$

де $w = \frac{2pV}{S}$ – частота збурювальної сили (чергування нерівностей), V – швидкість руху причіпного бітумо-щебеневого причіпного агрегату S і h_0 – довжина хвилі і половина висоти нерівності дороги, t_k – час проїзду k -м колесом нерівності дороги.

Систему нелінійних диференціальних рівнянь (7) з урахуванням (6) і (10) запишемо у вигляді

$$\begin{aligned}
 & m_a \ddot{x}_a + 2k_{p1}(\dot{x}_a + l_1 \dot{j} - \dot{x}_1) + 2k_{p2}(\dot{x}_a - l_2 \dot{j} - \dot{x}_2) + 2c_{p1}(z_a + l_1 j - x_1) + \\
 & + 2c_{p2}(z_a + l_2 j - x_2) - m_a(\ddot{x}_a - (l_2 + l_{ka})\ddot{j}) = 0; \\
 & I_a \ddot{j} + 2k_{p1}(\dot{x}_a + l_1 \dot{j})l_1 - 2k_{p2}(\dot{x}_a - l_2 \dot{j} - \dot{x}_2)l_2 + 2c_{p1}(z_a + l_1 j - x_1)l_1 - \\
 & - 2c_{p2}(z_a + l_2 j - x_2)l_2 - m_a(\ddot{x}_a - (l_2 + l_{ka})\ddot{j})h_{gkp} - m_a(\ddot{x}_a - (l_2 + l_{ka})\ddot{j}) \cdot (l_2 + l_{ka}) = 0; \\
 & m_1 \ddot{x}_1 - 2k_{p1}(\dot{x}_a + l_1 \dot{j} - \dot{x}_1) - 2c_{p1}(z_a + l_1 j - x_1) + 2k_{k1} + 2c_{k1}x = -h_0(w \sin w(t - t_1) + \\
 & + (1 - \cos w(t - t_1))); \\
 & m_2 \ddot{x}_2 - 2k_{p2}(\dot{x}_a - l_2 \dot{j} - \dot{x}_2) - 2c_{p2}(z_a - l_2 j - x_2) + 2k_{k2}x_2 + 2c_{k2}x = -h_0(w \sin w(t - t_2) + \\
 & + (1 - \cos w(t - t_2))); \\
 & m_\sigma \ddot{x}_\sigma - 2k_{p3}(\dot{x}_\sigma + l_3 \dot{j}_\sigma - \dot{x}_3) + 2c_{p3}(z_\sigma + l_3 j_\sigma - x_3) + 2k_{k1} + 2k_{p4}(\dot{x}_\sigma + l_4 \dot{j}_\sigma - \dot{x}_4) + \\
 & + 2c_{p4}(z_\sigma + l_4 j_\sigma - x_4) + N_{z'\sigma} - m_a(\ddot{x}_a - (l_2 + l_{ka})\ddot{j}) = 0 \\
 & (I_\sigma + I_\sigma(t))\ddot{j}_\sigma + \dot{I}_{p\sigma}(t)\dot{j}_\sigma + 2k_{p3}(\dot{x}_3 - \dot{x}_3)l_3 - 2k_{p4}(\dot{x}_4 - \dot{x}_4)l_4 - N_{z'\sigma} \cdot l_{p\sigma}(t) + \\
 & + N_{y'\sigma} \cdot h_{p\sigma}(t) + R_{xkphgkp} - R_{zcp}(l_{k\sigma} + l_3) = 0; \\
 & m_3 \ddot{x}_3 - 2k_{p3}(\dot{x}_\sigma + l_3 \dot{j}_\sigma - \dot{x}_3) - 2c_{p3}(z_\sigma + l_3 j_\sigma - x_3) + 2k_{k3}x_3 + 2c_{k3}x_3 = -h_0(w \sin w(t - t_3) + \\
 & + (1 - \cos w(t - t_3))); \\
 & m_4 \ddot{x}_4 - 2k_{p4}(\dot{x}_\sigma + l_4 \dot{j}_\sigma - \dot{x}_4) - 2c_{p4}(z_\sigma + l_4 j_\sigma - x_4) + 2k_{k4}x_4 + 2c_{k4}x_4 = -h_0(w \sin w(t - t_4) + \\
 & + (1 - \cos w(t - t_4))). \tag{11}
 \end{aligned}$$

Для замикання і визначення розв'язку системи нелінійних диференціальних рівнянь (7) з урахуванням (8), (9) і (10) згідно з теорією [1] вона повинна бути доповнена нелінійним диференціальним рівнянням, що пов'язує параметр $h_1(t)$ з кутом повороту емності розігрітого рідкого бітуму $j_{p\sigma}(t)$ у вигляді

$$\begin{aligned}
 & \frac{a^2}{12h_0^2} K_{j\sigma} t g j_\sigma \left(h_{01}^2 + \frac{a^2}{4} \right) \ddot{j}_\sigma - \frac{a^2}{12h_0^2} h_{01} K_{j\sigma} t g j_\sigma h_1^2 - \frac{m}{3h_0 m_{p\sigma}} \times \\
 & \times \left(2h_{01}^2 + \frac{a^2}{2} \right) h_1 + \frac{1}{6h_0} \cdot (ah_{02} - 2h_{01}h_{0a}) \ddot{j}_\sigma - \frac{1}{6h_0} \times \\
 & \times (ah_{0a} + 2h_{01}h_{02}) \ddot{j}_\sigma^2 + (2h_{01} \cos j_\sigma - a \sin j_\sigma) \cdot (g + \ddot{x}_\sigma) + \\
 & + \frac{m}{m_{p\sigma}} (2h_{01} \sin j_\sigma + a \cos j_\sigma) a(t) = 0. \tag{12}
 \end{aligned}$$

Висновки. Очевидно, що таку складну систему нелінійних диференціальних рівнянь (11), (12) з урахуванням (8), (9) можна розв'язати тільки числовим методом з використанням стандартних комп'ютерних підпрограм. Отже, необхідно надалі відповідною заміною незалежних змінних звести систему нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку (11), (12) до нелінійних диференціальних рівнянь першого порядку і записати їх у зручній для числового розв'язання формі з використанням добре апробованої для такого класу задач програми DGIRE і побудувати амплітудно-частотні характеристики системи та відповідні закономірності переміщення підресорених частин бітумо-щобеневого агрегату у часі з метою підвищення ефективності транспортування розігрітого бітуму.

Необхідно зазначити, що розроблена нами конструкція причіпного бітумо-щобеневого агрегату з незалежною однавальною торсіонною підвіскою призначена суто для ремонту доріг і дала змогу значно підвищити ефективність ремонтних робіт.

1. Дмитриченко М.Ф., Вікович І.А. Динаміка мобільних машин з начіпними функціональними елементами: Монографія. – Львів: Вид-во Нац. ун-ту “Львівська політехніка”, 2008.–496 с.
2. Лобанов Н.В. Моделирование торсионной подвески гусеничных транспортных средств // Вестник РГРТУ. – Вып.23. – Рязань, 2008. – С. 45–47. 3. Панков Ю.П. Применение ЭВМ для определения оптимальных конструктивных параметров торсионно-пружинной подвески и исследования колебаний прицепа // Автомобильная промышленность. – 1995. – №1. – С. 16–19. 4. Пархиловский И.Г. О жесткости независимой рычажной подвески. – В кн.: Подвеска автомобиля. АН СССР, 1951.– С. 122-129. 5. Успенский И.Н., Мельников А.А. Проектирование подвески автомобиля. – М.: Машиностроение, 1976. – 168 с.

УДК 534.01

В.С. ЛОВЕЙКІН, Ю.В. ЧОВНЮК, К.І. ПОЧКА

Київський національний університет будівництва і архітектури

ПЕРІОДИЧНІ ТА СТОХАСТИЧНІ АВТОКОЛИВАННЯ МАШИН ПРИ ВРАХУВАННІ ІНЕРЦІЙНОСТІ РЕГУЛЯТОРА ШВИДКОСТІ ОБЕРТАННЯ ДВИГУНА

© Ловейкін В.С., Човнюк Ю.В., Почка К.І., 2010

Досліджено основні закономірності виникнення та просторово-часової еволюції основних параметрів періодичних та стохастичних автоколивань у машинах при врахуванні інерційності регулятора швидкості обертання двигуна.

The features of existence and time-space evolution of general periodic and stochastic autooscillation' parameters of machines are researched. One may account the inertial effects of speed regulator for the motor's recycling in such machines as well.

Постановка проблеми. У системах регулювання швидкості обертання двигунів машин зі зростанням чутливості регуляторів виникає небезпека втрати стійкості і виникнення автоколивань.

У ряді випадків такі коливання можуть виявитись корисними, наприклад, для підвищення чутливості управління. У сучасних керованих машинах тенденція до зменшення моментів інерції частин, які обертаються, і збільшення жорсткості статичної характеристики двигуна приводить до необхідності врахування перехідних процесів у двигуні. Зазвичай термін встановлення перехідних процесів у приводі виявляється одного порядку з постійною часу регулятора. Необхідно дослідити у зв'язку з останнім твердженням стійкість стаціонарного обертання двигуна та характер автоколивань за межею стійкості.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Основні засади дослідження автоколивань у системах з інерційним збудженням започатковані у роботах [1,3,4]. При цьому були застосовані методи лінеаризації [2] та точкових відображень [5] для аналізу розглянутих динамічних систем (зокрема, двигунів машин, які здійснюють обертальний рух).

Проте дослідження стійкості стаціонарного режиму обертання і характеру автоколивань за межею стійкості, на думку авторів даної роботи, проведені не у повному обсязі, а тільки започатковані у [1].