

І. А. Вікович, М. В. Глобчак*, М. М. Осташук
Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра транспортних технологій
*кафедра експлуатації та ремонту автомобільної техніки

ПОПЕРЕЧНО-КУТОВІ КОЛИВАННЯ БІТУМО-ЩЕБЕНЕВОГО АГРЕГАТУ ІЗ ЗАЛЕЖНОЮ ТОРСІОННОЮ ПІДВІСКОЮ

Ó Вікович І. А., Глобчак М. В., Осташук М. М., 2019

Розроблено математичну модель коливань бітумо-щебеневого агрегату із залежною торсіонною підвіскою у поперечно-вертикальній площині. Визначено жорсткість торсіонної підвіски з торсіоном прямокутного перерізу за умовою її міцності. Розроблено розрахункові схеми одноважільної торсіонної підвіски і коливань бітумо-щебеневого агрегату із залежною торсіонною підвіскою у поперечно-вертикальній площині.

Ключові слова: бітумо-щебенивий агрегат, ямковий ремонт, торсіон, підвіска, коливання, математична модель, розрахункова схема.

I. Vikovich, M. Hlobchak, M. Ostashuk

CROSS-ANGULAR OSCILLATIONS OF BITUMEN-CRUSHED STONE AGGREGATE WITH TORSION SUSPENSION

Mathematical model of oscillations in the transverse and vertical space of bitumen-crushed stone aggregate with depending torsions suspension is considered. The rigidity of the torsion suspension with the torsion of a rectangular section is determined on condition of its durability. The design schemes of a one-way torsion suspension and oscillations of a bitumen-crushed stone aggregate with depending torsion suspension in a transversal-vertical plane are developed.

Key words: bitumen-crushed stone aggregate, pit repair, torsion, suspension, oscillations, mathematical model, calculation scheme.

Вступ. В Україні найпоширенішим методом ремонту асфальтобетонних доріг є ямковий ремонт гарячою щебенево-бітумною сумішшю.

Для такого ремонту доріг переважно застосовують різні типи бітумо-щебенивих агрегатів, які відрізняються конструкцією, габаритами, продуктивністю, експлуатаційними властивостями тощо. Найпоширенішими і найпростішими за конструкцією є причіпні бітумо-щебениві агрегати у вигляді чотириколісного причепа, на рамі якого розміщена горизонтальна циліндрична ємкість для бітуму, а з обох боків – бункери для щебеню, які дають змогу успішно виконувати ямковий ремонт доріг.

Дослідження проблеми. Звісно, ямковий ремонт доріг переважно пов'язаний із частим транспортуванням на деякі великі відстані, зокрема на нові ділянки для ремонту доріг, причіпного бітумо-щебеневого агрегату із розігрітим рідким бітумом. Важливо зменшити час на транспортування розігрітого рідкого бітуму за рахунок можливого збільшення швидкості транспортування. Рухливість розігрітого рідкого бітуму істотно впливає на стійкість руху причіпного бітумо-щебеневого агрегату і, як наслідок, на його транспортну швидкість та час транспортування загалом. Отже, дослідження динамічних процесів у бітумо-щебеному

агрегаті для ямкового ремонту доріг і визначення критичної транспортної швидкості для безпечного його руху є актуальною проблемою.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Сьогодні відома велика кількість досліджень і публікацій щодо стійкості руху і плавності ходу транспортних засобів загалом та транспортних засобів із причепами і напівпричепами зокрема. Однак дослідження стійкості руху транспортних засобів із торсіонними підвісками обмежене, причому у літературних джерелах є зовсім невелика кількість робіт, зокрема [4, 5, 7]. Динамічні процеси у бітумо-щебених агрегатах досліджено у роботах [1, 2, 3].

Виклад основного матеріалу. Розроблено і виготовлено нову експериментальну модель причіпного бітумо-щебеневого агрегату у вигляді чотириколісного причепа із залежною торсіонною підвіскою, на рамі якого розміщена горизонтальна циліндрична місткість для бітуму з можливістю його розігрівання безпосередньо під час перевезення і під час виконання ремонтних робіт, а з обох боків розміщені бункери для щебеню.

Цей бітумо-щебенивий агрегат має залежні торсіонні підвіски, встановлені на його передній і задній осях та з обох боків жорстко з'єднані з рамою цього причіпного агрегату, які дають змогу доволі швидко та плавно рухатись на нерівній, з частими вибоїнами дорозі та зберігати необхідну стійкість під час транспортування. Відомо, що стійкість руху та плавність ходу насамперед залежать від правильно вибраної підвіски транспортного засобу. Тому головним завданням цього дослідження є вибір оптимальних параметрів торсіонної підвіски бітумо-щебеневого агрегату.

Вибір основних параметрів торсіонної підвіски, зокрема її жорсткості та геометричних розмірів і, отже, дослідження необхідно здійснювати на основі допустимих значень максимальних напружень у торсіоні, від яких залежить міцність, надійність та довговічність підвіски загалом.

Жорсткість торсіонної підвіски $c_{ТП}$ можна визначити на основі рівності роботи деформації підвіски $A_{ТП}$ і потенціальної енергії її деформації $\Pi_{ТП}$: ($A_{ТП} = \Pi_{ТП}$).

Роботу деформації торсіонної підвіски подамо у вигляді:

$$A_{ТП} = A = \int_0^{z_{ТП\max}} c_{ТП} z_{ТП} dz_{ТП} = \frac{c_{ТП} z_{ТП\max}^2}{2}. \quad (1)$$

Вважаємо, що потенціальна енергія торсіонної підвіски $\Pi_{ТП}$, яку накопичує стрижень торсіона під час деформації кручення, дорівнює роботі крутного моменту вала торсіона M_T на кути закручування dq_T (рис. 1) без урахування втрат енергії на загасання:

$$\Pi_{ТП} = A_{ТП} = \int_0^{l_T} \frac{M_T^2}{2GI_T} dx = \frac{M_T^2 l_T}{2GI_T}, \quad (2)$$

де G – модуль пружності другого роду (модуль зсуву); I_T – момент інерції поперечного перерізу вала торсіона під час кручення, l_T – робоча довжина торсіона.

Для прямокутного перерізу вала торсіона (рис. 1) його момент інерції та момент опору поперечного перерізу відповідно становитимуть:

$$I_T = \frac{hb^3}{3}, \text{ см}^4; W_T = \frac{hb^2}{3}, \text{ см}^3 \quad (3)$$

де h і b – відповідно більша і менша сторони прямокутного перерізу вала торсіона; F_T – зусилля, які виникають під час вертикальних переміщень коліс бітумо-щебеневого агрегату, встановлених на важелях торсіонної підвіски, внаслідок збурень через нерівності дороги під час його руху.

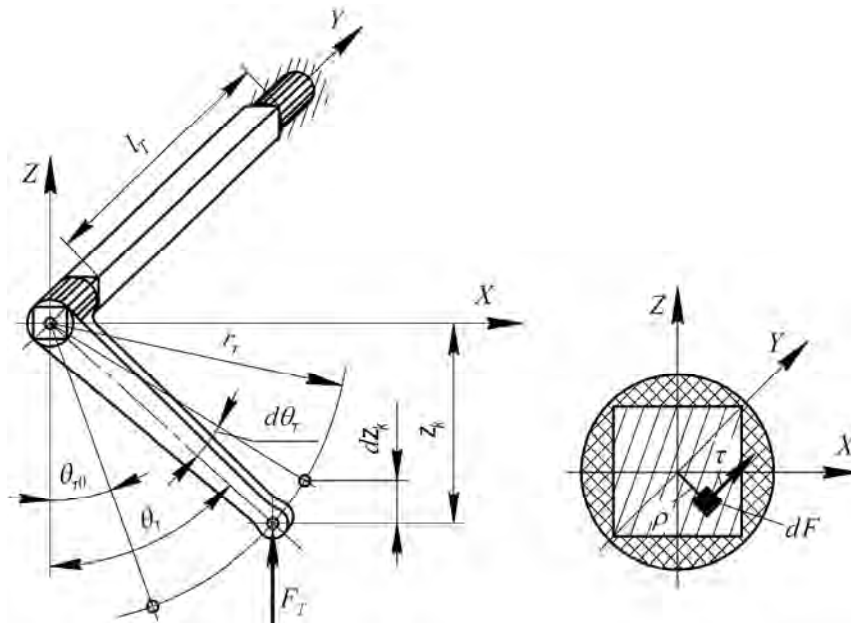


Рис. 1. Розрахункова схема однавжильної торсіонної підвіски

Для технічних розрахунків валів на кручення використовують умови міцності за дотичними напруженнями t і жорсткості, зокрема для прямокутного перерізу, для повного кута закручування q_T відповідно подають у вигляді [6]:

$$t_{\max} = \frac{M_T}{W_T} \leq [t]; \quad (4)$$

$$q_T = \frac{M_T}{GI_T} \leq [q]. \quad (5)$$

Для відповідних співвідношень h/b сторін прямокутного перерізу вала торсіона формули (3) можна подати у такому вигляді [6]:

$$W_T = ahb^2; I_T = bhb^3.$$

Зокрема, для квадратного перерізу вала торсіона коефіцієнти a і b відповідно будуть: $a=0,208$; $b=0,141$ [6].

Тоді із (4) значення M_T та I_T відповідно дорівнюватимуть $M_T = tahn^2$; $M_T = \frac{thb^2}{3}$ та $I_T = bhb^3$; $I_T = \frac{hb^3}{3}$.

Підставивши їх у (2), з урахуванням (1) відповідно одержимо:

$$\Pi_{III} = \frac{t^2 a^2 h b l_T}{2G b}; \quad (6)$$

$$\Pi_{III} = \frac{t^2 h b l_T}{6G}. \quad (7)$$

Прирівнюючи праві частини рівнянь (6) чи (7) до рівняння (1), визначимо жорсткість торсіонної підвіски з торсіоном прямокутного перерізу за умовою її міцності у вигляді:

$$C_{III} = \frac{t^2 a^2 h b l_T}{Z_{III}^2 G b}; \quad (8)$$

$$C_{III} = \frac{t^2 h b l_T}{3Z_{III}^2 G}. \quad (9)$$

Для дослідження динамічних процесів у бітумо-щобеновому агрегаті із залежною торсіонною підвіскою, зокрема його поперечно-кутових коливань, ми розробили динамічну модель, яка подана на рис. 2.

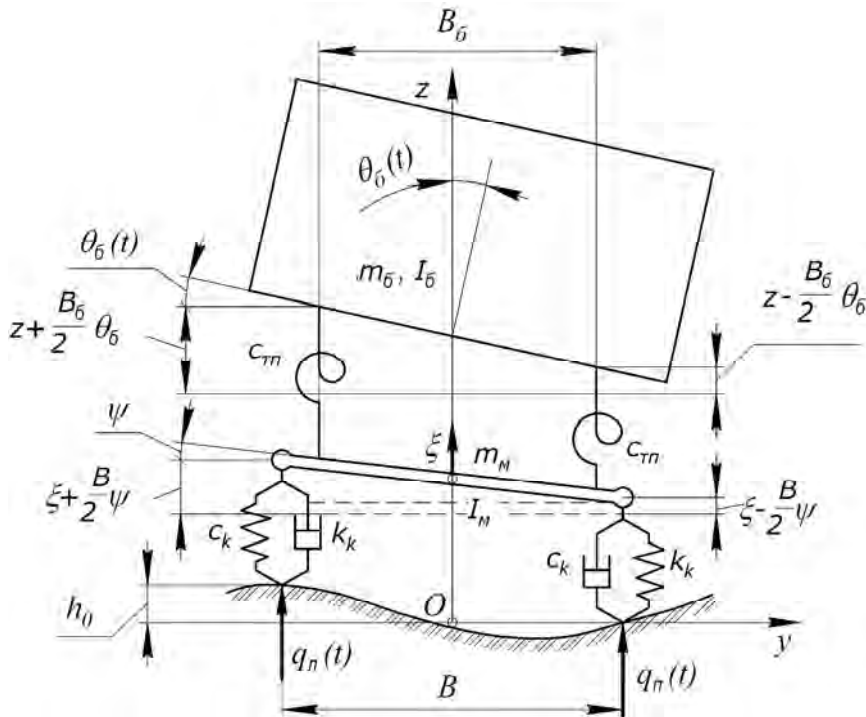


Рис. 2. Розрахункова схема для дослідження динамічних процесів у бітумо-щобеновому агрегаті із залежною торсіонною підвіскою, зокрема коливань у поперечно-вертикальній площині

На основі принципу Даламбера, відповідно до розрахункової схеми (рис. 2), одержано систему нелінійних диференціальних рівнянь, які описують поперечно-кутові коливання бітумо-щобенового агрегаті із залежною торсіонною підвіскою у вигляді:

$$\begin{aligned}
 & M_0 \ddot{\theta}_0 + 2C_{III} \left[z + \frac{B_p}{2} q - \left(x + \frac{B_k}{2} y \right) \right] + 2C_{III} \left[z - \frac{B_p}{2} q - \left(x - \frac{B_k}{2} y \right) \right] = 0; \\
 & I_0 \ddot{\theta}_0 + 2C_{III} \left[z + \frac{B_p}{2} q - \left(x + \frac{B_k}{2} y \right) \right] \frac{B_p}{2} - 2C_{III} \left[z - \frac{B_p}{2} q - \left(x - \frac{B_k}{2} y \right) \right] \frac{B_p}{2} = 0; \\
 & m_M \ddot{x} - 2C_{III} \left[z + \frac{B_p}{2} q - \left(x + \frac{B_k}{2} y \right) \right] - 2C_{III} \left[z - \frac{B_p}{2} q - \left(x - \frac{B_k}{2} y \right) \right] + \\
 & + 2k_k \left(x + \frac{B_k}{2} y - q_n \right) + 2k_k \left(x - \frac{B_k}{2} y - q_n \right) + 2c_k \left(\dot{x} + \frac{B_k}{2} \dot{y} - \dot{q}_n \right) + 2c_k \left(\dot{x} - \frac{B_k}{2} \dot{y} - \dot{q}_n \right) = 0; \\
 & I_M \ddot{y} - 2C_{III} \left[z + \frac{B_p}{2} q - \left(x + \frac{B_k}{2} y \right) \right] \frac{B_p}{2} + \\
 & + 2C_{III} \left[z - \frac{B_p}{2} q - \left(x - \frac{B_k}{2} y \right) \right] \frac{B_p}{2} + \\
 & + 2k_k \left(x + \frac{B_k}{2} y - q_n \right) \frac{B_k}{2} - 2k_k \left(x - \frac{B_k}{2} y - q_n \right) \frac{B_k}{2} +
 \end{aligned} \quad (10)$$

$$+2c_k \left(x + \frac{B_k}{2} y - q_n \right) \frac{B_k}{2} - 2c_k \left(x - \frac{B_k}{2} y - q_n \right) \frac{B_k}{2} = 0,$$

де $M = m_{\delta} + m_{p\delta}$ – повна маса бітумо-щебеневого агрегату, m_{δ} – маса бітумо-щебеневого агрегату; $m_{p\delta}$ – маса бітуму як твердого тіла; I – момент інерції причіпного бітумо-щебеневого агрегату разом з бітумом; $B = B_K$ і $B_p = B_{\delta}$ – відповідно ширина колії бітумо-щебеневого агрегату і відстань між жорстко закріпленими кінцями валів торсіона до його рами; $q_T = q$; z і X – відповідно вертикальні переміщення рами і коліс, встановлених на важелях торсіонних підвісок; c_k і k_k – коефіцієнти жорсткості та в'язкості коліс агрегату; XiY – відповідно кутові переміщення коліс і рами бітумо-щебеневого агрегату в поперечно-вертикальній площині.

Нелінійність системи диференціальних рівнянь (10) зумовлена нелінійністю коефіцієнтів жорсткості торсіонів (8), (9).

Вважаємо, що збурення від дорожніх нерівностей під лівими і правими колесами відповідно такі:

$$q_{\text{л}} = h_q (1 - \cos nt); \quad q_{\text{п}} = h_q (1 - \sin nt), \quad (11)$$

де частота збурення (чергування нерівностей дороги) $n = \frac{2pV}{S}$; h_q і S – відповідно половина висоти нерівностей профілю дороги і її довжина хвилі, V – швидкість руху причіпного бітумо-щебеневого агрегату.

Необхідно зазначити, що у рівняннях (8) і (9) переміщення важеля торсіона $z_{\text{ТП}}$ – це вертикальні переміщення осі коліс ξ бітумо-щебеневого агрегату ($z_{\text{ТП}} = x$).

Отже, жорсткість торсіонної підвіски згідно з рівняннями (8) і (9), враховуючи, що $z_{\text{ТП}} = z$, подамо у вигляді:

$$c_{\text{ТП}} = \frac{c_T}{z^2}, \quad \text{де } c_T = \frac{t^2 h b l_T}{3G} \quad \text{або } c_T = \frac{t^2 a^2 h b l_T}{G b} \quad (12)$$

Система рівнянь (10) з урахуванням (12) після відповідних перетворень набуде вигляду:

$$\begin{aligned} & \frac{4c_{\text{ТП}}}{M} (z - x) = 0; \\ & \frac{4c_{\text{ТП}}}{I} (B_p q - B_k y) = 0; \\ & \frac{4k_k}{m_M} x + \frac{4}{m_M} (c_{\text{ТП}} + c_k) x - \frac{4c_{\text{ТП}}}{m_M} z = \frac{2k_k}{m_M} (q_{\text{л}} + q_{\text{п}}) + \frac{2c_k}{m_M} (q_{\text{л}} + q_{\text{п}}) \\ & \frac{c_{\text{ТП}}}{I_M} B_p (B_k + B_p) (y - q) + \frac{k_k B_k^2}{I_M} y + \frac{c_k B_k^2}{I_M} y = \frac{k_k B_k}{I_M} (q_{\text{л}} + q_{\text{п}}) + \frac{c_k B_k}{I_M} (q_{\text{л}} + q_{\text{п}}). \end{aligned} \quad (13)$$

Систему рівнянь (13) з урахуванням (11) після відповідних перетворень подамо у такому вигляді:

$$\begin{aligned} & \frac{4}{M} \frac{c_T}{z^2} (z - x) = 0; \quad \frac{B_p}{I} \frac{c_T}{z^2} (B_p q - B_k y) = 0; \\ & \frac{4k_k}{m_M} x + \frac{4}{m_M} \left(\frac{c_T}{z^2} + c_k \right) x - \frac{4}{m_M} \frac{c_T}{z^2} z = \frac{2h_q}{m_M} [2k_k n (\sin nt - \cos nt) + c_k (2 - (\sin nt + \cos nt))]; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{y} + \frac{c_T}{I_M z^2} B_p (B_k + B_p) (y - q) + \frac{k_k B_k^2}{I_M} y + \frac{c_k B_k^2}{I_M} y = \\ = \frac{B_k}{I_M} h_q [k_k n (\sin nt + \cos nt) + c_k (\sin nt - \cos nt)]. \end{aligned} \quad (14)$$

Для числового розв'язання системи нелінійних диференціальних рівнянь (14) подамо її у такому класичному канонічному вигляді:

$$\dot{z} = -\frac{4}{M} \frac{c_T}{z^2} (z - x);$$

$$\dot{q} = -\frac{B_p}{I} \frac{c_T}{z^2} (B_p q - B_k y) = 0;$$

$$\dot{x} = \frac{4k_k}{m_M} x - \frac{4c_T}{m_M} \left[\left(\frac{1}{z^2} + \frac{c_k}{c_T} \right) x - \frac{1}{z^2} z \right] + \frac{2h_q}{m_M} [2c_k - (c_k + k_k n) \cos nt - (c_k - k_k n) \sin nt]; \quad (15)$$

$$\dot{y} = -\frac{1}{I_M} \left\{ \frac{c_T}{z^2} B_p (B_k + B_p) (y - q) + B_k^2 (k_k y + c_k y) - B_k h_q [(c_k + k_k n) \sin nt - (c_k - k_k n) \cos nt] \right\}$$

Представимо систему рівнянь в формі Коші.

Отже, система (15) набуде вигляду:

$$\begin{cases} \dot{z} = b_1(t, z, x, z^2) \\ \dot{x} = z_1 \\ \dot{q} = b_2(t, q, y, z^2) \\ \dot{q} = q_1 \\ \dot{x}_1 = b_3(t, x, x_1, z^2, z, nt) \\ \dot{x} = x_1 \\ \dot{y} = b_4(t, y, y_1, q, z^2, nt) \\ \dot{y} = y_1, \end{cases} \quad (16)$$

$$\text{де } b_1(t, z, x, z^2) = -\frac{4}{M} \frac{c_T}{z^2} (z - x), \quad b_2(t, z^2, q, y) = -\frac{B_p c_T}{I z^2} (B_p q - B_k y);$$

$$\begin{aligned} b_3(t, x, x_1, z, z^2, nt) = -\frac{4k_k}{m_M} x_1 - \frac{4c_T}{m_M} \left[\left(\frac{1}{z^2} + \frac{c_k}{c_T} \right) x - \frac{1}{z^2} z \right] + \\ + \frac{2h_q}{m_M} [2c_k - (c_k + k_k n) \cos nt - (c_k - k_k n) \sin nt]; \end{aligned}$$

$$b_4(t, y, y_1, q, z^2, nt) = -\frac{1}{I_M} \cdot$$

$$\left\{ \frac{c_T}{z^2} B_p (B_k + B_p) \cdot (y - q) + B_k^2 (k_k y + c_k y) - B_k h_q [(c_k + k_k n) \sin nt - (c_k - k_k n) \cos nt] \right\}.$$

Для числового розв'язання системи нелінійних диференціальних рівнянь (16) доцільно використати такі реальні параметри бітумо-щебеневого агрегату:

$$M = 2000 \text{ (кг)}, k_p = 2 \cdot 10^3 \text{ Нс/м}, k_k = 3 \cdot 10^2 \text{ Нс/м}, c_p = 5 \cdot 10^4 \text{ Н/м}, c_k = 3 \cdot 10^5 \text{ Н/м}, I_{\bar{o}} = 5 \cdot 10^2 \text{ кгм}^2,$$

$$I_M = 2 \cdot 10^2 \text{ кгм}^2, m_p = 950 \text{ кг}, m_p = \frac{G_p}{g} \approx \frac{950}{9,8} \approx 1000 \text{ кг}, q_{II} = 0,05 \text{ м}, q_{III} = 0,05 \text{ м}, a_{pR} = 0,02,$$

$$B_p = 1,8 \text{ м}, B_k = 2 \text{ м}, q = 0 \div \frac{P}{6}, y = 0 \div \frac{P}{12}, a_p = 0 \div \frac{P}{4}, b = 0 \div \frac{P}{6}, r_i = 0,5 \text{ м}, l_{\bar{o}} = 2 \text{ м}.$$

Числове розв'язання системи нелінійних диференціальних рівнянь (16) потребує доволі складної адаптації стандартних комп'ютерних програм. Деякі результати математично-комп'ютерного дослідження динамічних процесів у бітумо-щелевому агрегаті подано у вигляді графічних залежностей на рис. 3. Грунтовний аналіз динамічних процесів у причіпному бітумо-щелевому агрегаті буде здійснено у наших подальших дослідженнях.

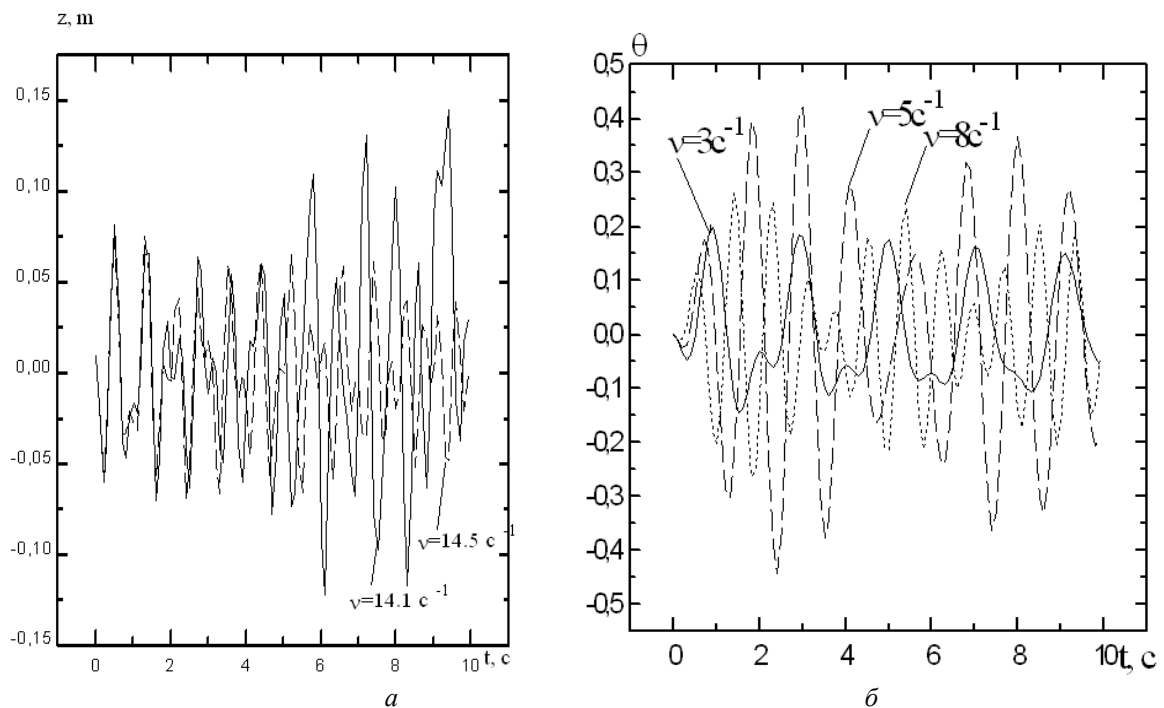


Рис. 3. Вертикальне переміщення бітумо-щелевого агрегату (а) за різних частот кінематичного збурення від нерівностей дороги ($z_0=0,05 \text{ м}$) і його кутові переміщення для різних частот кінематичного збурення ν

Висновки. Отже, розроблена нами динамічна модель і запропонований підхід дають змогу виконувати аналіз динамічних процесів у причіпному бітумо-щелевому агрегаті з торсіонною підвіскою, вибирати раціональні параметри цього агрегату для підвищення ефективності функціонування загалом.

Перспективи подальших досліджень. Надалі доцільно проаналізувати динамічні процеси у бітумо-щелевому агрегаті на основі числового розв'язання системи нелінійних диференціальних рівнянь (16). Крім цього, також необхідно виконати натурні експериментальні дослідження та порівняти їх з теоретичними результатами досліджень для встановлення адекватності розробленої математичної моделі та відносної похибки між їхніми результатами.

1. Вікович І. А., Дубневич О. М., Остащук М. М. Модель і метод розрахунку динамічних процесів у причіпному бітумо-щелевому агрегаті з незалежною торсіонною підвіскою з урахуванням рухливості розігрітого рідкого бітуму // Укр. міжвід. науково-техн. зб. Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – Львів: Вид-во

Львівської політехніки, 2010. – Вип. 44. – С. 46–52. 2. 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. 3. Дмитриченко М. Ф., Вікович І. А., Дубневич О. М. Аналіз динамічних процесів у причіпному бітумо-щебеновому агрегаті з незалежною одноважільною підвіскою // Вісн. Національного транспортного університету. – К. 4. Лобанов Н. В. Моделирование торсионной подвески гусеничных транспортных средств // Вестник РГРТУ. – Вып. 23. – Рязань, 2008. – С. 45–47. 5. Панков Ю. П. Применение ЭВМ для определения оптимальных конструктивных параметров торсионно-пружинной подвески и исследования колебаний прицепа // Автомобильная промышленность. – 1995. – № 1. – С. 16–19. 6. Сопротивление материалов / под ред. акад. АР УССР Г. С. Писаренко. – 5-е изд. перераб. и доп. – К.: Вища шк., 1986. – 775 с. 7. Успенский И. Н., Мельников А. А. Проектирование подвески автомобиля. – М.: Машиностроение, 1976. – 168 с.