

Поперечно-кутові коливання бітумо-щебеневого агрегату для ямкового ремонту доріг

Д.т.н., проф. І. Вікович, асп. О. Дубневич, к.т.н., доц. М. Глобчак, к.т.н., доц. Я. Яворський.

Національний університет "Львівська політехніка"

Abstract. Mathematical model of oscillations in the transverse and vertical space of trail of bitum and broken stone aggregate with independent torsions suspension.

Key words: trail of bitum and broken, oscillations in the transverse and vertical space.

Вступ.

Для ямкового ремонту доріг переважно застосовують різні типи бітумо-щебеневи агрегати, які відрізняються конструкцією, габаритами, продуктивністю, експлуатаційними властивостями, системами автоматичного регулювання і контролю за технологічним процесом, дизайном, ціною тощо. Найпоширенішим методом ремонту доріг з твердим покриттям асфальтобетону є ямковий ремонт гарячою сумішшю (щебінь, пісок, мінеральний порошок, гарячий бітум).

Найпростішими за конструкцією є причіпні бітумо-щебеневи агрегати, за допомогою яких успішно виконують ямковий ремонт доріг.

Нами розроблено і виготовлено нову експериментальну модель причіпного бітумо-щебеневого агрегату у вигляді чотириколісного причепа, на рамі якого розміщена горизонтальна циліндрична ємкість для бітуму, а з обох боків – бункери для щебеню (рис. 1).



Рис. 1. Загальний вигляд бітумо-щебеневого агрегату: 1 – рама, 2 – цистерна-термос, 3 – рукави подачі бітуму, 4 – пістолет бітумний, 5 – куліса поворотна, 6 – пістолет повітряний

Бітумо-щебеневи агрегат має торсіонні підвіски, які дають змогу досить швидко і плавно рухатись по нерівній, з частими вибоїнами дорозі та зберігати необхідну стійкість під час транспортування.

Постановка проблеми.

Ямковий ремонт доріг завжди пов'язаний, доволі часто, з транспортуванням на порівняно великій відстані, на нові ділянки доріг причіпний бітумо-ще-

беневи агрегат з розігрітим рідким бітумом, рухливність якого істотно впливає на стійкість його руху і, отже, на швидкість та час транспортування загалом. Дослідження поперечно-кутових коливань причіпного бітумо-щебеневого агрегату та визначення критичної швидкості його руху є актуальним завданням.

Аналіз останніх досліджень і публікацій.

Відома велика кількість досліджень і публікацій щодо стійкості руху і плавності ходу транспортних засобів загалом та транспортних засобів з причепами і напівпричепами. Проте дослідження стійкості руху транспортних засобів з торсіонними підвісками є обмежено число робіт [4, 5, 7]. Дослідження динамічних процесів у бітумо-щебеневи агрегатах майже відсутні за виключенням [1, 3].

Виклад основного матеріалу.

Стійкість руху та плавність ходу в основному залежить від правильно вибраної підвіски транспортного засобу. Тому головним завданням наших досліджень є вибір оптимальних параметрів торсіонної підвіски бітумо-щебеневого агрегату.

Вибір основних параметрів торсіонної підвіски таких як її жорсткість і геометричні розміри необхідно проводити виходячи з допустимих значень максимальних напружень у торсіоні від яких залежить міцність, надійність та довговічність цієї підвіски загалом.

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

Робота деформації торсіонної підвіски

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

де $z_{ТП}$ – вертикальне переміщення торсіонної підвіски (рис. 2).

Потенціальна енергія торсіонної підвіски $\Pi_{ТП}$, яка накопичується стержнем торсіону під час деформації кручення дорівнює роботі крутного моменту вала торсіона M_T на куті закручування $d\theta_T$ (рис. 2):

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

де G – модуль пружності другого роду (модуль зсуву); I_T – момент інерції поперечного перерізу вала торсіону при крученні.

Для прямокутного перерізу вала торсіона (рис. 2)

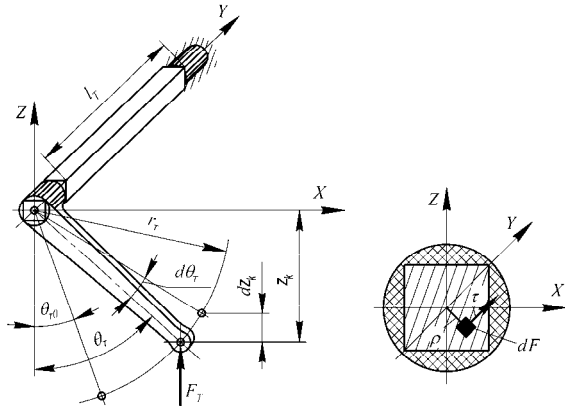


Рис. 2. Розрахункова схема одноважільної торсійної підвіски

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

де h і b – відповідно більша і менша сторони прямокутного перерізу вала торсіона.

Для технічних розрахунків валів на кручення використовують умови міцності за дотичними напруженнями τ і жорсткості прямокутного перерізу для повного кута закручування θ_T відповідно у вигляді:

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

$$\theta = \frac{M_T}{GI_T} \leq [\theta], \quad (5)$$

де формули (3) представляють у вигляді:

$$W_T = \alpha hb^2; I_T = \beta hb^3.$$

Коефіцієнти α і β залежать від співвідношень сторін прямокутного перерізу [6]. Так для квадратного перерізу (h/b) $\alpha=0,208$; $\beta=0,141$ [6].

Визначивши з (4) значення M_T і і представивши у вигляді $M_T = \tau\alpha hb^2$ чи $M_T = \frac{\tau hb^2}{3}$ та $I_T = \beta hb^3$ чи

$I_T = \frac{hb^3}{3}$ і підставивши їх у (2) відповідно одержимо:

$$\Pi_{III} = \frac{\tau^2 \alpha^2 h b l_T}{2G\beta}; \quad (6)$$

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

де τ – дотичні напруження вала торсіона.

Прирівнюючи праві частини рівнянь (6) чи (7) з (1) визначимо жорсткість торсійної підвіски з торсіоном прямокутного перерізу за умовою її міцності:

$$\Pi_{III} = \frac{\tau^2 \alpha^2 h b l_T}{Z_{III}^2 G \beta}; \quad (8)$$

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

Для дослідження поперечно-кутових коливань бітумо-щебеневого агрегату з торсіонною підвіскою нами розроблена динамічна модель, яка показана на рис. 3.

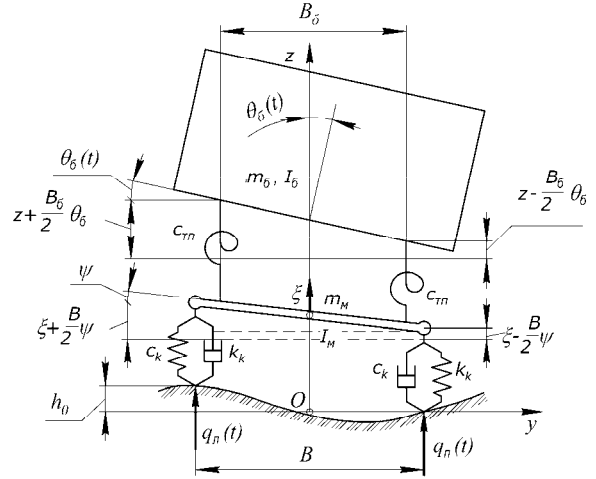


Рис.3. Розрахункова схема коливань бітумо-щебеневого агрегату з торсіонною підвіскою у поперечно-вертикальній площині

Користуючись принципом Даламбера, відповідно до розрахункової схеми рис. 3, запишемо рівняння поперечно-кутових коливань бітумо-щебеневого агрегату з торсіонною підвіскою у вигляді:

$$M\ddot{z} + 2c_{III} \left[z + \frac{B_p}{2} \theta - \left(\xi + \frac{B_k}{2} \psi \right) \right] + 2c_{III} \left[z - \frac{B_p}{2} \theta - \left(\xi - \frac{B_k}{2} \psi \right) \right] = 0;$$

$$I\ddot{\theta} + 2c_{III} \left[z + \frac{B_p}{2} \theta - \left(\xi + \frac{B_k}{2} \psi \right) \right] \frac{B_p}{2} - 2c_{III} \left[z - \frac{B_p}{2} \theta - \left(\xi - \frac{B_k}{2} \psi \right) \right] \frac{B_p}{2} = 0;$$

$$m_M \ddot{\xi} - 2c_{III} \left[z + \frac{B_p}{2} \theta - \left(\xi + \frac{B_k}{2} \psi \right) \right] - 2c_{III} \left[z - \frac{B_p}{2} \theta - \left(\xi - \frac{B_k}{2} \psi \right) \right] + 2k_k \left(\dot{\xi} + \frac{B_k}{2} \dot{\psi} - \dot{q}_n \right) + 2k_k \left(\dot{\xi} - \frac{B_k}{2} \dot{\psi} - \dot{q}_n \right) + 2c_k \left(\xi + \frac{B_k}{2} \psi - q_n \right) + 2c_k \left(\xi - \frac{B_k}{2} \psi - q_n \right) = 0;$$

$$I_M \ddot{\psi} - 2c_{III} \left[z + \frac{B_p}{2} \theta - \left(\xi + \frac{B_k}{2} \psi \right) \right] \frac{B_p}{2} + 2c_{III} \left[z - \frac{B_p}{2} \theta - \left(\xi - \frac{B_k}{2} \psi \right) \right] \frac{B_p}{2} +$$

$$\begin{aligned}
& +2k_k \left(\dot{\xi} + \frac{B_k}{2} \dot{\psi} - \dot{q}_n \right) \frac{B_k}{2} - 2k_k \left(\dot{\xi} - \frac{B_k}{2} \dot{\psi} - \dot{q}_n \right) \frac{B_k}{2} + \\
& + 2c_k \left(\xi + \frac{B_k}{2} \psi - q_n \right) \frac{B_k}{2} - 2c_k \left(\xi - \frac{B_k}{2} \psi - q_n \right) \frac{B_k}{2} = 0,
\end{aligned} \quad (10)$$

де $M = m_{\sigma} + m_{p\sigma}$ – повна маса бітумо-щебеневого агрегату, m_{σ} – маса бітумо-щебеневого агрегату; $m_{p\sigma}$ – маса бітуму як твердого тіла, I – момент інерції причіпного бітумо-щебеневого агрегату разом з бітумом;

Будемо вважати, що збурення від дорожніх нерівностей під лівими і правими колесами є відповідно:

$$q_n = h_q(1 - \cos vt); \quad q_n = h_q(1 - \sin vt), \quad (11)$$

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

У рівняннях (8) і (9) переміщення важеля торсіона z_{TP} – це переміщення осі коліс ξ бітумо-щебеневого агрегату ($z_{TP} = \xi$).

Отже, жорсткість торсіонної підвіски згідно рівнянь (8) і (9) враховуючи, що $z_{TP} = z$ можна подати так:

$$c_{TP} = \frac{c_T}{z^2}, \text{ де } c_T = \frac{\tau^2 h b l_T}{3G} \text{ або } c_T = \frac{\tau^2 \alpha^2 h b l_T}{G\beta} \quad (12)$$

Система рівнянь (10) після перетворень буде:

$$\begin{aligned}
& \ddot{z} + \frac{4c_{TP}}{M}(z - \xi) = 0; \\
& \ddot{\theta} + \frac{4c_{TP}}{I}(B_p \theta - B_k \psi) = 0; \\
& \ddot{\xi} + \frac{4k_k}{m_M} \dot{\xi} + \frac{4}{m_M}(c_{TP} + c_k) \xi - \frac{4c_{TP}}{m_M} z = \\
& = \frac{2k_k}{m_M}(\dot{q}_n + \dot{q}_n) + \frac{2c_k}{m_M}(q_n + q_n) \\
& \ddot{\psi} + \frac{c_{TP}}{I_M} B_p (B_k + B_p)(\psi - \theta) + \frac{k_k B_k^2}{I_M} \dot{\psi} + \\
& + \frac{c_k B_k^2}{I_M} \psi = \frac{k_k B_k}{I_M}(\dot{q}_n + \dot{q}_n) + \frac{c_k B_k}{I_M}(q_n + q_n).
\end{aligned} \quad (13)$$

Систему рівнянь (13) з урахуванням (11) і (12) після відповідних перетворень подамо у такому вигляді:

$$\begin{aligned}
& \ddot{Z} + \frac{4}{M} \frac{c_T}{z^2} (z - \xi) = 0; \\
& \ddot{\theta} + \frac{B_p}{I} \frac{c_T}{z^2} (B_p \theta - B_k \psi) = 0; \\
& \ddot{\xi} + \frac{4k_k}{m_M} \dot{\xi} + \frac{4}{m_M} \left(\frac{c_T}{z^2} + c_k \right) \xi - \frac{4}{m_M} \frac{c_T}{z^2} z =
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& = \frac{2h_q}{m_M} [2k_k \nu (\sin vt - \cos vt) + c_k (2 - (\sin vt + \cos vt))]; \\
& \ddot{\psi} + \frac{c_T}{I_M z^2} B_p (B_k + B_p)(\psi - \theta) + \frac{k_k B_k^2}{I_M} \dot{\psi} + \frac{c_k B_k^2}{I_M} \psi = \\
& = \frac{B_k}{I_M} h_q [k_k \nu (\sin vt + \cos vt) + c_k (\sin vt - \cos vt)]
\end{aligned} \quad (14)$$

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

$$\begin{aligned}
& \ddot{Z} = -\frac{4}{M} \frac{c_T}{z^2} (z - \xi); \\
& \ddot{\theta} = -\frac{B_p}{I} \frac{c_T}{z^2} (B_p \theta - B_k \psi) = 0; \\
& \ddot{\xi} = \frac{4k_k}{m_M} \dot{\xi} - \frac{4c_T}{m_M} \left[\left(\frac{1}{z^2} + \frac{c_k}{c_T} \right) \xi - \frac{1}{z^2} z \right] + \\
& + \frac{2h_q}{m_M} [2c_k - (c_k + k_k \nu) \cos vt - (c_k - k_k \nu) \sin vt] \\
& \ddot{\psi} = \\
& = -\frac{1}{I_M} \left\{ \frac{c_T}{z^2} B_p (B_k + B_p)(\psi - \theta) + B_k^2 (k_k \dot{\psi} + c_k \psi) - \right. \\
& \left. - B_k h_q [(c_k + k_k \nu) \sin vt - (c_k - k_k \nu) \cos vt] \right\}.
\end{aligned} \quad (15)$$

Позначимо: $\ddot{z} = \dot{z}_1; \dot{z} = z_1; \ddot{\theta} = \dot{\theta}_1; \dot{\theta} = \theta_1;$
 $\ddot{\xi} = \dot{\xi}_1; \dot{\xi} = \xi_1; \ddot{\psi} = \dot{\psi}_1; \dot{\psi} = \psi_1$.

Отже, система (15) набере вигляду:

$$\begin{cases} \dot{z}_1 = b_1(t, z, \xi, z^2) \\ \dot{z} = z_1 \\ \dot{\theta}_1 = b_2(t, \theta, \psi, z^2) \\ \dot{\theta} = \theta_1 \\ \dot{\xi}_1 = b_3(t, \xi, \xi_1, z^2, z, vt) \\ \dot{\xi} = \xi_1 \\ \dot{\psi}_1 = b_4(t, \psi, \psi_1, \theta, z^2, vt) \\ \dot{\psi} = \psi_1, \end{cases} \quad (16)$$

$$\text{де } b_1(t, z, \xi, z^2) = -\frac{4}{M} \frac{c_T}{z^2} (z - \xi), \quad b_2(t, z^2, \theta, \psi) =$$

$$= -\frac{B_p c_T}{I z^2} (B_p \theta - B_k \psi);$$

$$\begin{aligned}
& b_3(t, \xi, \xi_1, z, z^2, vt) = -\frac{4k_k}{m_M} \xi_1 - \frac{4c_T}{m_M} \left[\left(\frac{1}{z^2} + \frac{c_k}{c_T} \right) \xi - \frac{1}{z^2} z \right] + \\
& + \frac{2h_q}{m_M} [2c_k - (c_k + k_k \nu) \cos vt - (c_k - k_k \nu) \sin vt];
\end{aligned}$$

$$b_4(t, \psi, \psi_1, \theta, z^2, vt) = -\frac{1}{I_M} \cdot \left\{ \frac{c_T}{z^2} B_p (B_k + B_p) \cdot (\psi - \theta) + B_k^2 (k_k \dot{\psi}_1 + c_k \psi) - B_k h_q [(c_k + k_k v) \sin vt - (c_k - k_k v) \cos vt] \right\}.$$

Для розв'язування системи нелінійних диференціальних рівнянь (16) числовим методом використано такі параметри системи:

$$\begin{aligned} M &= 2000 \text{ (кг)}, \quad k_p = 2 \cdot 10^3 \text{ Нс/м}, \quad k_k = 3 \cdot 10^2 \text{ Нс/м}, \\ c_p &= 5 \cdot 10^4 \text{ Н/м}, \quad c_k = 3 \cdot 10^5 \text{ Н/м}, \quad I = 5 \cdot 10^2 \text{ кгм}^2, \quad I_M = \\ &= 2 \cdot 10^2 \text{ кгм}^2, \quad m_p = 950 \text{ кг}, \quad m_p = \frac{G_p}{g} \approx \frac{950}{9,8} \approx 1000 \text{ кг}, \\ q_n &= 0,05 \text{ м}, \quad q_{II} = 0,05 \text{ м}, \quad \alpha_{pR} = 0,02, \quad B_p = 1,8 \text{ м}, \quad B_k = \\ &= 2 \text{ м}, \quad \theta = 0 \div \frac{\pi}{6}, \quad \psi = 0 \div \frac{\pi}{12}, \quad \alpha_p = 0 \div \frac{\pi}{4}, \quad \beta = 0 \div \frac{\pi}{6}, \\ R &= 0,5 \text{ м}, \quad l_o = 2 \text{ м}. \end{aligned}$$

Перспективи подальших досліджень.

Надалі доцільно провести аналіз динамічних процесів у бітумо-щебеному агрегаті на основі числового розв'язання системи нелінійних диференціальних рівнянь (16). Крім цього, також необхідно провести натурні експериментальні дослідження та порівняти їх з теоретичними результатами досліджень.

Висновки.

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

Перспективи подальших досліджень.

Надалі доцільно провести аналіз динамічних процесів у бітумо-щебеному агрегаті на основі числового розв'язання системи нелінійних диференціальних рівнянь (16). Крім цього, також необхідно провести натурні експериментальні дослідження та порівняти їх з теоретичними результатами досліджень.

[1]. І.А. Вікович, О.М. Дубневич, М.М. Осташук. Модель і метод розрахунку динамічних процесів у причіпному бітумо-щебеному 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 НУ "Львівська політехніка", 2008. – 496 с.

[3]. Дмитриченко М.Ф., Вікович І.А., Дубневич О.М. Аналіз динамічних процесів у причіпному бітумо-щебеному агрегаті з незалежною однавальною підвіскою // Вісн. Національного транспортного університету. – К.: НТУ – 2011. – Вип. 24. – С. 7-15.

[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. – №1, 1995. – С. 16-19.

[6]. Сопротивление материалов / Под ред. акад. АР УССР Писаренко Г.С. – 5-е изд. перераб. и доп. – К.: Вища шк. Головное изд-во, 1986. – 775 с. 7. Успенский И.Н., Мельников А.А. Проектирование подвески автомобиля. – М.: Машиностроение, 1976. – 168 с.

Збігнев Бжезинський:

Збігнев Бжезинський: «Нинішні події на українському майдані започатковують незворотні процеси»

Щоб не трапилося, події в Україні історично незворотні і ведуть до геополітичної трансформації. Швидше раніше, ніж пізніше, Україна по-справжньому стане частиною демократичної Європи; швидше пізніше, ніж раніше, Росія піде за нею, якщо тільки не ізольовує себе і не перетвориться на півзастійний імперіалістичний релікт", – пише американський політолог, колишній радник президента США з національної безпеки Збігнев Бжезинський у статті для The Financial Times.

За словами Бжезинського, 20 років незалежності, зростаючої гордості за українську історію, що відкрилася, і спостереження за тим, які економічні вигоди отримали західні сусіди від зв'язків з Європою, формують на Україні новий вид мислення. Він заснований не на антиросійських настроях, а на власній історичній ідентичності країни як невід'ємної частини більшої Європи.

"Ось чому так чи інакше Україна неминуче зблизиться з Європою, – йдеться в статті. – Вражає, що навіть у сусідній Білорусії, де панує авторитарний режим Лукашенка, починає проявлятися подібна прозахідна орієнтація".

"Вплив цих подій на Росію позначиться у довгостроковій перспективі, – упевнений Бжезинський. – Поточна геополітична мета Кремля, сформульована ностальгуючим за імперським минулим Володимиром Путіним, полягає у відтворенні в оновленому вигляді аналога старої Російської імперії чи більш сучасного Радянського Союзу".

"Пан Путін, здається, наївно вважає, що лідери країн колишнього СРСР широким приймають роль підлеглих в очолюваній Кремлем структурі, – зазначає політолог. – Деякі з керівників дійсно іноді підтримують на словах такий стан речей, але в силу необхідності, а не на переконання".

"Сьогоднішня Росія не в тому положенні, щоб влаштовувати силову реставрацію колишньої імперії, – вказує Бжезинський. – Вона занадто слабка, занадто відстала й занадто бідна".

"Усвідомлення російськими соціальними елітами того, що незграбні зусилля Путіна мають дуже обмежені шанси на успіх, – лише питання часу. Рано чи пізно він перестане бути президентом. Незабаром після цього Росія, особливо її новий середній клас, дійде висновку, що єдиний розумний шлях – теж стати по-справжньому сучасною, демократичною і, можливо, навіть провідною європейською державою", – підсумовує Бжезинський.