

УДК 629.113/624.4.02

П.П. Ткачук¹, М.Г. Грубель¹, М.Б. Сокіл², Р.А. Нанівський¹

¹Національна академія сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного, Львів

²Національний університет «Львівська політехніка», Львів

ОЦІНКА ВПЛИВУ НЕЛІНІЙНИХ СИЛОВИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПІДВІСКИ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВЕДЕННЯ ВОГНЮ БОЙОВИХ КОЛІСНИХ МАШИН

Робота присвячена дослідженню впливу нелінійних силових характеристик підвіски на ефективність ведення вогню бойових колісних машин (БКМ), які експлуатуються в складних умовах руху пересіченою місцевістю. Проведено теоретичний аналіз впливу силових параметрів підвіски БКМ на коливання корпусу з встановленим бойовим модулем. Наведено порівняльну таблицю ефективності ведення вогню із встановленого модуля за лінійної та нелінійної силової характеристики системи підресорення.

Ключові слова: бойова колісна машина, коливання бойового модуля, ефективність ведення вогню.

Постановка проблеми

Досвід експлуатації бойових колісних машин (БКМ) показує, що коливання корпусу, які виникають при русі бездоріжжям, призводять до погіршення всіх його експлуатаційно-технічних характеристик та впливають на ефективність ведення вогню. Одним із визначальних чинників, що впливає на ефективність ведення вогню, є коливання підресореної частини (ПЧ) БКМ. Для забезпечення коливань та вібрації, які виникають при русі БКМ нерівностями та бездоріжжям, на прийнятному рівні використовується система підвіски та коліс. Підвіска, будучи проміжною ланкою між корпусом БКМ та дорогою, повинна бути легкою та забезпечити максимально комфортні умови руху з точки зору впливу коливань ПЧ БКМ на ефективність ведення вогню. Тому до системи підресорювання (СП) висувається низка вимог: плавність ходу, забезпечення руху нерівностями дороги «без пробоїв», затухання коливань кузова та інші. Це пов'язано також із вимогами підвищення ресурсу динамічно навантажених вузлів БКМ, безпекою його руху, комфортабельністю механіка-водія та екіпажу і захистом їх від перевантажень.

Основною динамічною характеристикою підвіски є відновлювальна сила пружних амортизаторів. Збудником коливань корпусу БКМ в умовах бездоріжжя є наїзд шин на нерівності і ця дія передається через СП на ПЧ. Призначення пружних амортизаторів полягає у зменшенні амплітуди коливань ПЧ у порівнянні із амплітудою зовнішніх збурень, що у кінцевому випадку приводить до мінімізації впливу зовнішніх чинників на коливання встановленого озброєння з метою виконання ним функціонального призначення.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Аналіз проведених досліджень характеристик підвіски вимагає вже на стадії проектування БКМ мати її основні динамічні характеристики та реакцію на той чи інший вид зовнішніх збурень. Якщо для БКМ із лінійним законом зміни силових характеристик СП задача вирішена [1], то для нелінійної прогресивної силової характеристики жорстко з'єднаного із ПЧ БКМ бойового модуля, що має визначальний вплив на ефективність ведення вогню, вона не отримала належного вивчення. У сучасних БКМ широко використовуються підвіски із лінійною, прогресивною та регресивною силовими характеристиками системи підресорювання [1–6]. Основні результати динаміки ПЧ БКМ отримані на базі числового, модельного та експериментальних досліджень, тому відкритими є питання вибору оптимальних параметрів відновлювальної сили пружних амортизаторів, прогнозування коливальних процесів під час руху БКМ бездоріжжям.

Формулювання мети статті

Описане вище зумовлює постановку та розв'язання завдань, пов'язаних із побудовою фізичної та відповідної їй математичної моделі динаміки корпусу та бойового модуля БКМ, яка б враховувала нелінійні характеристики пружної підвіски і слугувала базою для інженерних і проектно-конструкторських робіт при модернізації існуючої чи створенні нової підвіски для БКМ. Саме такі завдання є предметом розгляду даної роботи, звідки і впливає її актуальність.

Виклад основного матеріалу

Описати вплив всієї множини параметрів підвіски на динаміку ПЧ можна тільки на базі аналітичного розв'язку наведеного рівняння. Отримати його точний

розв'язок не вдається. Тим не менше за умови малої, у порівнянні із відновлювальною силою, сили опору демпферних пристроїв вдається отримати наближений його аналітичний вигляд як для вертикальних, так і для поперечно-кутових коливань. Таким чином, вивчення поперечно-кутових коливань зв'язано із побудовою розв'язку рівняння

$$\begin{aligned}
 I\ddot{\varphi} + c\varphi^{v+1} \left[l_1^{v+2} \sin \beta_1 (\sin \beta_1 + \cos \beta_1) + \right. \\
 \left. + l_2^{v+2} \sin \beta_2 (\sin \beta_2 + \cos \beta_2) \right] = \\
 = -\alpha |\bar{f}(\varphi, \dot{\varphi})| \left\{ l_1 \left[\dot{\varphi}_1 \left[\begin{aligned} & \sin \left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1 \right) + \\ & + \frac{\varphi}{2} \cos \left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1 \right) \end{aligned} \right] \right] \times \\
 \times \left(\sin \beta + \varphi \cos \left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1 \right) \right) + \\
 + l_1^2 \left[\dot{\varphi} \left(\cos \left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1 \right) - \frac{\varphi}{2} \sin \left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1 \right) \right) \right] \times \\
 \times \left(\cos \beta - \varphi \sin \left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1 \right) \right) - \\
 - l_2 \left[\dot{\varphi}_2 \left(\sin \left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2} \right) - \frac{\varphi}{2} \cos \left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2} \right) \right) \right] \times \\
 \times \left(\sin \beta_2 - \varphi \cos \left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2} \right) \right) + \\
 + l_2^2 \left[\dot{\varphi} \left[\begin{aligned} & \cos \left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2} \right) + \\ & + \frac{\varphi}{2} \sin \left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2} \right) \end{aligned} \right] \right] \times \\
 \times \left(\cos \beta_2 + \varphi \sin \left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2} \right) \right) \left. \right\}, \quad (1)
 \end{aligned}$$

де I – момент інерції ПЧ БКМ відносно осі, яка проходить через центр мас і перпендикулярна до вектора швидкості центра мас;

$\dot{\varphi}$ – кут повороту ПЧ навколо вказаної вище осі;

c – коефіцієнт пропорційності у нелінійній відновлюючій силі пружних амортизаторів із степенем нелінійності $v+1$;

$\alpha, l_1, l_2, \beta_1, \beta_2$ – параметри, які визначають положення центра мас ПЧ відносно бази БКМ.

За наведених вище обмежень для його інтегрування використовуємо метод Ван-дер-Поля [7]. Відповідно до нього, перш за все, будемо розв'язок незбуреного його аналогу, тобто рівняння

$$I\ddot{\varphi} + c\varphi^{v+1} \times \left[\begin{aligned} & l_1^{v+2} \sin \beta_1 \left(\begin{aligned} & \sin \beta_1 + \\ & + \cos \beta_1 \end{aligned} \right) + \\ & + l_2^{v+2} \sin \beta_2 \left(\begin{aligned} & \sin \beta_2 + \\ & + \cos \beta_2 \end{aligned} \right) \end{aligned} \right] = 0. \quad (2)$$

Використовуючи результати попереднього дослідження [8], без особливих труднощів запишемо його розв'язок

$$\varphi = a_\varphi c a (v+1, 1, \omega_\varphi(a_\varphi) t + \vartheta),$$

де a_φ та ϑ – відповідно амплітуда та початкова фаза;

$\omega_\varphi(a_\varphi) = \sqrt{\frac{c\rho}{I} \frac{v+2}{2}} a_\varphi^{\frac{v}{2}}$ – частота власних поперечно-кутових коливань, а

$$\rho = \left[\begin{aligned} & l_1^{v+2} \sin \beta_1 (\sin \beta_1 + \cos \beta_1) + \\ & + l_2^{v+2} \sin \beta_2 (\sin \beta_2 + \cos \beta_2) \end{aligned} \right].$$

Якщо за один із визначальних параметрів пружної підвіски вибрати статичну деформацію Δ_{cm} , то вираз для визначення власної частоти поперечно-кутових коливань трансформується до вигляду

$$\omega_\varphi(a_\varphi) = \sqrt{\frac{\rho}{I} \frac{Mg}{\Delta_{cm}^{v+1}} \frac{v+2}{2}} (a_\varphi)^{\frac{v}{2}}. \quad (3)$$

Стосовно впливу демпферних пристроїв на розглядуваний динамічний процес, на базі основної ідеї методу Ван-дер-Поля залежність, яка описує для першого наближення закон зміни амплітуди коливань, набуває вигляду

$$\dot{a}_\varphi = -\alpha \frac{l_1^2 + l_2^2}{2\Pi(v+2)} \frac{\Gamma\left(\frac{1}{v+2}\right) \Gamma\left(\frac{s+2}{2}\right)}{2\Gamma\left(\frac{1}{v+2} + \frac{s+2}{2}\right)}, a_\varphi. \quad (4)$$

На рис. 1 представлені залежності частоти $f_\varphi = \omega_\varphi(a_\varphi) / 2\Pi(1, v+1)$ від амплітуди та параметрів, які визначають положення центра мас: $h = l_1 \cos \beta_1 = l_2 \cos \beta_2$; $a = l_1 \sin \beta_1$.

Треба відзначити, що якісні картини затухання поперечно-кутових коливань під дією демпферних пристроїв принципово не відрізняються від лінійного аналогу системи.

Отримані результати можуть слугувати базою для дослідження динаміки СП БКМ під час подолання систематичних нерівностей за умови, що відомо відстані між ними та кінематичні характеристики пересування нерівною поверхнею, якісні закони зміни визначальних параметрів коливань ПЧ у цьому випадку зберігатимуться.

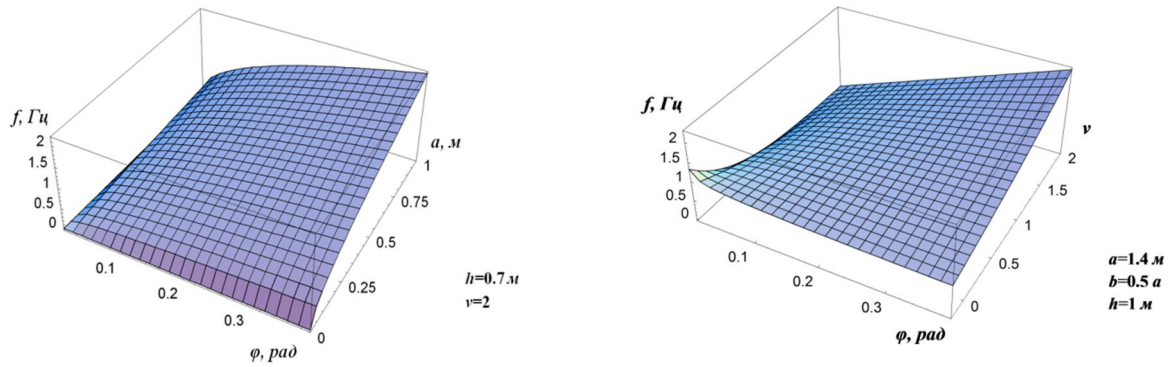


Рис. 1. Залежності частоти власних поперечно-кутових коливань ПЧ від амплітуди коливань та параметрів, які визначають положення центра мас кузова

У такому разі активна складова узагальненої сили під час подолання поодинокі перешкоди представляється у вигляді

$$\begin{aligned} \tilde{Q}_{a,\varphi} = & -c \left((\tilde{z}(t) - \delta_{cm.})^2 + l_1^2 \varphi^2 + 2(\tilde{z}(t) + \delta_{cm.}) \times \right. \\ & \left. \times l_1 \varphi \sin\left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1\right) \right)^{\frac{\nu}{2}} \times \\ & \times \left[\begin{aligned} & \left(\tilde{z}(t) + l_1 \varphi \sin\left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1\right) \right) \left(\sin \beta_1 + \varphi \times \right. \\ & \left. \times \cos\left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1\right) \right) + \\ & \left. + \left(\cos \beta_1 - \varphi \sin\left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1\right) \right) l_1 \varphi \sin\left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1\right) \right] - \\ & - c \left((\delta_{cm.})^2 + l_2^2 \varphi^2 + \right. \\ & \left. + 2\delta_{cm.} l_2 \varphi \sin\left(\frac{\varphi}{2} + \beta_2\right) \right)^{\frac{\nu}{2}} \times l_2 \varphi \sin\left(\frac{\varphi}{2} + \beta_2\right) \times \\ & \times \left[\begin{aligned} & \left(\sin \beta_2 + \cos \beta_2 + \varphi \right. \\ & \left. \times \left[\begin{aligned} & \left(\sin\left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2}\right) - \right. \\ & \left. - \cos\left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2}\right) \right] \right) \right] \end{aligned} \right]. \end{aligned} \quad (5) \end{aligned}$$

Вплив демпферних пристроїв на динаміку ПЧ будемо моделювати силою опору, величина котрої пропорційна відносній складовій швидкості руху точки приєднання амортизатора до ПЧ. За вказаним припущенням, пасивна складова $Q_{p,\varphi}$ узагальненої сили описується залежністю

$$\begin{aligned} \tilde{Q}_{p,\varphi} = & -\alpha l_1 \left[\tilde{z}(t) + \phi l_1 \left(\sin\left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1\right) + \frac{\varphi}{2} \cos\left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1\right) \right) \right] \times \\ & \times \left(\sin \beta + \varphi \cos\left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1\right) \right) - \alpha l_1^2 \left[\phi \left(\cos\left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1\right) - \frac{\varphi}{2} \sin\left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1\right) \right) \right] \times \\ & \times \left(\cos \beta - \varphi \sin\left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1\right) \right) + \alpha l_2 \left[-\phi l_2 \left(\begin{aligned} & \left(\sin\left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2}\right) - \right. \\ & \left. \frac{\varphi}{2} \cos\left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2}\right) \right) \right) \right] \times \\ & \times \left(\sin \beta_2 - \varphi \cos\left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2}\right) \right) - \alpha l_2^2 \left[\phi \left(\cos\left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2}\right) + \right. \right. \\ & \left. \left. + \frac{\varphi}{2} \sin\left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2}\right) \right) \right] \times \\ & \times \left(\cos \beta_2 + \varphi \sin\left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2}\right) \right). \end{aligned} \quad (6) \end{aligned}$$

Що стосується активної та пасивної складових узагальнених сил після подолання транспортним засобом поодинокі перешкоди, то останні трансформуються відповідно до вигляду

$$\begin{aligned} Q_{a,\varphi} = & -c l_1^{\nu+2} \varphi^{\nu+1} \sin\left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1\right) \left[\begin{aligned} & \left(\sin \beta_1 + \varphi \cos\left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1\right) \right) + \\ & \left(\cos \beta_1 - \varphi \sin\left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1\right) \right) \end{aligned} \right] - \\ & - c l_2^{\nu+2} \varphi^{\nu+1} \sin\left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2}\right) \left[\begin{aligned} & \left(\sin \beta_2 - \varphi \cos\left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2}\right) \right) + \\ & \left(\cos \beta_2 + \varphi \sin\left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2}\right) \right) \end{aligned} \right] \\ Q_{p,\varphi} = & -\alpha l_1 \left[\phi l_1 \left(\sin\left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1\right) + \frac{\varphi}{2} \cos\left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1\right) \right) \right] \left(\sin \beta + \right. \\ & \left. + \varphi \cos\left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1\right) \right) - \\ & - \alpha l_1^2 \left[\phi \left(\cos\left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1\right) - \frac{\varphi}{2} \sin\left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1\right) \right) \right] \left(\cos \beta - \right. \\ & \left. - \varphi \sin\left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1\right) \right) + \\ & + \alpha l_2 \left[-\phi l_2 \left(\sin\left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2}\right) - \frac{\varphi}{2} \cos\left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2}\right) \right) \right] \left(\sin \beta_2 - \right. \\ & \left. - \varphi \cos\left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2}\right) \right) - \\ & - \alpha l_2^2 \left[\phi \left(\cos\left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2}\right) + \frac{\varphi}{2} \sin\left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2}\right) \right) \right] \left(\cos \beta_2 + \varphi \sin\left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2}\right) \right). \end{aligned} \quad (8)$$

Наведене вище дозволяє записати диференціальні рівняння, які описують динаміку ПЧ під час руху вздовж шляху із поодинокі нерівністю у вигляді

$$\begin{aligned} I\ddot{\varphi} = & \tilde{Q}_{a,\varphi} + \tilde{Q}_{p,\varphi} \quad \text{при } 0 \leq t \leq \tau, \\ I\ddot{\varphi} = & Q_{a,\varphi} + Q_{p,\varphi} \quad \text{при } t \geq \tau \end{aligned} \quad (9)$$

де $\tau = \frac{d}{V}$ – час контакту колеса із нерівністю.

Для них виходячи із неперервності динамічного процесу існує наступний зв'язок: кут відхилення Φ та кутова швидкість $\dot{\varphi}$ коливань ПЧ в момент виходу із поодинокі нерівності рівні відповідним величинам на початку руху БКМ вздовж ділянки шляху без нерівностей. Цю особливість коливань треба врахувати під час дослідження розв'язку вказаних рівнянь.

Приймаючи до уваги, що максимальне значення функції $\tilde{z}(t)$ є малим, для першого наближення рівняння коливань ПЧ БКМ представимо у вигляді

$$\begin{aligned}
 I\ddot{\varphi} + c\varphi^{v+1} \left[l_1^{v+2} \sin \beta_1 (\sin \beta_1 + \cos \beta_1) + l_2^{v+2} \sin \beta_2 (\sin \beta_2 + \cos \beta_2) \right] = \\
 = -(v+1)c(l_1\varphi)^v \tilde{z}(t) [\tilde{z}(t) + 2l_1 \sin \beta] \times \\
 \times (l_1 \sin \beta_1 (\sin \beta_1 + \cos \beta_1)) - \alpha l_1 \times \\
 \times \left[\dot{\tilde{z}}(t) + \dot{\varphi} l_1 \left(\sin \left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1 \right) + \frac{\varphi}{2} \cos \left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1 \right) \right) \right] \times \\
 \times \left(\sin \beta + \varphi \cos \left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1 \right) \right) - \\
 - \alpha l_1^2 \left[\dot{\varphi} \left(\cos \left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1 \right) - \frac{\varphi}{2} \sin \left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1 \right) \right) \right] \times \\
 \times \left(\cos \beta - \varphi \sin \left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1 \right) \right) + \\
 + \alpha l_2 \left[-\dot{\varphi} l_2 \left(\sin \left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2} \right) - \frac{\varphi}{2} \cos \left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2} \right) \right) \right] \times \\
 \times \left(\sin \beta_2 - \varphi \cos \left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2} \right) \right) - \\
 - \alpha l_2^2 \left[\dot{\varphi} \left(\cos \left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2} \right) + \frac{\varphi}{2} \sin \left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2} \right) \right) \right] \times \\
 \times \left(\cos \beta_2 + \varphi \sin \left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2} \right) \right), \quad (10)
 \end{aligned}$$

при $0 \leq t \leq \tau$,

$$\begin{aligned}
 I\ddot{\varphi} + c\varphi^{v+1} \left[l_1^{v+2} \sin \beta_1 (\sin \beta_1 + \cos \beta_1) + l_2^{v+2} \sin \beta_2 (\sin \beta_2 + \cos \beta_2) \right] = \\
 = -\alpha l_1 \left[\dot{\varphi} l_1 \left(\sin \left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1 \right) + \frac{\varphi}{2} \cos \left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1 \right) \right) \right] \times \\
 \times \left(\sin \beta + \varphi \cos \left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1 \right) \right) - \\
 - \alpha l_1^2 \left[\dot{\varphi} \left(\cos \left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1 \right) - \frac{\varphi}{2} \sin \left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1 \right) \right) \right] \times \\
 \times \left(\cos \beta - \varphi \sin \left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1 \right) \right) + \\
 + \alpha l_2 \left[-\dot{\varphi} l_2 \left(\sin \left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2} \right) - \frac{\varphi}{2} \cos \left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2} \right) \right) \right] \times \\
 \times \left(\sin \beta_2 - \varphi \cos \left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2} \right) \right) - \\
 - \alpha l_2^2 \left[\dot{\varphi} \left(\cos \left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2} \right) + \frac{\varphi}{2} \sin \left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2} \right) \right) \right] \times \\
 \times \left(\cos \beta_2 + \varphi \sin \left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2} \right) \right), \quad (11)
 \end{aligned}$$

при $t \geq \tau$.

$$\begin{aligned}
 I\ddot{\varphi} + c\varphi^{v+1} \left[l_1^{v+2} \sin \beta_1 (\sin \beta_1 + \cos \beta_1) + l_2^{v+2} \sin \beta_2 (\sin \beta_2 + \cos \beta_2) \right] = \\
 = -\alpha l_1 \left[\dot{\varphi} l_1 \left(\sin \left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1 \right) + \frac{\varphi}{2} \cos \left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1 \right) \right) \right] \times \\
 \times \left(\sin \beta + \varphi \cos \left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1 \right) \right) - \\
 - \alpha l_1^2 \left[\dot{\varphi} \left(\cos \left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1 \right) - \frac{\varphi}{2} \sin \left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1 \right) \right) \right] \times \\
 \times \left(\cos \beta - \varphi \sin \left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1 \right) \right) + \\
 + \alpha l_2 \left[-\dot{\varphi} l_2 \left(\sin \left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2} \right) - \frac{\varphi}{2} \cos \left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2} \right) \right) \right] \times \\
 \times \left(\sin \beta_2 - \varphi \cos \left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2} \right) \right) - \\
 - \alpha l_2^2 \left[\dot{\varphi} \left(\cos \left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2} \right) + \frac{\varphi}{2} \sin \left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2} \right) \right) \right] \times \\
 \times \left(\cos \beta_2 + \varphi \sin \left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2} \right) \right), \quad (12)
 \end{aligned}$$

при $t \geq \tau$.

Із урахуванням того, що максимальні значення правих частин диференціальних рівнянь (11) та (12) є малими у порівнянні із максимальними значеннями моменту відновлювальної сили пружних амортизаторів відносно центру ваги, для побудови їх розв'язку застосуємо загальні ідеї методів збурень. Вони дозволяють подати закони зміни в часі визначальних параметрів поперечно-кутових коливань у вигляді

$$\begin{aligned}
 \frac{da_\varphi}{dt} = \frac{1}{\omega(a_\varphi)I} \left\{ -(v+1)c(l_1 a_\varphi)^{v-1} (\tilde{z}(t) - \Delta_{cm}) \left[\tilde{z}(t) - \delta_{cm} + 2l_1 \sin \beta \right] \times \right. \\
 \times (l_1 \sin \beta_1 (\sin \beta_1 + \cos \beta_1)) - \\
 - (v+1)c(l_2 a_\varphi)^{v-1} (\Delta_{cm} + 2l_2 \sin \beta) [l_2 \sin \beta_2 (\sin \beta_2 + \cos \beta_2)] - \\
 \left. - \alpha l_1^2 \left[\left(\frac{\dot{\tilde{z}}(t)}{l_1} + a_\varphi \omega(a_\varphi) \left(1 + \frac{a_\varphi}{2} \right) \right) (\sin \beta_1 + a_\varphi) + \right. \right. \\
 \left. \left. + a_\varphi \omega(a_\varphi) \left(1 - \frac{a_\varphi}{2} \right) (\cos \beta_1 - a_\varphi) \right] + \right. \\
 \left. + \alpha l_2^2 a_\varphi \omega(a_\varphi) \times \left[\left(1 - \frac{a_\varphi}{2} \right) (\sin \beta_2 - a_\varphi) - \left(1 + \frac{a_\varphi}{2} \right) (\cos \beta_2 + a_\varphi) \right] \right\} \quad (13)
 \end{aligned}$$

при $0 \leq t \leq \tau$,

$$\frac{da_\varphi}{dt} = -\frac{\alpha a_\varphi}{I} \left\{ l_1^2 (\sin \beta_1 + \cos \beta_1) + l_2^2 (\sin \beta_2 + \cos \beta_2) \right\}, \quad (14)$$

при $t \geq \tau$.

Таким чином, отримані вище залежності слугують базою для аналізу впливу параметрів підвіски БКМ на поперечно-кутові коливання ПЧ. На рис. 2 - рис. 4 представлено зміну в часі амплітуди поперечно-кутових коливань при подоланні поодинокі нерівності рис. 2а, рис. 3а, рис. 4а і виході із неї рис. 2б,

рис. 3б, рис. 4б правого колеса. Відповідні частоти поперечно-кутових коливань ПЧ представлено на рис. 2в, рис. 3в, рис. 4 в при виході правого колеса із поодинокієї перешкоди за таких значень параметрів $V=10\text{ м/с}$, $s=0,5$; $l_1=l_2=1,4\text{ м}$, $\beta_1=\beta_2=\pi/6$.

Отримані розрахункові співвідношення та побудовані на їх базі графічні залежності показують, що амплітуда поперечно-кутових коливань ПЧ при виході із поодинокієї перешкоди набуває більшого значення у випадках:

а) більших геометричних характеристик перешкоди (більших значеннях параметрів d, h);

б) пологих нерівностей;

в) більш жорстких характеристик відновлювальної сили пружної підвіски.

Одночасно амплітуда поперечно-кутових коливань ПЧ при виході із перешкоди є меншою для більших швидкостей руху БКМ: зростання швидкості руху з 10 м/с до 20 м/с за нелінійної підвіски ($V=4/3$) спричиняє зменшення амплітуди коливань приблизно на 20%, за таких же характеристик нерівності перешкоди.

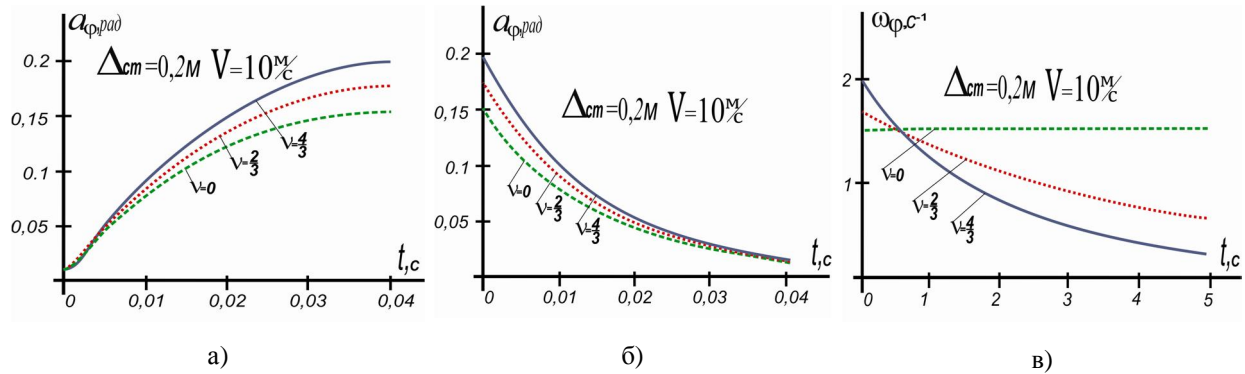


Рис. 2. Закони зміни в часі визначальних параметрів поперечно-кутових коливань за швидкості руху $V=10\text{ м/с}$ таких характеристик нерівностей $h=0,2\text{ м}$, $d=0,4\text{ м}$

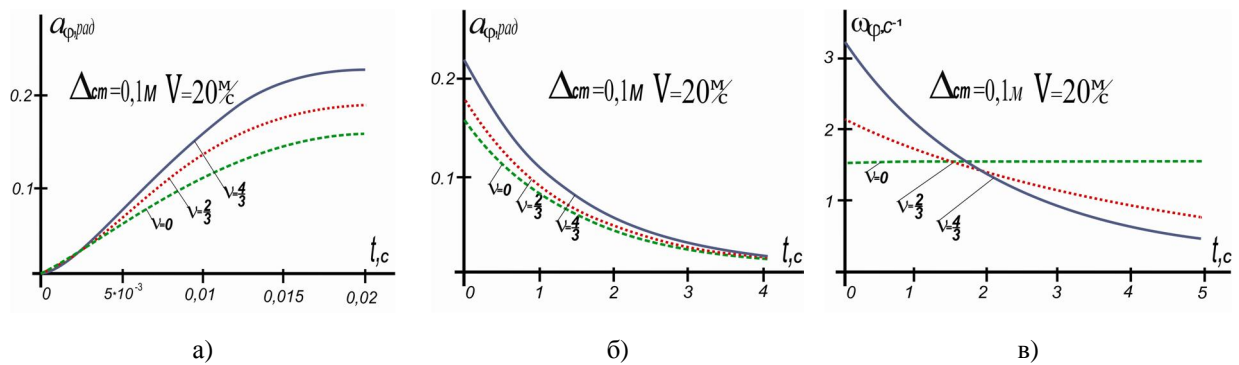


Рис. 3. Закони зміни в часі визначальних параметрів поперечно-кутових коливань за швидкості руху $V=20\text{ м/с}$ таких характеристик нерівностей $h=0,2\text{ м}$, $d=0,4\text{ м}$

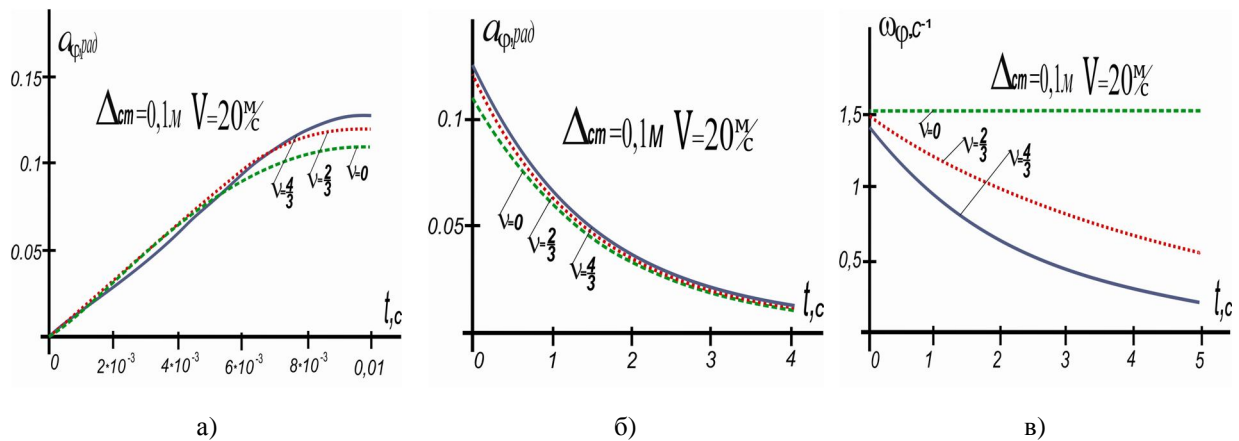


Рис. 4. Закони зміни в часі визначальних параметрів поперечно-кутових коливань за швидкості руху $V=20\text{ м/с}$ таких характеристик нерівностей $h=0,2\text{ м}$, $d=0,2\text{ м}$

Ці результати водночас слугують базою для оцінки впливу нелінійної характеристики СП на ефективність ведення вогню із БКМ під час руху останнього по пересіченій місцевості. Беремо до уваги, що ефективність ведення вогню бойового модуля, жорстко приєданого до ПЧ, залежить від лінійного значення амплітуди та частоти коливань ПЧ. Базою для визначення лінійного значення амплітуди коливань бойового модуля, який приймається зосередженою масою, слугують отримані вище співвідношення (15) та побудовані на їх основі графічні залежності, представлені на рис. 3.4–3.6. Вони з точністю до величин вищого порядку малини дають змогу визначити лінійне значення амплітуди коливань бойового модуля

$$a_m = \max [d_m a_{\phi} ca(v + 1, 1, \psi)], \quad (15)$$

де $d_m = \sqrt{y_0^2 + z_0^2}$ - віддаль бойового модуля до центру ваги ПЧ; y_0, z_0 - його координати.

Беручи до уваги властивості періодичних Атеб-функцій [9], амплітуда коливань бойового модуля рівна $a_m = d_m a_{\phi}$, де a_{ϕ} визначаємо диференціальними рівняннями (13).

Результати порівняльного аналізу ефективності ведення вогню із бойового модуля, встановленого на БКМ, із нелінійною та лінійною характеристиками СП, надано у табл. У ній $k = \frac{\lambda_1 a_L + \lambda_2 \omega_L}{\lambda_1 a_H + \lambda_2 \omega_H}$, λ_1, λ_2 - вагові коефіцієнти впливу лінійної амплітуди та частоти коливань, $a_L, a_H, \omega_L, \omega_H$ - відповідно, амплітуди та частоти коливань бойового модуля за лінійної та нелінійної характеристик СП.

Таблиця

Порівняльні значення ефективності ведення вогню із бойового модуля, встановленого на БКМ, із нелінійною та лінійною силовими характеристиками СП

Параметри								
$V, \text{ м/с}$	v	$\Delta_{cm}, \text{ м}$	$d_m, \text{ м}$	$t, \text{ с}$	$d, \text{ м}$	$\lambda_1, \text{ м}^{-1}$	$\lambda_2, \text{ с}$	k
1	2	3	4	5	6	7	8	9
10	0,67	0,2	1	1	0,4	0,5	0,5	1,15
10	0,67	0,2	1	2	0,4	0,5	0,5	1,33
10	1,33	0,2	1	1	0,4	0,5	0,5	1,07
10	1,33	0,2	1	2	0,4	0,5	0,5	1,35

Надані табличні дані доводять, що ефективність ведення вогню бойовим модулем, який жорстко з'єднаний із БКМ, за нелінійної прогресивної силової характеристики СП є більшою, ніж для лінійної. Крім цього, ефективність ведення вогню є більшою для БКМ:

у яких статична деформація пружних амортизаторів більша;

при русі з меншою швидкістю вздовж пересіченої місцевості.

Висновки

На базі уточненої фізичної та відповідної їй математичної моделей динаміки ПЧ отримані у замкнутому вигляді аналітичні залежності, які описують вплив всієї гами зовнішніх та внутрішніх чинників на динаміку встановленого на БКМ бойового модуля. Їх аналізом встановлено:

під час руху БКМ із нелінійною силовою характеристикою відновлювальної сили СП вздовж впорядкованої системи нерівностей найнебезпечнішим є так званий резонансний випадок. У роботі наведено принципову різницю коливань ПЧ БКМ із нелінійною та лінійною чи квазілінійною характеристиками відновлювальної сили;

ефективність ведення вогню із бойового модуля, встановленого на БКМ, за наведеним вище критерієм для СП із нелінійною підвіскою є вищою до 35%, ніж для СП із лінійною силовою характеристикою. Останнє може слугувати базою для практичних рекомендацій вибору силових параметрів СП з точки зору ефективності ведення вогню.

Список літератури

1. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. – М. : Машиностроение, – 1972. – 392 с.
2. Войтенко В.А. Математичне моделювання пружної підвіски колісного транспортного засобу / В.А. Войтенко // Автоматизація технологічних і бізнес-процесів. – 2012. – № 11, 12. – С. 29–34.
3. Мельников А.А. Теория автомобиля. Колебания и плавность хода: учеб. пособие / А.А. Мельников. – Нижний Новгород: Нижневгородский гос. техн. ун-т, 1998. – 112 с.
4. Сокіл Б.І. Власні вертикальні коливання корпусу автомобіля з урахуванням нелінійних характеристик пружної підвіски / Б.І. Сокіл, Р.А. Нанівський, М.Г. Грубель // Автошляховик України: науково-виробничий журнал. – 2013. – № 5 (235). – С. 15–18.
5. Hrubel M. Influence of characteristics of wheeled vehicle suspensions of its road-holding along curved stretches of track / M. Hrubel, R. Nanyivskyi, M. Sokil // Science & military. – Liptovskij Mikulas, Slovak Republska, 2014. – Vol. 9. – № 1. – P. 15–19.

6. Яценко Н.Н. Плавность хода грузовых автомобилей / Н.Н. Яценко, О.К. Прутчиков. – М.: Машиностроение, 1969. – 219 с.

7. Wan der Pol. A teory of the amplitude of free and forced triode vibrations / Wan der Pol // Radio Review. – 1920. – № 1. – P. 701-710.

8. Грубель М.Г. Резонансні коливання підресореної частини колісних транспортних засобів під час руху вздовж

впорядкованої системи нерівностей / М.Г. Грубель, Р.А. Нанівський, М.Б. Сокил // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – Вінниця, 2015. – № 1 (118). – С. 155-161.

9. Сенік П.М. Про Атеб-функції / П.М. Сенік // Доп. АН УРСР. – 1968. – № 1. – С. 23-26.

Рецензент: д.т.н., доц. Л.В. Крайник, голова правління ВАТ «Укравтобуспром», Львів.

Оценка влияния нелинейных силовых характеристик подвески на эффективность ведения огня боевых колесных машин

П.П. Ткачук, М.Г. Грубель, М.Б. Сокил, Р.А. Нанівський

Работа посвящена исследованию влияния нелинейных характеристик подвески на эффективность ведения огня БКМ, которые эксплуатируются в сложных условиях движения пересеченной местности. Проведен теоретический анализ влияния параметров подвески БКМ на колебания корпуса БКМ вместе с его боевым модулем. Показана сравнительная таблица эффективности ведения огня из установленного модуля при линейной и нелинейной силовой характеристике системы поддресоривания.

Ключевые слова: боевая колесная машина, колебания боевого модуля, эффективность ведения огня.

Impact assessment of nonlinear force characteristics of suspension on the shooting efficiency of combat wheeled vehicles

P. Tkachuk, M. Hrubel, M. Sokil, R. Nanivskyi

The paper is devoted to research the impact of non-linear force characteristics of the suspension on shooting efficiency of combat wheeled vehicles which are operated in difficult driving conditions over rugged terrain. Was conducted the theoretical analysis of the impact of parameters of the suspension of combat wheeled vehicles on the oscillations of body along with its combat module. Was made the comparative table of shooting efficiency with installed modules at linear and non-linear force characteristics of spring system.

On the basis of the specified physical and the corresponding small-content models of the dynamics of the sprung obtained by in-form mknutomu analytical dependences that describe the impact-tion whole range of external and internal work-ers mounted on the dynamics of military wheeled vehicles combat unit.

Key words: combat wheeled vehicles, oscillation of combat module, shooting efficiency.

УДК 621.37: 629.7.05

О.О. Шпилька, О.Ю. Мирончук¹, А.О. Ткач, С.П. Оверчук, В.О. Катюха, Ю.А. Мирончук²

¹ НТУУ «Київський політехнічний інститут»

² Житомирський військовий інститут

ЗАСТОСУВАННЯ БОРТОВИХ РАДІОПЕЛЕНГАЦІЙНИХ ЗАСОБІВ У НАВІГАЦІЙНИХ СИСТЕМАХ МАЛИХ БЕЗПІЛОТНИХ ЛІТАЛЬНИХ АПАРАТІВ

Побудова автономних навігаційних систем на базі МЕМС гіроскопів і акселерометрів утруднена тим, що вони швидко накопичують помилки вимірювань і тому не здатні забезпечити надійне вирішення задач навігації. Більш досконалі лазерні та оптоволоконні гіроскопи мають неприйнятні габарити, масу і вартість. Для автоматичного вирішення завдань навігації раціональне застосування методів пасивного радіопеленгування. Елементи просторової антенної решітки радіопеленгатора можуть бути суміщені з елементами силової конструкції літального апарата. У зонах локальних військових конфліктів зазвичай триває робота стаціонарних джерел радіосигналів цивільного призначення. Такі джерела можуть бути використані в якості радіомаяків. У базі даних бортового комп'ютера літального апарата повинні зберігатися координати і характеристики потенційних радіомаяків.

Точність навігації по радіомаяках залежить від куткової помилки пеленгування і відстані до радіомаяка. У більшості випадків вона достатня для автоматичного польоту за заданим маршрутом і проведення аерофотозйомки.

Ключові слова: безпілотний літальний апарат, автопілот, навігаційна система, радіопеленгація