

ПОЗДОВЖНЬО-КУТОВІ КОЛИВАННЯ ГУСЕНИЧНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ ЗА НЕЛІНІЙНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРУЖНОЇ ПІДВІСКИ

Досліджено впливи нелінійних характеристик підвіски на подовжньо-кутові коливання гусеничних транспортних засобів. Отримано співвідношення, що описують залежність амплітуди, і частоти коливань від параметрів підвіски.

Research of effect of nonlinear characteristics of the suspension on longitudinal-angular oscillations of caterpillar vehicles. It is received ratio amplitudes describing a relation and an oscillation frequency from suspension parameters.

Ключові слова: гусеничний транспортний засіб, подовжньо-кутові коливання.

Вступ

Предметом досліджень даної праці є комплексне вивчення впливу нелінійних характеристик підвіски (демпферів і амортизаторів) на подовжньо-кутові коливання гусеничних транспортних засобів. Як показано у роботах [1–3], належну динаміку пересування останніх може забезпечити підвіска із нелінійними характеристиками амортизаторів та демпферів. В той же час, аналітичне дослідження впливу нелінійних функцій, які описують залежності силових чинників від переміщень та кінематичних параметрів руху на подовжньо-кутові коливання не знайшло належного розвитку через складність інтегрування відповідної системи. У цій статті для дещо спрощеної динамічної моделі, яка описує подовжньо-кутові коливання ГТЗ за обґрунтованих характеристик пружної підвіски, робиться спроба дати практичні рекомендації щодо вибору та компоновки підвіски, яка забезпечує нормативні вимоги щодо частоти подовжньо-кутових коливань.

Рівняння руху

Для вивчення подовжньо-кутових коливань досліджуваній об'єкт будемо моделювати у вигляді твердого тіла, яке приєднано до низки пружних елементів та демпферних пристроїв. Метою даної роботи є вивчення подовжньо-кутових коливань ГТЗ. Тому для фізичної моделі, представленої на рис. 1, вважатимемо, що пружні характеристики підвіски забезпечують коливання тіла навколо центру мас.

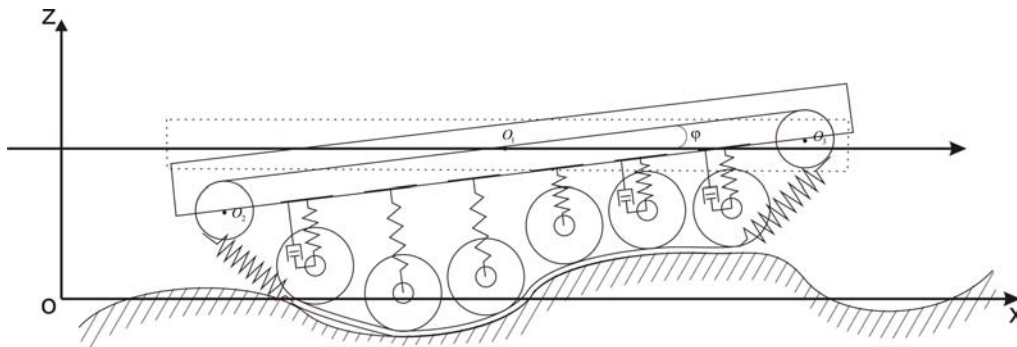


Рис. 1. Розрахункова модель дослідження подовжньо-кутових коливань

Диференціальне рівняння цих коливань у першому наближенні можна записати у вигляді

$$I_o \ddot{\varphi} = \sum_{i=1}^{2n} c_i(l_i \varphi) \varphi_i^2 + \sum_{i=1}^{2n} \gamma_i(l_i \varphi, l_i \dot{\varphi}) l_i, \quad (1)$$

де I_o – момент інерції об'єкту відносно центру мас O , φ – його кут повороту навколо центру мас, $c_i(l_i \varphi)$ – жорсткість i -го пружного елемента (змінна величина), l_i – його віддаль до центру мас у рівноважному положенні об'єкту, $\gamma_i(l_i \varphi, l_i \dot{\varphi})$ – функція, яка описує характеристики амортизаторів.

Примітки:

1. Кількість амортизаторів справа від центру мас рівна кількості амортизаторів зліва від центру мас.
2. Як і у [2], функції $c_i(l_i \varphi)$ які описують пружні властивості амортизаторів мають вигляд

$$c_i(l_i \varphi) = \alpha_i c(\varphi_i)^\nu, \quad 0 \leq \alpha_i \leq 1,$$

$$\nu + 1 = \frac{2m + 1}{2n + 1}, \quad m, n = 0, 1, 2, \dots$$

3. Функції, які описують характеристики амортизаторів представляються у вигляді

$$\gamma(l_i) = \left| \gamma_i \cdot (l_i \varphi_i)^m (l_i \dot{\varphi})^n \right| l_i \dot{\varphi}, \quad \gamma_i - \text{константа.}$$

Наведене вище дозволяє математичну модель поздовжньо-кутових коливань представити у вигляді

$$\ddot{\varphi} + \frac{c}{I_0} \varphi^{\nu+1} \sum_{i=1}^{2n} \alpha_i l_i^{\nu+2} = -\frac{1}{I_0} \sum_{i=1}^{2n} \gamma_i \left| \dot{\varphi}^n \varphi^m \right|^{m+n+1} \dot{\varphi}. \quad (2)$$

У роботі досліджуються тільки поздовжньо-кутові коливання ГТЗ, тому, як впливає із наведених приміток, у положенні статичної рівноваги повинна виконуватись наступна умова

$$\sum_{i=1}^n \alpha_i l_i^{\nu+2} = \sum_{i=1}^{2n} \alpha_i l_i^{\nu+2}. \quad (3)$$

Таким чином, параметри α_i не можуть приймати довільного значення, а зв'язані алгебраїчним співвідношенням (3).

Методика розв'язування

Отже, щоб аналітично дослідити вплив геометричних та динамічних характеристик підвіски на динаміку ГТЗ, треба побудувати розв'язок відповідного диференціального рівняння (2). З цією метою використаємо для вказаного рівняння основні положення теорії збурень [4, 5]. Підставою для її використання є той факт, що для досліджуваних моделей ГТЗ $I_0 \gg \max \sum_{i=1}^{2n} \gamma_i \left| \dot{\varphi}^n \varphi^m \right|$. Відповідно до основних положень цієї теорії побудуємо розв'язок породжуючого рівняння руху досліджуваного об'єкту, тобто

$$\ddot{\varphi} + \frac{c}{I_0} \varphi^{\nu+1} \sum_{i=1}^{2n} \alpha_i l_i^{\nu+2} = 0. \quad (4)$$

Він виражається, як показано в [6–8], за допомогою періодичних Атеб-функцій у вигляді

$$\varphi = \varphi_0 \operatorname{sa}(\nu+1, 1, \Omega(\varphi_0)t + \psi_0), \quad (5)$$

де φ_0, ψ_0 – сталі інтегрування, а $\Omega(\varphi_0)$ – відома функція:

$$\Omega(\varphi_0) = \frac{\Gamma\left(\frac{1}{2} + \frac{1}{\nu+2}\right)}{\sqrt{\pi} \Gamma\left(\frac{1}{\nu+2}\right)} \sqrt{\frac{c(\nu+2)}{2I_0} \sum_{i=1}^{2n} \alpha_i l_i^{\nu+2} \varphi_0^\nu}.$$

На рис. 2 а,б,в та рис. 3 (для базової величини статичного ходу підвіски) для випадку $n=3$ представлено залежності параметрів α_i від k та власної частоти коливань від φ_0 (амплітуди поздовжньо-кутових коливань) за умов: $\alpha_1 = \alpha_4$, $\alpha_2 = \alpha_5$, $\alpha_3 = \alpha_6$ та $\alpha_2 = k\alpha_3$.

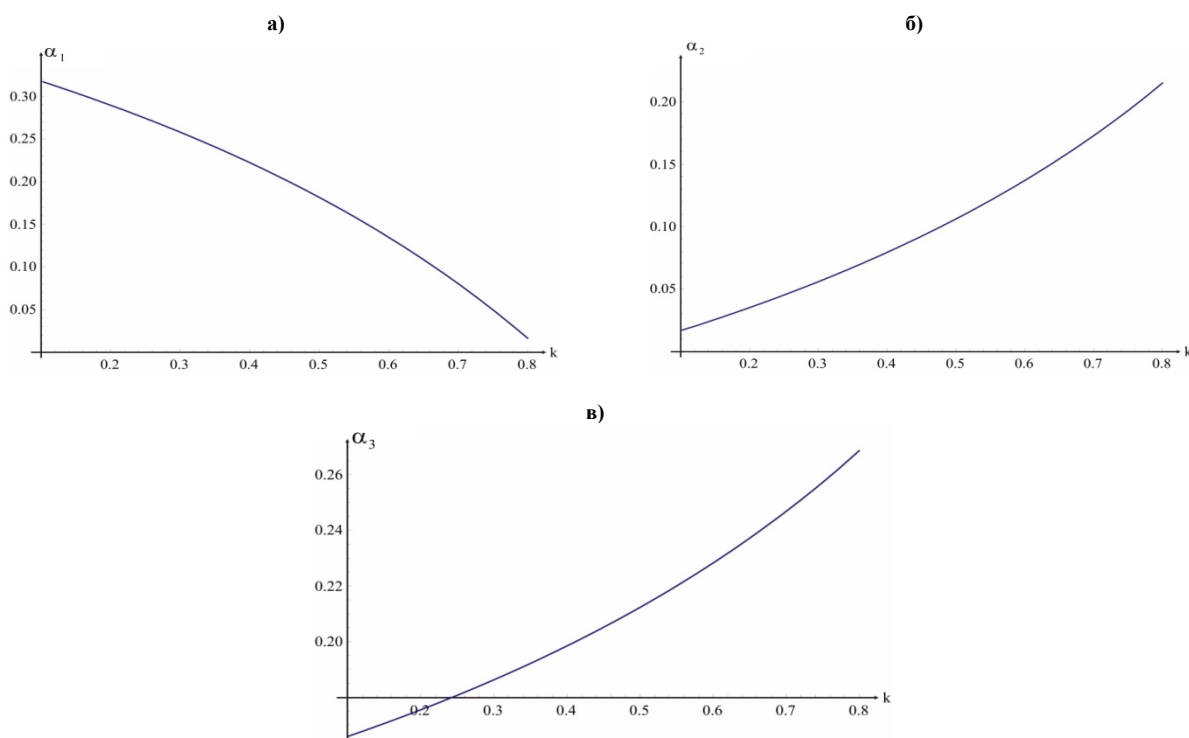


Рис. 2. Залежності параметрів жорсткості від коефіцієнту k

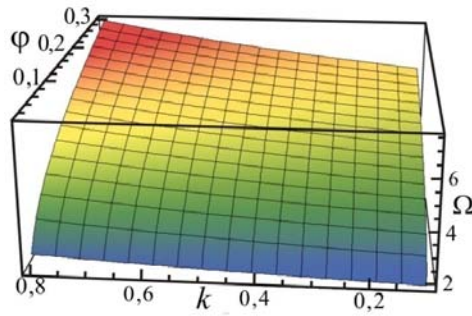


Рис. 3. Залежності частоти власних коливань ГТЗ від амплітуди та параметру k

Наведені залежності підтверджують результати експериментальних досліджень [9], які стверджують, що належну комфортабельність ГТЗ забезпечує підвіска із більшою жорсткістю крайніх пружних елементів при $0.5 \leq k \leq 0.8$.

Вплив характеристик демпферів на амплітудно-частотну характеристику (АЧХ) поздовжньо-кутових коливань

Для оцінки впливу характеристик демпферів на закони згасання коливань побудуємо розв'язок збуреного диференціального рівняння (2). Відомо [10], що наявність сил опору у першому наближенні асимптотичних розв'язків нелінійних рівнянь, які описують коливні процеси систем з одним ступенем вільності призводить до зміни в часі амплітуди коливань. Закон її зміни визначається системою диференціальних рівнянь, де

$$\begin{aligned} \dot{\varphi}_0 &= \frac{(\Omega(\varphi_0))^n (\varphi_0)^{m+n+1}}{2\Pi} \left(\frac{2}{\nu+2}\right)^{n+1} \sum_{i=1}^n \gamma_i \times \\ &\times \int_0^{2\Pi} ca^m(1, \nu+1, \psi) sa^{n+2}(1, \nu+1, \psi) d\psi, \\ \frac{d\varphi_0}{dt} &= \frac{(\Omega(\varphi_0))^n (\varphi_0)^{m+n}}{2\Pi} \left(\frac{2}{\nu+2}\right)^{n+1} \sum_{i=1}^n \gamma_i \times \\ &\times \int_0^{2\Pi} ca^{m+1}(1, \nu+1, \psi) sa^{n+1}(1, \nu+1, \psi) d\psi. \end{aligned} \tag{6}$$

Використовуючи властивості Атеб-функцій, після нескладних операцій інтегрування відповідних виразів, із (6) отримуємо

$$\begin{aligned} \frac{d\varphi_0}{dt} &= \sum_{i=1}^n \gamma_i \left(\frac{2}{\nu+2}\right)^{n+1} \frac{(\Omega(\varphi_0))^n \Gamma\left(\frac{m+1}{\nu+2}\right) \Gamma\left(\frac{n+3}{2}\right)}{2\Pi \cdot \Gamma\left(\frac{m+1}{\nu+2} + \frac{n+3}{2}\right)}, \\ \dot{\psi}_0 &= 0. \end{aligned} \tag{7}$$

Нижче на графіках представлено залежності зміни в часі амплітуди поздовжньо-кутових коливань та частоти власних коливань при таких значеннях параметрів:

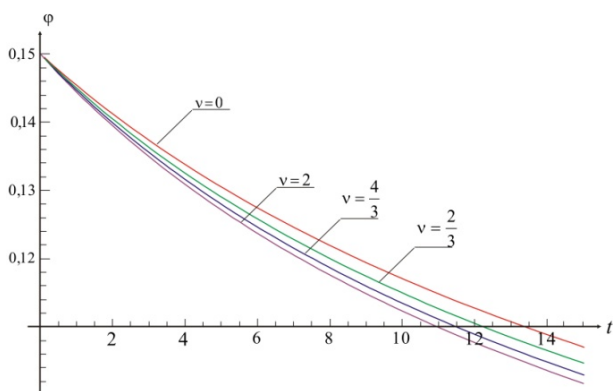


Рис. 4. Залежність зміни амплітуди поздовжньо-кутових коливань від часу

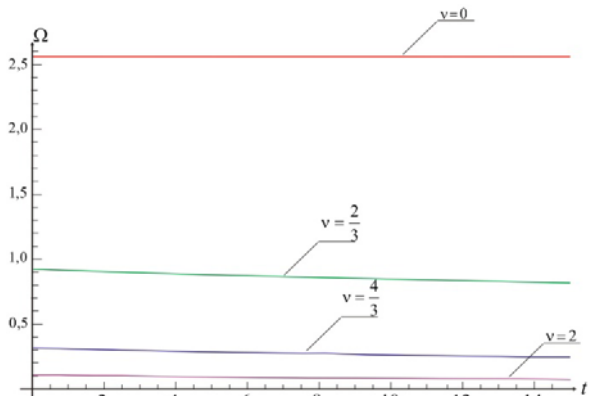


Рис.5. Залежність зміни частоти власних коливань від часу

Висновки

Отримані розрахункові формули та представлені графічні залежності показують:

1. Належну комфортабельність пересування ГТЗ може забезпечити підвіска з нелінійним законом зв'язку між деформацією та переміщенням, причому коефіцієнт пропорційності у вказаному співвідношенні для крайніх амортизаторів повинен бути більшим ніж для решти.
2. Нелінійні сили опору приводять до швидкого затухання поздовжньо-кутових коливань, при чому швидкість затухання не залежить суттєво від нелінійно-пружних характеристик підвіски.
3. Нелінійно-пружні характеристики підвіски суттєво впливають на частоту власних коливань і для більших значень степеня нелінійності (параметра ν) вони є менші.
4. Вплив демпферних пристроїв та амортизаторів на середніх підвісках проявляється меншою мірою як на закони зміни амплітуди поздовжньо-кутових коливань, так і на частоти.
5. Отримані результати слугуватимуть базою для більш складних досліджень динаміки ГТЗ, а саме дослідженню руху останніх по пересіченій місцевості.

Література

1. Дущенко В.В. Исследование возможностей повышения плавности хода модернизированной транспортной гусеничной машины на основе использования серийных узлов подвески / В.В. Дущенко, С.Н. Воронцов, И.В. Мусницкая // *Механіка та машинобудування*. – 1998. – № 1. – С. 83–88.
2. Величко Л.Д. Динаміка гусеничних транспортних засобів по пересіченій місцевості / Л.Д. Величко, Ю.А. Чаган // *Лісове господарство, лісова, паперова і деревообробна промисловість*. – Львів : УДЛТУ. – 2011. – Вип. 21.4. – С. 346–352.
3. Величко Л.Д. Математичне моделювання підвіски гусеничних транспортних засобів / Л.Д. Величко, Б.І. Сокіл, Ю.А. Чаган // *Лісове господарство, лісова, паперова і деревообробна промисловість*. – Львів : УДЛТУ. – 2011. – Вип. 21.5. – С. 316–323.
4. Найфе А.Х. Методы возмущений / Найфе А.Х. – М. : Мир, 1976. – 456 с.
5. Коул Дж. Методы возмущений в прикладной математике / Коул Дж. – М. : Мир, 1972. – 272 с.
6. Rosenberg R.M. Normal models of nonlinear dual – Mode Systems / R.M. Rosenberg // *J. of Appl. Mech.* – June 1960. – P. 263–268.
7. Сенік П. М. Про Ateb-функції / П. М. Сенік // *Доп. АН УРСР*. – 1968. – № 1. – С. 23–26.
8. Сенік П.М. Про табулювання періодичних Ateb-функцій / П.М. Сенік, А.М. Возний // *Доп. АН УРСР*. – 1969. – № 12. – С. 1089–1092.
9. Волосников С.А. Анализ конструкций торсионных подвесок отечественных и зарубежных танков / С.А. Волосников // *Вестник НТИ «ХПИ»*. – 2003. – № 28. – С. 19–23.
10. Боголюбов Н.И. Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний / Н.И. Боголюбов, Ю.А. Митропольский. – М., 1974. – 408 с.

Надійшла 28.9.2012 р.

УДК 612.76

Н.Г. СУРЬЯНИНОВ

Одесский национальный политехнический университет

Е.И. СЕМЕНОВ, О.Н. СЕННИКОВ

Институт стоматологии АМН Украины

БИОМЕХАНИКА САМОРАСКРУЧИВАНИЯ КРЕПЕЖНОГО ВИНТА ПРИ ДЕНТАЛЬНОЙ ИМПЛАНТАЦИИ

Проанализированы причины самораскручивания крепежного винта, соединяющего внутрикостную часть имплантата с абатманом и фиксируемой на нем ортопедической конструкцией.

There have been analyzed causes of self-out-screwing of the fixing screw, jointing the inner-bone part of the implantant with abatment and the being fixed on it orthopedic construction.

Ключевые слова: стоматология, зубопротезирование, винтовые цилиндрические имплантаты, ортопедическая конструкция.

Применение в современной стоматологии имплантатов позволило вывести ортопедическое лечение больных с адентией на качественно новый уровень. Однако перед имплантологией стоит целый ряд вопросов, связанных с оптимизацией работы такой сложной биомеханической системы, каковой является система "протез – имплантат – кость", в которой протез представляет собой несъемную ортопедическую конструкцию, фиксируемую на абатмане двухэтапного винтового имплантата.

Получение ответов на эти вопросы в значительной степени связано с новым подходом, в основе которого лежит построение адекватной математической модели и ее компьютерный анализ. Такой подход стал возможен только с появлением современной компьютерной техники и инженерных программ,