

ВПЛИВ ОСНОВНИХ СИЛОВИХ ПАРАМЕТРІВ КЕРОВАНОЇ СИСТЕМИ ПІДРЕСОРЮВАННЯ НА ПОЗДОВЖНЬО– КУТОВІ КОЛИВАННЯ БОЙОВИХ КОЛІСНИХ МАШИН

У роботі наведено результати теоретичних досліджень впливу основних силових параметрів керованої системи підресорювання на поздовжньо-кутові коливання бойових колісних машин. Проведено аналіз характеру ведення сучасної збройної боротьби та змінених умов застосування бойових колісних машин. Обґрунтовано актуальність підвищення їх рухомості за рахунок покращення показників плавності ходу шляхом використання керованої системи підресорювання. Проведено аналіз відомих науково-методичних підходів щодо опису динаміки колісних машин. За результатами проведеного аналізу встановлено їх недосконалість. Вони ґрунтуються на лінійних залежностях та не дозволяють враховувати вплив основних силових параметрів керованої системи підресорювання на поздовжньо-кутові коливання колісних машин.

Запропоновано фізичну модель бойової колісної машини та аналітичні залежності для оцінки впливу параметрів керованої системи підресорювання на поздовжньо-кутові коливання бойових колісних машин. На відміну відомих отримані залежності мають нелінійний характер та дозволяють враховувати вплив поздовжньо-кутових коливань бойових колісних машин. За результатами аналізу отриманих аналітичних залежностей встановлено, що на відміну від системи підресорювання із лінійним законом відновлювальної сили пружних амортизаторів для адаптивної системи підресорювання власна частота поздовжньо-кутових коливань залежить не тільки від статичної деформації пружних амортизаторів, але й і амплітуди коливань. Також встановлено, що для бойових колісних машин із керованою силовою характеристикою системи підресорювання амплітуда початкового збурення коливань є більшою для систем підресорювання із більшим значенням статичної деформації. Отримано математичне співвідношення для визначення амплітуди початкового збурення поздовжньо-кутових коливань, які зумовлені наїздом бойової колісної машини на поодинокі нерівності опорної поверхні.

Отримані аналітичні залежності в подальшому можуть бути використані для створення програмного продукту, необхідного для розроблення керованої системи підресорювання.

Ключові слова: бойові колісні машини, керована система підресорювання, поздовжньо-кутові коливання, аналітичні залежності.

Вступ. Досвід останніх воєнних конфліктів, зокрема, війна Російської Федерації проти України свідчить, що бойові колісні машини (БКМ) продовжують відігравати важливу роль у вирішенні широкого спектру бойових завдань, що покладаються на підрозділи силових структур.

Широке застосування у військовій сфері досягнень в області інформаційних технологій привело до суттєвого підвищення ефективності сучасних систем озброєння, зміни характеру ведення збройної боротьби. Суттєве збільшення дальності, швидкості, точності та вибірковості впливу сучасних систем озброєння обумовило розширення просторових, скорочення часових показників вирішення завдань і необхідність ведення бойових дій невеликими підрозділами (бойовими групами – БТГр, РТГр).

Зміни умов бойового застосування БКМ полягають у різкому підвищенні можливостей засобів їх ураження, зростанні кількості різнотипних цілей, зміні законів розподілу попадань за кутами обстрілу, а також переході від лінійної взаємодії конфліктуючих сторін до просторової зонально-об'єктової взаємодії автономних бойових груп, які одночасно ведуть розвідувально-ударні, переважно неконтактні, дії на різних напрямках [1].

Однією з основних вимог, яку висувають змінені умови бойового застосування є пристосованість БКМ до високомобільних автономних дій у складі розосереджених бойових груп. Отже, підвищення рухомості БКМ є актуальним завданням.

Аналіз останніх досліджень, виділення не вирішених раніше частин проблеми. Відомо [2], що важливим фактором, що впливає на рухомість БКМ, як здатність переміщуватись по дорогах та місцевості, є плавність ходу.

Одним з перспективних шляхів підвищення плавності ходу колісних машин є застосування керованих підвісок [3-4], які здатні підлаштовувати основні силові параметри підвіски таким чином, щоб динамічна дія на екіпаж (десант) та вантажі (озброєння, обладнання), які транспортуються була мінімальною.

Очевидно, що основою для “підлаштування” параметрів підвіски повинна бути фізична та відповідна їй математична моделі динаміки БКМ вздовж шляху із нерівностями, а від так, отримані на базі вказаного вище, аналітичні залежності, які описують реакцію підресореної частини на той чи інший вид збурень руху. Проведений аналіз існуючих науково-методичних підходів аналітичних досліджень динаміки колісних машин для різних фізичних моделей [5-8], показав, що вони розроблені в основному для малих коливань за лінійних залежностей відновлювальних сил від деформації пружних амортизаторів чи відповідно швидкості деформації демпферних пристроїв.

Тільки в окремих роботах [9-12] за найпростіших фізичних, а від так, для відповідних нелінійних математичних моделей динаміки колісних машин, розроблена методика аналітичного дослідження впливу нелінійно-пружних сил амортизаторів на вертикальні, поперечно-кутові коливання та стійкість руху колісних машин вздовж криволінійних ділянок шляху. Отримані у зазначених роботах результати показують, що пружні амортизатори із нелінійним законом зміни відновлювальної сили впливають не тільки на кількісні характеристики коливань підресореної маси, але й надають їм якісно нового відтінку – частота залежить від амплітуди. До того ж, критична швидкість стійкого руху вздовж криволінійних ділянок шляху за рахунок коливань підресореної частини значно зменшується.

Мета статті. Враховуючи зазначене, метою статті є отримання аналітичних залежностей нелінійної відновлювальної сили пружних амортизаторів від поздовжньо-кутових коливань.

Виклад основного матеріалу. Постановка задачі. На рис. 1а наведено фізичну модель БКМ, яка являє собою непідресорену, підресорену маси, що взаємодіють між собою пружними амортизаторами та демпферними пристроями. Необхідно отримати такі аналітичні залежності, які б дозволили створити програмний продукт керованої системи підресорування.

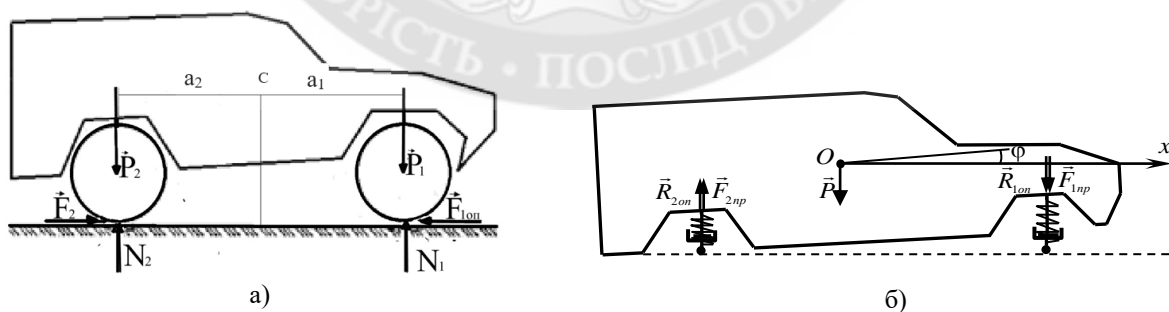


Рисунок 1 – Розрахункова модель БКМ для дослідження поздовжньо-кутових коливань підресореної маси та розподіл зовнішніх сил, які діють на них

Основні припущення щодо фізичної моделі та руху досліджуваного об’єкту:

1. Маса підресореної частини розподілена симетрично відносно вертикальної площини, яка проходить через центр її маси і колінеарна вектору швидкості руху, а маса непідресореної частини є значно меншою від маси підресореної. Тому нею у процесі розв’язування задачі нехтуємо.

2. Силві характеристики амортизаторів та демпферних пристроїв правого та лівго бортів ідентичні та описуються залежностями: $F_i\left(\Delta_i, \frac{d\Delta_i}{dt}\right) = \left(\alpha_i + \beta_i\left(\frac{d\Delta_i}{dt}\right)^{v_1}\right)\Delta_i^{v_2+1}$ - пружна

сила амортизаторів; $R_i(\dot{\Delta}_i) = \gamma_i\left(\frac{d\Delta_i}{dt}\right)^s$ - сила опору демпферних пристроїв ($\alpha_i, \beta_i, \gamma_i$ - сталі,

Δ_i та $\frac{d\Delta_i}{dt}$ відповідно деформація та швидкість деформації пружних амортизаторів чи демпферних пристроїв ($i=1$ - для передньої підвіски та $i=2$ - для задньої), до того ж максимальне значення сил опору демпферних пристроїв є значно меншим від максимального значення відновлювальної сили пружних амортизаторів.

3. Деформації пружних шин є набагато меншими від максимальних деформацій пружних амортизаторів, тому ними під час розв'язування поставленої задачі нехтуємо.

4. Лінійне відносне переміщення центру мас підресореної частини є малими і ними в процесі вивчення динаміки підресореної частини можна знехтувати.

5. Збурення руху підресорена частина отримує за рахунок одночасного наїзду шин правого та лівго бортів на нерівності.

В такому разі підресорена частина здійснює відносно непідресореної поздовжньо-кутові коливання, а отже її відносне положення у довільний момент часу однозначно визначається кутом повороту $\varphi(t)$ (рис.1.б) навколо поперечної осі, яка походить через центр ваги підресореної частини. Деформації ж пружних елементів та швидкості деформацій амортизаторів у довільному положенні підресореної маси визначаються через геометричні та силві параметри системи підресорювання залежностями: $\Delta_i = a_i\varphi(t) + (-1)^i \Delta_{cm.}$, $\frac{d\Delta_i}{dt} = a_i \frac{d\varphi(t)}{dt}$ (a_i, c - параметри, які визначають положення центра мас (рис. 1), $\Delta_{cm.}$ - статична деформація пружних амортизаторів).

Наведене вище, а також співвідношення, які виражають деформації пружних амортизаторів та швидкості деформації демпферів із кутом повороту $\varphi(t)$, дозволяє диференціальне рівняння відносних малих поздовжньо-кутових коливань записати у вигляді:

$$I_C \frac{d^2\varphi}{dt^2} = -a_1 \left[\left(\alpha_1 + \beta_1 \left(a_1 \frac{d\varphi(t)}{dt} \right)^{v_1} \right) (a_1\varphi(t) - \Delta_{cm.})^{v_2+1} - \gamma_1 \left(a_1 \frac{d\varphi(t)}{dt} \right)^s \right] - a_2 \left[\left(\alpha_2 + \beta_2 \left(a_2 \frac{d\varphi(t)}{dt} \right)^{v_1} \right) (a_2\varphi(t) + \Delta_{cm.})^{v_2+1} - \gamma_2 \left(a_2 \frac{d\varphi(t)}{dt} \right)^s \right] \quad (1)$$

Нехай центр ваги знаходиться на однакових віддальх від точок приєднання елементів системи підвіски до підресореної частини. Тоді заміною змінних $\Theta = a\varphi(t) - \Delta_{cm.}$ для випадку $a = a_1 = a_2$ диференціальне рівняння (1) приводиться до вигляду:

$$\frac{d^2\Theta}{dt^2} + \Omega^2 \left(\frac{d\Theta}{dt} \right)^{v_1} (\Theta)^{v_2+1} = -\frac{1}{I_C} F\left(\Theta, \frac{d\Theta}{dt}\right) \quad (2)$$

$$\text{де } F\left(\Theta, \frac{d\Theta}{dt}\right) = -\left[\left(\alpha_1 (\Theta)^{v_2+1} + \alpha_2 (\Theta + 2\Delta_{cm.})^{v_2+1} \right) + (\gamma_1 + \gamma_2) \left(\frac{d\Theta}{dt} \right)^s \right] +$$

$$+ 2(v_2 + 1)\Delta_{cm} \Theta^{v_2} \left\{ \left(\alpha_2 + \beta_2 \left(\frac{d\Theta}{dt} \right)^{v_1} \right) (\Theta + 2\Delta_{cm})^{v_2+1} \right\}, \quad \Omega^2 = \frac{(\beta_1 + \beta_2)}{I_C}.$$

Права частина диференціального рівняння (2), в силу прийнятих вище припущень, приймає максимальне значення, яке є малою величиною у порівнянні із максимальним значенням функції $\Omega^2 \left(\frac{d\Theta}{dt} \right)^{v_1} (\Theta)^{v_2+1}$. Вказане є підставою для використання основної ідеї методу Ван дер Поля у поєднанні із періодичними Атеб-функціями [13-14] для побудови розв'язку цього рівняння. Для реалізації вказаного перш за все знайдено розв'язок його "незбуреного" аналогу, тобто рівняння:

$$\frac{d^2\Theta}{dt^2} + \Omega^2 \left(\frac{d\Theta}{dt} \right)^{v_1} (\Theta)^{v_2+1} = 0. \quad (3)$$

Це рівняння буде описувати коливальний процес підресореної частини, якщо параметри v_1, v_2 , приймають значення: $v_1 = \frac{2(r_1 - s_1)}{2s_1 + 1}, v_2 + 1 = \frac{2r_2 + 1}{2s_2 + 1}, r_1, r_2, s_1, s_2 = 0, 1, 2, \dots$. Зокрема, при $v_1 = 0, v_2 = 0$ рівняння (3) описує власні лінійні поздовжньо-кутові коливання підресореної частини БКМ, а випадок же $v_1 = 0, v_2 > 0$ відповідає нелінійним коливанням із прогресивним законом зміни відновлювальної сили амортизаторів, а $v_1 = 0, v_2 < 0$ - регресивному закону її зміни. У загальному випадку поздовжньо-кутові коливання підресореної маси описуються у замкнутому вигляді за допомогою періодичних Атеб - функцій у вигляді:

$$\Theta(t) = \varepsilon \left\{ \begin{array}{l} ca \left(v_2 + 1, \frac{1}{1 - v_1}, \omega(\varepsilon)t + \Theta_0 \right), \\ sa \left(\frac{1}{1 - v_1}, v_2 + 1, \omega(\varepsilon)t + \Theta_0 \right) \end{array} \right\} \quad (4)$$

де ε і Θ_0 для незбуреного руху є сталими і визначаються із початкових умов, $\omega(\varepsilon)$ - частота власних коливань, яка описується залежністю

$$\omega(\varepsilon) = \frac{v_2 + 2}{2} \left(\Omega^2 \frac{2 - v_1}{(1 - v_1)(v_2 + 2)} \right)^{\frac{1}{2 - v_1}} \varepsilon^{\frac{v_1 + v_2}{2 - v_1}} \quad (5)$$

Якщо в наведеному вище виразі перейти, до базової узагальненої координати $\varphi(t)$, прийнявши до уваги, що її максимальне значення рівне φ_0 , отримаємо:

$$\omega_n(\varphi_0) = \frac{v_2 + 2}{2} \left(\frac{12g(2 - v_1)}{(1 - v_1)(v_2 + 2)} \frac{(\beta_1 + \beta_2)}{(\alpha_1 + \alpha_2)\Delta_{cm}^{v_2+1}(4a^2 + c^2)} \right)^{\frac{1}{2 - v_1}} (\varphi_0)^{\frac{v_1 + v_2}{2 - v_1}} \quad (6)$$

Таким чином, на відміну від системи підресорювання із лінійним законом відновлювальної сили пружних амортизаторів для адаптивної системи, що розглядається, власна частота поздовжньо-кутових коливань залежить не тільки від статичної деформації пружних амортизаторів, але й і амплітуди вказаних коливань. На рис. 2 представлено залежності зазначеної частоти $f = \omega/2\pi$ від амплітуди φ_0 . 2π - період використаних Атеб-функцій. Під час побудови залежностей прийнято такі значення: $a = 1,5; C=1; \alpha_1 = 50000; \alpha_2 = 50000; \beta_1=100000; \beta_2=100000$.

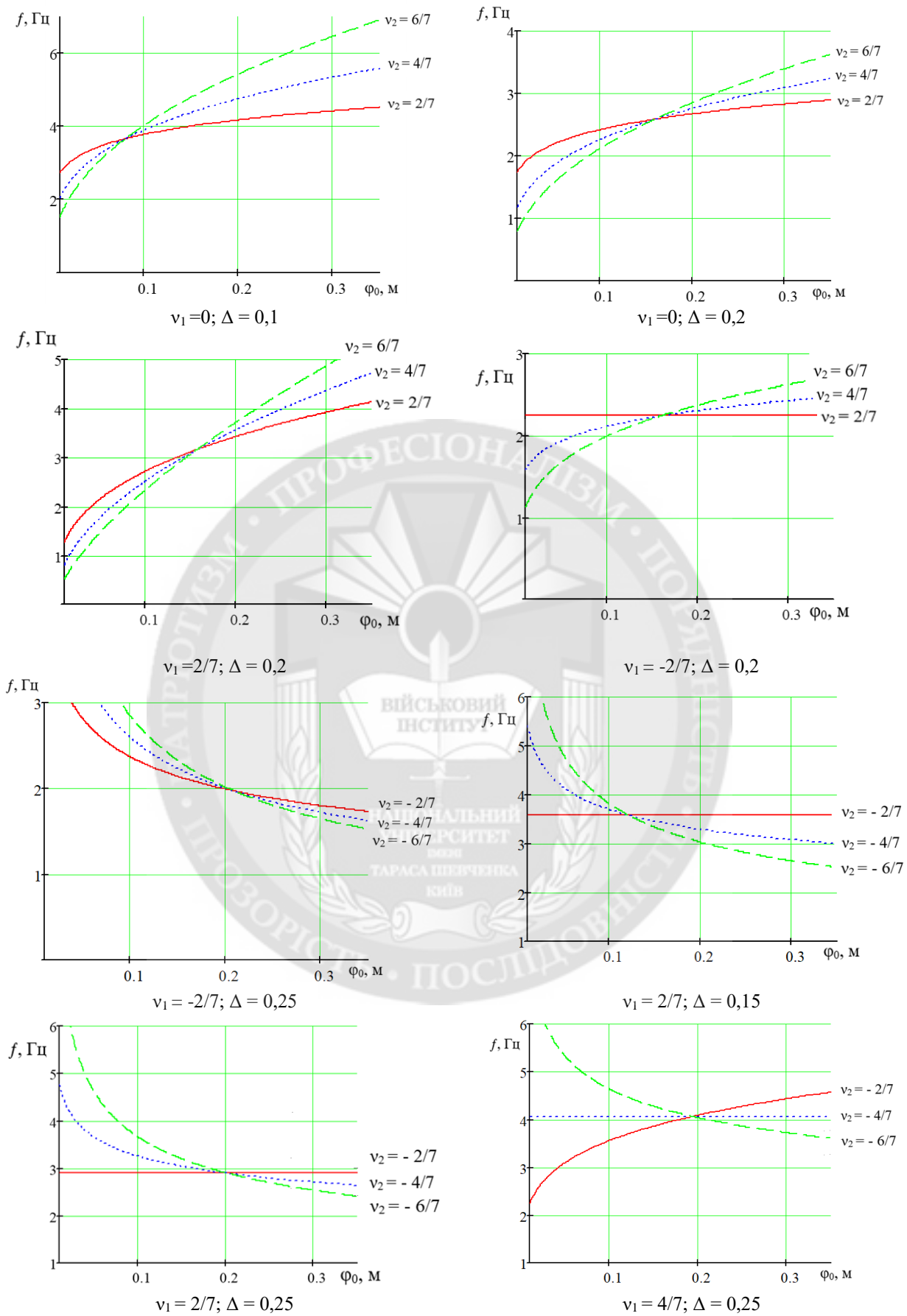


Рисунок 2 – Залежності частоти власних нелінійних коливань від амплітуди за різних силових значень параметрів керованої підвіски

Таким чином, отримані аналітичні співвідношення та побудовані графічні залежності показують, що:

- частота власних коливань для більших значень амплітуди приймає більше значення у випадках: $v_1 > 0, v_2 > 0$; $v_1 < 0, v_2 > 0$ і менше значення при $v_1 < 0, v_2 < 0$ та $v_1 > 0, v_2 < 0$ і $|v_2| > v_2$;

- у випадку $v_1 = -v_2$ коливальний процес підресореної частини є ізохронним;

- виходячи із частоти поздовжньо-кутових коливань ергономічним умовам експлуатації більшою мірою задовольняє система підресорювання із статичною деформацією, що змінюється в межах $0,15 < \Delta_{cm} < 0,25$ м та $-4/7 < v_1 < 2/7$ та $0 < v_2 < 4/7$.

Залежність (6) є одночасно базовою для визначення амплітуди початкового збурення поздовжньо – кутових коливань, які зумовлені наїздом БКМ на поодинокі нерівності шляху за умови, що початкова амплітуда коливань (до наїзду на нерівність) була рівна нулеві. Дійсно, якщо вважати, що за рахунок наїзду на поодинокую нерівність шляху підресорена маса отримала початкову кутову швидкість $\bar{\omega}_n$, то амплітуда коливань підресореної маси зв'язана із вказаною величиною залежністю:

$$\frac{2\bar{\omega}_n \left((\alpha_1 + \alpha_2)(1 - v_1)(v_2 + 2) \Delta_{cm}^{v_2+1} (4a^2 + c^2) \right)^{\frac{1}{2-v_1}} (\varphi_0)^{\frac{v_1+v_2}{v_1-2}} - \varphi_0 = 0. \quad (7)$$

$$\frac{1}{(v_2 + 2)(12g(2 - v_1)(\beta_1 + \beta_2))^{\frac{1}{2-v_1}}}$$

Із алгебраїчного співвідношення (7) знаходимо

$$\varphi_0 = \left(\frac{v_2 + 2}{2\bar{\omega}_n} \right)^{\frac{v_1-2}{v_2+2}} \frac{\left((\alpha_1 + \alpha_2)(1 - v_1)(v_2 + 2) \Delta_{cm}^{v_2+1} (4a^2 + c^2) \right)^{\frac{1}{2+v_2}}}{(12g(2 - v_1)(\beta_1 + \beta_2))^{\frac{1}{2+v_2}}}. \quad (8)$$

На рис. 3 та рис. 4 представлено залежності амплітуди початкового збурення від початкової кутової швидкості збурення коливань $\bar{\omega}_n$ та статичної деформації відповідно.

Представлені графічні залежності показують, що амплітуда початкового збурення коливань є більшою для систем підресорювання із більшим значенням статичної деформації, причому із ростом значень параметрів v_1 та v_2 її величина зменшується. Для малого початкового збурення вона для прогресивної силової характеристики $v_2 \geq 0$ за величиною є більшою для більших значень вказаного параметру, для значних за величиною початкових збурень коливань навпаки – для більших значень параметру $v_2 \geq 0$ вона приймає менші значення.

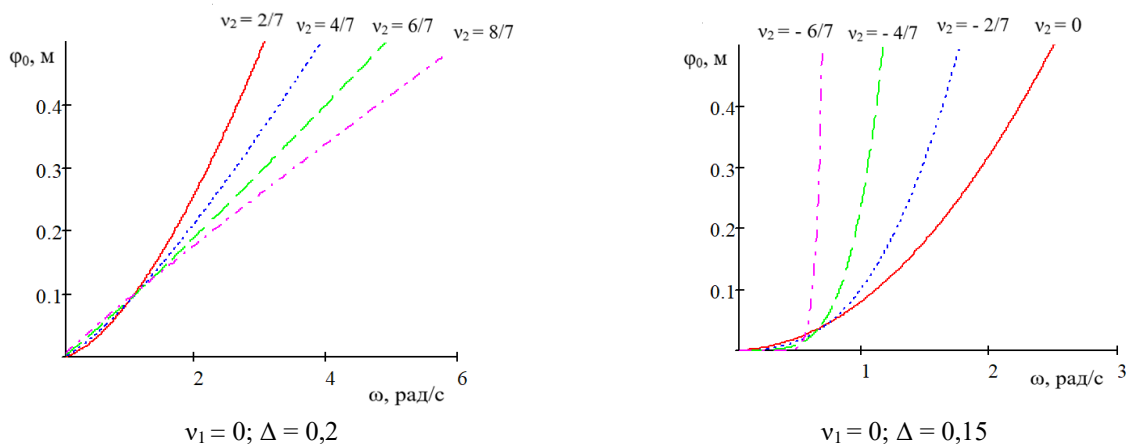


Рисунок 3 – Залежність початкової амплітуди поздовжньо-кутових коливань від кутової швидкості початкового збурення

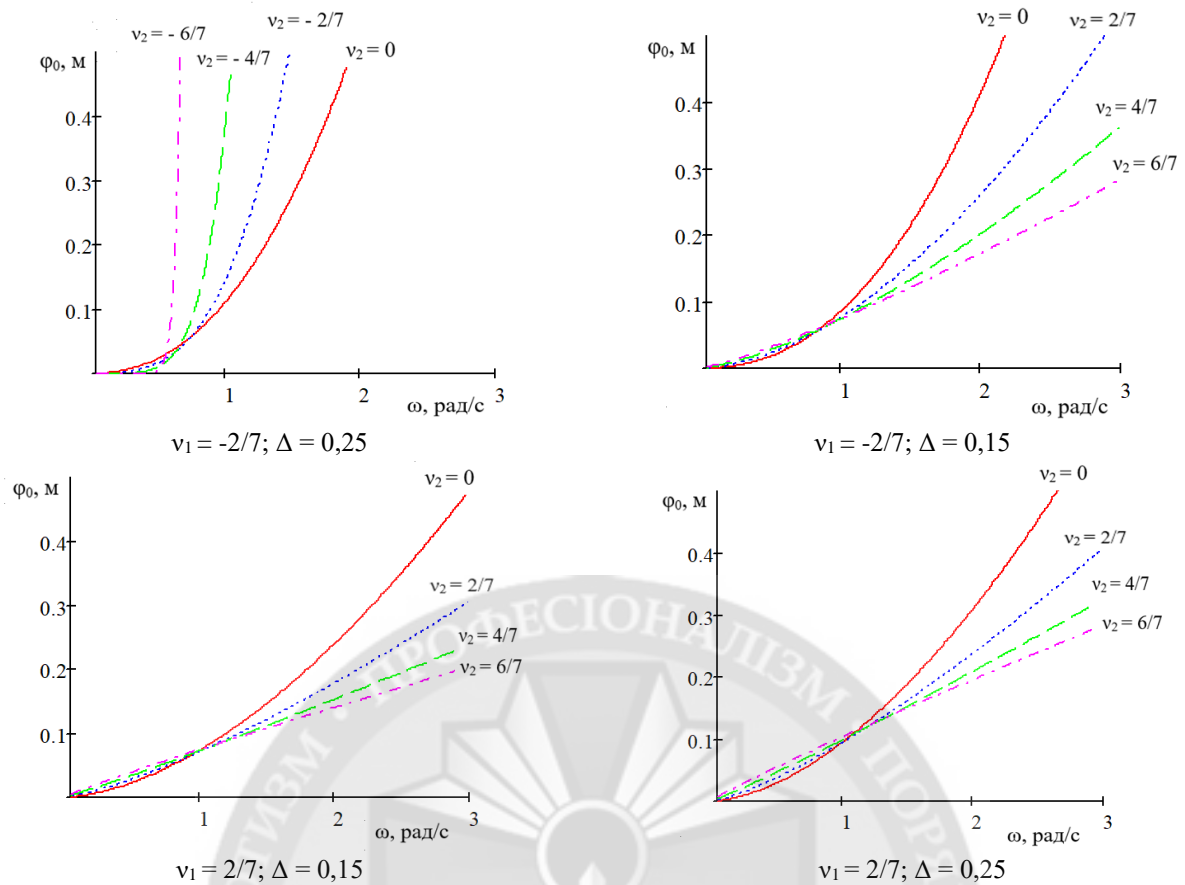


Рисунок 3 – Залежність початкової амплітуди поздовжньо-кутових коливань від кутової швидкості початкового збурення (продовження)

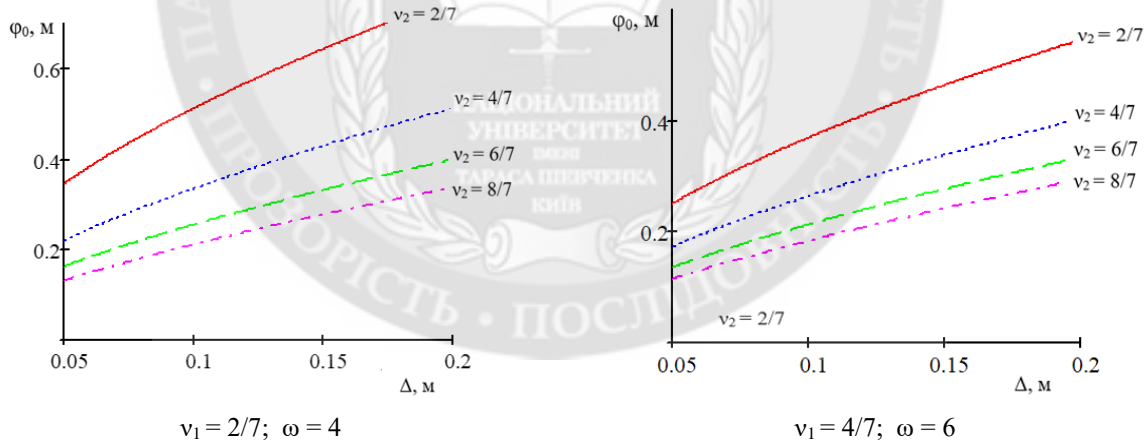


Рисунок 4 – Залежність амплітуди початкового збурення коливань від статичної деформації ПЧ за різних величин початкової швидкості та силових параметрів керованої підвіски

Одночасно вказані вище залежності служать для створення програмного продукту керованої системи підресорювання.

Висновки. У статті наведено результати теоретичного дослідження керованої системи підресорювання БКМ на основні параметри поздовжньо-кутових коливань підресореної частини. Побудовано відповідну математичну модель. На її основі отримано аналітичні залежності для оцінки впливу на амплітудно-частотну характеристику коливань параметрів, які описують основні параметри керованої підвіски. За результатами аналізу отриманих

аналітичних та побудованих графічних залежностей встановлено, що для БКМ із керованою силовою характеристикою системи підресорювання:

1. Амплітуда початкового збурення коливань є більшою для систем підресорювання із більшим значенням статичної деформації, причому із ростом значень параметрів v_1 та v_2 її величина зменшується. Для малого початкового збурення вона для прогресивної силової характеристики $v_2 \geq 0$ за величиною є більшою для більших значень вказаного параметру, а для значних за величиною початкових збурень коливань навпаки – для більших значень параметру $v_2 \geq 0$ вона приймає менші значення.

2. Частота власних коливань для більших значень амплітуди приймає більше значення у випадках: $v_1 > 0, v_2 > 0$; $v_1 > 0, v_2 < 0$ при $|v_1| > |v_2|$; $v_1 < 0, v_2 > 0$.

3. Для випадку $v_1 = -v_2$ коливальний процес підресореної частини є ізохронним.

4. Ергономічним умовам експлуатації по частоті поздовжньо-кутових коливань більшою мірою задовольняє система підресорювання із статичною деформацією, що змінюється в межах $0,15 < \Delta_{cm} < 0,25$ м та $-4/7 < v_1 < 2/7$ та $0 < v_2 < 4/7$.

В подальшому отримані аналітичні залежності будуть використані для створення програмного продукту, необхідного для розроблення керованої системи підресорювання.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Купріненко О. Бойові броньовані машини. Концептуальні основи проектування: монографія. Львів : НАСВ, 2017. 198 с.

2. Теория, конструкция и расчет боевых колесных машин / под ред. В.И. Медведкова. М. : Академия бронетанковых войск, 1976. 405 с.

3. Манзьяк М.О., Крайник Л.В., Грубель М.Г. Тенденції розвитку конструкцій підвісок військових автомобілів. Системи озброєння і військова техніка. 2021. №1(65). С. 27-35. <https://doi.org/10.30748/soivt.2021.65.04>.

4. Василенко О.В., Дущенко В.В. Перспективи розвитку систем підресорювання військових гусеничних і колісних машин. Механіка та машинобудування. 2009. № 1. С. 163-174.

5. Taghavifar H., Mardani H. Off-road Vehicle Dynamics. New York: Springer-Verlag, 2017. 183 p.

6. Wishbone V., Jagirdar, V., Dadar M., Sulakhe V. Structure for Front Independent Suspension of a Military Truck. Defence Science Journal. 2010. № 2(60). Pp. 178-183. <https://doi.org/10.14429/dsj.60.337>.

7. Дущенко В.В. Схеми підресорювання військових гусеничних і колісних машин: розрахунок і синтез. Харків: НТУ «ХПІ», 2018. 336 с.

8. Yechen Qin, Feng Zhao, Zhenfeng Wang, Liang Gu, Mingming Dong Analysis for Influence of Control lable Damper Time Delayon Semi-Active Suspension Control Strategies. Journal of Vibration and Acoustics. 2017. № 139(3). Pp. 12.

9. Дущенко В.В. Недостатки, причины их возникновения и противоречия развития известных физических принципов действия упругих элементов систем подресоривания военных гусеничных и колесных машин. Вестник НТУ «ХПИ». 2007. № 33. С. 46-52.

10. Нанівський Р.А. Вплив на занесення коливань підресореної частини БКМ під час його руху вздовж криволінійної ділянки шляху. Науковий вісник НЛТУ України. Львів: РВВ НЛТУ України, 2014. Вип. 24.3. С. 366-372.

11. Hrubel M., Nanivskyi R., Sokil M. Influence of characteristics of wheeled vehicle suspensions of its road-holding along curved stretches of track. Science & military. 2014. Vol. 9, № 1, Pp.15-19.

12. Dynamic Effect of Cushion Part of Wheeled Vehicles on Their Steerability/ B. Sokil, O. Lyashuk, M. Sokil, P.Popovich, Y.Vovk and O.Perenchuk. International Jornal of Automotive and Mechanical Engineering, Volume 15, Issue 1. Pp. 4880-4892.

13. Сенік П.М. Обернення неповної Beta-функції. Український математичний журнал, 1969. № 3. С. 325-333.

14. Сенік П. М., Сокіл Б. І. Про застосування u-методики для одного класу коливних систем. Доповіді АН УРСР. 1977. №1. С. 12-16.

REFERENCES:

1. Kuprinenko, O. (2017), "Bojovi bronovani mashini. Konceptualni osnovi proektuvannya" [Combat armored vehicles. Conceptual foundations of the project], NASV, Lviv, 198 p.
2. Medvedkov, V. (1976), "Teoriya, konstrukciya i raschet boevykh kolesnykh mashin" [Theory, design and calculation of combat wheeled vehicles], Academy of Armored Forces, Moscow, 405 p.
3. Manzyak, M., Krainik, L., Grubel, M. (2021), "Tendenciya rozvitku konstrukcij pidvisok vijskovich avtomobiliv" [Trends in the development of the suspension design of military vehicles], Systems of Arms and Military Equipment. №1(65). pp. 27-35. <https://doi.org/10.30748/soivt.2021.65.04>.
4. Vasilenko, O., Dushchenko, V. (2009), "Perspektivi rozvitku sistem pidresoryuvannya vijskovich gusenichnih i kolisnih mashin" [Prospects for the development of supply systems for military tracked and wheeled vehicles], Mechanics and machine building. № 1. Pp. 163-174.
5. Taghavifar, H., Mardani, H. (2017), Off-road Vehicle Dynamics. Springer-Verlag, New York: 183 p.
6. Wishbone, V., Jagirdar, V., Dadar, M., Sulakhe, V. (2010), Structure for Front Independent Suspension of a Military Truck. Defence Science Journal. № 2(60). Pp. 178-183. <https://doi.org/10.14429/dsj.60.337>.
7. Dushchenko, V. (2018), "Shemi pidresoryuvannya vijskovich gusenichnih i kolisnih mashin: rozrahunok i sintez" [Schemes for the supply of military caterpillar and wheeled vehicles: development and synthesis], NTU "KhPI", Kharkiv, 336 p.
8. Yechen Qin, Feng Zhao, Zhenfeng Wang, Liang Gu, Mingming Dong Analysis for Influence of Control lable Damper Time Delayon Semi-Active Suspension Control Strategies. Journal of Vibration and Acoustics. 2017. № 139(3). Pp. 12.
9. Dushchenko, V. (2007), "Nedostatki, prichiny ih vozniknoveniya i protivorechiya razvitiya izvestnykh fizicheskikh principov dejstviya uprugih elementov sistem podressorivaniya voennykh gusenichnykh i kolesnykh mashin" [Disadvantages, causes of their occurrence and contradictions in the development of known physical principles of action of elastic elements of suspension systems for military tracked and wheeled vehicles], Bulletin of NTU "KhPI", № 33. Pp. 46-52.
10. Nanivskiy, R. (2014), "Vplyv na zanesennya kolivan pidresorenoyi chastini BKM pid chas jogo ruhu vzdovzh krivoliniynoyi dilyanki shlyahu" [Influence on the skid of vibrations of the sprung part of a combat wheeled vehicle during its movement along a curved section of the road] Scientific Bulletin of NLTU of Ukraine. Lviv, №24.3. Pp. 366-372.
11. Hrubel, M., Nanivskiy, R., Sokil, M. (2014), Influence of characteristics of wheeled vehicle suspensions of its road-holding along curved stretches of track. Science & military. Vol. 9, № 1, Pp.15-19.
12. Dynamic Effect of Cushion Part of Wheeled Vehicles on Their Steerability/ B. Sokil, O. Lyashuk, M. Sokil, P. Popovich, Y. Vovk and O. Perenchuk. International Journal of Automotive and Mechanical Engineering. Volume 15, Issue 1. Pp. 4880-4892.
13. Senik, P. (1969), "Obernennya nepovnoyi Veta-funkciyi" [The wrapping of the non-standard Beta function], Ukrainian Mathematical Journal. № 3. Pp. 325-333.
14. Senik, P., Sokil, B. (1977), "Pro zastosuvannya u-metodiki dlya odnogo klasu kolivnih sistem" [On the use of the u-method for one class of shower systems] Dopovidi Academy of Sciences URSR. №1. Pp. 12-16.

Doctor of Technical Science, Professor Sokil B.I.,

Doctor of Technical Science Kuprinenko O.M., PhD Sokil M.B.

PECULIARITIES OF APPLICATION OF SEISMOACOUSTIC LOCATION FOR DETERMINATION OF MOVING OBJECTS

The paper presents the results of theoretical studies of the influence of the main power parameters of the controlled suspension system on the longitudinal-angular oscillations of combat wheeled vehicles. An analysis was made of the nature of the conduct of modern armed struggle and the changed conditions for the use of combat wheeled vehicles. The relevance of increasing their mobility by improving the smoothness of the ride through the use of a controlled suspension system is substantiated. The analysis of well-known scientific and methodological approaches to describing the dynamics of wheeled vehicles is carried out. According to the results of the analysis, their imperfection was established. They are based on linear dependencies and do not allow taking into account the influence of the main power parameters of the controlled suspension system on the transverse-angular vibrations of wheeled vehicles.

A physical model of a combat wheeled vehicle and analytical dependencies for assessing the influence of the parameters of a controlled suspension system on the longitudinal-angular oscillations of combat wheeled vehicles are proposed. Unlike the known ones, the obtained dependences are non-linear and allow taking into account the influence of longitudinal-angular oscillations of combat wheeled vehicles. Based on the results of the analysis of the obtained analytical deposits, it was found that, in contrast to suspension systems with a linear law of the restoring force of elastic shock absorbers, for an adaptive suspension system, the natural frequency of longitudinal-angular oscillations depends not only on the static deformation of elastic shock absorbers, but also on the oscillation amplitude. It was also found that for combat wheeled vehicles with a controlled power characteristic of the suspension system, the amplitude of the initial perturbation of vibrations is greater for suspension systems with a large value of static deformation. A mathematical relation has been obtained to determine the amplitude of the initial disturbance of the longitudinal-angular oscillations caused by the collision of a combat wheeled vehicle on the unevenness of the supporting surface.

The obtained analytical dependencies can later be used to create a software product necessary for the development of a controlled suspension system.

Key words: combat wheeled vehicles, controlled suspension system, longitudinal-angular oscillations, analytical dependencies.

