

УДК 629.331
UDC 629.331

Грубель М.Г.

*Національна академія сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного, м. Львів,
Україна*

ТЕОРЕТИЧНІ ЗАСАДИ ФОРМУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ПІДВІСКИ КОЛІСНОЇ ВІЙСЬКОВОЇ АВТОМОБІЛЬНОЇ ТЕХНІКИ ЗА УМОВ РУХУ БЕЗДОРІЖЖЯМ

У роботі розглянуто питання формування пружно-демпфуючих характеристик підвіски зразків колісної військової автомобільної техніки (ВАТ) з умов захисту екіпажу від динамічних навантажень при русі бездоріжжям. Побудовано фізичну модель для дослідження поперечно-кутових коливань зразка колісної ВАТ із нелінійною силовою характеристикою системи піддресорення (СП). Для неї побудовано математичну модель поперечно-кутових коливань піддресореної частини (ПЧ) під час руху зразка ВАТ вздовж шляху із нерівностями. На базі її аналітичного розв'язку отримано залежність частоти власних поперечно-кутових коливань від амплітуди за різних параметрів, що характеризують пружну силу амортизаторів. Досліджено вплив всієї множини параметрів підвіски зразка ВАТ, а також профілю нерівностей шляху на динаміку ПЧ за різних швидкостей руху. Зокрема встановлено, що для зразків ВАТ із прогресивною характеристикою СП за більших значень величин статичної деформації пружних амортизаторів амплітуда виходу із наступної нерівності є дещо більшою ніж із попередньої. Також за більших величин швидкостей руху вздовж шляху із нерівностями амплітуда поперечно-кутових коливань є меншою. Крім того за однакових швидкостей руху та статичних деформацій пружних амортизаторів амплітуда виходу із нерівності за прогресивної характеристики пружних амортизаторів є дещо меншою, як для регресивної.

Ключові слова: бездоріжжя, коливання і вібрації, підвіска автомобіля, колісна ВАТ, поперечно-кутові коливання.

ВСТУП

Колісна ВАТ під час виконання завдань експлуатуються, як правило, у набагато складніших умовах ніж автомобілі загального призначення. Вона повинна бути більш маневреною за великих швидкостей руху вздовж шляху із значними нерівностями чи, навіть, під час руху вздовж пересіченої місцевості. Тому для формування або підбору параметрів системи підвіски колісної ВАТ та інших систем ставляться набагато жорсткіші вимоги ніж для автомобілів загального призначення. Традиційно базові конструктивні параметри і характеристики підвіски автомобіля загального призначення проектувались з умов номінальних навантажень і руху автомобільними дорогами I та II категорій з асфальтобетонним покриттям. Повнопривідні модифікації т.зв. автомобілів багатоцільового призначення, що досі складають основу автомобільного парку ВАТ ЗС України, базувались на максимальній агрегатній комплектації з базовими моделями загального призначення при незначних доповненнях: змінами насамперед агрегатів силового приводу – перехід на всі ведучі осі; розподільна коробка з пониженим діапазоном в трансмісії; односкатна ошиновка з умов прохідності та при необхідності перехід на колісну схему бхб; система централізованого регулювання тиску в шинах і т.п.

Такі доповнення були призначені для покращення опорно-зчпної прохідності. Однак при русі бездоріжжям окрім опорно-зчпної прохідності, реальна максимальна швидкість руху обмежується штучно екіпажем автомобіля з умов підтримання комфортності руху через надмірні віброколивання, що викликані нерівностями опорної поверхні (ОП). Ці граничні рівні вібронавантажень та допустимі тривалості їхньої дії на екіпаж без значного впливу на його працездатність відомі і задекларовані у сучасній фаховій літературі з колісної ВАТ [1,2].

У сучасних зразках колісної ВАТ використовуються різні типи СП. Відновлювальна сила їх амортизаторів описується лінійною або нелінійною залежністю від деформації (прогресивна чи регресивна характеристики [3-8]) або деформації та її швидкості (активна, напівактивна, керована, неконсервативна [9,10]). Такі СП у складних умовах експлуатації повинні забезпечити належну плавність ходу, стійкість руху, керованість, прохідність [11-14] тощо. Вказані експлуатаційні характеристики значною мірою визначаються функціональними залежностями, які описують пружні сили амортизаторів та сили опору демпферних пристроїв СП. На теперішній час ґрунтовно проведено теоретичні та експериментальні дослідження, які стосуються залежності експлуатаційних характеристик для підвісок із лінійними законами зміни пружної сили чи сили опору. Що стосується теоретичних досліджень впливу нелінійної відновлювальної сили амортизаторів на плавність ходу, стійкість руху, керованість, прохідність, то тут проблема залишається відкритою, а відтак існує

проблема вибору їх такими, щоб забезпечити ефективне використання колісної ВАТ за різних умов їх експлуатації. Саме розв'язанню деяких задач, вказаної загальної проблеми присвячена дана робота.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Виконання завдань колісною ВАТ забезпечується в основному застосуванням різнотипних зразків, тактико-технічні характеристики яких повинні задовольняти з однієї сторони оперативно-тактичним вимогам військ, а з іншої – досвіду застосування у збройних конфліктах останніх десятиліть та АТО (ООС). Виконання зазначених завдань пов'язано також із вимогою щодо одночасного забезпечення високої швидкості, прохідності та надійної експлуатації ВАТ у важких дорожніх умовах. Це призводить до частих поломок, як окремих елементів конструкції так і обладнання, що змонтовано на їх базі, втомленості екіпажів і у сукупності це призводить до зниження бойової ефективності військ при виконанні бойових завдань [15].

Одним із найбільших несприятливих чинників, що впливає на втомленість водіїв, зниження їх працездатності є коливання, яким він піддається на робочому місці. Аналіз роботи [16] дозволяє стверджувати, що коливання машини та вібрації її окремих елементів супроводжуються значними динамічними навантаженнями на особовий склад. Також вони значно погіршують умови ведення спостереження і стрільби, що як наслідок приводить до безпосереднього зниження бойової ефективності.

Крім того коливання також впливають і на рухомість колісної ВАТ в залежності від умов руху. Так за умов руху пересіченою місцевістю зниження середньої швидкості визначається в основному значними поодинокими впливами (поштовхами, ударами), а при русі удосконаленими дорогами втомленістю водія під дією періодичних і випадкових коливань. Тут необхідно також зазначити, що у більшості дорожніх умов швидкості руху колісної ВАТ обмежуються не тягово-швидкісними властивостями, а рівнем динамічних навантажень, які здатний перенести водій.

Цікавими є дослідження щодо впливу СП на середню швидкість руху машини [17]. Тут середню швидкість оцінюють швидкісним коефіцієнтом якості підресорювання K_n . Він виражається

$$K_n = \frac{V_{cep(n)}}{V_{cep(m)}},$$
 де $V_{cep(n)}$ - середня швидкість машини обчислена за тягово-швидкісними властивостями без урахування системи підресорювання, м/с; $V_{cep(m)}$ - середня швидкість машини обчислена з урахуванням нерівностей та СП, м/с.

Здатність автомобіля долати перешкоди дорогою з нерівностями без їх зачіпання або рухатись без надмірно неприємних для екіпажу коливань називається профільною прохідністю. Вона визначається геометричними параметрами (кути в'їзду та з'їзду, поздовжній і поперечний радіуси прохідності, дорожній просвіт), а також типом, кінетикою та характеристиками підвіски. Тут треба відзначити, що на подолання опору коченню рухові, що зумовлений нерівностями дороги, витрачається значна енергія і у окремих випадках ці витрати настільки великі, що рух автомобіля з необхідною швидкістю стає неможливим [18].

Із всіх видів вібрацій, які характерні для зразків колісної ВАТ за умов руху, прийнято виділяти ті, які перебігають із частотою менше 22 Гц. Такі вібрації називаються коливаннями. Такий поділ є доволі умовний. Поряд з тим вважається, що коливання сприймаються людиною роздільно, а вібрації зливаються [19]. Крім того, за умов руху автомобілів нерівностями дороги, як правило виникають вібрації корпусу і коліс з частотами менше 20 Гц, що до речі сприймаються як звук. Вібрації з більшою частотою генеруються як правило, не стільки рухом нерівностями, скільки внутрішніми причинами, головним чином роботою різних механізмів.

Якщо розглядати автомобіль як механічну систему, то на динаміку його ПЧ накладені деякі обмеження, що в кінцевому рахунку значно зменшують число ступенів свободи. Коливань вздовж поздовжньої осі (пошарпування) у значній мірі вдається позбутись напрямними пристроями підвіски. За реальних умов вони виявляються несуттєвими і проявляються в окремих випадках при гальмуванні або при русі нерівностями. Напрямні пристрої підвіски зводять до мінімуму і кутові коливання навколо вертикальної осі і лінійні коливання вздовж поперечної осі, які можуть виникати лише за рахунок бокової податливості і бокового проковзування шин. У результаті підресорена частина машини здійснює головним чином вертикальні, поздовжньо-кутові і поперечно-кутові коливання.

Відомо, що більшість СП колісної ВАТ [19] спроектовані та виконані симетричними відносно поздовжньої осі. Це є підставою для твердження: поперечно-кутові коливання є незалежними від поздовжньо-кутових і навпаки, а отже їх можна досліджувати окремо.

У відомих дослідженнях [15,16] показано, що ефективність дій втомленого екіпажу внаслідок вібронавантажень при русі бездоріжжям може знижуватись до 2,3 разів у порівнянні з свіжим невтомним екіпажем аналогічної бойової машини, що свідчить про практичну актуальність конструктивного синтезу параметрів підвісок спеціально для колісної ВАТ. Крім цього можна констатувати також і те, що підбір вказаних параметрів необхідно здійснювати без огляду на максимальну уніфікацію. Такий принцип вже впроваджено у практику країн НАТО при розробці і прийнятті на озброєння діючих типажів ВАТ.

Допустимі норми динамічних навантажень на людину (дискомфорту), що знаходиться біля джерела збурення або у безпосередньому контакті з ним класифіковано у [20]. Дещо видозмінені та уточнені дані щодо впливу коливань на організм людини наведені у [21]. Тривала дія вібрації порушує нормальне функціонування людини та якість виконаної роботи.

Очевидно, що динамічні характеристики ВАТ формуються нерівностями ОП та швидкістю руху. Функціональність підвіски і полягає у максимально можливому поглинанні, згладжування цих зовнішніх збурень при переході на підресорений корпус/кузов.

Додатковим конструктивним заходом є введення підресорювання сидінь екіпажу, зокрема водія. Його можливості однак обмежені з сучасних вимог кріплення сидінь екіпажу з умов протимінного захисту.

Класичні дослідження проф. Силаєва А.А. [22] та пізніші дослідження дозволили дати кількісну оцінку характеру нерівностей ґрунтового бездоріжжя.

Аналіз різноманітних літературних джерел показав, що на даний момент не існує оптимального методу дослідження динаміки підресорених і непідресорених мас з умов формування перспективних параметрів підвісок колісної ВАТ [23].

Щодо шляхів розв'язання вказаної вище проблеми, то тут існують різні підходи, зокрема, експериментальний, аналітичного чи математичного моделювання динамічного процесу та інш. Експериментальні чи стендові дослідження [25,26], які стосуються впливу тих чи інших чинників на динаміку підресореної маси (ПМ) із нелінійною силовою характеристикою СП, навіть за чистоти проведення експерименту, не можуть дати відповіді на питання сумісного їх впливу, адже для нелінійних систем немає місця принцип суперпозиції. До того ж, експериментальні дослідження потребують значного матеріального та часового ресурсу. З останнього впливає, найбільш раціональними способами дослідження динаміки ПМ є ті, які побудовані на аналітичному (навіть наближеному) представленні розв'язків адекватних фізичному процесу математичних моделей [26], а в окремих випадках – чисельній їх симуляції. Кожен із них має свої недоліки та переваги перед іншим. Що стосується аналітичних досліджень коливань ПМ із нелінійним законом зміни відновлювальної сили СП, то у [7,8,27] показано на низку особливостей, які властиві вертикальним та поперечно - кутовим коливанням. Це в першу чергу стосується залежності амплітуди коливань ПМ від кінематичних параметрів руху зразків колісної ВАТ та динамічних характеристик СП, умов існування та особливостей резонансних коливань. Встановити їх на базі експериментальних досліджень чи чисельної симуляції відповідних математичних моделей не вдається. Основною причиною відсутності рішення вказаної проблеми за нелінійних силових характеристиках СП є складність математичної моделі. Тому питання пов'язані із дослідження поперечно-кутових коливань ПМ за нелінійної силової характеристики СП під час руху КТЗ вздовж шляху із довільно розміщеною системою нерівностей, які є предметом розгляду даної роботи, мають важливе теоретичне і практичне значення.

ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

За таких умов формування перспективних параметрів підвісок колісної ВАТ неможливо здійснити без проведення досліджень, спрямованих на: розроблення нових чи уточнення існуючих математичних моделей їх динаміки; створення методів чи методик теоретичного дослідження розроблюваних моделей. У першу чергу необхідно вирішити проблему дослідження впливу основних параметрів, які описують пружну силу амортизаторів та силу опору демпферних пристроїв за умови нелінійних законів зміни у залежності від деформації пружного елемента чи швидкості деформації амортизатора. Суть проблеми полягає у наступному: досвід експлуатації окремих типів колісної ВАТ у яких використовуються пружні амортизаторів із лінійним законом зміни відновлювальної сили значно знижується середня швидкість руху вздовж шляху із нерівностями, зменшується ресурс експлуатації окремих вузлів, значно зростає втомлюваність водія та екіпажу. В той же час, майже всі теоретичні дослідження динаміки колісної ВАТ проводились за лінійних силових характеристик пружних амортизаторів та демпферних пристроїв.

Тому для зразків колісної ВАТ із нелінійними силовими характеристиками СП, які експлуатуються у складних умовах необхідно виходячи із поперечно-кутових коливань ПЧ отримати такі аналітичні залежності, які б з одного боку дали можливість описати основні параметри динаміки вказаних коливань ПЧ, а з іншого – слугували б базою для вибору основних силових параметрів пружних амортизаторів.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Для вирішення поставленої задачі за фізичну модель зразка колісної ВАТ прийнято вказану на рис. 1. Вона являє собою непідресорену - 1, підресорену - 2 частини, що взаємодіють між собою пружними амортизаторами та демпферними пристроями (3 та 4 відповідно) із нелінійними силовими характеристиками.

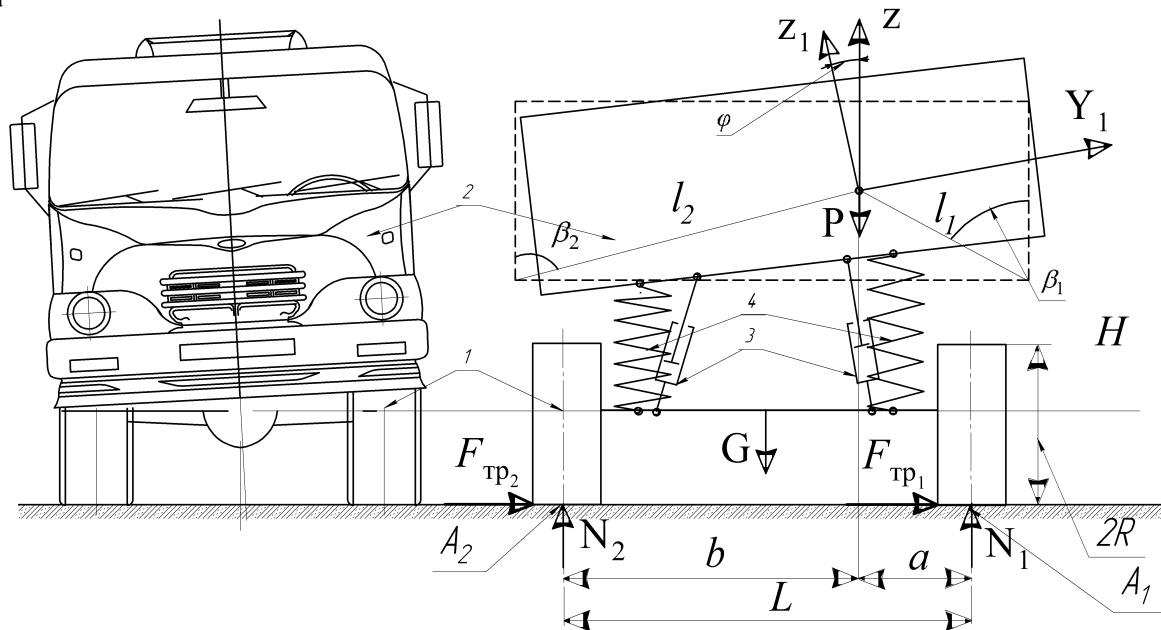


Рисунок 1. Фізична модель для дослідження поперечно-кутових коливань зразка колісної ВАТ із нелінійною силовою характеристикою СП

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

всі точки ПЧ рухаються у вертикальних площинах, які перпендикулярні до вектора швидкості руху V зразка колісної ВАТ, до того ж останній є сталою величини та напрямку;

маса непідресореної частини є значно меншою від маси підресореної і нею у процесі розв'язування задачі нехтуємо;

силові характеристики правого та лівого бортів СП є ідентичними та описуються залежностями: $F_{\text{пр}}(\Delta) = \alpha \Delta^{\nu+1}$ - пружна сила амортизаторів; $R_{\text{он}}\left(\frac{d\Delta}{dt}\right) = \gamma \left|\frac{d\Delta}{dt}\right|^s \frac{d\Delta}{dt}$ - сила опору демпферних пристроїв (α, γ, ν, s - сталі, причому їх значення такі, що забезпечують коливальний рух ПМ) Δ , та $\frac{d\Delta_i}{dt}$ відповідно деформація та швидкість деформації пружних амортизаторів чи демпферних пристроїв;

максимальні значення сил опору демпферних пристроїв є значно меншими як максимальні значення пружних сил амортизаторів;

максимальні деформації пружних шин набагато менші від максимальних деформацій пружних амортизаторів, тому ними у математичній моделі нехтуємо;

переміщення точок ПМ зумовлені її горизонтальними та вертикальними переміщення є значно меншими як поперечно-кутові і ними можна знехтувати.

Наведені вище обмеження дають можливість стверджувати, що відносний рух ПМ зразка колісної ВАТ однозначно визначається кутом повороту вказаної частини навколо вказаного центру мас (т.С), тобто кутом $\varphi(t)$, а відтак диференціальне рівняння її поперечно-кутових коливань під час руху вздовж шляху із нервностями з точністю до величин вищого порядку малости можна подати у вигляді

$$I_O \ddot{\varphi}(t) = \begin{cases} -\alpha(F_{1np.}(\bar{\Delta}_1) + R_{1on.}(\dot{\bar{\Delta}}_1)) - b(F_{2np.}(\Delta_2) + R_{1on.}(\dot{\Delta}_2)) \text{ при } t_j \leq t \leq t_j + \tau_j, \\ -\alpha(F_{1np.}(\Delta_1) + R_{1on.}(\dot{\Delta}_1)) - b(F_{2np.}(\Delta_2) + R_{1on.}(\dot{\Delta}_2)) \text{ при } t_j + \tau_j \leq t \leq t_{j+1} \end{cases}, \quad (1)$$

в яких I_O - момент інерції ПЧ відносно поздовжньої осі зразка колісної ВАТ, яка проходить через центр ваги ПЧ, $\bar{\Delta}_1$ та $\dot{\bar{\Delta}}_1$ відповідно деформація та швидкість деформації амортизатора чи демпфера правого борта під час наїзду на нерівність, $t_j, t_j + \tau_j$ - відповідно час входження і виходу колеса правого борта у j -ту нерівність, a, b - віддалі від центру мас до правого та лівого бортів, $\bar{\Delta}_1$ ($\dot{\bar{\Delta}}_1$)-деформація амортизатора (швидкість деформації демпфера) правого борта зумовлена наїздом відповідного колеса на нерівність. Щодо останніх, то вони визначаються залежностями

$$\begin{aligned} \Delta_1 &= \varphi(t)a - \Delta_{cm}, \\ \Delta_2 &= \varphi(t)b + \Delta_{cm}, \end{aligned}, \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \bar{\Delta}_1 &= \varphi(t)a - \Delta_{cm} + z(t), \\ \dot{\bar{\Delta}}_1 &= \dot{\varphi}(t)a, \\ \dot{\Delta}_2 &= \dot{\varphi}(t)b, \\ \dot{\bar{\Delta}}_1 &= \dot{\varphi}(t)a + \dot{z}(t), \end{aligned}, \quad (3)$$

де Δ_{cm} - статична деформація пружних амортизаторів, $z(t)$ - додаткова деформація пружного амортизатора правого борта, що зумовлена наїздом колеса правого борта на нерівність. Щодо останньої, то у роботі приймається, що профіль нерівностей можна описати найпростішими залежностями $z(x) = h_j \sin^{2s} \frac{\pi x}{d_j} \rightarrow z(t) = h_j \sin^{2s} \frac{\pi V t}{d_j}$ (h_j, d_j відповідно висота та довжина j -нерівності). У сукупності наведене дозволяє диференціальне рівняння (1) подати у вигляді

$$I_O \ddot{\varphi} + \alpha(a^{v+2} + b^{v+2})\varphi^{v+1} = \begin{cases} -\alpha(v+1)a^{v+1}\varphi^v(z(t) - \Delta_{cr}) - \gamma(a\dot{\varphi} + \dot{z}(t))^{v+1} - \alpha(v+1)b^{v+1}\varphi^v\Delta_{cr} - \gamma(b\dot{\varphi})^{v+1} \text{ при } t_j \leq t \leq t_j + \frac{d_j}{V}, \\ +\alpha(v+1)a^{v+1}\varphi^v\Delta_{cr} - \gamma(a\dot{\varphi})^{v+1} - \alpha(v+1)b^{v+1}\varphi^v\Delta_{cr} - \gamma(b\dot{\varphi})^{v+1} \text{ при } t_j + \frac{d_j}{V} \leq t \leq t_{j+1} \end{cases}, \quad (4)$$

Із наведених припущень випливає, що максимальне значення доданків правої частини є значно більшим від максимального значення лівої його частини, а це є підставою для застосування загальних ідей методів збурень [28] під час побудови його аналітичного розв'язку. Тільки на базі аналітичного розв'язку (навіть наближеного) можна дослідити вплив всієї множини параметрів підвіски зразків колісної ВАТ на динаміку ПЧ. Тому перш за все побудуємо розв'язок незбуреного рівняння, яке відповідає рівнянню (4), тобто

$$I_O \ddot{\varphi} + \alpha(a^{v+2} + b^{v+2})\varphi^{v+1} = 0, \quad (5)$$

Його особливістю є те, що воно нелінійне при $v \neq 0$, а отже у випадку, коли воно описує незбурені коливання ПЧ, їх частота (період) залежить від амплітуди і визначається залежністю

$$\omega(a_\varphi) = \sqrt{\alpha(a^{v+2} + b^{v+2})(v+2)/(2I_O)} a_\varphi^{\frac{v}{2}}, \quad (6)$$

де a_φ - амплітуда власних (незатухаючих) коливань. Щодо розв'язку рівняння (5), то він є

$$2\Pi = \frac{2\sqrt{\pi}\Gamma(\frac{v+1}{2})}{\Gamma(\frac{1}{2} + \frac{v+1}{2})} - \text{періодичним за фазою } \psi = \omega(a_\varphi)t + \psi_0 \text{ і виражається за допомогою періодичних}$$

Атеб-функцій [29] у вигляді $\varphi(t) = a_\varphi ca(v+1, 1, \psi)$. Тому параметр v , який необхідно вибрати для силової характеристики пружних амортизаторів виходячи із ергономічних та експлуатаційних вимог повинен задовольняти умовам: $v > -1$ та $v+1 = \frac{2p+1}{2q+1}$, $p, q = 0, 1, 2, \dots$. Нижче на рис 2 для різних значень, параметрів, які характеризують пружну силу амортизаторів представлено залежність частоти власних коливань у герцах ($\Omega = \frac{\omega(a_\varphi)}{2\Pi}$) від амплітуди.

$$\Delta_{cr}=0,15\text{м}; \rho=1,4\text{м}; a=b=1,1\text{м}$$

$$\Delta_{cr}=0,30\text{м}; \rho=1,4\text{м}; a=b=1,1\text{м}$$

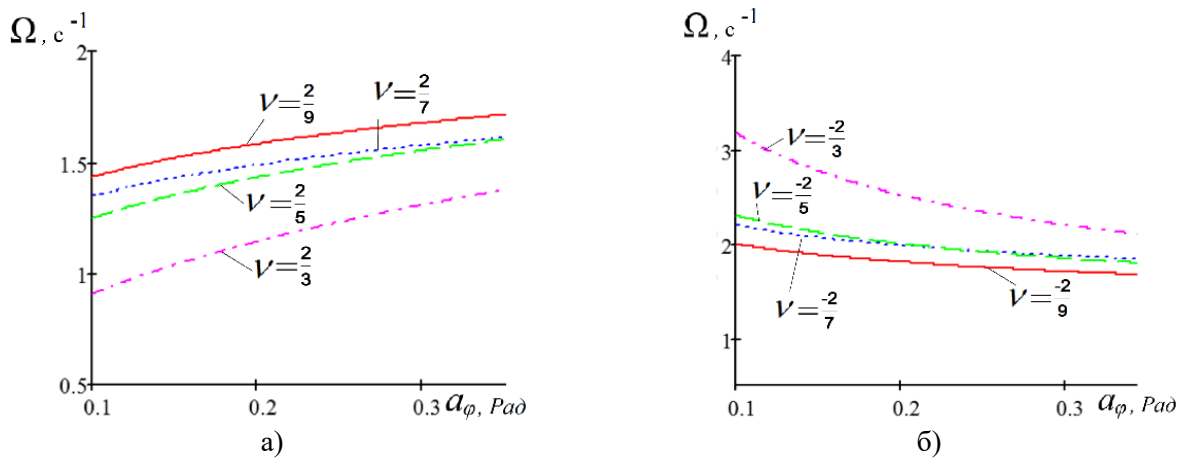


Рисунок.2. Залежність частоти власних поперечно-кутових коливань від амплітуди для різних параметрів, що характеризують пружну силу амортизаторів

Представлені залежності показують, що:

а) для більших значень амплітуди поперечно-кутових коливань за прогресивної пружної характеристики частота власних коливань є більшою, до того ж більшим значенням параметру нелінійності відповідає більше значення власної частоти, для регресивної – навпаки;

б) ергономічним умовам експлуатації для малих величин поперечно-кутових коливань більшою мірою задовольняє підвіска із прогресивним законом зміни відновлювальної сили, а для великих - із регресивним.

Що стосується власних згасаючих коливань, то їх амплітуда з часом зникає описуються залежністю

$$\frac{da_\varphi}{dt} = \frac{\gamma a_\varphi^{s+1} (\omega(a_\varphi))^s}{2\Pi_0} \int_0^{2\Pi} (sa(1, \nu+1, \psi))^{s+2} d\psi = \frac{\gamma a_\varphi^{s+1} (\omega(a_\varphi))^s}{2\Pi_0} \Gamma\left(\frac{1}{\nu+2}\right) \Gamma\left(\frac{s+2}{2}\right) \Gamma^{-1}\left(\frac{1}{\nu+2} + \frac{s+2}{2}\right), \quad \frac{d\psi}{dt} = \omega(a_\varphi), \quad (7)$$

Чисельний аналіз співвідношень (7) для різних значень параметрів, які описують систему підвіски (α , γ , ν , s та Δ_{cm}) показує, що вони впливають лише на кількісну характеристику згасання амплітуди поперечно-кутових коливань, тому нижче на них зупинятись не будемо, а безпосередньо перейдемо до визначення реакції ПЧ на рух зразка колісної ВАТ уздовж шляху із системою нерівностей. Приймаючи до уваги, що максимальна величина нерівностей та їх довжини є обмеженими, система диференціальних рівнянь, яка описує закони зміни основних параметрів поперечно-кутових коливань приймає вигляд

$$\frac{da_\varphi}{dt} = \left\{ \begin{array}{l} \frac{sa(1, \nu+1, \psi)}{\omega(a_\varphi)I_0} \bar{F}_1(a_\varphi, \psi, t), \text{ нпу } t_j \leq t \leq t_j + \frac{d_j}{V}, \\ \frac{\gamma a_\varphi^{s+1} (\omega(a_\varphi))^s}{2\Pi_0} \Gamma\left(\frac{1}{\nu+2}\right) \Gamma\left(\frac{s+2}{2}\right) \Gamma^{-1}\left(\frac{1}{\nu+2} + \frac{s+2}{2}\right), \text{ нпу } t_j + \frac{d_j}{V} \leq t \leq t_{j+1}, \end{array} \right\}, \quad (8)$$

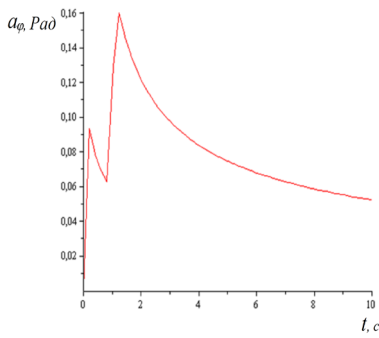
$$\frac{d\psi}{dt} = \omega(a_\varphi),$$

де $\bar{F}_1(a_\varphi, \psi, t)$ - відповідає відповідному значенню правої частини рівняння (4) за умови, що функція $\varphi(t)$ визначається відповідно до розв'язку незбуреного рівняння, а $z(t)$ - описує додаткову деформацію пружного амортизатора за рахунок руху колеса правого борта вздовж нерівності. Нижче на рис. 3 представлено результати чисельного інтегрування системи диференціальних рівнянь (8) за умов $a_\varphi|_{t_j-0} = a_\varphi|_{t_j+0}$, та $d_j = 1,5$ м. для прогресивної та регресивної характеристик підвісок

$$V=4 \text{ м/с; } \Delta_{ct}=0,35\text{м; } \nu=2/7$$

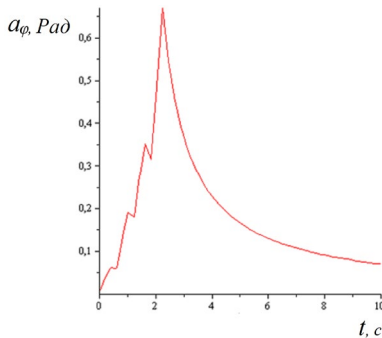
$$V=6 \text{ м/с; } \Delta_{ct}=0,35\text{м; } \nu=2/7$$

$$V=7,5 \text{ м/с; } \Delta_{ct}=0,35\text{м; } \nu=2/7$$



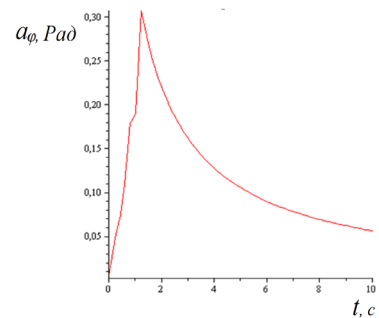
а)

$V=4$ м/с; $\Delta_{ст}=0,35$ м;
 $v=2/7$

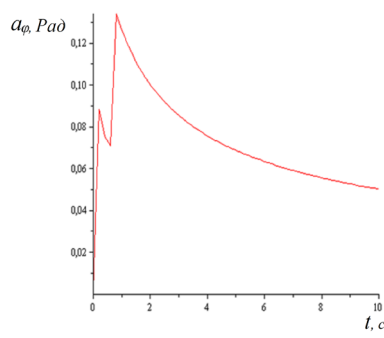


г)

$V=7,5$ м/с; $\Delta_{ст}=0,35$ м;
 $v=-2/7$

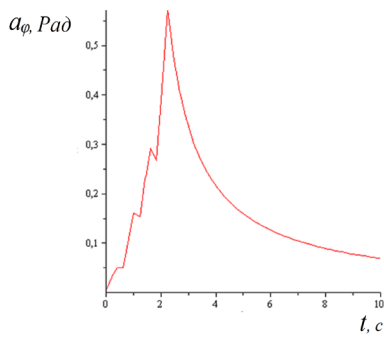


е)



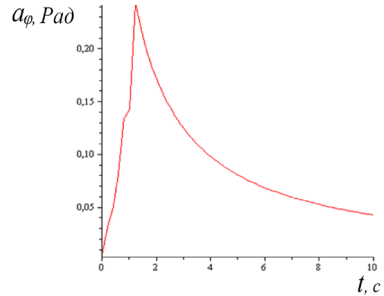
б)

$V=4$ м/с; $\Delta_{ст}=0,2$ м;
 $v=2/7$

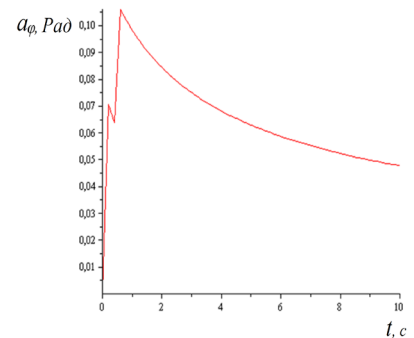


д)

$V=7,5$ м/с; $\Delta_{ст}=0,2$ м;
 $v=-2/7$

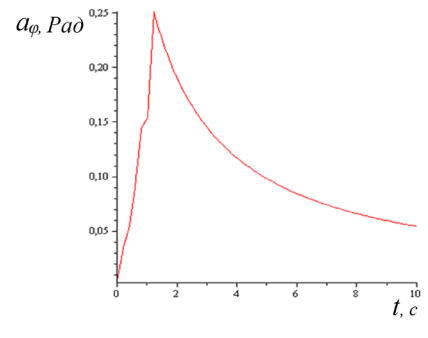


ж)



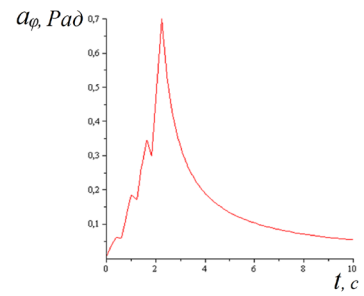
в)

$V=7,5$ м/с; $\Delta_{ст}=0,2$ м;
 $v=2/7$



е)

$V=4$ м/с; $\Delta_{ст}=0,35$ м;
 $v=-2/7$



з)

Рисунок.3. Вплив нелінійних силових параметрів СП на амплітуду поперечно-кутових коливань під час руху бездоріжжям.

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

Вибір перспективних параметрів підвіски ускладнений відсутністю досконалого математичного апарату побудови та аналітичного дослідження нелінійних математичних моделей динаміки зразків колісної ВАТ адекватних динамічному процесу. Саме тому, для описання нелінійної пружної сили амортизаторів, а відтак побудови уточнених математичних моделей динаміки зразків колісної ВАТ у роботі запропоновано універсальне співвідношення, яке із достатньою точністю описує широкий спектр пружних сил амортизаторів за прогресивного чи регресивного законів їх зміни. З його використанням побудовано математичну модель динаміки зразка колісної ВАТ за умов руху бездоріжжям. Розглянуто для вказаних випадків руху найважливіші з точки зору експлуатаційних властивостей – поперечно-кутові коливання ПЧ.

ВИСНОВКИ

Із залежностей частоти власних поперечно-кутових коливань від амплітуди для різних параметрів, що характеризують пружну силу амортизаторів випливає, що для регресивної СП більшим значенням амплітуди коливань відповідає менше значення частоти власних коливань. Також у широкому діапазоні амплітуд коливань ергономічним умовам експлуатації зразка колісної ВАТ із

прогресивною характеристикою СП задовольняє підвіска із статичною деформацією $0,12\text{м} < \Delta_{\text{ст}} < 0,15\text{м}$ при $2/9 < v < 2/3$, а для регресивної – при $0,2\text{м} < \Delta_{\text{ст}} < 0,35\text{м}$; $-2/3 < v < -2/9$ та великих значень амплітуд поперечно – кутових коливань.

Із характеристик впливу нелінійних силових параметрів СП на амплітуду поперечно-кутових коливань під час руху бездоріжжям впливає, що для зразків колісної ВАТ із прогресивною та регресивною характеристиками СП:

– за більших значень величин статичної деформації пружних амортизаторів амплітуда виходу із наступної нерівності є дещо більшою ніж із попередньої;

– за більших величин швидкостей руху вздовж шляху із нерівностями амплітуда поперечно-кутових коливань є меншою: так за умови зростання швидкості від $V=4$ м/с до $V=6$ м/с амплітуда виходу із четвертого горба для СП з прогресивною характеристикою зменшується на 6,9%, а для СП із регресивною характеристикою СП – на 38 %;

– за однакових швидкостей руху та статичних деформацій пружних амортизаторів амплітуда виходу із нерівності за прогресивного закону зміни пружних амортизаторів є дещо меншою як для регресивного: при $\Delta_{\text{ст}}=0,35\text{м}$ та $v=2/7$ і відповідно $v=-2/7$ амплітуда виходу із четвертого горба є на 7,6% меншою.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Полунгян А.А. Проектирование полноприводных колесных машин/А.А. Полунгян, Б.А. Афанасьев, Н.Ф. Бочаров, Л.Ф. Жеглов и др. - М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1999. – 488 с.

2. Park S., Popov A., Cole D. Influence of soil deformation in off-road heavy vehicle suspension vibration Journal of Terramechanics 41 (2004) P. 41–68. – Режим доступу: www.academia.edu/14061651/Influence_of_soil_deformation_on_off-road_heavy_vehicle_suspension_vibration

3. Акоюн Р.А. Пневматическое поддресорвание автотранспортных средств / Р.А. Акоюн. – Львов: Вища школа, Изд-во при Львовск. Ун-те., 1984. – Ч. 3. – 239 с.

4. Гречанюк М.С. Удосконалення пневматичної підвіски напівпричепи вантажного автомобіля / М.С. Гречанюк // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту. – 2011. – Вип. 4. – С. 48-52.

5. Пісарев В.П. Можливості по компоновці нових пружних елементів підвіски, з прогресивною характеристикою, в межах існуючого конструктивного рішення БТР-60 / В.П. Пісарев, А.П. Горбунов // Механіка та машинобудування. – 2009. – № 2 – С. 51-56.

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

7. Кузьо І.В. Вплив параметрів підвіски на нелінійні коливання транспортних засобів / І.В. Кузьо, Б.І. Сокіл, В.М. Палюх // Вісник НУ “ЛП” “Динаміка, міцність та проектування машин і приладів”. – 2007. – № 588 – С. 49-52.

8. Сокіл Б.І. Власні вертикальні коливання корпусу автомобіля з урахуванням нелінійних характеристик пружної підвіски / Сокіл Б.І. Нанівський Р.А., Грубель М.Г // Науково виробничий журнал «Автомобільний транспорт» .- 2013.- №5 (235).-С.15-18

9. Адаптивная подвеска. Устройство, принцип действия [Электронный ресурс] Режим доступу : <http://www.autoobserver.ru/sistemi-auto/76-adaptivnaya-podveskaustroystvo-i-princip-deystviya-aktivnoypodveski.html>.

10. Самонастраивающийся амортизатор с программированной демпфирующей характеристикой /А.Д. Дербаремдикер, Р.А. Мусарский, И.О. Степанов, М.А. Юдкевич// Автомобильная промышленность. 1985. – № 1. – С. 13 – 15.

11. Артющенко А.Д. Дослідження впливу характеристик підвіски автомобіля малого класу на плавність ходу та її модернізація / Артющенко А.Д., Суярко О.Г.// вісник НТУ “ХП”.- 2013.-№ 32 (1004).- С.21 -27.

12. Устойчивость колесных машин против заноса в процессе торможения и пути ее повышения / М.А. Подригало, В.П. Волков, А.А. Бобошко, В.А. Павленко, М.В. Байцур, А.И. Назаров, В.О. Алексеев / под ред. М.А. Подригало.- Харьков: ХНАДУ, 2006.- 337с.

13. Подригало М.А. Оцінка динамічної стійкості автомобіля / Подригало М.А., Корбко М.І., Клец Д.М. //“Автомобіле- та тракторобудування”. Вісник НТУ “ХП” 58, 2008.- С.134-137

14. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля.- М.: Машиностроение, – 1971. – 416 с.
15. Чутков К.А. Влияние колебаний боевых колесных машин на их боевую эффективность/К.А. Чутков, И.О. Хренов// Исследования, конструкции, технологии. – М.: Журнал автомобильных инженеров. - №6(107), 2017. – с.12-13.]
16. Шишковский В.М. Влияние условий размещения и работы экипажа на боевую эффективность танка / В.М. Шишковский// Труды АБТВ. – 1966. - №209.
17. Дмитриев А.А. Тактико-технические требования к ходовой части перспективного танка и пути их обеспечения: отчет о НИР. – М.:АБТВ, 1968
18. Гринченко В.В. Колесные автомобили высокой проходимости /И.В. Гринченко, Р.А. Розов, В.В. Лазарев, С.Г. Вольский// М. Машиностроение,1967. – 236с.
19. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин: Учеб. Дл студентов машиностроит. спец. вузов. – 2-е изд., доп. И перераб. – М.: Машиностроение, 1990. – 352с.: с ил
20. Мельников А.А. Теория автомобиля. Колебания и плавность хода: учеб. пособие / А.А. Мельников. – Нижний Новгород: Нижнегородский гос. техн. ун-т, 1998. – 112 с.],
21. Полунгян А.А. Проектирование полноприводных колесных машин/А.А. Полунгян, Б.А. Афанасьев, Б.Н. Белоусов, Л.Ф. Жеглов и др. - М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 432 с.: ил
22. Силаев А.А. Спектральная теория поддресоривания транспортных машин. Изд. 2-е, перераб. и доп. М.: «Машиностроение», 1972, стр. 192
23. Болдовский В.Н. Исследование процессов взаимодействия ходовых систем автомобилей с деформируемой опорной поверхностью/ В . Н . Болдовский// Восточно-Европейский журнал передовых технологий, - № 5/4 (59) 2012, - с.50-52
24. Мельничук С.В. Визначення параметрів плавності ходу моделі підвіски на основі чотири ланкового важільного механізму/ С.В Мельничук, Ю.О. Подчашівський, І.В. Вітюк, І.А. Бовсунівський // Вісник ЖДТУ. – 2010. – № 4 (55). – С. 25-27.
25. Павленко В.П. Стан розвитку методів діагностування підвіски автомобіля/ Павленко В.П. / Вісник НТУ “ХПІ”серія Автомобіле- та тракторобудування. -2012.- № 64 (970).- С.63- 69.
26. Лобас Л.Г. Качественные и аналитические методы в динамике колесных машин / Л.Г. Лобас, В.Г. Вербицкий. – К.: Наукова думка, 1990. – 232 с.
27. 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. Сокіл // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – Вінниця, 2015. – № 1. – с. 155-161.
28. Боголюбов Н.Н. Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний / Н.Н. Боголюбов, Ю.А. Митропольский. – М.: Наука, 1974. – 504 с.
29. Сенник П. М. Обернення неповної Вета-функції / П.М. Сенник // Укр. мат. журн. – К., 1969. – 21, № 3. – С. 325-333.

REFERENCES

1. Polungyan A.A., Afanasev B.A., Bocharov N.F., & Zheglov L.F. (1999) Proektirovanie polnoprivodnyih kolesnyih mashin. Izdatelstvo MGTU im. N.E. Bauman, 488.
2. Park S., Popov A., & Cole D. (2004) Influence of soil deformation in off-road heavy vehicle suspension vibration. Journal of Terramechanics, 41, 41–68. Режим доступу: www.academia.edu/14061651/Influence_of_soil_deformation_on_off-road_heavy_vehicle_suspension_vibration
3. Akopyan R.A. (1984). Pnevmaticheskoe podresorevanie avtotransportnyih sredstv. Vischa shkola. Ch. 3, 239.
4. Hrechaniuk M.S. (2011). Udoskonalennia pnevmatychnoi pidvisky napivprycheпа vantazhnoho avtomobilia. Visnyk Donetskoi akademii avtomobilnoho transportu. 4, 48-52.
5. Pisarev V.P., & Gorbunov A.P. (2009) Mozhlivosti po komponovtsi novih pruzhnyh elementiv pidviski, z progresivnoyu harakteristikoyu, v mezhah isnyuchogo konstruktivnogo rishennya BTR-60. Mehanika ta mashinobuduvannya, 2, 51-56.
6. Duschenko V.V. (2007) Nedostatki, prichyny ih vozniknoveniya i protivorechiya razvitiya izvestnyih fizicheskikh printsipov deystviya uprugih elementov sistem podresorivaniya voennyih gusenichnyh i kolesnyih mashin. Vestnik NTU «HPI», 33, 46-52.

7. Kuzo I.V., Sokil B.I., & Paliukh V.M. (2007) Vplyv parametriv pidvisky na nelineini kolyvannia transportnykh zasobiv. *Dynamika, mitsnist ta proektuvannia mashyn i pryladiv*, 588, 49-52.
8. Sokil B.I., Nanivskiy R.A., & Hrubel M.H. (2013) Vlasni vertykalni kolyvannia korpusu avtomobilia z urakhuvanniam nelineinykh kharakterystyk pruzhnoi pidvisky. *Avtomobilnyi transport*, 5 (235), 15-18.
9. Adaptivnaya podveska. Ustroystvo, printsip deystviya. [Електронний ресурс] Режим доступу : <http://www.autoobserver.ru/sistemi-auto/76-adaptivnaya-podveskaustroystvo-i-princip-deystviya-aktivnoy-podveski.html>.
10. Derbaremdiker A.D., Musarskiy R.A., Stepanov I.O., & Yudkevich M.A. (1985) Samonastraiyavuschisya amortizator s programmirovannoy dempfiroyushey kharakteristikoy. *Avtomobilnaya promyshlennost*, 1, 13 – 15.
11. Artiushchenko A.D., & Suiarkov O.H. (2013) Doslidzhennia vplyvu kharakterystyk pidvisky avtomobilia maloho klasu na plavnist khodu ta yii modernizatsiia. *Visnyk NTU "KhPI"*, 32 (1004), 21 -27.
12. Podrigalo M.A., Volkov V.P., Boboshko A.A., Pavlenko V.A., Baytsur M.V., Nazarov A.I., & Alekseev V.O. (2006) Ustoychivost kolesnykh mashin protiv zanosa v protsesse tormozheniya i puti ee povysheniya. *HNADU*, 337.
13. Podryhalo M.A., Korbko M.I., & Klets D.M. (2008) Otsinka dynamichnoi stiiikosti avtomobilia. *Visnyk NTU "KhPI"*, 58, 134-137.
14. Litvinov A.S. (1971) Upravlyaemost i ustoychivost avtomobilya. *Mashinostroenie*, 416.
15. Chutkov K.A., & Hrenov I.O. (2017) Vliyanie kolebaniy boevykh kolesnykh mashin na ih boevuyu effektivnost. *Zhurnal avtomobilnykh inzhenerov*, 6(107), 12-13.
16. Shishkovskiy V.M. (1966) Vliyanie usloviy razmescheniya i raboty ekipazha na boevuyu effektivnost tanka. *Trudy ABTV*, 209.
17. Dmitriev A.A. (1968) Taktiko-tehnicheskie trebovaniya k hodovoy chasti perspektivnogo tanka i puti ih obespecheniya: otchet o NIR.
18. Grinchenko V.V., Rozov R.A., Lazarev V.V., & Volskiy S.G. (1967) Kolesnyie avtomobili vyisokoy prohodimosti. *Mashinostrenie*, 236.
19. Smirnov G.A. (1990) Teoriya dvizheniya kolesnykh mashin: Ucheb. Dl studentov mashinostroit. spets. vuzov. *Mashinostroenie*, 352.
20. Melnikov A.A. (1998) Teoriya avtomobilya. Kolebaniya i plavnost hoda: ucheb. posobie. *Nizhnenovgorodskiy gos. tehn. un-t*, 112.
21. Polungyan A.A., Afanasev B.A., Belousov L.F., & Zheglov L.F. (2008) Proektirovanie polnoprivodnykh kolesnykh mashin. *Izdatelstvo MGTU im. N.E. Bauman*, 432.
22. Silaev A.A. (1972) Spektralnaya teoriya podressorivaniya transportnykh mashin. *Mashinostroenie*, 192.
23. Boldovskiy V.N. (2012) Issledovanie protsessov vzaimodeystviya hodovykh sistem avtomobiley s deformiruemoy opornoй poverhnostyu. *Vostochno-Evropeyskiy zhurnal передovykh tekhnologiy*, 5/4 (59), 50-52.
24. Melnychuk S.V., Podchashivskiy Yu.O., Vitiuk I.V., & Bovsunivskiy I.A. (2010) Vyznachennia parametriv plavnosti khodu modeli pidvisky na osnovi chotyry lankovoho vazhilnoho mekhanizmu. *Visnyk ZhDTU*, 4 (55), 25-27.
25. Pavlenko V.P. (2012) Stan rozvytku metodiv diahnostuvannia pidvisky avtomobilia. *Visnyk NTU "KhPI"*, 64 (970), 63- 69.
26. Lobas L.G., & Verbitskiy V.G. (1990) Kachestvennyie i analiticheskie metody v dinamike kolesnykh mashin *Naukova dumka*, 232.
27. Hrubel M.H., Nanivskiy R.A., & Sokil M.B. (2015) Rezonansni kolyvannia pidresorenoi chastyny kolisnykh transportnykh zasobiv pid chas rukhu vzdovzh vporiadkovanoi systemy nerivnostei. *Visnyk Vinnytskoho politekhnichnoho instytutu*, 1, 155-161.
28. Bogolyubov N.N., & Mitropolskiy Yu.A. (1974) Asimptoticheskie metody v teorii nelineynykh kolebaniy. *Nauka*, 504.
29. Senyuk P. M. (1969) Obernennia nepovnoi Beta-funktsii. *Ukr. mat. zhurn.*, 3, 325-333.

M. Hrubel Theoretical bases of formation of wheeled military automotive equipment suspension system parameters in off-road driving conditions.

The paper considers formation of suspension system elastic damping characteristics of wheeled military automotive equipment (MAE) samples and conditions of crew protection against dynamic loads while driving off-road.

A physical model to study transverse-angular oscillations of a MAE sample with nonlinear force characteristic of a cushion system is constructed. Especially for this purpose a mathematical model of transverse-angular oscillations of a spring-mounted part (SMP) during the movement of a MAE sample along the road with unevenness is designed. On the basis of its analytical solution it is obtained the dependence of the intrinsic transverse angular oscillations frequency on the amplitude at different parameters that characterize the elastic force of the shock absorbers.

The influence of a whole set of suspension parameters of a MAE sample as well as the profile of road unevenness on the dynamics of SMP at different speeds of motion is investigated. In particular, it is defined that for MAE samples with the progressive characteristic of the cushion system at higher values of static deformation variable of elastic shock absorbers, the yield amplitude from the following unevenness is slightly larger than the previous one. In addition, at higher magnitude of velocities along the road with unevenness, the amplitude of the transverse angular oscillations is smaller. Besides, with the same speeds and static deformations of the elastic shock absorbers, the yield amplitude from the unevenness according to the progressive law of elastic shock absorbers change is slightly smaller than that of the regressive one.

Key words: off-road, oscillatory motions and vibrations, vehicle suspension system, wheeled military automotive equipment (MAE), transverse-angular oscillations.

ГРУБЕЛЬ Михайло Григорович, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобільної техніки, докторант штатний науково-організаційного відділу, Національна академія сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного e-mail: m.g.grybel@gmail.com. <http://orcid.org/0000-0002-4820-6935>

Mykhailo HRUBEL, PhD in Engineering, associate professor of Automobiles department, Doctorant, Hetman Petro Sahaidachnyi National Army Academy e-mail: m.g.grybel@gmail.com. <http://orcid.org/0000-0002-4820-6935>