

УДК 629.01

А.А. Звонко, М.Б. Сокіл, Р.А. Нанівський, А.О. Дзюба

Національна академія сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного, Львів

## РЕЗОНАНСНІ КОЛИВАННЯ ПІДРЕСОРЕНОЇ ЧАСТИНИ СПЕЦІАЛІЗОВАНИХ НАПІВПРИЧЕПІВ ІЗ МОДЕРНІЗОВАНОЮ СИСТЕМОЮ ЇХ ЗЧЕПЛЕННЯ З ТЯГАЧЕМ

*У системі тягач – напівпричіп запропоновано використання модернізованої системи зчеплення, яка характеризується моментом стабілізації. Основне його призначення – зменшити амплітуду поперечно-кутових коливань напівпричепа. Одночасно він призводить до того, що частота власних коливань підресореної частини напівпричепа зростає. До того ж, остання, залежить від амплітуди коливань, адже момент стабілізації описується нелінійною функцією деформації пружних елементів. Показано, що власна частота поперечно – кутових коливань підресореної частини напівпричепа у випадку прогресивного закону зміни вказаного моменту є більшою для більших значень амплітуди поперечно-кутових коливань і навпаки – для регресивного закону його зміни. Що стосується найбільш небезпечного випадку експлуатації системи тягач-напівпричіп – резонансного то: амплітуда входження у резонанс для прогресивного закону зміни моменту стабілізації для більших швидкостей руху є менша, а для регресивного закону його зміни – більшою; для більш жорстких характеристик моменту стабілізації амплітуда проходження резонансу є менша.*

**Ключові слова:** напівпричіп, підресорена частина, резонанс, модернізована система з'єднання, стійкість руху.

### Вступ

**Постановка проблеми та аналіз останніх досліджень і публікацій.** Напівпричепа в останні роки набули широкого застосування не тільки для перевезення вантажів, але в багатьох випадках на них встановлюється спеціальне обладнання чи апаратура (спеціалізовані напівпричепа).

Такі об'єкти потребують додаткового захисту від динамічних навантажень зумовлених рухом напівпричепа вздовж шляху із нерівностями чи пересіченою місцевістю. Цього можна досягти наступними способами: а) використовувати додаткову систему віброзахисту, як, наприклад, у [1–2]; б) модернізувати систему підвіски напівпричепа [3–4].

Щодо першого шляху, то він, на наш погляд, більш ефективний для випадків невеликих швидкостей транспортування, тобто випадків, коли час виконання поставленого завдання не відіграє значної ролі.

Другий – за існуючого широкого спектру систем спідвісок [5–9], дозволяє переміщувати вантажі за значних швидкостей із обмеженими динамічними навантаженнями на них. Проте, із швидкістю руху транспортних засобів тісно пов'язана така експлуатаційна характеристика як стійкість руху. Стійкість руху транспортних засобів значною мірою знижується на криволінійних ділянках шляху із нерівностями, під час їхнього маневрування [10] та ін. Крім цього, критична швидкість стійкого руху напівпричепів, які рухаються у парі із тягачем, як правило, значно нижча ніж тягача. Домінуючу роль тут для напівпричепів відіграють поперечно – кутові коливання підресореної частини (ПЧ). Вказане у сукуп-

ності знижує продуктивність системи напівпричіп – тягач.

**Формулювання мети статті.** З метою підвищення експлуатаційних характеристик системи напівпричіп – тягач у [11] запропоновано використовувати модернізовану систему їх зчеплення. Вона, крім традиційної для вказаної системи взаємодії, характеризується ще й додатковим моментом стабілізації. Саме останній протидіє поперечно – кутовим коливанням ПЧ напівпричепа, зменшуючи їх амплітуду. Одночасно момент стабілізації впливає і на власну частоту, а значить і на динамічні навантаження [12], що діють на обладнання чи апаратуру, яка транспортується напівпричепом. Останні приймають максимальні значення у випадку резонансних коливань ПЧ напівпричепів. Саме дослідженню вказаних коливань за умови нелінійно – пружних характеристик системи підресорювання та моменту стабілізації присвячена дана робота.

### Постановка задачі та методика її розв'язання

За фізичну модель напівпричепа, який рухається вздовж шляху із впорядкованою системою нерівностей приймається система двох твердих тіл: не-підресорена – 1 та підресорена – 2 частини (рис. 1). Вказані тіла взаємодіють між собою пружними амортизаторами – 3 та демпферними пристроями – 4 (система підвіски).

Щодо зовнішніх сил, які діють на досліджуванний об'єкт, то це по – перше, сили взаємодії напівпричепа із дорожнім покриттям та по – друге, динамічна дія тягача на напівпричіп. Вона передається за

допомогою модернізованої системи зчеплення [11], і характеризується як зосереджена сила, так і моментом стабілізації –  $M_c$ .

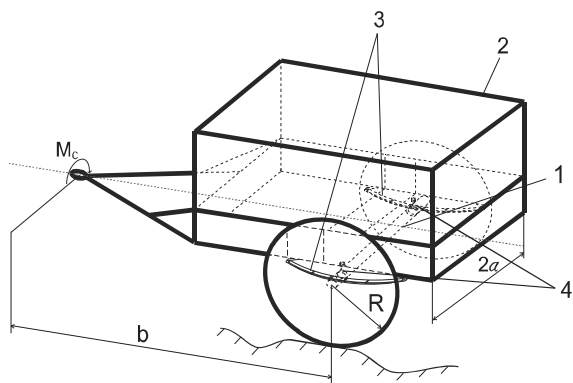


Рис. 1. Розрахункова модель напівпричепа

Якщо зосереджена сила спонукає напівпричіп до руху у заданому напрямку, то момент стабілізації намагається повернути ПЧ напівпричепа у стійке зрівноважене положення. Вважається, що величина вказаного моменту залежить від відносного кута повороту ПЧ –  $\varphi$  і визначається нелінійною функцією від нього:  $M_c = C\varphi^{v+1}$ . ( $C, v$  – сталі, які характеризують пружні властивості модернізованої системи зчеплення і вони визначаються конструктивними особливостями та пружними властивостями використаних елементів). Під час руху напівпричепа колеса безвідривно контактують із нерівностями, які описуються періодичними функціями переміщення  $x$ :  $z_1(x) = h_1 \sin \frac{2\pi}{d} x$ ,  $z_2(x) = h_2 \sin \frac{2\pi}{d} x$  ( $x_1, z_1$ , та  $x_2, z_2$  – біжучі координати нерівностей відповідно для правого та лівого коліс;  $h_1, h_2$  – їх максимальні висоти;  $d$  – віддаль між сусідніми гребнями нерівностей). Це дозволяє стверджувати, що пружні елементи системи підресорювання під час руху напівпричепа отримують додаткові деформації, які рівні переміщенням правого та лівого коліс.

Примітка: У роботі вважається:

- деформації пружних амортизаторів є набагато більшими як пневмоколіс, тому нижче деформаціями останніх нехтується;
- горизонтальні переміщення точок кріплення пружних амортизаторів чи демпферних пристроїв є малими величинами.

В такому разі можна вважати, що ПЧ напівпричепа здійснює відносні поперечно – кутові коливання навколо поздовжньої осі, яка проходить через точку з’єднання напівпричепа і тягача та середину відрізка між точками з’єднання амортизаторів та ПЧ, а кут  $\varphi$  – буде не чим іншим як узагальненою координатою відносного положення ПЧ напівпричепа. Для визначення динамічних навантажень, які діють на обладнання чи апаратуру під час руху на-

півпричепа шляхом із впорядкованою системою нерівностей достатньо визначити прискорення точок ПЧ напівпричепа. Базою для їх знаходження служить диференціальне рівняння відносних поперечно – кутових коливань ПЧ:

$$I_y \frac{d^2\varphi}{dt^2} = -a(F_1 + F_2) - a(R_1 + R_2) - M_c, \quad (1)$$

де  $I_y$  – момент інерції ПЧ відносно поздовжньої осі поперечно-кутових коливань;  $F_1, F_2$ , та  $R_1, R_2$  пружні сили амортизаторів та сили опору демпферних пристроїв, які діють на правий та лівий борта напівпричепа;  $2a$  – ширина напівпричепа.

Щодо величини вказаних сил, то вони залежать від деформації амортизаторів чи швидкості переміщення штоку демпферних пристроїв і описуються залежностями  $F_i = c\Delta_i^{v+1}$ ,  $R_i = \alpha\dot{\Delta}_i^{s+1}$  ( $i = 1, 2$ ;  $\Delta_i$  та  $\dot{\Delta}_i$  – деформація амортизаторів та відносна швидкість руху штоку демпферних пристроїв,  $\alpha, s$  – сталі). Якщо прийняти до уваги, що у зрівноваженому положенні ПЧ деформація пружних амортизаторів рівна  $\Delta_{cr}$ , то для довільного положення ПЧ напівпричепа (із врахуванням додаткової деформації амортизаторів зумовленої нерівностями шляху) вони приймають значення  $\Delta_1 = \varphi a - \Delta_{cr} - z_1$ ,  $\Delta_2 = \varphi a + \Delta_{cr} + z_2$ . У випадку руху напівпричепа зі сталою за величиною швидкістю  $V$  (у роботі розглядається саме такий випадок) переміщення  $x$  як функція часу приймає значення  $x = Vt$ . Наведене у сукупності дозволяє подати диференціальне рівняння (1) у вигляді:

$$I_y \frac{d^2\varphi}{dt^2} = -ac \left[ \begin{aligned} & (\varphi a - \Delta_{cr} - h_1 \sin \frac{2\pi V}{d} t)^{v+1} + \\ & + (\varphi a + \Delta_{cr} + h_1 \sin \frac{2\pi V}{d} t)^{v+1} \end{aligned} \right] - \alpha a \left[ \begin{aligned} & \left( a \frac{d\varphi}{dt} - h_1 \frac{2\pi V}{d} \cos \frac{2\pi V}{d} t \right)^{s+1} + \\ & + \left( a \frac{d\varphi}{dt} + h_2 \frac{2\pi V}{d} \cos \frac{2\pi V}{d} t \right)^{s+1} \end{aligned} \right] - C\varphi^{v+1}. \quad (2)$$

Для однозначного визначення динамічних параметрів коливань ПЧ напівпричепа (частоти та кутового прискорення) необхідно відповідно до рівняння (2) знайти функцію  $\varphi(t)$ . Це є складною, точніше кажучи, не розв’язувальною математичною задачею. Для часткового (наближеного) її вирішення, нижче знайдемо розв’язок рівняння (2) за наступних обмежень щодо силових чинників, які визначають динаміку ПЧ:

- максимальні значення нерівностей шляху є малими величинами у порівнянні із статичною деформацією амортизаторів  $\Delta_{cr} > h_1, \Delta_{cr} > h_2$ ,

$$(\Delta_{cr} = \left(\frac{P}{c}\right)^{\frac{1}{v+1}}; P - \text{вага не підресореної частини});$$

– максимальні значення сил опору демпферних пристроїв є значно меншою величиною у порівнянні із максимальним значенням пружної сили амортизаторів.

Це дозволяє з точністю до величин вищого порядку диференціальне рівняння (2) подати у вигляді

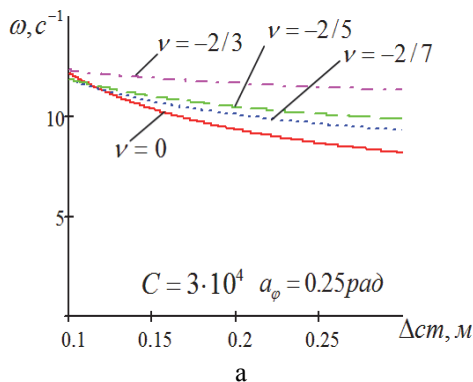
$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} + \frac{1}{I_y}(2a^{v+2}c + C)\varphi^{v+1} = f\left(\varphi, \frac{d\varphi}{dt}, \frac{\pi V}{d}t\right), \quad (3)$$

де  $f\left(\varphi, \frac{d\varphi}{dt}, \frac{\pi V}{d}t\right)$  – відома періодична за аргументом  $t$  функція:

$$f\left(\varphi, \frac{d\varphi}{dt}, \frac{\pi V}{d}t\right) = \frac{(v+1)ca^v\varphi^{v-1}}{I_y} \times \left[ a\varphi(h_1 - h_2)\sin\frac{\pi V}{d}t + \frac{v}{2} \left( \left( \Delta_{cr} - h_1 \sin\frac{\pi V}{d}t \right)^2 + \left( \Delta_{cr} + h_1 \sin\frac{\pi V}{d}t \right)^2 \right) \right] - a\alpha \left[ \left( a\dot{\varphi} - h_1 \frac{\pi V}{d} \cos\frac{\pi V}{d}t \right)^{s+1} + \left( a\dot{\varphi} + h_2 \frac{\pi V}{d} \cos\frac{\pi V}{d}t \right)^{s+1} \right].$$

До того ж, максимальне значення вказаної функції є значно меншою величиною ніж максимального значення функції  $\frac{1}{I_y}(2a^{v+2}c + C)\varphi^{v+1}$ . Вказане є підставою для застосування асимптотичних методів нелінійної механіки [13] під час побудови наближеного аналітичного розв’язку диференціального рівняння (3). Вказані методи найбільш ефективні у випадках, коли вдається знайти у явному вигляді розв’язок так званого породжуючого рівняння. Для рівняння (3) це нелінійне автономне рівняння

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} + \frac{1}{I_y}(2a^{v+2}c + C)\varphi^{v+1} = 0. \quad (4)$$



У [14] показано, що періодичний розв’язок автономних нелінійних рівнянь вигляду (4) виражається за допомогою періодичних Ateb – функцій [15] у вигляді:

$$\varphi(t) = a_\varphi ca \left( v+1, 1, \sqrt{\frac{(v+2)(2a^{v+2}c + C)}{2I_y}} a_\varphi^{\frac{v}{2}} t + \varphi_0 \right), \quad (5)$$

де  $a_\varphi$ ,  $\varphi_0$  – відповідно амплітуда та фаза незбуреного руху (сталі величини), а коефіцієнт при незалежній змінній  $t$  є не чим іншим як його частота, тобто

$$\omega(a_\varphi) = \sqrt{\frac{(v+2)(2a^{v+2}c + C)}{2I_y}} a_\varphi^{\frac{v}{2}}. \quad (6)$$

Особливістю описаних вище коливань є те, що їх власна частота залежить від амплітуди, до того ж, як випливає із (5) більшим значенням параметру “жорсткості”  $C$  модернізованої системи зчеплення напівпричепа та тягача відповідає більше значення власної частоти поперечно-кутових коливань ПЧ. Як і треба було чекати, окремим випадком отриманого вище результату (5) при  $v = 0$  є залежність, яка описує гармонічні поперечно-кутові коливання ПЧ напівпричепа. Залежність для власної частоти поперечно-кутових коливань ПЧ можна записати у дещо іншому вигляді: якщо використати більш вживане поняття як коефіцієнт жорсткості амортизаторів – їх статичну деформацію

$$\omega(a_\varphi) = \sqrt{\frac{(v+2)(2a^{v+2}P + C\Delta_{cr}^{v+1})}{2I_y\Delta_{cr}^{v+1}}} a_\varphi^{\frac{v}{2}}. \quad (7)$$

Нижче для різних значень параметру нелінійності (прогресивної  $v > 0$  та регресивної  $-1 < v < 0$  характеристики моменту стабілізації) подано залежність частоти власних поперечно-кутових коливань від: статичної деформації – рис. 2; амплітуди – рис. 3 за наступних параметрів  $P = 7000$ ,  $a = 1$ ,  $b = 0.7$ .

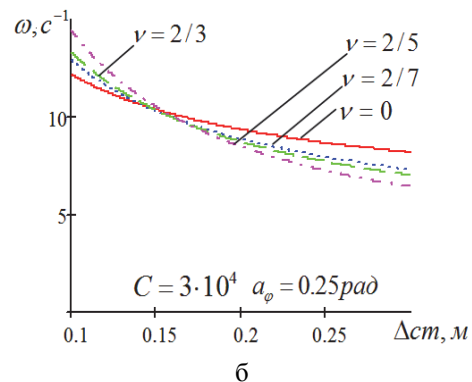


Рис. 2. Залежність частоти власних поперечно-кутових коливань ПЧ від статичної деформації за різних характеристик моменту стабілізації: а – регресивна характеристика моменту стабілізації; б – прогресивна характеристика моменту стабілізації

Отримані аналітичні та побудовані на їх базі графічні залежності показують, що для випадку про-

гресивної характеристики моменту стабілізації більшим значенням амплітуди поперечно-кутових

коливань відповідає більше значення власної частоти і навпаки, для регресивного – більшим значенням амплітуди – менше значення власної частоти. Що стосується залежності власної частоти від статичної деформації, то більшим значенням статичної дефо-

рмації відповідає менше значення власної частоти. Крім цього, ергономічним умовам експлуатації [16] більшою мірою задовольняє за значних амплітуд коливань система підресорювання та момент стабілізації що змінюються за регресивним законом.

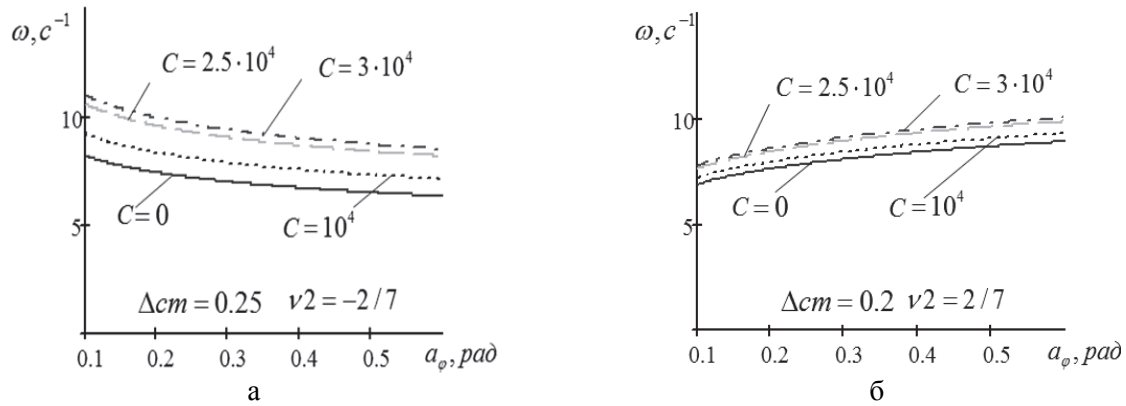


Рис. 3. Залежність частоти власних поперечно-кутових коливань ПЧ від амплітуди коливань за різних значень параметру С моменту стабілізації

Одночасно отримані вище залежності є базою для вирішення основної задачі – дослідження резонансних коливань ПЧ напівпричепа під час руху його вздовж шляху із впорядкованою системою нерівностей. Щоб перейти до її розв’язання, перш за все зупинимось на умові резонансу, адже резонансні коливання у сильно нелінійних системах мають низку принципових особливостей, які не властиві лінійним чи близьким до них системам.

Основною із них є те, що входження в резонанс має місце за певного співвідношення між частотою періодичного збурення та амплітудою коливань. У досліджуваному випадку – між швидкістю руху напівпричепа та амплітудою поперечно-кутових коливань. Приймаючи до уваги  $2\Pi$  – періодичність за

фазою  $\psi = \sqrt{\frac{(v+2)(2a^{v+2}c+C)}{2I_y}} a_\phi^{\frac{v}{2}} t + \phi_0$  розв’язку (6)

$\left( \Pi = \sqrt{\pi} \Gamma \left( \frac{1}{v+2} \right) \Gamma^{-1} \left( \frac{1}{2} + \frac{1}{v+2} \right) \right)$ , умова резонансу

набуває вигляду  $\Pi / \omega(a_\phi) = d / V$ . Із урахуванням залежності (7) для власної частоти поперечно-кутових коливань ПЧ напівпричепа отримуємо швидкість руху вздовж впорядкованої системи нерівностей за якої має місце входження у резонанс за даної амплітуди поперечно – кутових коливань ПЧ

$$V = \frac{d}{2\Pi} \sqrt{\frac{(v+2)(2a^{v+2}c+C)}{2I_y}} a_\phi^{\frac{v}{2}}. \quad (8)$$

Одночасно із (8) можна отримати і обернену залежність – зв’язок між амплітудою входження у резонанс  $a_\phi^*$  та швидкістю руху напівпричепа

$$a_\phi^* = \left( \frac{2\Pi}{d} V \right)^{\frac{2}{v}} \left( \frac{2I_y}{(v+2)(2a^{v+2}c+C)} \right)^{\frac{1}{v}}. \quad (9)$$

На рис. 4 представлені залежності амплітуди входження поперечно-кутових коливань у резонанс від величини коефіцієнту С моменту стабілізації: а – для прогресивного ( $v = 2/7, d = 0.4\text{м}, \Delta = 0.25\text{м}$ ); б – регресивного ( $v = -2/3, d = 0.5\text{м}, \Delta = 0.3\text{м}$ ) законів його зміни.

Із останнього випливає:

– якщо під час руху напівпричепа зі швидкістю  $V$  вздовж шляху із впорядкованою системою нерівностей останні збурюють у ПЧ напівпричепа поперечно-кутові коливання із амплітудою меншою за  $a_\phi^*$ , то резонансних коливань ПЧ спостерігатись не буде;

– у випадку, коли за рахунок початкового збурення амплітуда поперечно – кутових коливань є більшою за  $a_\phi^*$ , то демпферні пристрої спричинять її затухання до моменту входження у резонанс (до величини близької до  $a_\phi^*$ ), внаслідок чого амплітуда різко зростає.

Так процес буде повторюватись.

Щодо амплітуди резонансних коливань, то для її знаходження найбільш зручно використати основну ідею методу Ван – дер – Поля [12] адаптовану для сильно нелінійних систем. Вона полягає у наступному: амплітуда резонансних коливань визначається не тільки величиною зовнішнього періодичного збурення (точніше кажучи правою частиною диференціального рівняння (2)), але й різницею фаз

власних  $\psi$  та вимушених  $\theta = \frac{2\pi V}{d}t$  коливань, тобто  $\gamma = \frac{\pi}{\Pi}\psi - \theta$ .

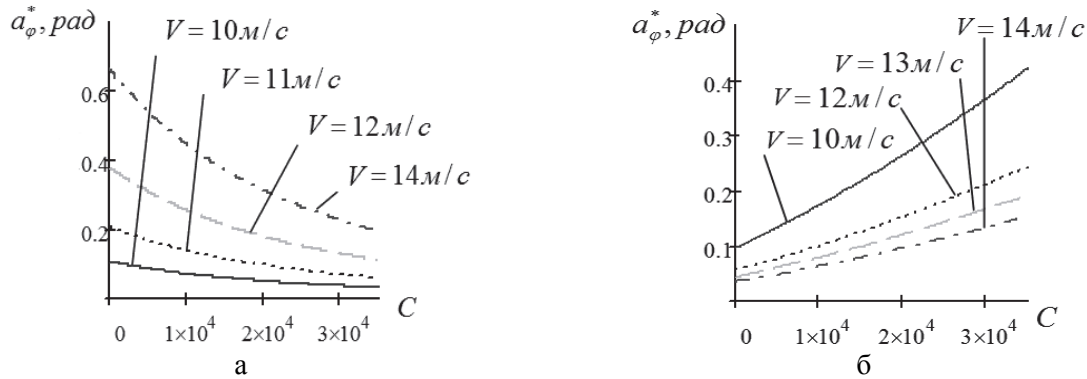


Рис. 4. Залежність амплітуди входження у резонанс поперечно-кутових коливань від параметру С моменту стабілізації: а – для прогресивного закону зміни; б – для регресивного закону зміни

Формально, ввівши вказаний параметр у співвідношення, які описують амплітуду збуреного руху [17], отримуємо систему звичайних диференціальних рівнянь у стандартному вигляді для визначення амплітуди поперечно-кутових коливань ПЧ під час проходження резонансу

$$\frac{da_\varphi}{dt} = \frac{1}{2\pi\omega(a_\varphi)} \int_0^{2\pi} f \left[ a_\varphi ca \left( v+1, 1, \frac{\Pi}{\pi}(\gamma+\theta) \right), -\frac{2a_\varphi\omega(a_\varphi)}{v+2} sa \left( 1, v+1, \frac{\Pi}{\pi}(\gamma+\theta) \right), \theta \right] \times \times sa \left( 1, v+1, \frac{\Pi}{\pi}(\gamma+\theta) \right) d\theta;$$

$$\frac{d\gamma}{dt} = \frac{\pi\omega(a)}{\Pi} - \frac{2\pi V}{d} + \frac{(v+2)}{2\pi a_\varphi\omega(a_\varphi)} \times \times \int_0^{2\pi} f \left[ a_\varphi ca \left( v+1, 1, \frac{\Pi}{\pi}(\gamma+\theta) \right), -\frac{2a_\varphi\omega(a_\varphi)}{v+2} sa \left( 1, v+1, \frac{\Pi}{\pi}(\gamma+\theta) \right), \theta \right] \times \times ca \left( v+1, 1, \frac{\Pi}{\pi}(\gamma+\theta) \right) d\theta. \tag{10}$$

На рис. 5 представлено закон зміни в часі амплітуди поперечно-кутових коливань під час проходження резонансу при різних С.

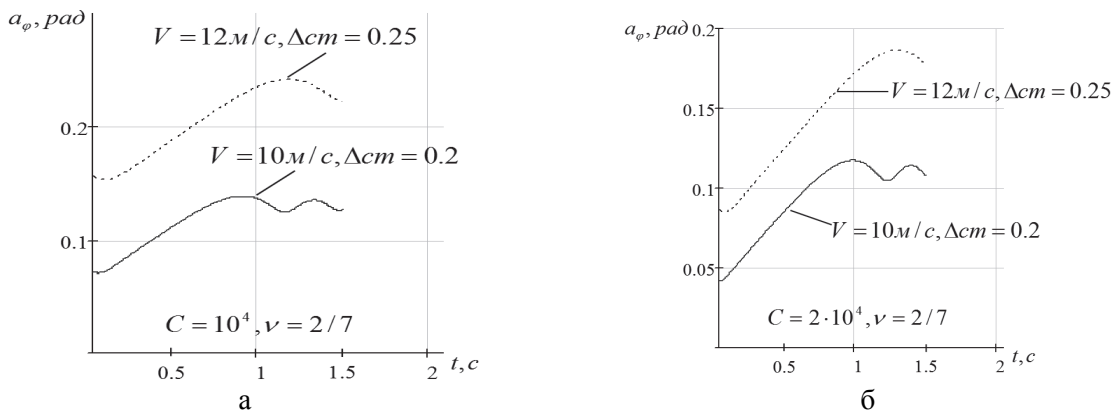


Рис. 5. Закони зміни в часі амплітуди коливань ПЧ напівпричепи під час проходження резонансу

### Висновки

Отримані розрахункові формули та представлені на їх базі графічні залежності показують, що використання у системі тягач – напівпричіп модернізованої системи зчеплення, яка характеризується моментом стабілізації призводить до зростання власної частоти поперечно – кутових коливань, до того ж, у випадку прогресивного закону зміни вказаного моменту більшим значенням амплітуди коливань

відповідає більше значення власної частоти, у випадку регресивного закону зміни моменту стабілізації має обернена залежність. Що стосується резонансних коливань ПЧ напівпричепи то:

- вказане явище має місце за певного співвідношення між амплітудою розглядуваних коливань та швидкістю руху вздовж впорядкованої системи нерівностей;
- амплітуда входження у резонанс для прогресивного закону зміни моменту стабілізації для біль-

ших швидкостей руху є менша, а для регресивного закону його зміни – більшою;

– для більш жорстких характеристик моменту стабілізації (більших значень параметрів  $C$  і  $\nu$ ) амплітуда проходження резонансу є менша.

### Список літератури

1. Соколовский С.А. Эффективность использования механической системы с прощелкиванием для защиты от вибраций при эксплуатации транспортных средств / С.А. Соколовский, Э.Н. Гринченко, А.Я. Калиновский, М.Ю. Яковлев // Механіка, машинознавство та електропостачання. – 2011. – С. 185-187.
2. Ольшанский В.П. Линеаризация в системах с квазиупругой жесткостью / В.П. Ольшанский, Е.Н. Гринченко // Динамика и прочность машин. – Х.: ХГПУ, 1998. – Вып. 56. – С. 111-117.
3. Гречанюк М. Удосконалення пневматичної підвіски напівпричепи вантажного автомобіля / М. Гречанюк // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту. – 2011. – Вып. 4. – С. 48-52.
4. Кайдалов Р.О. Математичне моделювання коливань спеціалізованого транспортного засобу із дворівневою нелінійною системою піддресорювання при переїзді одиначної дорожньої нерівності / Р.О. Кайдалов, В.М. Баитовський, О.О. Ларін, О.О. Водка, В.П. Баркалов // Система озброєння і військова техніка. – 2016. – № 3(47). – С. 14-20.
5. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля / Р.В. Ротенберг. – М.: Машиностроение, 1972. – 392 с.
6. Дуценко В.В. Проблемы выбора параметров систем поддресорирования транспортных средств и пути их решения / В.В. Дуценко, С.М. Воронцов // Системотехника на автомобильном транспорте: мат-лы Республ. науч.-пр. конф. – Х.: ХАДУ, 1998. – С. 56-60.
7. Гречанюк М. Удосконалення пневматичної підвіски напівпричепи вантажного автомобіля / М. Гречанюк // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту. – 2011. – Вып. 4. – С. 48-52.
8. Самонастраивающийся амортизатор с программированной демпфирующей характеристикой / А.Д. Дербаремдикер, Р.А. Мусарский, И.О. Степанов, М.А. Юдке-

вич // Автомобильная промышленность. – 1985. – № 1. – С. 13-15.

9. Артющенко А.Д. дослідження впливу характеристик підвіски автомобіля малого класу на плавність ходу та її модернізація / А.Д. Артющенко, О.Г. Суярков // Вісник НТУ «ХП». – 2013. – № 32 (1004). – С. 21-27.

10. Певзнер Я.М. Теория устойчивости автомобиля / Я.М. Певзнер. – М.: Машиногиз, 1947. – 156 с.

11. Звонко А.А. Поперечно-кутові коливання напівпричепи із нелінійним корегуючим моментом / А.А. Звонко, М.Б. Сокил, А.О. Дзюба // Збірник наукових праць Харківського університету Повітряних Сил. – Х.: ХУПС, 2016. – Вып. 4 (49). – С. 110-113.

12. Ткачук П.П. Оцінка впливу нелінійних силових характеристик підвіски на ефективність ведення вогню бойових колісних машин / П.П. Ткачук, М.Г. Грубель, М.Б. Сокил, Р.А. Нанівський / Військово-технічний зб. – Львів: НАСВ, 2016. – № 15. – С. 42-48.

13. Боголюбов Н.Н. Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний / Н.Н. Боголюбов, Ю.А. Митропольский. – М.: Наука, 1974. – 504 с.

14. Сенюк П. М. Асимптотический метод и периодические Атеб-функции в теории существенно нелинейных колебаний / П.М. Сенюк, И.П. Смерека, Б.И. Сокил // В сб. Асимптотические и качественные методы в теории дифференц. уравнений. – К.: Изд-во Ин-та математики, 1977. – С. 143-156.

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

16. ГОСТ 12.2.012-2005. Вибрационная безопасность. Общие требования. – М.: Стандартинформ, 2008. – 35 с.

17. Грубель М.Г. Резонансні коливання піддресореної 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. – С. 155-161.

Надійшла до редколегії 20.01.2017

**Рецензент:** д-р фіз.-мат. наук доц. В.Ф. Кондрат, Національна академія сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного, Львів.

## РЕЗОНАНСНЫЕ КОЛЕБАНИЯ ПОДРЕССОРЕННОЙ ЧАСТИ СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫХ ПОЛУПРИЦЕПОВ С МОДЕРНИЗИРОВАННОЙ СИСТЕМОЙ ИХ СЦЕПЛЕНИЕ С ТЯГАЧОМ

А.А. Звонко, М.Б. Сокил, Р.А. Нанивский, А.О. Дзюба

В системе тягач-полуприцеп предложено использование модернизированной системы сцепки, которая характеризуется моментом стабилизации. Основное его назначение – уменьшить амплитуду поперечно-угловых колебаний полуприцепа. Одновременно он приводит к тому, что частота собственных колебаний поддресоренной части полуприцепа растет. К тому же, последняя, зависит от амплитуды колебаний, ведь момент стабилизации описывается нелинейной функцией деформации упругих элементов. Показано, что собственная частота поперечно-угловых колебаний поддресоренной части полуприцепа в случае прогрессивного закона изменения указанного момента является больше для больших значений амплитуды поперечно-угловых колебаний и наоборот – для регрессивного закона его изменения. Что касается наиболее опасного случая эксплуатации системы тягач-полуприцеп – резонансного, то: амплитуда вхождения в резонанс для прогрессивного закона изменения момента стабилизации для больших скоростей движения меньшая, а для регрессивного закона его изменения – больше; для более жестких характеристик момента стабилизации амплитуда прохождения резонанса меньше.

**Ключевые слова:** полуприцеп, поддресоренная часть, резонанс, модернизированная система соединения, устойчивость движения.

## RESONANS VIBRATIONS OF SPECIALIZED SEMI-TRAILERS WITH THE UPGRADED SYSTEM AND THEIR COUPLING WITH THE TOWING VEHICLE

A. Zvonko, M. Sokil, R. Nanivskuu, A. Dzuba

The system tractor-semitrailer asked to use the upgraded clutch system, characterized by stabilizing factor. Its main purpose to reduce the amplitude of transverse angular oscillation semitrailer. It also leads to the fact that the frequency of oscillation of the sprung semitrailer growing. Moreover, the latter depends on the amplitude, because stabilization time described by a nonlinear function of deformation of elastic elements. It is shown that the natural frequency of cross - angular oscillation of the sprung semitrailer in case of progressive law changes given moment is greater for larger values of amplitude transverse angular oscillation and vice versa – for its regressive law changes. Regarding the case of the most dangerous operation of tractor-semitrailer - resonance is: amplitude entry in response to the progressive changes since the law stabilization for higher speeds are less regressive law and to change it – more; for more stringent performance since the stabilization amplitude resonance passage is less.

**Keywords:** semitrailer, semi-sprung mass, resonance, transverse angular oscillation, springs system, resistance movement.