

Исследование электромагнитного привода вибрационного транспортёра в дорезонансном режиме

И.И. Врублевский

Рассмотрена работа электромагнитного привода вибрационного транспортёра в дорезонансном режиме, когда частота собственных колебаний транспортёра существенно больше частоты вынуждающей силы и реализуются бигармонические колебания рабочего органа вибротранспортёра. Выведены формулы зависимостей амплитуд колебаний первой и второй гармоник и углов сдвига фаз между ними от частоты собственных колебаний. Построены амплитудно-и фазочастотные характеристики электромагнитного вибровозбудителя в дорезонансном режиме. Определена величина частоты собственных колебаний, при которой в дорезонансном режиме реализуются оптимальные по скорости бигармонические колебания. Описана экспериментальная установка исследования электромагнитного вибровозбудителя, приведены результаты экспериментов. Записывались осциллограммы колебаний, в результате анализа которых определены соотношения между амплитудами и фазами первой и второй гармоник в зависимости от резонансной отстройки вибротранспортёра. Сравнение экспериментальных и теоретических результатов показало хорошее согласование. Использование бигармонических колебаний рабочего органа в направлении, перпендикулярном плоскости транспортирования, способствует существенному повышению производительности вибротранспортёра, а при определенной частоте собственных колебаний это возможно без усложнения конструкции.

Ключевые слова: вибрационный транспортёр, электромагнитный привод, бигармонические колебания.

Investigation of Electromagnetic Drive of Vibratory Conveyor in Pre-resonant mode

I. Vrublevsky

The harmonic longitudinal oscillations and biharmonic normal oscillations with phase difference in vibratory conveying essentially increase the conveying velocity comparing with linear oscillations. But implementation of biharmonic oscillations requires the using of two vibratory drives with frequencies that differ in two times from each other. The electromagnetic drive may implement polyharmonic, in particular biharmonic oscillations in pre-resonant mode. The electromagnetic drive of vibratory conveyor in pre-resonant mode, when the frequency of natural oscillations is greater than the frequency of forced oscillations, is investigated. Formulas of amplitudes and phase difference of the first and the second harmonics of oscillation dependence on the frequency of natural oscillations are derived. Frequency and phase response of the electromagnetic vibratory drive are built. It is determined the natural frequency value at which optimal biharmonic oscillations are implemented.

To testify theoretical results the experimental investigations were carried out on a special installation. The body of electromagnet was mounted on a massive plate. The anchor of electromagnetic drive was fastened with two flat leaf springs as well as the bracket with acceleration sensor. Exchange of frequency of natural oscillations was achieved by changing of springs' length. The amplitudes of oscillations were regulated with aid of auto-transformers. The electromagnet was connected to the power supply using half-wave rectifier (diode), so the forced oscillations were implemented with frequency 50 Hz. Sensor readings were recorded on the wave-forms from which amplitudes and phase difference of harmonics were determined by equidistant ordinates method. The comparison of theoretical and experimental investigations shows the sufficient agreement.

The using of biharmonic oscillations of the working track of vibratory conveyor in direction perpendicular to the conveying track is possible at a certain natural frequency without increasing of conveyor's design complexity.

Keywords: vibratory conveyor, electromagnetic drive, biharmonic oscillations.

УДК 629.01

А.О. Дзюба, А.А. Звонко, М.Б. Сокіл

Національна академія сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного, Львів

ОБҐРУНТУВАННЯ СИЛОВИХ ХАРАКТЕРИСТИК МОДЕРНІЗОВАНОЇ СИСТЕМИ ЗЧЕПЛЕННЯ СПЕЦІАЛІЗОВАНОГО НАПІВПРИЧЕПА ТА ТЯГАЧА

Запропоновано модернізовану систему зчеплення напівпричепи та тягача, що додатково характеризується моментом стабілізації. Побудовано математичну модель поперечно-кутових коливань підресореної частини напівпричепи, за допомогою якої описано визначальні параметри коливань. Отримано значення критичних швидкостей стійкого руху напівпричепи з огляду на занос та перекидування. Показано, що поперечно-кутові коливання підресореної частини напівпричепи значною мірою зменшують значення критичної швидкості стійкого руху, в той же час стабілізуючий момент стабілізації підвищує її.

Ключові слова: напівпричеп, система підресорювання, амплітуда, частота коливань, критична швидкість руху.

Постановка проблеми та аналіз останніх досліджень і публікацій

Стійкість та плавність ходу є одними із найважливіших експлуатаційних характеристик колісних транспортних засобів (КТЗ) [1]. Сучасні спеціалізовані військові КТЗ із підвищеною прохідністю можна експлуатувати за значних швидкостей у складних умовах руху (шляху із значними нерівностями, криволінійних ділянках шляху, об'їздах перешкод, маневрах), а отже, вони здатні за менший проміжок часу виконати завдання зі зміни дислокації особового складу, переміщенні військової техніки, гарантуючи при цьому безпеку руху. Для багатьох випадків у парі із такими КТЗ доводиться переміщувати причепа чи напівпричепа (НП) із стаціонарно встановленою на них апаратурою чи озброєнням, обладнанням (наприклад, комплекс, гармата, міномет) [2, 3], а в окремих випадках перевозити вибухонебезпечні вантажі [4]. Досвід ведення бойових операцій показує, що НП мають значно нижчі стійкісні характеристики руху, ніж вказані вище КТЗ. До того ж, система захисту стаціонарно розміщеного на них обладнання чи апаратури потребує подальшого удосконалення з метою зменшення впливу значних динамічних навантажень.

Це особливо актуально у випадку руху системи тягач–напівпричіп вздовж криволінійних ділянок шляху під час маневрування [5] (об'їзді перешкод). Небезпека втрати стійкості руху як тягача, так і напівпричепа зростає із збільшенням швидкості пересування [6], у випадку нерівностей шляху чи руху вздовж пересіченої місцевості, тобто у випадку значних коливань підресореної частини напівпричепа (ПЧНП). Такі питання для КТЗ розглядалися, наприклад у [7–10]. Однак результати, отримані для КТЗ, не повною мірою можна застосувати для НП. Це, в першу чергу, пов'язано із різною кількістю осей НП та КТЗ, впливом механізму зчеплення тягача та НП на динаміку ПЧНП та ін. Для підвищення стійкості руху окремих видів причепів у [11] запропоновано використовувати пневмо- чи керовану [12–14] систему підвісок. Проте пружні характеристики пневмопідвіски описуються нелінійними співвідношеннями [14, 15], а використання для аналізу динаміки ПЧНП і стійкості руху таких НП спрощених лінійних математичних моделей або чисельних методів аналізу нелінійних розрахункових моделей не завжди дають бажаних результатів. До того ж, керована система підвіски більшою мірою впливає на вертикальні та позадвожно-кутові коливання ПЧНП, в той же час, для стійкості руху НП домінуючу роль відіграють поперечно-кутові коливання. Для часткового вирішення проблеми підвищення стійкості руху (*стійкісних характеристик руху*) НП вздовж криволінійних ділянок шляху із

нерівностями, об'їздах перешкод та ін. у роботі запропоновано використовувати модернізовану систему зчеплення НП та тягача (рис. 1 а). Вона містить пружний елемент 1, кінці якого нерухомо приєднані відповідно до рами тягача 2 та фаркопа 3. Щодо силових характеристик запропонованої системи зчеплення, то вона, крім зосередженої сили, характеризується ще й моментом (моментом стабілізації M_c). Вказаний момент намагається повернути ПЧНП у стійке зрівноважене положення. Роботу присвячено аналізу впливу основних силових параметрів моменту стабілізації та системи підвіски (СП) на динаміку відносних поперечно-кутових коливань ПЧНП, а відтак, вказаних коливань на стійкість руху напівпричепа, що обумовлює її актуальність.

Для вирішення поставленої задачі за розрахункову модель досліджуваного об'єкта приймається система двох тіл (рис. 1 б: 4 – непідресорена та 5 – підресорена частини).

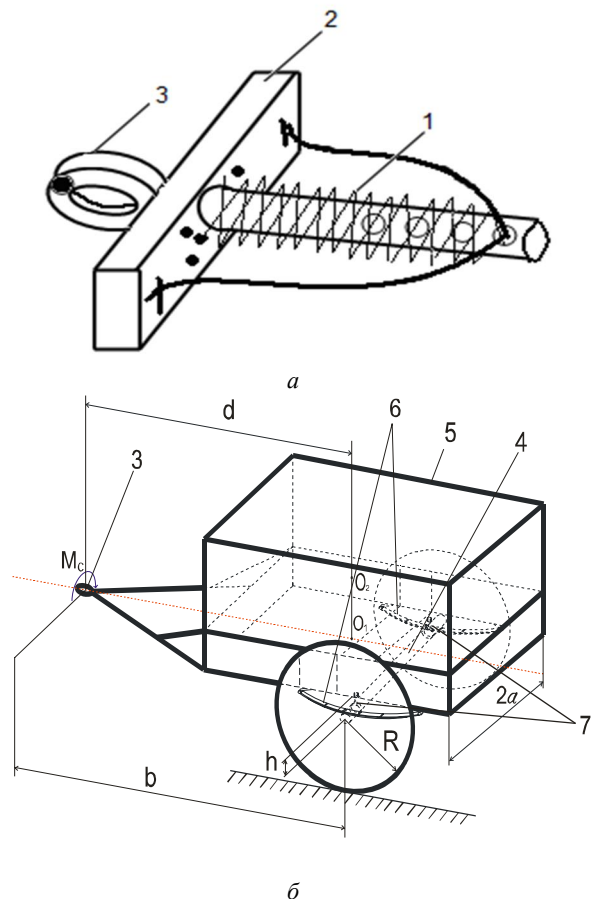


Рис. 1. Розрахункова модель досліджуваного об'єкта: а – вигляд модернізованого з'єднання напівпричепа та тягача, б – розрахункова модель напівпричепа

Вказані частини НП взаємодіють між собою за допомогою СП: пружних амортизаторів 6 та демпферних пристроїв 7. За рахунок наїзду коліс НП на нерівності шляху ПЧН здійснює поперечно-кутові коливання. Коливання ПЧП впливають не

тільки на динамічні навантаження вантажів, що транспортуються, чи встановлене обладнання, але й на поперечну стійкість руху, знижуючи критичну швидкість на перекидування чи занос (мова йде про рух НП вздовж криволінійних ділянок шляху). Щодо системи зчеплення НП та тягача, то ця взаємодія характеризується зосередженою силою та моментом стабілізації. Якщо зосереджена сила (точніше кажучи, її поздовжня складова) спонукає НП до руху вздовж шляху, то момент стабілізації намагається повернути ПЧНП у стійке зрівноважене положення навколо поздовжньої осі, яка проходить через точку контакту тягача та НП і середину відрізка між точками контакту демпферів та ПЧНП (на рис. 1 – вісь ОУ). А момент стабілізації, як буде показано нижче, зменшує величину амплітуди коливань ПЧНП, покращуючи характеристики стійкості НП. Щодо причин виводу ПЧНП із рівноважного положення, то це, як правило, нерівності шляху, його криволінійність, об'їзд перешкоди та ін.

Обмеження та припущення

Припущення щодо динаміки об'єкта дослідження:

вага напівпричепа є значно меншою від тягача і вплив динаміки НП на динаміку та стійкість руху тягача не значний;

горизонтальні переміщення точок кріплення елементів системи підвіски та ПЧНП є малими і ними можна знехтувати;

пружні характеристики пневмоколіс є значно більшими, ніж амортизаторів, тому їх деформацією під час руху НП шляхом із нерівностями чи пересіченою місцевістю можна знехтувати;

за рахунок наїзду правого чи лівого коліс НП ПЧНП здійснює поперечно-кутові коливання навколо поздовжньої осі ОУ. У рівноважному положенні ПЧНП через вказану вісь проходить вертикальна площина симетрії;

пружні характеристики амортизаторів описуються лінійною функцією їх деформації, а демпферні пристрої – нелінійною від швидкості їх деформації;

за рахунок зовнішніх збурень ПЧНП здійснює відносні поперечно-кутові коливання.

Це дозволяє для описання відносного положення ПЧНП вибрати одну узагальнену координату – кут її повороту $\varphi(t)$ навколо поздовжньої осі ОУ. Якщо вказаний кут відраховувати від відносного рівноважного положення ПЧНП під час руху напівпричепа вздовж прямолінійної ділянки шляху без нерівностей, то силові чинники, які діють на неї, визначаються наступними залежностями:

пружні сили амортизаторів

$$F_a = c_a (\varphi(t)a \pm \Delta_{cm.})$$

(знак “+” приймається для правого амортизатора, тоді “-” – для лівого), c_a – коефіцієнт жорсткості амортизаторів, $\Delta_{cm.}$ – деформація амортизаторів під дією сили ваги ПЧНП ($\Delta_{cm.} = \frac{m_{ПЧНП} g}{2c_a}$, $m_{ПЧНП}$ – маса

ПЧНП), $2a$ – відстань між точками кріплення пружних амортизаторів до ПЧНП;

сила опору демпферних пристроїв

$$R_d = \alpha \dot{\varphi}^{s+1},$$

α – коефіцієнт, який вказує, що сила пропорційна швидкості деформації демпферів у степені $s+1$.

Обмеження щодо кінематичних та силових чинників досліджуваного об'єкта:

1. Максимальне значення відновлювальної сили пружних амортизаторів є значно більшим за максимальне значення сили опору демпферних пристроїв (для належного захисту вантажів та обладнання від перевантажень, зумовлених нерівностями шляху).

2. Тягач із НП рухаються вздовж криволінійної ділянки шляху, радіус кривизни якої ρ зі сталою за величиною швидкістю V , причому радіус кривини ρ є значно більшим за розміри причепа. В такому разі кут відхилення ПЧНП $\varphi_{in.}$ зумовлений лише рухом системи тягач–напівпричіп вздовж криволінійної ділянки шляху є обмеженим.

Щодо моменту стабілізації системи з'єднання напівпричепа та тягача, то вважається, що він описується степеневою функцією $M_c = C\varphi^{\nu+1}$, C , ν – сталі. Окремим випадком вказаної залежності при $\nu=0$ є лінійний закон зміни його величини.

Мета роботи полягає у дослідженні впливу моменту стабілізації на поперечно-кутові коливання ПЧНП та стійкість руху НП вздовж криволінійної ділянки шляху.

Виклад основного матеріалу

Для розв'язання сформульованої вище задачі диференціальне рівняння поперечно-кутових коливань ПЧНП [16] набуває вигляду

$$I_o \ddot{\varphi} + 2\alpha a^2 \dot{\varphi}^{s+1} + (2c_a a^2 + C(\varphi + \varphi_{in.})^\nu)(\varphi + \varphi_{in.}) = M_{in.}, \quad (1)$$

де I_o – момент інерції НЧП відносно осі ОУ; $M_{in.}$ – момент сил інерції переносного руху ПЧН відносно поздовжньої осі ОУ.

З точністю до величин вищого порядку момент $M_{in.}$ визначається співвідношенням

$$M_{in.} = \frac{mV^2}{\rho} h_c \cos(\varphi_{in.} + \varphi), \quad (2)$$

в якому h_c – відстань від центра ваги ПЧНП до осі ОУ.

Примітки: 1. Диференціальне рівняння (1) буде описувати коливальний процес ПЧН, якщо функція $(2c_a a^2 + C(\varphi + \varphi_{in.})^v (\varphi + \varphi_{in.}))$ є непарною за аргументом $\varphi(t)$ [17]. Вказане має місце у випадку $v+1 = (2p+1)/(2q+1)$, $p, q = 0, 1, 2, \dots$

2. У роботі розглядаються малі коливання ПЧНП, тому у положенні відносно її рівноваги на криволінійних ділянках руху справджується

$$(2c_a a^2 + C\varphi_{in.}^v) \varphi_{in.} = \frac{m_{II} V^2}{\rho} H_c \cos \varphi_{in.}$$

Якщо врахувати вказані обмеження, то диференціальне рівняння (1) можна записати у вигляді

$$\begin{aligned} \ddot{\bar{\varphi}} + \frac{1}{I_o} (2c_a a^2 + C\bar{\varphi}^v) \bar{\varphi} = \\ = -\frac{2\alpha a^2}{I_o} \bar{\varphi}^{s+1} + \frac{mV^2}{\rho} H_c \cos \bar{\varphi}. \end{aligned} \quad (3)$$

де $\bar{\varphi} = \varphi + \varphi_{in.}$.

Визначити вплив всієї множини параметрів (геометричних, динамічних та кінематичних) можна тільки на базі аналітичного розв'язку нелінійного диференціального рівняння (3), що і є предметом подальших досліджень роботи. Наведені обмеження щодо силових чинників дозволяють для його побудови використати загальні ідеї методів збурень [17, 18]. Вони, перш за все, вимагають побудови розв'язку незбуреного його аналогу, тобто рівняння

$$\ddot{\bar{\varphi}} + \frac{1}{I_o} (2c_a a^2 + C\bar{\varphi}^v) \bar{\varphi} = 0. \quad (4)$$

Заміною змінних в ньому відповідно до $\bar{\varphi}(t) = a_\varphi u(\psi(t))$, $\psi(t) = \omega(a_\varphi) t$ рівняння (4) набуває вигляду

$$\frac{d^2 u}{d\psi^2} \omega^2(a_\varphi) + \frac{1}{I_o} (2c_a a^2 + C(a_\varphi u)^v) u = 0 \quad (5)$$

Нехай максимальне значення функції $u(\psi)$ у наведеній вище заміні змінних дорівнює 1, тоді параметр a_φ буде не чим іншим, як амплітудою поперечно-кутових коливань ПЧНП, а невідома функція $\omega(a_\varphi)$ – їх власною частотою. Наступною

заміною змінних $\frac{du}{d\psi} = v(\psi)$ у (5) отримуємо

$$v(\psi) \frac{dv}{du} \omega^2(a_\varphi) + \frac{1}{I_o} (2c_a a^2 + C(a_\varphi u)^v) u = 0. \quad (6)$$

Шляхом відокремлення змінних у ньому знаходимо

$$v^2(\psi) \omega^2(a_\varphi) = \frac{2}{I_o} \int_1^u (2c_a a^2 + C(a_\varphi u)^v) u du. \quad (7)$$

Отримана залежність дозволяє знайти невідому функцію $u(\psi)$, точніше кажучи, обернену до неї, у вигляді

$$\psi = 2(r-1)\pi - \omega(a_\varphi) \int_1^u \left(\frac{2}{I_o} \int_1^{\bar{u}} (2c_a a^2 + C(a_\varphi \bar{u})^v) \bar{u} d\bar{u} \right)^{\frac{1}{2}} d\bar{u},$$

при

$$\begin{cases} 1 \leq u(\psi) \leq -1 \\ 2(r-1)\pi \leq \psi \leq (2r-1)\pi \end{cases}$$

та

$$\psi = (2r-1)\pi + \omega(a_\varphi) \int_1^u \left(\frac{2}{I_o} \int_1^{\bar{u}} (2c_a a^2 + C(a_\varphi \bar{u})^v) \bar{u} d\bar{u} \right)^{\frac{1}{2}} d\bar{u} \quad (8)$$

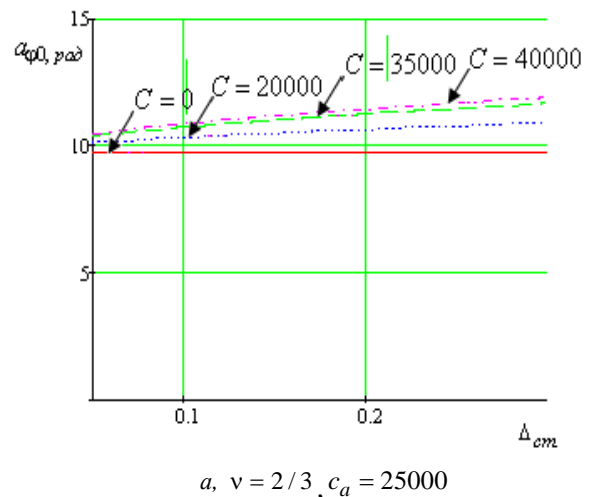
при

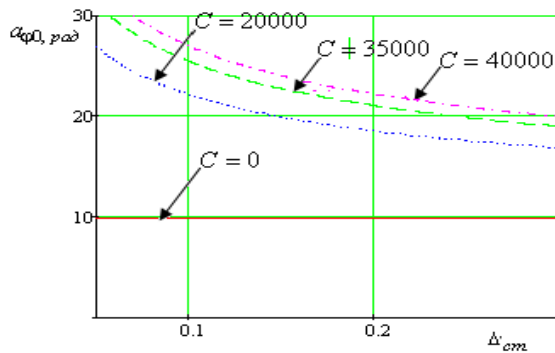
$$\begin{cases} -1 \leq u(\psi) \leq 1 \\ (2r-1)\pi \leq \psi \leq 2r\pi, r = 1, 2, \dots \end{cases}$$

Із періодичності за аргументом ψ функції $u(\psi)$ знаходимо $\omega(a_\varphi)$ – частоту власних поперечно-кутових коливань ПЧНП

$$\omega(a_\varphi) = \frac{\pi}{2 \int_0^1 \left(\frac{2}{I_o} \int_0^u (2c_a a^2 + C(a_\varphi \bar{u})^v) \bar{u} d\bar{u} \right)^{\frac{1}{2}} du} \quad (9)$$

На рис. 2 показано залежність частоти власних поперечно-кутових коливань від амплітуди за різних значень параметра C , $v = \frac{2}{3}$ (а) та $v = -\frac{2}{3}$ (б) при $P = 10000$, $a = 0.9$.





$$b, \nu = -2/3, c_a = 20000$$

Рис. 2. Залежність частоти власних коливань ПЧНП від амплітуди за різних динамічних характеристик СП та законів зміни моменту стабілізації:
 a – прогресивного, b – регресивного

Отримані вище співвідношення (7)–(9) є одночасно базою для визначення:

- амплітуди початкового збурення коливань за умови, що ці коливання зумовлені початковою кутовою швидкістю руху ПЧНП;
- закону її затухання [18, 19];
- критичної швидкості стійкого руху вздовж криволінійних ділянок шляху із урахуванням поперечно - кутових коливань ПЧНП.

Щодо закону затухання амплітуди поперечно-кутових коливань, то відповідно до прийнятих припущень для сил опору демпферних пристроїв поширення основних ідей методів збурень [18, 19]

на нелінійне рівняння (3) дозволяє подати його у вигляді

$$\frac{da_\phi}{dt} = 2\alpha a^2 \omega^s (a_\phi) \times \int_0^1 \left(\frac{2}{I_o} \int_u^1 \left((2c_a a^2 + C(a_\phi \bar{u})^\nu) \bar{u} \right) d\bar{u} \right)^{\frac{s+2}{2}} du. \quad (10)$$

Для однозначного описання амплітуди спадних коливань необхідно, крім залежності (10), ще й задати початкове її значення. Базою для визначення початкового значення амплітуди служать початкові умови для вихідного рівняння (3). Зокрема для випадку $\varphi(t)|_{t=0} = 0$, $\dot{\varphi}(t)|_{t=0} = \omega_0$ (ω_0 – початкова кутова швидкість коливань ПЧНП), із залежностей (7) і (9) випливає, що початкова амплітуда $a_{\phi 0}$

коливань дорівнює $a_{\phi 0} = \frac{\dot{\varphi}(t)|_{t=0}}{\omega(a_\phi)|_{t=0}}$. Таким чином,

для знаходження початкової амплітуди коливань ПЧНП маємо співвідношення

$$a_{\phi 0} = \frac{\omega_0}{\pi} 2 \int_0^1 \left(\frac{2}{I_o} \int_u^1 \left((2c_a a^2 + C(a_{\phi 0} u)^\nu) u \right) d\bar{u} \right)^{-\frac{1}{2}} du. \quad (11)$$

Нижче у табл. 1 на його базі наведено значення початкової амплітуди коливань ПЧНП за різних величин коефіцієнта C та параметрів ν і ω_0 .

Таблиця 1

Значення початкової амплітуди поперечно-кутових коливань $a_{\phi|t=0}$ за різних силових характеристик

модернізованої системи зчеплення тягача та напівпричепа

Параметри									
ν	ω_0 , 1/с	C	$a_{\phi t=0}$, рад.	ω_0 , 1/с	C	$a_{\phi t=0}$, рад.	ω_0 , 1/с	C	$a_{\phi t=0}$, рад.
0	4	20000	0.148	6	20000	0.221	8	20000	0.558
		35000	0.117		35000	0.175		35000	0.506
		40000	0.110		40000	0.165		40000	0.492
2/7	4	20000	0.294	6	20000	0.435	8	20000	0.574
		35000	0.274		35000	0.403		35000	0.531
		40000	0.268		40000	0.395		40000	0.518
2/3	4	20000	0.306	6	20000	0.450	8	20000	0.59
		35000	0.292		35000	0.426		35000	0.554
		40000	0.288		40000	0.419		40000	0.544
9/7	4	20000	0.318	6	20000	0.467	8	20000	0.609
		35000	0.311		35000	0.451		35000	0.582
		40000	0.308		40000	0.446		40000	0.574

Шляхом аналізу наведених результатів встановлено, що для лінійного закону зміну моменту стабілізації:

1. Власна частота поперечно-кутових коливань ПЧНП незначною мірою залежить від амплітуди коливань.

2. Більшим значенням параметра C моменту стабілізації відповідає більше значення власної частоти поперечно-кутових коливань ПЧНП.

3. За однакового початкового збурення поперечно-кутових коливань (за однакових значень параметра ω_0) більшим значенням параметра C

моменту стабілізації відповідає менше значення початкової амплітуди коливань.

Що стосується нелінійного (прогресивного ($v > 0$)) чи регресивного ($v < 0$)) законів зміни моменту стабілізації, то:

1. Власна частота поперечно-кутових коливань ПЧНП залежить від амплітуди, причому більшим її значенням відповідає більше значення власної частоти для прогресивного закону зміни моменту стабілізації і, навпаки, менше значення частоти для регресивного закону зміни моменту стабілізації.

2. За однакового початкового збурення поперечно-кутових коливань (за однакових значень параметра ω_0) більшим значенням параметрів C та v відповідають менші значення амплітуди початкового збурення.

Таким чином, співвідношення (9)–(11) показують, що амплітудно-частотна характеристика власних коливань ПЧНП, а отже динамічні навантаження, які діють на вантаж чи обладнання, що транспортується, суттєво залежать від моменту стабілізації. Що стосується впливу його на стійкість руху, то ці питання потребують більш ґрунтовних досліджень. Базою для них можуть служити загальні принципи механіки та рівняння кінестатики [12] механічної системи невіднесорена–віднесорена частини. Щоб їх застосувати для вказаної системи треба крім зовнішніх сил (P_{II}, P_H – ваги невіднесореної та віднесореної частин напівпричепа; N_1, N_2 – нормальні складові реакцій поверхні, вздовж якої рухається причіп, і вони прикладені відповідно до правого та лівого коліс; $F_{mp,1} = fN_1, F_{mp,2} = fN_2$ – поперечні складові реакцій поверхні руху – сили протидії заносу причепа на криволінійних ділянках шляху і вони прикладені відповідно до правого та лівого коліс, f – коефіцієнт поперечного тертя шини і поверхні руху; $F_{\partial,X}, F_{\partial,Z}$ – горизонтальна та вертикальна складові динамічного тиску на НП з боку тягача), врахувати ще сили інерції. Вони зумовлені як криволінійністю шляху руху (переносні сили інерції), так і поперечно-кутовими коливаннями ПЧНП (сили інерції відносного руху). При визначенні сил інерції переносного руху вважається, що радіус кривизни ділянки шляху, вздовж якої рухається напівпричіп, є значно більшим від розмірів НП. В такому разі, з достатнім ступенем точності можна вважати, що переносні складові швидкостей та пришвидшень всіх точок віднесореної та невіднесореної частин НП є рівними, а отже головні вектори переносних сил інерції цих частин рівні: $\Phi_e^H = \frac{P_H}{g\rho} V^2$ – головний вектор сил інерції переносного руху невіднесореної частини; $\Phi_e^n = \frac{P_n}{\rho} V^2$ – головний вектор сил інерції

переносного руху ПЧНП. Сили інерції відносного руху ПЧНП зводяться до головного вектора $\bar{\Phi}_r$ та головного моменту \bar{M}_r^Φ відносно осі поперечно-кутових коливань. Величини складових вектора $\bar{\Phi}_r$, тобто $\bar{\Phi}_r^n$ та $\bar{\Phi}_r^\tau$ визначаються відповідно до залежностей $\Phi_r^\tau = mh_c \ddot{\varphi}$, $\Phi_r^n = mh_c (\dot{\varphi})^2$, а їх напрямки вказані на рис. 3.

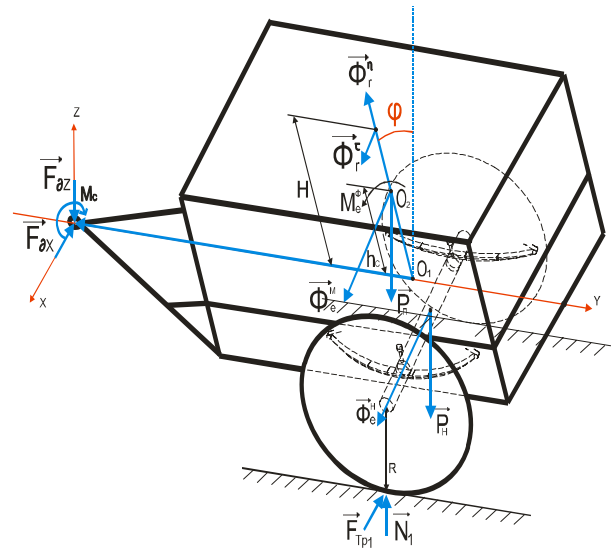


Рис. 3. Розподіл зовнішніх сил та сили інерції механічної системи віднесорена-невіднесорена частини

Щодо головного моменту сил інерції \bar{M}_r^Φ , то його величина дорівнює $M_r^\Phi = I_o \ddot{\varphi}$. У сукупності наведене дозволяє записати скалярні співвідношення, які зв'язують відомі вже кінематичні параметри руху системи невіднесорена–віднесорена частини НП ($V, \rho, \varphi(t)$) із невідомими зовнішніми динамічними силами: $N_1, N_2, F_{mp,1}, F_{mp,2}, F_{\partial,X}, F_{\partial,Z}$ у вигляді

$$\begin{aligned}
 & N_1 + N_2 - P_H - P_{II} + \\
 & + \Phi_r^\tau \sin \bar{\varphi} + \Phi_r^n \cos \bar{\varphi} - F_{\partial,Z} = 0, \\
 & F_{mp,1} + F_{mp,2} + \Phi_r^\tau \cos \bar{\varphi} - \\
 & - \Phi_r^{II} \sin \bar{\varphi} + F_{\partial} - \Phi_e^n - \Phi_e^H - F_{\partial,X} = 0, \\
 & (F_{mp,1} + F_{mp,2})(R+h) + N_2 a - \\
 & - N_1 a + M_r^\Phi + P_{II} h_c \sin \bar{\varphi} + \\
 & + \Phi_e^H h_c - \Phi_e^H h - M_c = 0, \\
 & \left(\Phi_{e,H} b + \Phi_{r,II}^n d \sin \varphi - \right. \\
 & \left. - \Phi_{r,II}^\tau d \cos \varphi + \Phi_{e,II} d \right) - (F_{mp,1} + F_{mp,2}) \ell \\
 & (N_1 + N_2 - P_H) b - (P_{II} + \\
 & + \Phi_{r,II}^\tau \sin \varphi + \Phi_{r,II}^n \cos \varphi) c = 0,
 \end{aligned} \tag{12}$$

де d – відстань від центра ваги ПЧН до вертикальної осі Z ; b – висота ПЧНП, h_c , H – параметри, які визначають лінію дії головних векторів сил інерції відносного руху ПЧНП. Якщо маса ПЧНП розподілена рівномірно вздовж його об'єму, то лінія дії дотичної складової сили інерції відносного руху визначається параметром $H = 2b/3$. Для випадку малих коливань ПЧНП співвідношення (12) можна дещо спростити: замінивши в них $\sin \bar{\varphi}$ на a_φ , $\cos \bar{\varphi}$ на 1, а сили інерції відносного руху – їхніми найбільшими значеннями, отримуємо

$$\begin{aligned} & N_1 + N_2 - P_H - P_{II} - F_{\partial.Z.} + \\ & + 2 \frac{P_{II}}{g} a_\varphi^2 \omega^2 (a_\varphi) h_c = 0, \\ & f(N_1 + N_2) + \frac{P_{II}}{g} a_\varphi \omega^2 (a_\varphi) h_c (1 - a_\varphi^2) + \\ & + F_{\partial.X.} - \left(\frac{P_{II}}{g} + \frac{P_H}{g} \right) \frac{V^2}{\rho} = 0, \\ & f(N_1 + N_2)(R + h) + N_2 a - N_1 a + I_0 a_\varphi \omega^2 (a_\varphi) + \\ & + P_{II} h_c a_\varphi + \frac{P_{II}}{g} \frac{V^2}{\rho} h_c - \frac{P_H}{g} \frac{V^2}{\rho} h - M_3 = 0, \\ & \frac{P_H}{g} \frac{V^2}{\rho} b + \frac{P_{II}}{g} \frac{V^2}{\rho} d - \frac{P_{II}}{g} d a_\varphi \omega^2 \times \\ & \times (a_\varphi) h_c (1 - a_\varphi^2) - f(N_1 + N_2) b = 0, \\ & (N_1 + N_2 - P_H) b - \\ & - (P_{II} - 2 \frac{P_{II}}{g} a_\varphi^2 \omega^2 (a_\varphi) h_c) d = 0. \end{aligned} \quad (13)$$

Наведені залежності визначають:

- максимальні динамічні складові сили дії тягача на напівпричіп

$$F_{\partial.X.} = \frac{P_{II}}{g} \left(1 - \frac{d}{b} \right) \left[\frac{V^2}{\rho} - a_\varphi \omega^2 (a_\varphi) h_c (1 - a_\varphi^2) \right]; \quad (14)$$

$$F_{\partial.Z.} = P_{II} \left[1 + \frac{2}{g} a_\varphi^2 \omega^2 (a_\varphi) h_c \right] \left(1 - \frac{d}{b} \right), \quad (15)$$

- критичні значення швидкості стійкого руху з огляду на занесення

$$V = \sqrt{\frac{f(P_H b + 2P_{II} b - dP_{II}) + \frac{P_{II}}{g} a_\varphi \omega^2 (a_\varphi) h_c d (1 - 2f a_\varphi - a_\varphi^2)}{P_H b + P_{II} d}} \rho g \quad (16)$$

- перекидування

$$V = \sqrt{\frac{\begin{aligned} & (P_H a + P_{II} \left(2 - \frac{d}{b} \right) a + \\ & + C a_\varphi^{v+1} + \frac{P_{II}}{g} \frac{d}{b} a_\varphi \omega^2 \times \\ & \times (a_\varphi) h_c \left[\frac{(R+h)(1-a_\varphi^2)}{-2a a_\varphi} \right] - \\ & - I_0 a_\varphi \omega^2 (a_\varphi) - P_{II} h_c a_\varphi \end{aligned}}{P_{II} h_c + P_H R + P_{II} (R+h)}} \rho g. \quad (17)$$

Якщо прийняти до уваги графічні залежності, які вказують на залежність частоти власних поперечно-кутових коливань ПЧНП із прогресивним законом зміни моменту стабілізації, то для широкого діапазону зміни їх амплітуди можна вважати, що $\omega(a_\varphi) = k_1 \Omega$ де $1 < k_1 < 1,3$, а

$$\Omega = \sqrt{\frac{2c a}{I_0}} - \text{власна частота ПЧНП без врахування}$$

моменту стабілізації. В той же час, амплітуду початкового збурення (див. табл. 1) для напівпричепа із модернізованою системою з'єднання його із тягачем, можна подати у вигляді

$$a_{\varphi 0} = \frac{\bar{a}_{\varphi 0}}{k_2} \quad (k_2). \text{ Вказане дозволяє для відношення}$$

критичних швидкостей стійкого руху на занос та перекидування напівпричепа без моменту стабілізації та із модернізованим з'єднанням отримати залежність

$$\eta_{non.} = \sqrt{\frac{\begin{aligned} & f \left(\frac{P_H b + 2P_{II} b - dP_{II}}{-dP_{II}} \right) + \\ & + \frac{P_{II}}{k_2 g} \bar{a}_{\varphi 0} k_1^2 \Omega^2 h_c d \times \\ & \times \left(1 - 2f \frac{\bar{a}_{\varphi 0}}{k_2} - \frac{\bar{a}_{\varphi 0}^2}{k_2^2} \right) \end{aligned}}{f(P_H b + 2P_{II} b - dP_{II}) + \frac{P_{II}}{g} \bar{a}_{\varphi 0} \Omega^2 h_c d \left(1 - 2f \bar{a}_{\varphi} - \bar{a}_{\varphi}^2 \right)}} \quad (18)$$

$$\eta_{перек} = \sqrt{\frac{\begin{aligned} & P_H a + P_{II} \left(2 - \frac{d}{b} \right) a + C \left(\frac{\bar{a}_{\varphi 0}}{k_2} \right)^{v+1} - \frac{P_{II}}{g k_2} \frac{d}{b} \bar{a}_{\varphi 0} k_1^2 \Omega^2 h_c \times \\ & \times \left[\frac{(R+h) \left(1 - \left(\frac{\bar{a}_{\varphi 0}}{k_2} \right)^2 \right)}{-2a \frac{\bar{a}_{\varphi 0}}{k_2}} \right] - I_0 \frac{\bar{a}_{\varphi 0}}{k_2} k_1^2 \Omega^2 - P_{II} h_c \frac{\bar{a}_{\varphi 0}}{k_2} \end{aligned}}{P_H a + P_{II} \left(2 - \frac{d}{b} \right) a + C \left(\bar{a}_{\varphi 0} \right)^{v+1} - \frac{P_{II}}{g} \frac{d}{b} \bar{a}_{\varphi 0} \Omega^2 h_c \times \left[\frac{(R+h) \times}{\times \left(1 - \left(\bar{a}_{\varphi 0} \right)^2 \right) - 2a \bar{a}_{\varphi 0}} \right] - I_0 \bar{a}_{\varphi 0} \Omega^2 - P_{II} h_c \bar{a}_{\varphi 0}} g}, \quad (19)$$

У табл. 2 наведено значення коефіцієнта критичних швидкостей з огляду на занесення та коефіцієнта

$\eta_{non.}$ за різних силових характеристик модернізованої системи з'єднання тягача та напівпричепа.

Таблиця 2

Значення коефіцієнта $\eta_{non.}$ для різних силових характеристик модернізованої системи з'єднання напівпричепа та тягача

v	$\omega_0, 1/c$	C	$a_{\varphi l=0}, \text{рад.}$	$\omega(a_{\varphi}), c^{-1}$	k_1	k_2	$V_{кр} V_{\rho=20m}, \text{м/с}$	$V_{кр} V_{\rho=15m}, \text{м/с}$	η
0	8	20000	0.558	13.34	1.3301	1.18	12.174	9.621	1.469
		35000	0.506	14.34	1.432	1.3	16.229	13.474	1.959
		40000	0.492	15.41	1.541	1.34	16.916	14.061	2.042
2/7	8	20000	0.574	13.369	1.2246	1.15	11.341	9.84	1.584
		35000	0.531	14.167	1.2977	1.24	14.813	12.586	1.995
		40000	0.518	14.55	1.3328	1.27	15.552	13.243	2.095
2/3	8	20000	0.59	12.855	1.1794	1.13	11.714	9.638	1.553
		35000	0.554	13.453	1.2321	1.19	14.039	11.502	1.887
		40000	0.544	13.746	1.2613	1.22	14.461	12.262	1.946
9/7	8	20000	0.609	12.893	1.1810	1.08	8.680	7.517	1.045
		35000	0.582	13.529	1.2393	1.134	11.131	0.641	1.409
		40000	0.574	13.847	1.2684	1.15	11.526	9.982	1.465

Висновки

Отримані аналітичні та побудовані на їх базі графічні залежності свідчать:

- використання модернізованої системи зчеплення напівпричепа та тягача збільшує частоту власних коливань ПЧН та одночасно зменшує амплітуду збурення, зумовлену нерівностями шляху;

- у випадку, коли силові характеристики модернізованої системи зчеплення описуються нелінійною функцією кута закручування (повороту), то більшим значенням амплітуди коливань відповідає менше значення власної частоти напівпричепа у випадку прогресивної силової характеристики системи зчеплення і, навпаки, менше значення власної частоти у випадку регресивної силової характеристики системи зчеплення;

- критичні значення швидкості стійкого руху, отримані без урахування поперечно-кутових коливань ПЧНП, є завищеними;

- для більших значень амплітуди поперечно-кутових коливань критичне значення швидкості стійкого руху на перекидування та занесення є меншим;

- критичне значення швидкості стійкого руху з огляду на перекодування є більшим, ніж критичне значене значення швидкості з огляду на занесення;

- використання модернізованої системи зчеплення напівпричепа та тягача підвищує значення критичних швидкостей стійкого руху як на занесення, так і перекидування.

Що стосується динамічних навантажень, зумовлених поперечно-кутовими коливаннями ПЧНП, то їх максимальні значення пропорційні максимальному значенню прискорення відповідної точки напівпричепа. Враховуючи вказане, а також наведені вище

значення для основних кінематичних параметрів руху ПЧНП, можна стверджувати: у випадку модернізованої системи зчеплення напівпричепа та тягача з лінійним законом зміни моменту стабілізації за швидкостей руху, близьких до критичних, динамічні навантаження є меншими, ніж для традиційного з'єднання напівпричепа та тягача, для прогресивного закону зміни моменту стабілізації – дещо більшими. У сукупності наведене дозволяє рекомендувати для розглядуваного класу напівпричепів модернізовану систему зчеплення тягача та напівпричепа із наступними її силовими характеристиками $2/9 < v < 9/7, 15000 < C < 25000$.

Отримані аналітичні залежності слугуватимуть не тільки для подальших аналітичних досліджень динаміки системи напівпричеп-тягач, але й будуть базою для конструкторських робіт, які стосуються модернізації системи зчеплення напівпричеп-тягач.

Список літератури

1. Певзнер Я.М. Теория устойчивости автомобиля / Я.М. Певзнер. – М.: Машиногиз, 1947. – 156 с.
2. Будова та експлуатація 120-мм міномета 2С12: Навчальний посібник / О.М. Дробан, С.В. Бондаренко, Б.С. Федор [та інші]. – Львів: АСВ, 2012. – 184 с.
3. Operator's manual for radar set AN/TPQ-36(V)8 NSN 5840-01-390-0529 (EIC: GGY). TM 11-5840-380-10. – 2009. – 872 p.
4. 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.
5. Божкова Л.В. Влияние поперечных вынужденных колебаний на опрокидывание автомобиля при объезде

препятствия / Л.В. Божкова, В.Г. Рябов, Г.И. Норицина // Транспортное дело России. – 2009. – № 03. – С. 65–73.

6. Солтус А.П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: Навчальний посібник для ВНЗ. – К.: Арістей, 2010. – 155 с.

7. Грубель М.Г. Коливання ПЧ БКМ та їх вплив на стійкість руху вздовж криволінійної ділянки шляху / М.Г. Грубель, Р.А. Нанівський, М.Б. Сокіл // Науковий вісник НЛТУ України: збірник науково-технічних праць. – Львів: РВВ НЛТУ, 2014. – Вип. 24.1. – С. 155–162.

8. Грубель М.Г. Вплив відновлювальної сили пружної підвіски на коливання та стійкість руху БКМ / М.Г. Грубель, Р.А. Нанівський, М.Б. Сокіл // Перспективи розвитку озброєння і військової техніки СВ: тези доповідей Міжнародної НТК. – Львів: АСВ, 2014. – С. 35.

9. Нанівський Р.А. Вплив на занесення коливань піддресореної частини БКМ під час його руху вздовж криволінійної ділянки шляху / Р.А. Нанівський // Науковий вісник НЛТУ України: збірник науково-технічних праць. – Львів: РВВ НЛТУ України, 2014. – Вип. 24.3. – С. 366–372.

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

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

12. Адаптивная подвеска. Устройство, принцип действия [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.autoobserver.ru/sistemi-auto/76-adaptivnaya-podveska-ustroystvo-i-princip-deystviya-aktivnoupodveski.html>.

13. Акоюн Р.А. Пневматическое поддресоривание автотранспортных средств / Р.А. Акоюн. – Львов: Высшая школа, Изд-во при Львов. ун-те, 1984. – Ч. 3. – 239 с.

14. Грибов Н.Н. Регулируемые амортизаторы радиоэлектронной аппаратуры / Н.Н. Грибов – М.: Советское радио, 1974. – 74 с.

15. Айзерман М.А. Классическая механика / М.А. Айзерман. – М.: Наука, 1980. – 367 с.

16. Моисеев Н.Н. Асимптотические методы нелинейной механики: учеб. пособие для ун-тов / Н.Н. Моисеев. – М.: Наука, 1981. – 400 с.

17. Коул Дж. Методы возмущений в прикладной математике / Джулиан Коул; [пер. с англ. А.И. Державиной и В.Н. Диеперова, под ред. О.С. Рыжова]. – М.: Мир, 1972. – 276 с.

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

Рецензент: д.т.н., проф. Б.І. Сокіл, Національна академія Сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного, Львів.

Обоснование силовых характеристик модернизированной системы сцепления специализированного полуприцепа и тягача

А.А. Дзюба, А.А. Звонко, М.Б. Сокіл

Предложена модернизированная система сцепления полуприцепа и тягача, характеризующаяся дополнительно моментом стабилизации. Построена математическая модель поперечно-угловых колебаний поддресоренной части полуприцепа, с помощью которой описаны определяющие параметры колебаний. Получены значения критических скоростей устойчивого движения полуприцепа с учетом заноса и перекидывания. Показано, что поперечно-угловые колебания поддресоренной части полуприцепа в значительной степени уменьшают значение критической скорости устойчивого движения, в тоже время стабилизирующий момент стабилизации повышает ее.

Ключевые слова: полуприцеп, система поддресоривания, амплитуда, частота колебаний, критическая скорость движения.

Ground of power clutch characteristics of specialized upgraded semi-trailer and tractor

A. Dzuba, A. Zvonko, M. Sokil

For single axle trailers consider a problem of joint effect of the tractor and trailer on the oscillations and stability of motion. A modernized system and tractor trailer coupling, characterized by further stabilizing factor. The mathematical model of cross - angular oscillation of the sprung semitrailer by which described the defining parameters fluctuations. An important critical velocity of steady motion because of the semitrailer skidding and over dropping. It is shown that cross - angular oscillation of the sprung semitrailer greatly reduce the value of critical velocity of steady motion while stabilizing stabilization time - increases it. It is shown that the use of the upgraded system connection the tractor and trailer influences the amplitude and frequency of its oscillations that ultimately could lead to a reduction of dynamic loads on components or equipment trailer, which he transports, and raising the value of critical velocity of steady motion as the entry and over dropping. Grounded power clutch characteristics of the specialized upgraded system semi-trailer and tractor.

Analytical depends not only serve to further analytical studies of the dynamics of the system semi - truck, but also be the basis for development work relating to modernization of the clutch semi - trailer.

Keywords: semitrailer, springs system, amplitudes, frequency fluctuations, critical velocity of motion.