

УДК 629.113

¹В.В. Палчинський, ²М.Б. Сокіл канд. техн. наук доц., ¹О.Л. Ляшук док. техн. наук доц.

¹Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, Україна

²Національний університет «Львівська політехніка», Україна

ДОСЛІДЖЕННЯМ КОЛИВАНЬ КОЛІСНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ З СИЛОВОЮ ХАРАКТЕРИСТИКОЮ СИСТЕМИ ПІДРЕСОРИЮВАННЯ.

V.V. Palchynskyy, M.B. Sokil Ph.D., Assoc. Prof., O.L. Lyashuk Dr., Prof.

THE RESEARCH OF OSCILLATIONS WHEELED VEHICLES WITH POWER CHARACTERISTICS OF FOR CUSHIONING SYSTEM

До колісних транспортних засобів (КТЗ) малої та середньої вантажності, що експлуатуються за значних швидкостей та у складних умовах - руху пересіченою місцевістю ставляться значно жорсткіші вимоги щодо їх експлуатаційних характеристик. Вони стосуються не тільки двигуна, трансмісії та інших вузлів чи систем, а в першу чергу підвіски. Підвіска повинна забезпечити належну плавність ходу та захистити людей, вантажі та спорядження від перевантажень (надмірних коливань [1]). Система підвіски таких транспортних засобів із лінійним або близьким до нього законом зміни відновлюючої сили не тільки не захищає від значних перевантажень (в т.ч. миттєвих), але й призводить до їх значної втоми водія чи людей при довготривалих перевезеннях. Таким вимогам задовольняє підвіска із нелінійним зв'язком між відновлювальною силою та деформацією [2] (прогресивна силова характеристика системи підресорювання (СП) Окремі дослідження [3,4], які стосуються вертикальних та поперечно - кутових коливань таких КТЗ за прогресивного закону зміни пружної характеристики СП показали на принципову їх різницю у порівнянні із коливаннями ПЧ за лінійною характеристики СП. Для плоскої розрахункової моделі КТЗ, яка представлена на рис. 1.

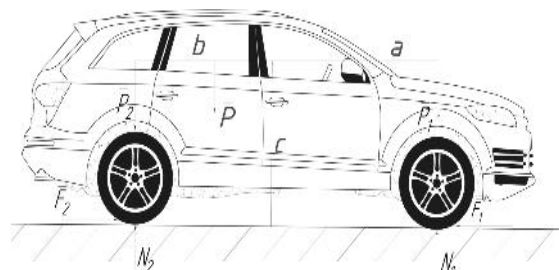


Рис. 1. Розрахункова модель розподіл зовнішніх сил, які діють на КТЗ

необхідно визначити динамічну сили тиску керованих коліс на опорну поверхню (дорогу) у залежності від основних внутрішніх чинників системи не підресорена-підресорена частини. Для неї будемо вважати: система підвіски характеризується пружними силами та силами опору, які описуються залежностями [2-4] $F_{i,mp} = c_i \Delta_i^{s+1}$, $R_{on} = \alpha_i \Delta_i^{s+1}$, де c_i, α_i, s - сталі, Δ_i та $\dot{\Delta}_i$ відповідно деформація пружних амортизаторів та її швидкість ($i = 1$ - для передньої підвіски та $i = 2$ - для задньої підвіски); максимальне значення пружної сили СП під час поздовжньо-кутових коливань підресорної частини є значно більшою величиною від максимального значення сили опору демпферних пристроїв; цент ваги підресорної частини по відношенню до бази автомобіля визначається параметрами a, b, c (див.рис.1). Підресорна частина в процесі руху здійснює малі коливання навколо центру мас (O) і її відносне положення однозначно визначається параметром ϕ (відносним кутом повороту навколо вказаного центру по відношенню до рівноважного положення); пружними властивостями коліс можна знехтувати або $F_{i,mp} = c_i \Delta_i^{s+1}$ можна вважати рівнодієюною силою сили пружності амортизаторів та пружної сили коліс.

Для визначенні динамічної сили тиску системи підресорена-непідресорена частина на переднє колесо впливає з рис. 1

$$\begin{aligned} P_1 + P_2 + P - N_1 - N_2 &= 0, \\ F_2 - F_{1mp} &= 0, \\ (N_2 - P_2)(a + b) - Pa + M_A^\phi &= 0, \end{aligned} \quad (1)$$

де P, P_1, P_2 відповідно вага ПЧ, заднього (привідного) та переднього мостів, F_2, F_{1mp} рушійна та сила опору, N_1, N_2 - нормальні складові реакцій дороги M_A^ϕ - момент сил інерції ПЧ відносно

точки контакту (дотику) керованого колеса та дорожнього покриття (т. А) Базою для визначення малих відносних поздовжньо - кутових коливань ПЧ записуємо диференціальне рівняння $I_o \ddot{\varphi} = -a(F_{1np.} + R_{1on.}) - b(F_{2np.} + R_{2on.})$, де I_o момент інерції ПЧ відносно горизонтальної осі, яка проходить через центр ваги $\ddot{\pi}$ і перпендикулярна до вектора швидкості переносного руху КТЗ, тобто, $I_o = P/(3g)(a^2 + b^2 + c^2/4)$, $\varphi(t)$ - відхилення в довільний момент часу від рівноважного положення ПЧ. Для малих коливань ПМ по відношенню до системи відліку із початком у положенні статичної рівноваги ПЧ величини пружних сил та сил опору можна записати у вигляді

$$F_{1np.} = c_1(\varphi a - \Delta_{ст.})^{\nu+1}, F_{2np.} = c_2(\varphi b + \Delta_{ст.})^{\nu+1}. \quad (2)$$

де $\Delta_{ст.}$ - статична деформація пружних елементів. Це дозволяє диференціальне рівняння (2) записати у вигляді

$$I_o \ddot{\varphi} + (c_1 a^{\nu+2} + c_2 b^{\nu+2}) \varphi^{\nu+1} = (\nu+1) \Delta_{ст.} (c_1 a^{\nu+1} - c_2 b^{\nu+1}) \varphi^{\nu} - [\alpha_1 a^{\nu+2} + \alpha_2 b^{\nu+2}] \dot{\varphi}^{\nu+1}. \quad (3)$$

Обмеження щодо системи, дозволяють використати для нього загальні ідеї методів збурень [5] запишемо рівняння

$$I_o \ddot{\varphi}_0 + (c_1 a^{\nu+2} + c_2 b^{\nu+2}) \varphi_0^{\nu+1} = 0 \quad (4)$$

Рівняння (6) та рівняння (5) будуть описувати коливальний процес ПЧ, якщо параметр $\nu+1$ у них визначається співвідношенням $\nu+1 = (2m+1)/(2n+1)$. ($m, n = 0, 1, 2, \dots$). До того ж, періодичний розв'язок рівняння (6) у вказаному випадку виражається через періодичні Атеб-функції [5] $\varphi_0(t) = a_{\varphi} ca(\nu+1, 1, \omega(a_{\varphi})t + \theta)$, де a_{φ} , $\omega(a_{\varphi}) = \sqrt{(c_1 a^{\nu+2} + c_2 b^{\nu+2})(\nu+2)/(2I_o) a_{\varphi}^{\frac{\nu}{2}}}$ - відповідно амплітуда та частота власних поздовжньо-кутових коливань ПЧ, $\omega(a_{\varphi})t + \theta$ - їх фаза. Часту власних коливань можна записати у вигляді $\omega(a_{\varphi}) = \sqrt{P(a^{\nu+2} + \kappa b^{\nu+2})(\nu+2)/(2(1+\kappa)I_o \Delta_{ст.}^{\nu+1})} a_{\varphi}^{\frac{\nu}{2}}$ та побудувавши графічні залежності власної частоти коливань від амплітуди рис.2

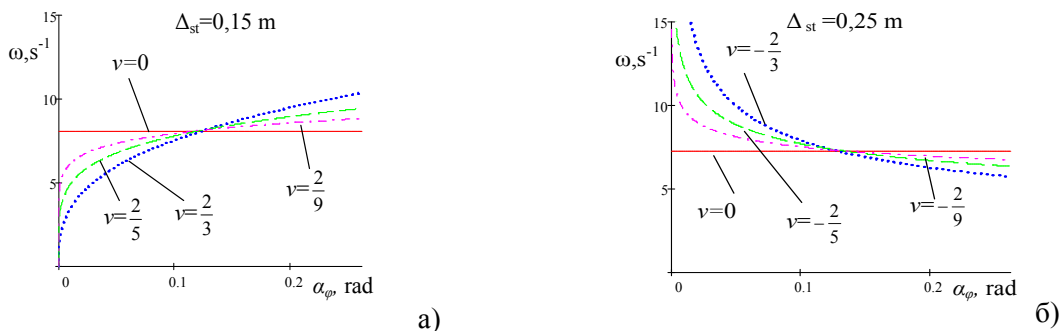


Рисунок 2. Залежність частоти підресорної частини від амплітуди за різних значень силових характеристик системи підресорювання із прогресивним а) та регресивним б)

Представлені графічні залежності показують одну із прогресивною характеристикою пружних амортизаторів більшим значенням амплітуди поздовжньо-кутових коливань відповідає більше значення власної частоти, для регресивної – навпаки: більшим значенням амплітуди відповідає менше значення власної частоти.

Література

1. Солтус А.П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: Навчальний посібник для ВНЗ. – К.: Арістей, 2010. – 155 с.
2. Грубель М.Г. Вплив відновлювальної сили пружної підвіски на коливання та стійкість руху колісних транспортних засобів/ 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.
3. Грубель М.Г. Вертикальні коливання підресорної частини колісних транспортних засобів під дією випадкових збурень / М.Г. Грубель, О.П. Красюк, Р.А. Нанівський, М.Б. Сокіл // Наукові нотатки НТК. – Луцьк, 2014. – Вип. 46. – С. 112–116.
4. 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.
5. Боголюбов Н.Н. Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний / Н.Н. Боголюбов, Ю.А. Митропольский. – М.: Наука, 1974 – 504 с.