

Р.В. Хорошун, д.ф.н.; Д.О. Онук; А.А.Ткачук; В.В.Кифоренко
(Тернопільський національний технічний університет ім. І. Пулюя, Україна)

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ПЛАВНОСТІ ХОДУ АВТОМОБІЛЯ З НЕЛІНІЙНОЮ СИЛОВОЮ ХАРАКТЕРИСТИКОЮ СИСТЕМИ ПІДРЕСОРЕННЯ

R. Khoroshun; D. Onuk; A. Tkachuk; V. Kiforenko
**THE MATHEMATICAL MODEL FOR DETERMINING SMOOTHNESS OF A
VEHICLE WITH A NONLINEAR FORCE CHARACTERISTIC SUSPENSION
SYSTEM**

Експериментальні та окремі теоретичні дослідження вказують на те, що характеристика пружної сили, яка діє на підресорену масу, повинна задовольняти певним умовам - бути малою для незначних деформацій підвіски і стрімко зростати при значних [1]. Таким вимогам задовольняє підвіска із нелінійним зв'язком між відновлювальною силою та деформацією [2] (прогресивна силова характеристика системи підресорення (СП)). Однак дослідження динаміки КТЗ із нелінійною силовою характеристикою не отримало завершеного розвитку через суто математичні проблеми, які пов'язані із побудовою розв'язків нелінійних диференціальних рівнянь, які описують динаміку процесу. Для КТЗ, фізична модель якого наведена на рис.1, і являє собою непідресорену - 1, підресорену - 2 частини, що взаємодіють між собою пружними елементами - 3 та демпферними пристроями - 4, необхідно отримати такі аналітичні залежності, які є базою для створення програмного продукту керованої системи підресорення з метою: мінімізації динамічних навантажень на людей та вантажі, які транспортуються; забезпечення максимальної швидкості стійкого руху під час маневрування КТЗ, об'їздах нерівностей, руху вздовж криволінійних ділянок шляху.

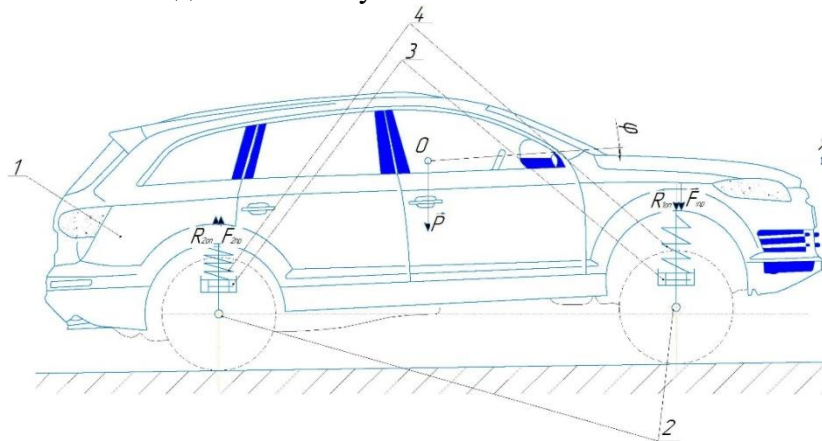


Рисунок 1. Розрахункова схема для дослідження поздовжніх коливань КТЗ із розподілом сил, що діють на ПМ

Наведені вище обмеження дають можливість стверджувати, що відносний рух ПМ КТЗ є плоско-паралельним, а отже її положення однозначно визначається положенням центру мас (т. О) та кутом повороту $\varphi(t)$ вказаної частини навколо центру О. Положення центру мас в довільний момент часу (із урахуванням наведених вище обмежень) найбільш зручно визначати відносно статичного положення координатою - $z(t)$. Таким чином, для побудови математичної моделі відносного руху ПМ можна використати рівняння Лагранжа II – го роду. Відповідно до вибраних узагальнених координат кінетична енергія ПМ у відносному її русі T набуває вигляду

$$T = M \frac{\dot{z}^2(t)}{2} + I_C \frac{\dot{\varphi}^2(t)}{2}. \quad (1)$$

Таким чином, коливальний процес підресореної маси описується системою диференціальних рівнянь

$$\begin{aligned} M \frac{d^2 z}{dt^2} &= Q_z^a + Q_z^\Pi, \\ I_C \frac{d^2 \varphi}{dt^2} &= Q_\varphi^a + Q_\varphi^\Pi \end{aligned} \quad (2)$$

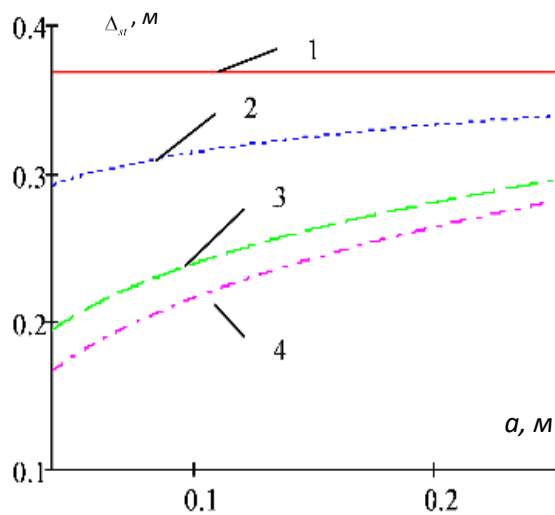
Найбільш комфортними умовами перевезення пасажирів є ті, за яких частота коливань ПМ КТЗ змінюється в межах $0.8 < f < 1.5$ Гц [3-6]. Тому, якщо за основний параметр керування частотою вибрати статичну деформацію системи підресорення, то вона як функція амплітуди вертикальних коливань визначається співвідношенням

$$\Delta_{ст.} = \left[\frac{(2 - \nu_1)(\chi_1 + \chi_2)g}{(1 - \nu_1)(\nu_2 + 2)(\alpha_1 + \alpha_2)} \left(\frac{(\nu_2 + 2)}{4\Pi f} \right)^{2-\nu_1} a^{\nu_1+\nu_2} \right]^{\frac{1}{\nu_2+1}}, \quad (3)$$

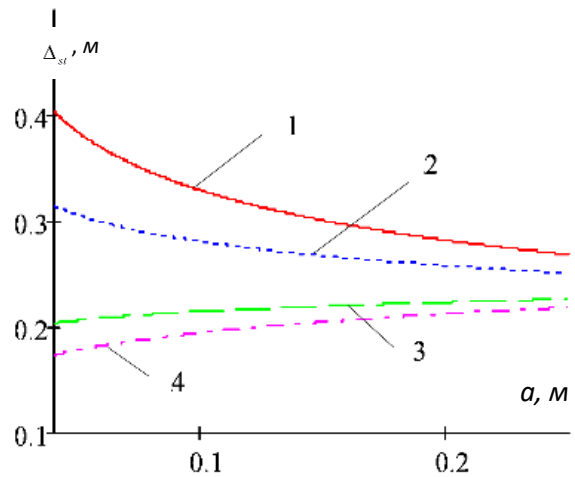
де $\Pi = \frac{\Gamma(1/(\nu_2 + 2))\Gamma((1 - \nu_1)/(2 - \nu_1))}{\Gamma(1/(\nu_2 + 2) + (1 - \nu_1)/(2 - \nu_1))}$ - півперіод за фазою використаних спеціальних Атеб - функцій.

Наведені графічні (рис.2) залежності показують, що з метою задоволення ергономічних вимог по частоті вертикальних коливань необхідно у випадку великих амплітуд коливань ПМ ($a > 0.1$ м): вибирати СП із статичною деформацією $0.2 < \Delta_{ст} < 0.35$ м у випадках прогресивної силової характеристики СП (при $\nu_1 = 0$; $0.1 < \nu_2 < 1$) та неконсервативної при $-0.4 < \nu_1 < 0$; $0 < \nu_2 < 1$. Що стосується малих амплітуд коливань, то для прогресивної системи підресорення та неконсервативної із значенням параметрів $-0.4 < \nu_1 < 1$, $0 < \nu_2 < 1$ - необхідно щоб для системи підресорення статична деформація пружних амортизаторів змінювалась в межах $0.1 < \Delta_{ст} < 0.2$ м, а у випадку $-0.7 < \nu_1 < -0.4$, $0 < \nu_2 < 1$ - в межах $0.25 < \Delta_{ст} < 0.4$ м.

Значний практичний інтерес, як впливає із представлених нижче на рис. 3 залежностей, становить СП із значенням силових параметрів її неконсервативної відновлювальної сили: $\nu_1 = -\nu_2$ та $\nu_2 = 0$, $0 < \nu_1 < 1$. Для такої СП ергономічні вимоги по частоті коливань виконуються за сталого значення статичної деформації не залежно від амплітуди коливань ПМ.

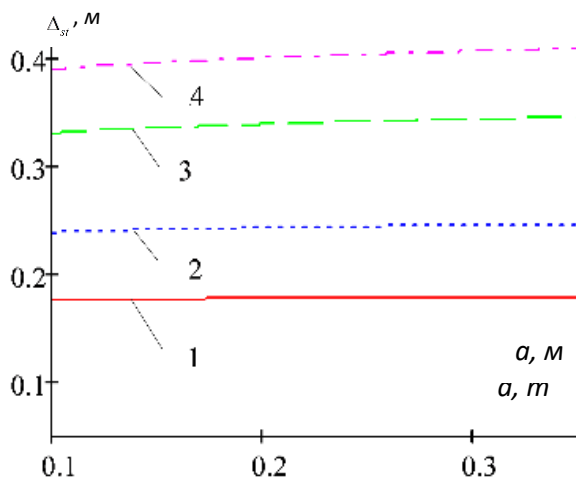


$\nu_1 = -2/7$; 1- $\nu_1 = 2/7$; 2- $\nu_2 = 2/5$; 3- $\nu_3 = 2/3$; 4- $\nu_4 = 4/5$

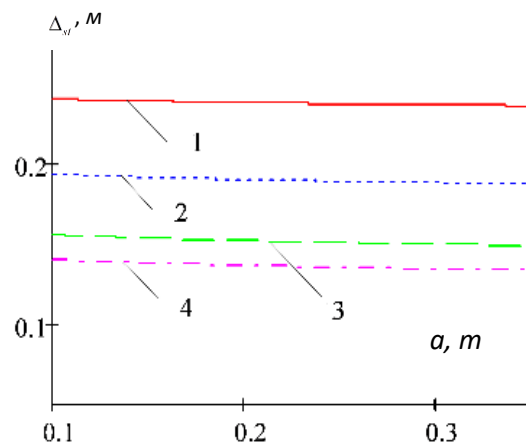


$\nu_1 = -4/7$; 1- $\nu_1 = 2/7$; 2- $\nu_2 = 2/5$; 3- $\nu_3 = 2/3$; 4- $\nu_4 = 4/5$

Рисунок 2. Залежність статичної деформації від амплітуди вертикальних коливань керованої СП КТЗ із неконсервативною силовою характеристикою системи підресорення



$\nu_2 = 0$; $f = 1.5$; 1- $\nu_1 = 2/13$; 2- $\nu_2 = 4/13$; 3- $\nu_3 = 6/13$; 4- $\nu_4 = 8/15$



$\nu_2 = 0$; $f = 1.0$; 1- $\nu_1 = 2/13$; 2- $\nu_2 = 4/13$; 3- $\nu_3 = 6/13$; 4- $\nu_4 = 8/15$

Рисунок 3. Залежність статичної деформації від амплітуди вертикальних коливань керованої СП КТЗ $\nu_1 = -\nu_2$ та $\nu_2 = 0, 0 < \nu_1 < 1$

Отримані вище залежності служать одночасно базою для визначення амплітуди початкового збурення вертикальних коливань, за умови, що нерівності шляху під правим та лівим колесами мають ідентичні профілі. Якщо вважати, що останні описуються співвідношенням $z = h \sin \frac{\pi}{l} x$, а КТЗ рухається зі сталою за величиною швидкістю V , то відносна складова початкової швидкості ПМ з одного боку рівна $V_0 = V \sin \alpha_0$, (α_0 - значення кута нахилу дотичної до нерівності у момент входження колеса на нерівність), а із іншого - $V_0 = \frac{dz^*}{dt} \Big|_{t=0} = \frac{2a_0}{\nu_2 + 2} \omega(a_0)$.

Література

1. Павленко В.М. Сучасний стан розвитку активних підвісок легкових автомобілів / Павленко В.М., Криворучко О.О. //Вісник НТУ “ХПІ”, Автомобілебудування, 2014.- №9(1052).-С.54-60.
2. Сокіл Б.І., Нанівський Р.А., Грубель М.Г. Сокіл Б.І. Вплив характеристики підвіски на вертикальні та поперечно- кутові коливання корпусу армійських автомобілів багатоцільового призначення. *Проблемні питання розвитку озброєння і військової техніки: тези доповідей IV НТК*. Київ: ЦНДІ, 2013. С. 205–206.
3. Грубель М.Г. Нанівський Р.А., Сокіл М.Б. Коливання ПЧ БКМ та їх вплив на стійкість руху вздовж криволінійної ділянки шляху. Науковий вісник НЛТУ України: збірник науково-технічних праць. – Львів: РВВ НЛТУ, 2014. Вип. 24.1. С.155–162.
4. Interpreting the main power characteristics choice of the wheel vehicles guided cushioning system / B. Sokil, O. Lyashuk, M. Sokil [et al.] // Communications - Scientific letters of the University of Zilina. 2021. -Vol. 23, № 2. - P. 193-149.
5. B. Sokil, O. Lyashuk, M. Sokil [et al.] 2022. Methodology of Force Parameters Justification of the Controlled Steering Wheel Suspension. Communications - Scientific letters of the University of Zilina, 24, B247-58.

УДК 629.017

Р.В. Хорошун, д.ф.н.; Н.В.Іванюк; С.В. Конопацький; В.І. Мельник

Тернопільський національний технічний університет ім. І. Пулюя, Україна

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ АДАПТИВНОЇ ПІДВІСКИ АВТОМОБІЛЯ

R.V. Khoroshun; N.V. Ivanyuk; S.V. Konopatsky; V.I. Melnyk

RESULTS OF EXPERIMENTAL RESEARCH ON ADAPTIVE VEHICLE SUSPENSION

При дослідженні використовувались спеціальні стенди [1-3], прилади та інструменти для заміру конструктивних, кінематичних, силових параметрів. Для проведення експериментальних досліджень віброприскорення з метою підтвердження результатів теоретичних напрацювань і уточнення відповідних параметрів було спроектовано та виготовлено стенд з привідним барабаном для дослідження амортизаційної стійки колісного транспортного засобу, конструктивну схему та загальний вигляд якого представлено на (рис. 1) універсальну вимірювальну систему (рис 2) та акселерометри (рис. 3), які призначені для визначення динамічних навантажень.

Під час проведення дослідження підвіски транспортного засобу з експериментальним обладнанням для фіксації досліджуваних характеристик при статичному навантаженні використовується електронний динамометр (на рисунку не показано). Для цього між нижнім кінцем пневматичної амортизаційної стійки (рухомою частиною) 9 та рамою (нерухомою частиною рамної конструкції) 1 встановлюється датчик електронного динамометра ДЕ - 0.5.