

© Сокіл Б. І., докт. техн. наук, професор,
 © Нанівський Р. А.,
 © Паращук Д. Л.,
 © Грубель М. Г., канд. техн. наук, доцент (НАСВ ім. гетьмана П. Сагайдачного)

ВПЛИВ СИЛОВИХ ХАРАКТЕРИСТИК СИСТЕМИ ПІДРЕСОРЮВАННЯ НА ПЛАВНІСТЬ ХОДУ АВТОМОБІЛІВ

Анотація. Робота присвячена дослідженню плавності ходу автомобілів, які експлуатуються в складних умовах руху пересіченою місцевістю. Проведено теоретичне обґрунтування вибору силових параметрів відновлювальної сили пружних амортизаторів автомобілів із прогресивним законом її зміни, які б забезпечували плавність ходу за широкого діапазону амплітуди коливань підресореної частини. Це дало змогу отримати рекомендовані характеристики пружної підвіски автомобіля залежно від його вантажності.

Ключові слова: плавність ходу, амплітуда коливань, параметри відновлювальної сили пружних амортизаторів, характеристики пружної підвіски.

Аннотация. Статья посвящена плавности хода автомобилей, которые эксплуатируются в сложных условиях движения пересеченной местностью. Проведено теоретическое обоснование выбора параметров восстановительной силы пружинных амортизаторов автомобилей с прогрессивным законом изменения восстановительной силы, которые способны обеспечить плавность хода в широком диапазоне колебаний подвески. Это позволило получить рекомендованные характеристики пружинной подвески автомобиля в зависимости от грузоподъемности.

Ключевые слова: плавность хода, параметры восстановительной силы пружинных амортизаторов, рекомендованные характеристики пружинной подвески.

Abstract. This paper is devoted to research of smooth ride of cars which are in operation in difficult traffic conditions over rugged terrain. It's made the theoretical justification of the force parameters choice of renewable force of elastic shock absorbers of the cars with progressive law of its variation that would ensure the smooth ride of the wide range of amplitude of spring part. It enabled to receive the recommended characteristics of elastic suspension of the car depending on its load capacity.

Keywords: smooth ride, amplitude of oscillation, renewable force parameters of elastic shock absorbers, characteristics of the elastic suspension.

Вступ

У сучасних автомобілях широко використовуються підвіски із лінійною, прогресивною та регресивною силовими характеристиками системи підресорювання (СП) [1-6]. В останні роки набули широкого застосування системи активних підвісок (адаптивних) [7,8]. Кожна з них має свої переваги та недоліки порівняно з іншою. Так, СП з лінійною силовою характеристикою хоча й вирізняється відносно простою математичною моделлю динаміки підресореної частини (ПЧ), однак не завжди забезпечує комфортабельність перевезення людей та вантажів. Це особливо стосується випадків руху автомобіля вздовж шляху зі значними нерівностями (вибоїнами). СП із прогресивною чи регресивною силовими характеристиками, залежно від призначення автомобілів, можуть характеризуватися підвищеною стійкістю руху вздовж криволінійних ділянок шляху та забезпечувати ергономічні вимоги за значних амплітуд коливань ПЧ. Серед проблем, пов'язаних зі вказаними силовими характеристиками СП, є складність математичних моделей динаміки ПЧ. Тому основні дослідження динаміки ПЧ таких автомобілів проводились на базі чисельного, модельного чи натурального експериментів, а отже, ще є відкриті питання щодо вибору оптимальних параметрів відновлювальної сили пружних амортизаторів, прогнозування резонансних явищ під час руху автомобіля дорогою із впорядкованою системою нерівностей тощо.

Адаптивні ж підвіски набули широкого застосування лише для легкових автомобілів, які експлуатуються за значних швидкостей руху. Інтегрована у СП функція регулювання її жорсткості забезпечує високу стабільність руху, зменшує сили аеродинамічного опору [7]. Водночас використання адаптивних підвісок у автомобілях спеціального призначення, які експлуатуються у складних умовах руху пересіченою місцевістю за обмежених швидкостей руху, є доцільним в окремих випадках. До того ж, пневматичні, гідропневматичні чи гідравлічні системи, які є складовими частинами адаптованих підвісок у складних умовах руху, значною мірою зменшують ресурс їхньої експлуатації.

Мета дослідження та постановка задачі. Виходячи із наведеного вище, метою роботи є теоретичне обґрунтування вибору параметрів відновлювальної сили пружних амортизаторів СП автомобілів спеціального призначення із прогресивним законом зміни відновлювальної сили, які б забезпечували плавність ходу за широкого діапазону амплітуд вертикальних коливань ПЧ.

Матеріали дослідження. Для розв'язання поставленої задачі вважається, що відновлювальна сила пружних амортизаторів СП описується залежністю

$$F = P - 2c(z + \Delta_{cm})^{v+1}, \quad (1)$$

де P — вага ПЧ автомобіля, $z + \Delta_{ct}$ — деформація пружних амортизаторів (Δ_{cm} — статична деформація їх під дією сили ваги ПЧ, z — вертикальне переміщення центру

ваги ПЧ), c та ν — сталі, причому значення параметра ν повинно задовольняти умови існування у математичній моделі коливань ПЧ періодичного розв'язку [9], тобто $\nu + 1 = (2n + 1) / (2m + 1)$.

Примітки.

1. У роботі розглядаються тільки вертикальні коливання ПЧ, а фізична модель для дослідження її динаміки аналогічна до представленої у роботах [4, 5].

2. Випадку $\nu > 0$ у співвідношенні (1) відповідає прогресивна характеристика відновлювальної сили, $-1 < \nu < 0$ — регресивна, а $\nu = 0$ — лінійний закон зміни вказаної сили.

3. Із визначення статичної рівноваги випливає, що параметр для прогресивної чи регресивної характеристики відновлювальної сили СП, яка описується залежністю (1), отримує значення $2c = P / (\Delta_{ct})^{\nu+1}$.

Щодо силових характеристик демпферних пристроїв (сил опору), вважається, що останні залежать лише від швидкості й описуються функцією $R = \alpha \dot{z}^s$, α , s — сталі, причому приймає непарні значення, до того ж, максимальне значення сили опору є малою величиною порівняно з максимальним значенням відновлювальної сили. У такому разі математична модель динаміки ПЧ набуває вигляду

$$\frac{P}{g} \ddot{z} = P - 2c(z + \Delta_{cm})^{\nu+1} - \alpha \dot{z}^s. \quad (2)$$

Отже, задача полягає у виборі таких значень параметрів Δ_{cm} та ν для заданого класу автомобілів, які б забезпечували належну плавність ходу для широкого діапазону амплітуд коливань ПЧ. Отримати відповідь на поставлену задачу можна лише на базі ґрунтового аналізу аналітичного розв'язку нелінійного рівняння (2). Щоб його отримати заміною змінних $w = z + \Delta_{cm}$, $\rightarrow \dot{w} = \dot{z}$, рівняння (2) трансформується у вигляд

$$\ddot{w} + \frac{g}{(\Delta_{cm})^{\nu+1}} w^{\nu+1} = g - \frac{\alpha g}{P} \dot{w}^s. \quad (3)$$

Із обмежень щодо силової характеристики демпферних пристроїв та вигляду правої частини рівняння (3) випливає, що для побудови його розв'язку можна використати основні ідеї асимптотичних методів нелінійної механіки [9] у поєднанні з періодичними Атеб-функціями [10, 11]. Відповідно до них перше наближення асимптотичного розв'язку рівняння (3) має вигляд

$$w = aca(\nu + 1, 1, \omega(a)t + \phi) \quad (4)$$

де a , $\omega(a)$, ϕ — відповідно амплітуда, «частота» та початкова фаза коливань ПЧ. До речі, частота коливань ПЧ залежить від амплітуди і визначається залежністю $\omega(a) = \sqrt{g(\nu + 2) / (2(\Delta_{cm})^{\nu+1})} a^{\frac{\nu}{2}}$. Що стосується впливу сили опору демпферних пристроїв на амплітуду коливань, то він проявляється у зниканні останньої відповідно до диференціального рівняння

$$\begin{aligned} \frac{da}{dt} &= -\frac{\alpha ga}{\text{ПП}} \left(\frac{2a\omega(a)}{(\nu + 2)} \right)^{s-1} \int_0^{2\pi} sa^{s+1} (1, \nu + 1, \bar{\theta}) d\bar{\theta} = \\ &= -\frac{\alpha ga}{\text{ПП}} \left(\frac{2a\omega(a)}{(\nu + 2)} \right)^{s-1} \frac{\Gamma(1 / (\nu + 2)) \Gamma((s + 2) / 2)}{2\Gamma(1 / (\nu + 2) + (s + 2) / 2)}, \end{aligned}$$

де Π — півперіод використаних Атеб-функцій, тобто $\Pi = \frac{\sqrt{\pi} \Gamma(1 / (\nu + 2))}{2\Gamma(1 / 2 + 1 / (\nu + 2))}$. У зв'язку з наведеним власна частота коливань ПЧ — f визначається залежністю

$$f = \frac{a^{\frac{\nu}{2}}}{2\Pi} \sqrt{\frac{g(\nu + 2)}{2(\Delta_{cm})^{\nu+1}}}. \quad (6)$$

Отримані у сукупності результати, які стосуються коливань ПЧ, дають змогу одночасно визначити і величину перевантаження, що діє на водія, пасажирів чи небезпечні вантажі, які перевозяться автомобілями. Беручи до уваги, що прискорення всіх точок ПЧ автомобіля, за умови поступального руху останньої, є однаковими, максимальне значення вказаної величини становитиме: $\bar{w} = \max \dot{w}(t) = \frac{2a}{\nu + 2} \omega^2(a)$. Якщо врахувати, що «частота»

власних вертикальних коливань $\omega(a)$ визначається наведеним вище співвідношенням, то максимальне значення перевантаження набуває значення

$$\bar{w} = \frac{g}{\Delta_{cm}^{\nu+1}} a^{\nu+1}. \quad (7)$$

Відношення величини перевантаження із нелінійною силовою характеристикою СП до цієї ж величини, за умови лінійної характеристики СП, визначаємо залежністю

$$\delta = \frac{w_{|\nu \neq 0}}{w_{|\nu = 0}} = \frac{a^{\nu}}{\Delta_{cm}^{\nu}}. \quad (8)$$

Крім цього, залежності (5) — (8) слугують не лише базою для аналізу впливу зовнішніх чинників на динаміку ПЧ автомобіля, але й дають змогу надати практичні рекомендації щодо вибору основних параметрів СП, яка б забезпечувала основні ергономічні вимоги. З цією метою для комплексної оцінки впливу параметрів підвіски на динаміку ПЧ можна обрати функціонал

$$J = \int_0^{\bar{a}} \left\{ f_0 - \frac{\omega(a)}{2\Pi} \right\}^2 da, \quad (9)$$

де f_0 — найсприятливіша для людського організму частота коливань ПЧ, \bar{a} — максимальне значення амплітуди коливань ПЧ автомобіля (амплітуда пробою). Підставивши у функціонал (9) замість частоти власних коливань відповідне значення, отримаємо

$$J = \int_0^{\bar{a}} \left\{ f_0 - \frac{1}{2\Pi} \sqrt{\frac{g(\nu + 2)}{2\Delta_{cm}^{\nu+1}}} a^{\frac{\nu}{2}} \right\}^2 da. \quad (10)$$

За широкого діапазону амплітуди коливань ПЧ підвіска найбільшою мірою буде задовольняти ергономічні критерії експлуатації за значень параметрів Δ_{cm} та ν , при яких функціонал (10) набуде мінімального значення. Умовами його мінімальності за вказаними параметрами є виконання співвідношень $\partial J / \partial \Delta_{cm} = 0$ та $\partial J / \partial \nu = 0$. Беручи до уваги вигляд функціоналу (10), першу умову можна замінити простішою — $\frac{\partial J}{\partial \Delta_{cm}^{\nu+1}}$, і вона трансформується

до вигляду

$$\begin{aligned} \frac{\partial J}{\partial \Delta_{cm}^{\nu+1}} &= \frac{g(\nu + 2)}{8(\nu + 1)\Pi^2(\Delta_{cm}^{\nu+1})^2} \bar{a}^{\nu+1} - \\ &- \frac{2f_0}{(\nu + 2)\Pi} \sqrt{\frac{g(\nu + 2)}{2(\Delta_{cm}^{\nu+1})^3}} \bar{a}^{\frac{\nu+2}{2}} = 0. \quad (11) \end{aligned}$$

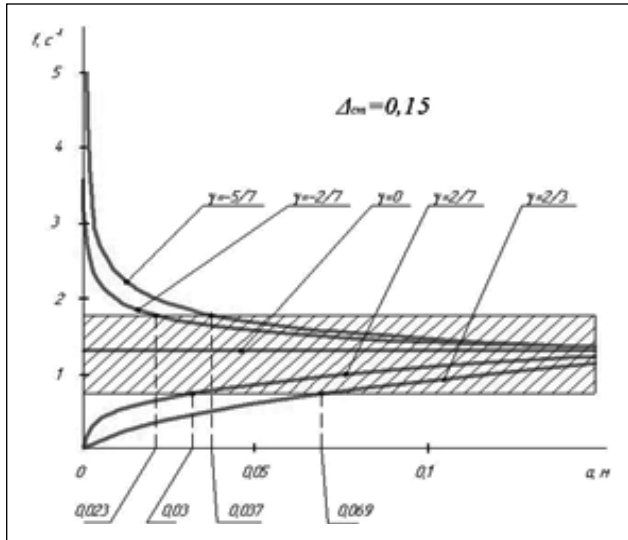


Рис. 1. Частотно-амплітудна характеристика коливань

З урахуванням того, що $\bar{a} = k\Delta_{ст}$, (k — стала) знаходимо

$$\Delta_{ст} = \frac{g(\nu+2)^3}{32(2f_0k(\nu+1)\Pi)^2}. \quad (12)$$

Зокрема для автомобіля за умов лінійного закону зміни відновлювальної сили СП із залежності (12) отримуємо $\Delta_{ст} = \frac{g}{2(4fk\pi)^2}$. Що стосується другої умови, тобто

$\partial f / \partial \nu = 0$, то вона, виходячи із (10), еквівалентна рівнянню

$$\left[\frac{\nu+2}{\nu+1} \frac{k^{1/2}}{\Pi} \sqrt{\frac{g}{2} - \frac{4f_0\Delta_{ст}^{1/2}}{\sqrt{\nu+2}}} \right] \ln k - \left[\frac{2f_0\Delta_{ст}^{1/2}}{\sqrt{(\nu+2)^3}} - \frac{k^{1/2}}{\Pi(\nu+1)^2} \sqrt{\frac{g}{2}} \right] = 0. \quad (13)$$

Після нескладних перетворень рівняння (13) набуває вигляду

$$\left(k^{\frac{\nu+2}{2}} - \frac{\sqrt{2}}{4} \right) \ln k - \frac{1}{\nu+2} \left(\frac{\sqrt{2}}{4} - \frac{k^{\frac{\nu+2}{2}}}{(\nu+1)} \right) = 0. \quad (14)$$

Отримати із нього залежність параметру нелінійності ν від величини коефіцієнту k не вдається. Тому у таблиці 1 для деяких значень цього коефіцієнту представлено наближені значення параметру нелінійності ν отримані відповідно до залежності (14) та і значення статичної деформації СП (відповідно до залежності (12)) при $f_0 = 0,5 \text{ с}^{-1}$. Вказані значення параметрів найбільшою мірою забезпечують комфортне перевезення пасажирів.

На рис. 1 представлено залежність частоти f від амплітуди a (частотно-амплітудна характеристика коливань) при $\Delta_{ст} = 0,15 \text{ м}$ за таких значень параметрів ν : $-2/7$; $-5/7$; 0 ; $2/3$; $2/7$.

На зображеній частотно-амплітудній характеристиці заштрихована ділянка відповідає найбільш сприятливим для людського організму коливанням з точки зору плавності руху [13]. Така характеристика дає змогу, враховуючи задані параметри нелінійності, визначити області комфортних значень амплітуди коливань ПЧ. Так, для прогресивної характеристики підвіски з параметрами нелінійності $\nu = 2/7$ та $\nu = 2/3$ комфортними є амплітуди коливань, що більші відповідно за $0,03 \text{ м}$ та $0,069 \text{ м}$. Для регресивної характеристики підвіски з параметрами нелінійності $\nu = -2/7$ та $\nu = -5/7$ комфортними є амплітуди коливань з більшими показниками, відповідно, $0,023 \text{ м}$ та $0,037 \text{ м}$.

Висновки

У роботі розроблені методики дослідження впливу нелінійних силових характеристик СП на коливання ПЧ автомобіля та вибору оптимальних значень основних силових параметрів СП, які б забезпечували ергономічні умови експлуатації автомобіля за широкого діапазону амплітуд коливань ПЧ. Із основних її результатів випливає:

- ▶ власна частота коливань ПЧ залежить від амплітуди;

Таблиця 1

Рекомендовані значення параметрів підвіски

k	0,8	0,825	0,85	0,875	0,9	0,95	0,975	1
ν	0,3468	0,4001	0,5054	0,6074	0,7289	1,0839	1,3652	1,8289
$\Delta_{ст}, \text{ м}$	0,2761	0,2493	0,2172	0,1912	0,1673	0,1241	0,1040	0,10

Таблиця 2

Оптимальні значення характеристик пружної підвіски автомобілів

Повна маса, t	Значення параметра k	Значення параметра ν	Статична деформація амортизаторів, m	Динамічний хід ПЧ, m
до 4	0,78–0,8	0,2100–0,3468	0,276–0,31	0,207–0,3285
4–6	0,8–0,9	0,346–0,7289	0,167–0,276	0,14195–0,2346
6–9	0,9–1	0,7289–1,8289	0,101–0,167	0,09595–0,15865
9–12	1	1,8289	0,101	0,101

- ▶ для СП із прогресивним законом зміни пружної сили більшим значенням амплітуди коливань ПЧ відповідає більше значення власної частоти коливань, для СП із регресивним законом зміни пружної сили — навпаки;
- ▶ у разі наближення амплітуди коливань ПЧ до амплітуди «пробою підвіски» частоти власних нелінійних коливань ПЧ наближаються до частоти

власних лінійних коливань за умов однакових статичних деформацій СП із прогресивним (регресивним) та лінійним законами пружної сили;

- ▶ для забезпечення плавності ходу автомобіля із прогресивним законом зміни пружної сили та більших значень амплітуди пробою необхідно обирати підвіску з більшим значення параметру нелінійності.

ЛІТЕРАТУРА

1. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля. — М.: Машиностроение, — 1972. — 392 с.
2. Войтенко В. А. Математичне моделювання пружної підвіски колісного транспортного засобу / В. А. Войтенко // Автоматизація технологічних і бізнес-процесів. — 2012. — № 11, 12. — С. 29–34.
3. Мельников А. А. Теория автомобиля. Колебания и плавность хода: учеб. Пособие / А. А. Мельников. — Нижний Новгород: Нижнегородский гос. техн. ун-т, 1998. — 112 с.
4. Сокіл Б. І. Власні вертикальні коливання корпусу автомобіля з урахуванням нелінійних характеристик пружної підвіски / Б. І. Сокіл, Р. А. Нанівський, М. Г. Грубель // Автошляховик України: науково-виробничий журнал. — 2013. — № 5 (235). — С. 15–18.
5. Hrubel M. Influence of characteristics of wheeled vehicle suspensions of its road-holding along curved stretches of track / M. Hrubel, R. Nanivskyi, M. Sokil // Science & military. — Liptovscy Mikulas, Slovak Republska, 2014. — Vol. 9. — № 1. — P. 15–19.
6. Яценко Н. Н. Плавность хода грузовых автомобилей / Н. Н. Яценко, О. К. Прутчиков. — М.: Машиностроение, 1969. — 219 с.
7. Адаптивная подвеска. Устройство, принцип действия [Электронный ресурс] Режим доступа: <http://www.autoobserver.ru/sistemi-auto/76-adaptivnaya-podveskaustroystvo-i-princip-deystviya-aktivnoyupodveski.html>.
8. 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.
9. Штейнберг Т. С. Методы малого параметра при исследовании периодических движений систем с трением / Т. С. Штейнберг // Сб. тр. Уральск. политехн. и-та. — 1958. — 74. — С. 197–204.
10. Боголюбов Н. Н. Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний / Н. Н. Боголюбов, Ю. А. Митропольский. — М.: Наука, 1974 — 504 с.
11. Сенік П. М. Про Ateb-функції / П. М. Сенік // Доп. АН УРСР. — 1968. — № 1. — С. 23–26.
12. Сенік П. М. Про побудову оптимальної квазілінійної автономної програмно-коливної системи / П. М. Сенік, Б. І. Сокіл // Доп. АН УРСР. — 1975. — А, № 11. — С. 1014–1017.
13. Солтус А. П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: Навчальний посібник для ВНЗ. — К.: Арістей, 2010. — 155 с.

УДК 656.13

- © Говорун А. Г., канд. техн. наук, професор (НТУ);
 © Клименко О. А., канд. техн. наук, заступник завідувача лабораторії, академік ТАУ;
 © Симоненко Р. В., канд. техн. наук, заступник завідувача лабораторії, чл.-кор. ТАУ;
 © Назаренко М. Б., канд. техн. наук, старший науковий співробітник (ДП «ДержавтотрансНДПроект»);
 © Шиманський С. І. (НТУ)

ОСОБЛИВОСТІ ПОКАЗНИКІВ АВТОМОБІЛЬНОГО ДВИГУНА У ПРОЦЕСІ РОБОТИ В НЕСТАЛИХ РЕЖИМАХ НА СТИСНеному ПРИРОДНОМУ ГАЗІ

Анотація. Розглянуто особливості показників автомобільного двигуна під час роботи в несталіх режимах на стисненому природному газі. Специфіка роботи двигунів на газових моторних паливах достатньо добре вивчена впродовж кількох десятиліть. Проте більшість досліджень стосувалась усталених режимів роботи двигунів. Завданням цих досліджень є визначення впливу несталіх швидкісних та навантажувальних режимів роботи двигуна (без зворотнього зв'язку за вмістом кисню у відпрацьованих газах) на стисненому природному газі на екологічні показники двигуна.

Ключові слова: стиснений природний газ, викиди шкідливих речовин, газоповітряна суміш, двопаливна система живлення, іздовий цикл.

Аннотация. Рассмотрены особенности показателей автомобильного двигателя при работе в неустойчивых режимах на сжатом природном газе. Специфика работы двигателей на газовых моторных топливах достаточно хорошо изучена в течение нескольких десятилетий. Однако большинство исследований касалось установившихся режимов рабо-