



УДК 629.3.027.3

- © Б.І. Сокіл, докт. техн. наук, професор,
- © Р.А. Нанівський,
- © М. Г. Грубель, канд. техн. наук, доцент,
- © О.Д. Яльніцький, канд. техн. наук (Академія Сухопутних військ ім. гетьмана П. Сагайдачного, Національний університет оборони України ім. Івана Черняхівського)

ВПЛИВ ХАРАКТЕРИСТИК ПІДВІСКИ АВТОМОБІЛІВ СПЕЦІАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ НА ПОПЕРЕЧНО-КУТОВІ КОЛИВАННЯ ПІДРЕСОРЕНОЇ МАСИ

Анотація. Присвячено плавності ходу автомобілів спеціального призначення. На основі теоретичних досліджень найпростіших фізичних і відповідних їм математичних моделей поперечно-кутових коливань кузова, проведено аналіз впливу характеристик пружної підвіски на основні параметри руху автомобіля. Це дає змогу вже на початкових стадіях створення нових та модернізації існуючих транспортних засобів враховувати динамічні характеристики підвіски.

Ключові слова: плавність ходу, поперечно-кутові коливання кузова, динамічні характеристики підвіски.

Аннотация. Посвящено плавности хода автомобилей специального назначения. На основании теоретических исследований простейших физических и соответствующих им математических моделей поперечно-угловых колебаний кузова, проведено анализ влияния характеристик упругой подвески на основные параметры движения автомобиля. Это позволит уже на начальных стадиях создания новых и модернизации существующих транспортных средств учитывать динамические характеристики подвески.

Ключевые слова: плавность хода, поперечно-угловые колебания кузова, динамические характеристики подвески.

Annotation. The article describes some aspects of the travelling comfort of vehicles for special purpose. There was analyzed the impact of the characteristics of the elastic suspension for the basic parameters of the vehicle motion, that a based on the theoretical investigations of the simplest physical and mathematical models of the vehicle body transverse-angular fluctuations. It allows to take into consideration the dynamic characteristics of the suspension at the first stages of the new vehicles creation or modernization.

Keywords: travelling comfort, transverse-angular fluctuations, the dynamic characteristics of the suspension.

Вступ

Автомобілі спеціального призначення (мова йде про автомобілі малої та середньої вантажності), що переважно експлуатуються за досить високих швидкостей та у складних умовах – русі по пересіченій місцевості, бездоріжжю тощо. Це ставить значно жорсткіші вимоги щодо їх експлуатаційних характеристик. Вони стосуються не лише двигуна, трансмісії та інших вузлів чи систем, а передусім підвіски. Остання повинна забезпечити належну плавність ходу та захистити людей, вантажі та спорядження від перевантажень і надмірних коливань [1]. Для таких транспортних засобів підвіска із лінійним або близьким до нього законом зміни відновної сили не тільки не захищає від значних перевантажень (зокрема миттєвих) пасажирів, а й призводить до їх значної втомлюваності під час тривалих перевезень. Як показують експериментальні та окремі теоретичні дослідження характеристик підвіски, пружна сила, яка діє на підресорену масу, повинна бути малою для незначних деформацій амортизаторів і стрімко зростати при значних. Таким вимогам відповідає підвіска із нелінійним зв'язком між відновною силою та деформацією [2]. Саме вибір характеристик пружної підвіски на базі теоретичного аналізу найпростіших фізичних і відповідних їм математичних моделей поперечно-кутових коливань кузова є предметом розгляду даної статті. Такий метод, на наш погляд, є найбільш обґрунтованим, адже вибір характеристик нелінійної підвіски на базі аналізу навіть досконалих

експериментальних досліджень з наступною їх математичною обробкою до бажаного результату не призводять. Це пов'язано із тим, що:

- реакція нелінійної системи на той чи той вид збурень залежить від набагато ширшого спектру чинників ніж лінійної, а врахувати їх усіх за допомогою експериментів є надто складним завданням;
- знаючи реакцію нелінійної системи на окремі види збурень, неможливо судити про їхню одночасну дію;
- власне процес проведення та обробки експериментальних досліджень є тривалим і вимагає значних матеріальних ресурсів.

Основна частина

Аналіз проведених досліджень нелінійних характеристик підвіски вимагає вже на стадії проектування транспортного засобу мати його основні динамічні характеристики та реакцію на той чи той вид зовнішніх збурень. Це зумовлює постановку та розв'язання завдань, пов'язаних із побудовою фізичної та відповідної їй математичної моделі динаміки колісного транспортного засобу, яка б враховувала нелінійні характеристики пружної підвіски. Крім цього, на базі наведеного вище, отримати відносно прості аналітичні залежності, які б слугували базою для інженерних і проектно-конструкторських робіт при модернізації існуючої чи створенні нової підвіски для колісних транспортних засобів.



Одночасно із нелінійною характеристикою пружної підвіски пов'язані основні труднощі аналітичного описання динаміки підресореної частини та вибору на базі перебігу процесу таких її параметрів, які можуть забезпечити:

- належні комфортабельні умови для пасажирів і збережності вантажів;
- стійкість руху транспортного засобу.

Визначення на базі амплітудно-частотної характеристики поперечно-кутових коливань підресореної маси основних динамічних характеристик амортизаторів є предметом розгляду цієї роботи. З цього випливає актуальність та практична цінність роботи.

Для дослідження впливу нелінійно-пружної характеристики на поперечно-кутові коливання підресореної частини колісного транспортного засобу за фізичну його модель приймемо тверде тіло приєднане до двох пружних амортизаторів (пружин, **рис. 1** [3]).

Для неї вважається:

- а) геометричний центр підресореного тіла не збігається з його центром мас;
- б) I – момент інерції тіла відносно осі, яка проходить через центр мас і паралельна до вектора швидкості руху останнього;
- в) пружні характеристики амортизаторів однакові й описуються залежністю $F = c\Delta^{v+1}$ (Δ , v – сталі, причому $v + 1 = (2m+1)/(2n+1)$, $m, n = 0, 1, 2, \dots$);
- г) демпферні пристрої характеризуються силою, яка пропорційна швидкості.

В такому разі диференціальне рівняння поперечно-кутових коливань підресореної частини набуває вигляду:

$$I\ddot{\varphi} + c\varphi^{v+1} [l_1^{v+2} \sin \beta_1 (\sin \beta_1 + \cos \beta_1) + l_2^{v+2} \sin \beta_2 (\sin \beta_2 + \cos \beta_2)] = -\alpha l_1^2 \dot{\varphi} \left(\sin \beta_1 + \frac{\varphi}{2} \cos \beta_1 \right) (\sin \beta_1 + \varphi \cos \beta_1) - \alpha l_1^2 \dot{\varphi} \left(\cos \beta_1 - \frac{\varphi}{2} \sin \beta_1 \right) (\cos \beta_1 - \varphi \sin \beta_1) - \alpha l_2^2 \dot{\varphi} \left(\sin \beta_2 - \frac{\varphi}{2} \cos \beta_2 \right) (\sin \beta_2 - \varphi \cos \beta_2) - \alpha l_2^2 \dot{\varphi} \left(\cos \beta_2 + \frac{\varphi}{2} \sin \beta_2 \right) (\cos \beta_2 + \varphi \sin \beta_2), \quad (1)$$

де $l_1, l_2, \beta_1, \beta_2$ – параметри, які визначають розташування пружної підвіски відносно центру мас, а φ – кут повороту підресореної частини навколо центру мас.

Зауважимо, окремий випадок рівняння (1) при $l_1 = l_2, \beta_1 = \beta_2$ відповідає поперечно-кутовим коливанням корпусу навколо центру мас, який збігається із геометричним центром.

Таким чином, завдання полягає в отриманні аналітичних залежностей, які визначають вплив геометричних ($l_1, l_2, \beta_1, \beta_2$) та фізико-механічних параметрів (I, c, α, v) на амплітудно-частотну характеристику коливань корпусу.

Методика розв'язання

Описати вплив вказаної множини параметрів на визначальні параметри динамічного процесу підресореної маси можна тільки на базі аналітичного розв'язку наведеного рівняння. Отримати його точним

не вдається. Тим не менше, за умови малої, у порівнянні з відновною силою, сили опору демпферних пристроїв, вдається отримати наближений аналітичний вигляд. В основі його знаходження лежать загальні ідеї методів збурень [4] у поєднанні із теорією спеціальних періодичних Атеб-функцій [5].

Примітка. Наведені вище обмеження мають фізичне підґрунтя та справедливі для багатьох колісних транспортних засобів.

Основна ідея методів збурень полягає у знаходженні розв'язку отриманого рівняння:

$$I\ddot{\varphi} + c\varphi^{v+1} [l_1^{v+2} \sin \beta_1 (\sin \beta_1 + \cos \beta_1) + l_2^{v+2} \sin \beta_2 (\sin \beta_2 + \cos \beta_2)] = 0 \quad (2)$$

з наступним використанням тих чи тих методів, які дають змогу оцінити вплив на базові параметри малих збурень (правої частини рівняння (1)). Розв'язок рівняння (2) виражається за допомогою періодичних Атеб-функцій у вигляді:

$$\varphi = \psi c a (v + 1, 1, \omega_\varphi(\psi) t + \vartheta), \quad (3)$$

де ψ та ϑ – відповідно амплітуда та початкова фаза,

$$\omega_\varphi(\psi) = \sqrt{\frac{c\rho}{I} \frac{v+2}{2} \psi^{\frac{v}{2}}} - \text{частота власних коливань, а}$$

$$\rho = [l_1^{v+2} \sin \beta_1 (\sin \beta_1 + \cos \beta_1) + l_2^{v+2} \sin \beta_2 (\sin \beta_2 + \cos \beta_2)].$$

Якщо за один із визначальних параметрів пружної підвіски вибрати статичну деформацію Δ_{cm} , то вираз для визначення власної частоти поперечно-кутових коливань трансформується до вигляду:

$$\omega_\varphi(\psi) = \sqrt{\frac{\rho}{I} \frac{Mg}{\Delta_{cm}^{v+1}} \frac{v+2}{2} \varphi_0^{\frac{v}{2}}}. \quad (4)$$

На **рис. 1** представлені залежності частоти $f_\varphi = \omega_\varphi(\psi) / 2\pi(1, v + 1)$ від амплітуди та параметрів, які визначають положення центру мас: $h = l_1 \cos \beta_1 = l_2 \cos \beta_2$; $a = l_1 \sin \beta_1$,

$$\Pi(1, v + 1) = \sqrt{\pi} \Gamma\left(\frac{1}{v+2}\right) / \Gamma\left(\frac{1}{2} + \frac{1}{v+2}\right).$$

Що стосується впливу демпферних пристроїв на розглядуваний динамічний процес, то на базі основної ідеї методу Ван-дер-Поля залежність, яка описує (для першого наближення) закон зміни амплітуди коливань, набуває вигляду:

$$\dot{\psi} = -\alpha \frac{l_1^2 + l_2^2}{2\Pi(v+2)} \frac{\sqrt{\pi} \Gamma\left(\frac{3}{v+2}\right)}{\Gamma\left(\frac{3}{2} + \frac{3}{v+2}\right)} \psi. \quad (5)$$

Висновки

Отримані розрахункові залежності, що описують поперечно-кутові коливання підресореної маси, показують що:

- частота власних і поперечно-крутильних коливань підресореної маси залежить не лише від геометричних та фізико-механічних параметрів, а й амплітуди коливань; для жорсткої підвіски $n > 0$ із зростанням

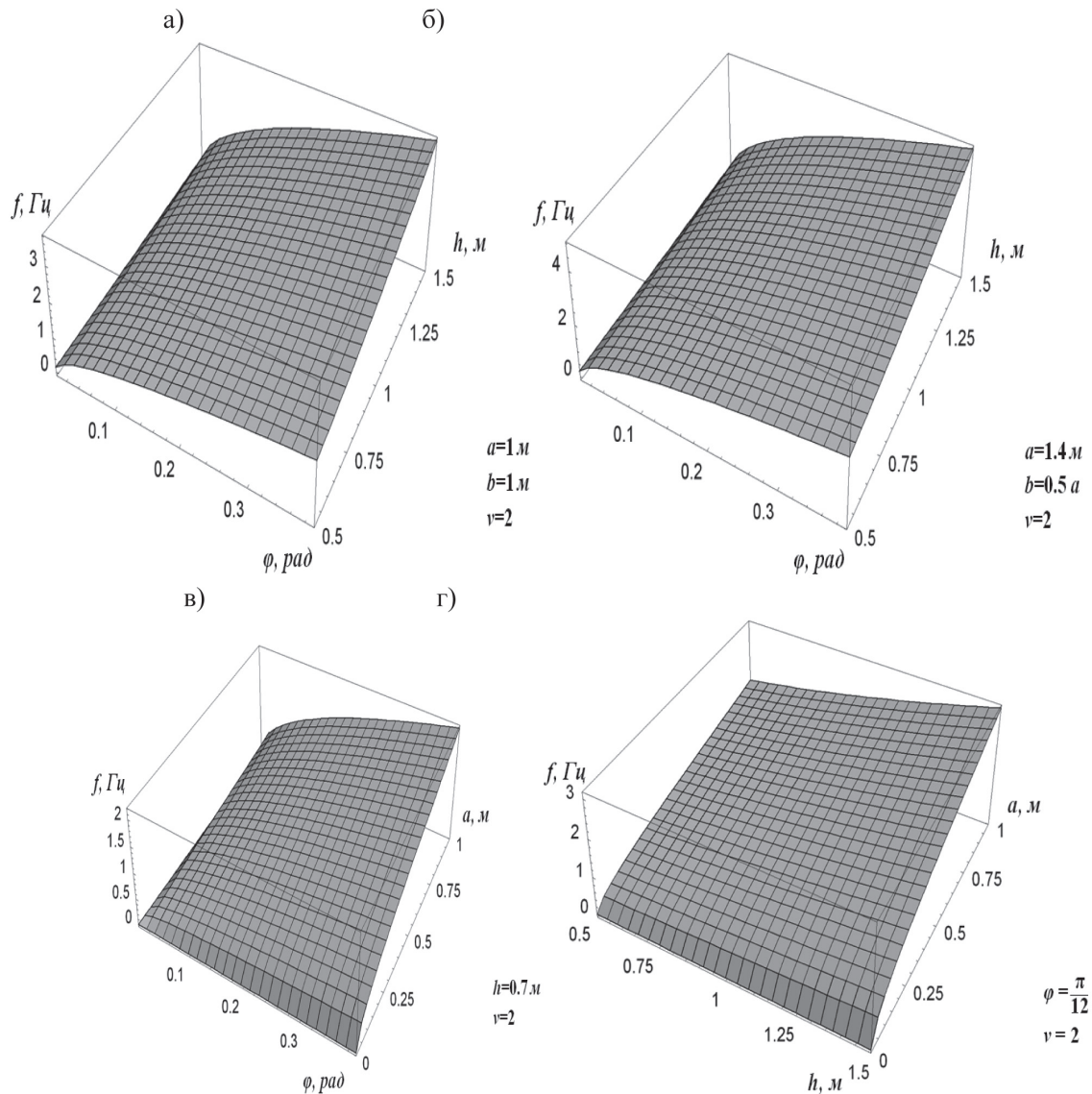


Рис. 1. Залежності частоти власних поперечно-кутових коливань підресореної частини від амплітуди коливань та параметрів, які визначають положення центру мас кузова

амплітуди коливань власна частота зростає, для м'якої $n < 0$ – спадає;

- для більшого значення параметру h (віддалі центру мас від горизонтальної осі, яка проходить через точки кріплення пружних амортизаторів до моста у статичному положенні) власна частота коливань є більшою;

- горизонтальне зміщення центру мас призводить до зменшення власної частоти коливань.

Отримані залежності можуть бути базою не тільки для визначення пружних характеристик підвіски, а й дослідження впливу пересіченої місцевості на поперечно-кутові коливання транспортного засобу та їх стійкість. Це у сукупності може бути базою для подальшого дослідження плавності ходу автомобіля, а також при проектуванні нових типів підвіски чи модернізації існуючих.

ЛІТЕРАТУРА

1. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. – М.: Машиностроение, – 1972. – 392 с.
2. 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.
3. Сокіл Б.І. Власні вертикальні коливання корпусу автомобіля з урахуванням пружних характеристик нелінійної підвіски/ Б.І. Сокіл, Р.А. Нанівський, М.Г. Грубель // Автошляховик України. – 2013. – № 5 – с. 15-18.
4. 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.
5. Сеник П.М. Про побудову оптимальної автономної програмно-коливної системи з сильною нелінійністю / П.М. Сеник, Б.І. Сокіл // Доп. АН УРСР. – 1976. – А, №7. – С. 601-604.