

**УДК:656.02**

**МЕТОДИ ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ  
ЕЛЕМЕНТІВ ХОДОВОЇ ЧАСТИНИ АВТОМОБІЛЯ**

**Аулін В.В. д. т. н. , професор**

**Сандул В.В.**

**Маковкін О.М.**

Центральноукраїнський національний технічний університет

**Abstract**

The article shows automotive shock absorbers reliability influence on road safety. Economic feasibility of the continuous monitoring system of technical state of automotive shock absorbers, allowing to avoid the costs of expensive diagnostic equipment, labor costs to operators and reducing the coefficient of technical readiness of vehicles is proved. The effect of the shock absorber parts wear on its dynamic performance and drag coefficient. For the first time the author shows the oscillating single-mass design scheme for a total suspension of the vibrational system of the car, which takes account of the nonlinearity and asymmetry of the dynamic characteristics of the damper. The approach to the monitoring of technical condition of automobile shock absorbers, allowing operatively to assess their suitability for further use by misalignment of the spectral density of the vertical acceleration of the suspended mass.

**Keywords:** car shock absorber, monitoring, residual life, reliability, smooth ride, spectral density.

**Вступ**

Аналіз надійності ходової частини автомобілів показав, що її елементи не володіють однаковою довговічністю в межах експлуатаційного періоду: одні з них служать весь життєвий цикл, інші значну частину його, а треті мають часту змінюваність. До третьої групи відносяться невідновлювані елементи, зокрема, сайлентблоки і амортизатори. Характерна причина їх відмови - знос і втомні руйнування сайлентблока і поршневого ущільнення амортизатора. Підвищення довговічності можна досягнути трьома методами: конструктивним, експлуатаційним та технологічним.

**Аналіз попередніх досліджень**

Підвищення довговічності, рівнішої зносостійкості вузлів підвіски в умовах експлуатації можна досягти вдосконаленням технології відновлення їх працездатності шляхом заміни зношених елементів інноваційними ремонтними комплектами, заснованими на нових принципах і ефекти роботи трибо спряжень та вдосконаленою системою моніторингу стану елементів підвіски. Дане дослідження, спрямоване на розробку та впровадження в технологічний процес ремонту підвіски інноваційних ремонтних комплектів сайлентблоків і поршневих ущільнювачів амортизаторів та впровадження на підприємстві нової, сучасної системи моніторингу стану елементів підвіски, що дозволяють підвищити довговічність і рівну зносостійкість елементів підвіски автомобіля, знизити матеріальні і трудові витрати на підтримку її працездатності в процесі експлуатації.

Розробці основних принципів забезпечення працездатності автомобілів в процесі експлуатації на основі дослідження їх надійності присвячені роботи Ф.Н. Авдонькіна, А.А. Звягіна, А.С. Денисова, А.С. Гребенникова, А.А. Ревіна, Є.І. Тескера, І.М. Рябова, М.Н. Бідняка, Н.Я. Говорущенко, М.А. Григор'єва, І.Б. Гурвича, І.Є. Дюміна, В.Є. Канарчук, Г.В. Крамаренко, Е.С. Кузнєцова, А.А. Відставного, В.А. Трікозюка, А.М. Шейніна, С.В. Шумика, N. Gkikas, J. Little, D. Cormick, S. Bennett, I.A. Norman та інших авторів. Але, так як, розвиток технологій не стоїть на одному місці і весь час неупинно змінюються, праці даних авторів є застарілими та потребують певного повторного розгляду та доповнень.

### **Постановка проблеми**

Незалежно від транспортно-технологічного призначення системи «водій - автомобіль - дорога - середовище» її найважливіші експлуатаційні властивості і їх реалізація в значній мірі визначаються плавністю ходу і віброзахистом водія, пасажирів і вантажу. Тому постійне вдосконалення і підтримка в належному технічному стані систем підвіски, віброзахисту, амортизаторів транспортних засобів є однією з найважливіших задач промисловості, організацій, підприємств, а також приватних власників, що експлуатують транспортну техніку, зокрема автомобілі.

### **Мета та завдання**

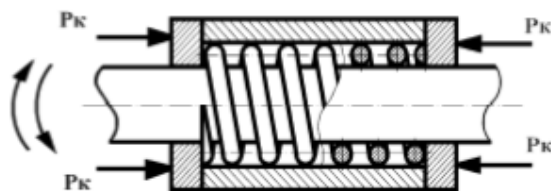
Метою роботи є аналіз методів підвищення експлуатаційної надійності елементів ходової частини автомобіля.

### **Результати вирішення основних задач**

Підвищення експлуатаційної надійності ходової частини автомобіля конструктивним методом

У сайлентблоках амортизатора гумова втулка працює на скручування, в результаті чого відбувається її розрив. Вдосконалений сайлентблок, що містить підшипник ковзання для зворотно-обертального руху з пружинним вкладишем, позбавлений цього недоліку. Для підвищення надійності запропоновано підшипник ковзання для зворотно-обертального руху, в якому виконуються трибологічні принципи - умови активації робочої поверхні пластичною деформацією і придушення окислювальних процесів. З цією метою підшипник забезпечено рухомим вкладишем у вигляді гвинтової циліндричної пружини (проміжним елементом), який в коливальному режимі примусово повертається тільки в одну сторону і таким чином досягається рівномірність зносу і розподіл мастила. Натяг пружини, необхідний для досягнення мікропластичної деформації, створюється її піджимом. У коливальному режимі за рахунок закручування або розкручування пружинного вкладиша виникає пружний натяг відповідно на внутрішній або зовнішній поверхні, і він примусово повертається в одному напрямку (ефект храповика). Придушення окислювальних процесів у запропонованій конструкції легко досягається сальниковим ущільнювачем. Позитивний ефект виходить також за рахунок зниження адгезійної складової тертя (тертя спокою) і часткової реалізації ідей Н.Є. Жуковського «про рух без тертя». Це

здійснюється обертанням проміжної опори без використання зовнішнього джерела енергії.



**Рисунок 1** Схема підшипника з рухомих пружинним вкладишем

Конічна пружина виготовляється накручуючи дріт на вал з утворенням середнього діаметра  $d_{ср.пр}$ . Якщо конічна пружина надіта на вал і знаходиться у втулці, то позначимо її діаметр на валу як  $d_{ср.пр}$  на отвір  $D_{ср.пр}$

$$a = (d_{вал} - d_{min.пр}) / 2 \tag{1}$$

$$a' = (d_{max.пр} - D_{вт}) / 2$$

Якщо, конічну пружину помістити між валом і втулкою, то будемо вважати, що матеріали вала і втулки не мають можливості деформуватися. При цьому пружина займе на валу і втулці положення з нерівномірним натягом по робочих поверхнях. При цьому діаметр дроту дорівнює половині зазору між діаметром вала і діаметром отвору втулки, але, оскільки пружина виготовлена конічної, то один з крайніх діаметрів пружини буде менше ніж у вала на 0,5 мм, а з іншого боку діаметр буде більше на 0,5 мм, ніж у втулки. Тим самим створюється пружний натяг, який розподіляється не як зазвичай, по всій поверхні, а убуває під кутом  $3^\circ$  і до середини втулки і валу досягне 0-го значення. З одного боку, на валу натяг, а з іншого боку натяг на втулці.



**Рисунок 2** Розрахункові та експериментальні характеристики пружинного вкладиша

Відсутній безперервний контроль стану підвіски, що залежить від умов експлуатації транспортного засобу, суб'єктивних чинників і навіть заводської якості елементів підвіски. Це може впливати на показники автомобіля і вартість ремонту.

Інформація про прискорення з колісних датчиків і датчиків, закріплених на кузові, передається на мікроконтроллер. Далі відбувається обробка результатів із застосуванням математичного апарату спектрального аналізу. При розбіжності теоретичної і експериментальної спектральної щільності

вертикальних прискорень підресореної маси, мікроконтроллер подає сигнал на інформаційне табло, яке показує, який амортизатор вийшов з ладу.

Математична модель програми полягає в описі роботи одномасової коливальної розрахункової схеми підвіски в загальній коливальній системі автомобіля. Так як, необхідно враховувати нелінійність і несиметричність динамічних характеристик гасителя коливань, то для опису застосовується диференціальне нелінійне рівняння другого порядку:

$$m \frac{d^2 y(t)}{dt^2} + \mu \frac{dy(t)}{dt} + cy(t) = \mu \frac{dq(t)}{dt} + cq(t) \quad (2)$$

де,  $m$  - підресорена маса, кг;  $y(t)$  - переміщення підресореної маси, м;  $\mu$  - коефіцієнт опору амортизатора, Нс / м;  $c$  - жорсткість підвіски, Н / м;  $q(t)$  - повернення від дорожнього покриття.

Для дослідження впливу процесу зносу амортизатора будемо розглядати силу його опору як функцію двох змінних, при цьому розглянемо два варіанти залежності сили опору від параметрів зносу:

$$P=f(V,k), \quad (3)$$

$$P=f(V,k_1). \quad (4)$$

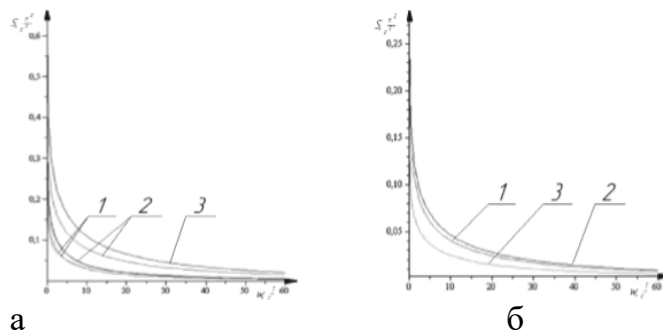
де,  $P$  - зусилля на штоку амортизатора, Н;  $V$  - швидкість переміщення поршня,  $\frac{m}{c}$ ;  $k$  - коефіцієнт що враховує ступінь зносу пружини клапана відбою;  $k_1$  - коефіцієнт, що враховує ступінь зносу поршневого кільця.

Коефіцієнти  $k$  і  $k_1$  визначаємо експериментально на стенді. Для цього варіюємо зусилля затяжки гайки клапана відбою (2,5; 5,0; 10,0; 15,0; 20,0 і 30,0 Нм) і знос поршневого кільця (0,45; 1,00; і 1, 5 мм), що створюється штучно.

Вирішити диференційне нелінійне рівняння другого порядку з різними, залежними від швидкості поршня і зносу елементів амортизатора значеннями  $\mu$  представляється можливим за допомогою чисельного методу Рунге - Кутта. Знайдені значення прискорень підресореною маси і значення прискорень безпружинних мас використовуються для побудови кореляційної функції  $R_x(\tau)$ . Визначення спектральної щільності будемо проводити по кореляційній функції  $R_x(\tau)$  :

$$S_x(w) = \int_{-\infty}^{\infty} R_x(\tau) e^{i w \tau} d\tau = 2 \int_0^{\infty} R_x(\tau) \cos(w\tau) d\tau, \quad (5)$$

де,  $\tau=t_1 - t_2$ ,  $t_1, t_2$  – межі тимчасового інтервалу.



**Рисунок 3 Спектральна щільність вертикальних прискорень підресорених мас транспортного засобу: а - різна ступінь зносу клапанної пружини, б - різна ступінь зносу поршневого кільця: 1 - при незначному зносі; 2 - при середньому зносі; 3 - при значному зносі.**

Залишковий ресурс амортизатора при відомому напрацюванні з початку експлуатації визначимо як різницю між напрацюванням до граничного значення спектральної щільності вертикальних прискорень підресореною маси і напрацюванням в момент контролю за формулою:

$$t_{\text{осм}} = t \left[ \left( \frac{S_x(\omega)_{\text{П}}}{S_x(\omega)_t} \right)^{\frac{1}{\alpha}} - 1 \right], \quad (6)$$

де,  $t$  - ресурс, використаний елементом від початку експлуатації до моменту контролю;  $S_x(\omega)_{\text{П}}$  - гранична зміна значення спектральної щільності;  $S_x(\omega)_t$  - зміна значення спектральної щільності в момент контролю;  $\alpha$  - показник ступеня, що характеризує зміну значення спектральної щільності.

Згідно ГОСТ 37.001.440-86, допустимі відхилення значень опорів зусиллю і стисненню амортизатора не повинні перевищувати 20%.

### Висновки

Запропоновані методи дозволяють підвищити експлуатаційну надійність елементів ходової частини автомобіля, оперативно проводити моніторинг їх технічного стану, визначати їх залишковий ресурс, забезпечивши тим самим запобігання критичного зносу елементів амортизатора, а також сприяють підвищенню безпеки і комфортності руху автомобіля.

### Література

1. Лудченко О. А. Технічна експлуатація і обслуговування автомобілів: Технологія: Підручник. – К.: Вища шк., 2007. – 527с.
2. Роговцов В. Л. Устройство и эксплуатация автотранспортных средств: Учебник водителя/Роговцов В.Л., Пузанков А. Г., Олдфильд В. Д. – М.: Транспорт, 1991. – 423с.
3. Динамика системы дорога – шина – автомобиль – водитель / Под ред. А. А. Хачатурова. М. : Машиностроение, 1976. 535с.
4. Виноградов А.Н. Подшипники скольжения для возвратно-вращательного движения на основе новых трибологических принципов и эффектов / А.Н. Виноградов, В.Г. Куранов // Восстановление и упрочнение деталей машин: Межвуз. научн. сборник. Саратов. гос. техн. ун-т, - Саратов: СГТУ, 2003.- С.175-182.
5. Авдонькин Ф.Н. Изменение технического состояния автомобиля в процессе эксплуатации. – Саратов: Изд-во Саратов. гос. ун-та, 1973. – 191 с.
6. Спичкин Г.В. Диагностика технического состояния автомобилей. М: Высшая школа, 1975. – 305 с.