

ПОКРАЩЕННЯ ГАЛЬМІВНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ ВІТЧИЗНЯНОГО ВИРОБНИЦТВА, ЩО ЗНАХОДЯТЬСЯ В ЕКСПЛУАТАЦІЇ

**Леженков Віталій Анатолійович, ст. гр. А-62-18, магістр,
Sinsandru@gmail.com**

Постановка проблеми. В процесі експлуатації легкових автомобілів елементи гальмівних систем зазнають зношування та виходу з ладу, що в свою чергу призводить до зниження ефективності гальмувань, збільшенню гальмівного шляху та, в кінцевому результаті, – зниження безпеки їх використання.

Оскільки за статистичними даними [1] на дорогах України експлуатуються близько 6 млн. одиниць власного автомобільного транспорту, серед яких третина не обладнана електронними системами слідкування за процесом гальмування, то проблема забезпечення безпеки руху є дуже гострою.

Цю проблему можна вирішити шляхом або вилучення з експлуатації таких транспортних засобів або обладнання їх електронними системами стеження за процесом гальмування, наприклад, протиблокувальними системами. В будь-якому випадку це є або технічно неможливим, або економічно недоцільним.

Тому підвищення ефективності гальмувань за рахунок установки динамічних регуляторів гальмівних сил, за яких, як для умов службових, так і екстрених гальмувань на рівних дорогах, на дорогах із криволінійною траєкторією руху та дорогах із поперечним нахилом, забезпечується закон міжботрового розподілу гальмівних сил, є єдиною технічною можливістю.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Найбільш близьким за технічною сутністю до варіанта, що пропонується, відноситься гідравлічний гальмівний привод транспортного засобу, який включає головний гальмівний циліндр, систему трубопроводів, гальмівні механізми із установленими в них робочими циліндрами та регулятори тиску для робочих циліндрів кожного гальмівного механізму [2].

До недоліків зазначеного варіанту слід віднести те, що в такому разі гальмівний привод не забезпечує, як за умовами службових, так і екстрених гальмувань на рівних дорогах і в поворотах, закону розподілу гальмівних сил між осями, за якого реалізація коефіцієнта зчепної ваги була б найвищою. Крім того, не забезпечується обмеження сумарної гальмівної сили в залежності від коефіцієнта зчеплення та статичного навантаження коліс транспортного засобу.

В основу поставлено задачу вдосконалення способу розподілу гальмівних сил між осями автотранспортного засобу, за якого статична або

динамічна зміна навантаження на колесі викликала відповідну зміну гальмівної сили на ньому [3]. Поставлена задача вирішується за рахунок того, що, по перше, запропонований варіант гідравлічного гальмівного привода транспортного засобу містить динамічні регулятори тиску для робочих циліндрів гальмівних механізмів задньої осі, виконані із диференціальним поршнем, розміщеним в корпусі, що утворює в ньому не дві, а три порожнини із нерівними площами поперечного перетину, одна з яких з'єднана з головним гальмівним циліндром, друга – посередком трубопроводу із циліндром керування, з'єднаним із елементом підвіски за допомогою важільно-тягової системи, а третя – з відповідним робочим гальмівним циліндром задньої осі [3].

По друге, запропонований гідравлічний гальмівний пристрій [3] відрізняється тим, що в магістралі між головним гальмівним циліндром і кожним регулятором тиску встановлено підпружинений клапан спрацьовування, який або закриває, або відкриває магістраль в разі зміщення диференціального поршня, при цьому деформація пружини, керованої тиском гідравлічної рідини, що створюється циліндром керування, пропорційна зміні ходу елемента підвіски.

По третє, запропонований гідравлічний гальмівний пристрій [3] відрізняється тим, що пружина поршня керування, встановлена на диференціальному поршні регулятора, стискається під дією гідравлічної рідини від циліндра керування, що кінематично зв'язаний із елементом підвіски посередком важільно-тягової системи.

По четверте, запропонований гідравлічний гальмівний пристрій [3] відрізняється тим, що функціонування забезпечує міжбортовий розподіл гальмівних сил [4].

Мета. Метою роботи є покращення гальмівних властивостей легкових автомобілів вітчизняного виробництва, гальмівні системи яких не обладнані протиблокувальними системами, за рахунок впровадження динамічних регуляторів гальмівних сил.

Матеріали і результати досліджень. Мета досягається тим, що у запропонованому гідравлічному гальмівному приводі (рис. 1) легкового автомобіля, який містить систему трубопроводів, гальмівні механізми передніх 4 і задніх 5 гальм, головний гальмівний циліндр 1 із встановленими в ньому двома регуляторами тиску 2 для робочих циліндрів гальмівних механізмів задньої осі, має місце гідравлічний зв'язок із елементами передньої підвіски. При чому кожний регулятор тиску виконано із диференціальним поршнем, розміщеним у корпусі, що утворює в ньому три порожнини із нерівномірними площами поперечного перетину. Перша порожнина з'єднана із головним гальмівним циліндром, друга – посередком трубопроводу із циліндром керування, з'єднаним із елементом підвіски за допомогою важільно-тягової системи, а третя – з відповідним колісним циліндром задньої осі.

Кожний регулятор тиску обладнано пружиною 4, яка діє на диференціальний поршень 3, що має гідравлічний зв'язок з циліндром керування, та, деформація котрої пропорційна ходу елемента підвіски. В корпусі регулятора тиску встановлено поршень керування 11, ущільнений по своїй зовнішній та внутрішній поверхнях, зі здатністю переміщення вздовж осі диференціального поршня 3 (див. рис. 1).

Крім того, кожний регулятор тиску посередком другої порожнини, з'єднаний гідравлічним зв'язком із циліндром керування 3, який за допомогою важільно-тягової системи кінематично пов'язаний із елементом підвіски (рис. 2).

Гідравлічні циліндри керування, кінематично пов'язані із елементом підвіски лівого і правого передніх коліс, мають шарнірний зв'язок із кузовом автомобіля такий, що переміщення поршня-штоку кожного циліндра керування створює тиск робочої рідини, що передається посередком трубопроводу в другу порожнину регулятора тиску, приводить в дію поршень керування, який викликає деформацію пружини регулятора тиску, пропорційну навантаженню на відповідному колесі автомобіля.

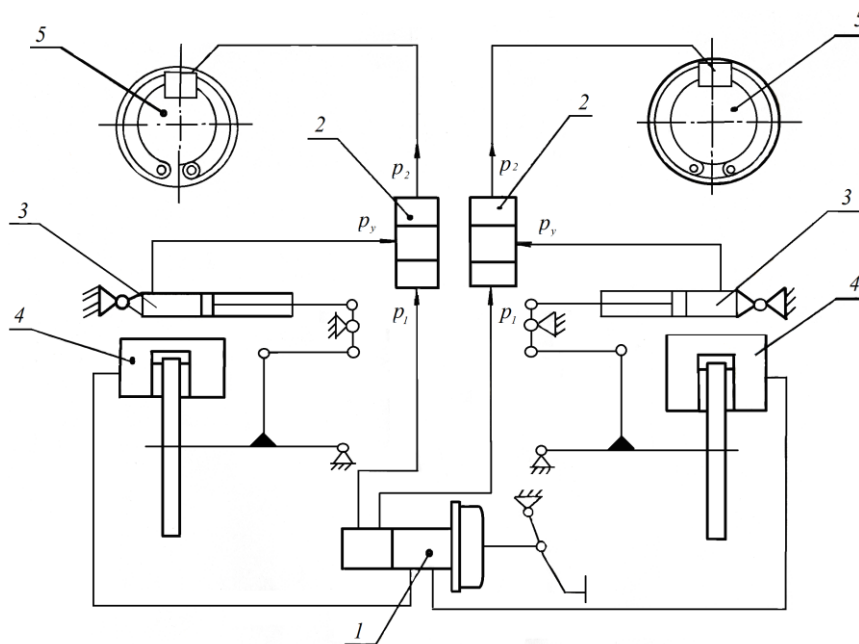


Рис.1. Схема включення динамічних регуляторів гальмівних сил у контури гальмівного привода легкових автомобілів із керуванням від передньої підвіски

Підключення регуляторів гальмівних сил (див. рис.1) можливе, як за комбінованою, так і бортовою схемою.

Регулятор гальмівних сил (див. рис. 2) складається із корпусу 1, гайки-штуцера 2, диференціального поршня 3, циліндричної пружини 4, клапана спрацьовування 5, конічної пружини 6, кілець ущільнювальних 7, 8, 9, 10, 11, 12, поршня керування 11 та штуцера прокачування (на схемі не показано).

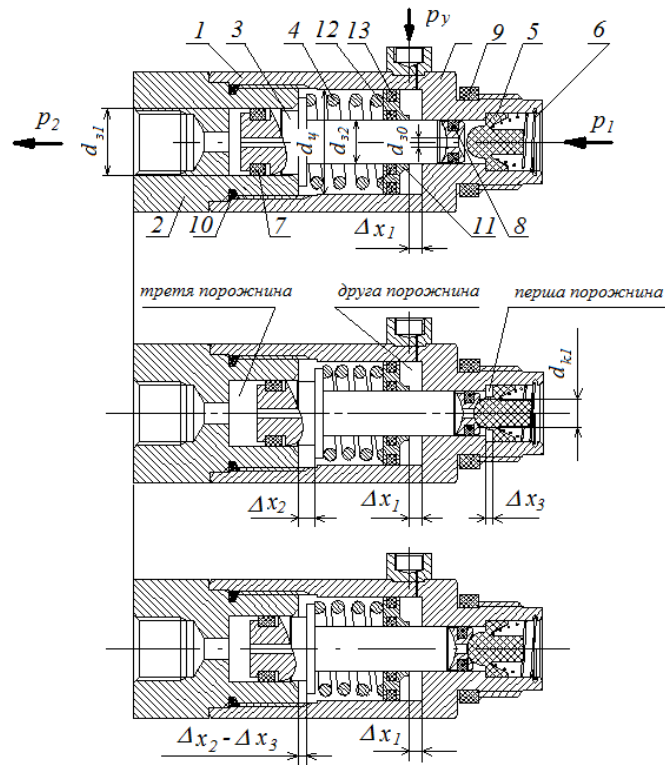


Рис.2. Схема конструкції та роботи динамічного регулятора гальмівних сил

Удосконалений гідравлічний гальмівний привід працює наступним чином.

При натисканні на педаль керування тиск гальмівної рідини від головного гальмівного циліндру 1 передається по каналах і трубопроводах безпосередньо в робочі циліндри гальмівних механізмів 4 передніх коліс, в регулятори тиску 2 та в робочі циліндри гальмівних механізмів 5 задніх коліс (див. рис. 1). При цьому клапан спрацьовування 5, відведений пружиною 6 до упору в борт корпуса 1 регулятора тиску, відкритий (див. рис. 2). Поршень керування 11 займає положення, що відповідає ваговому стану автомобіля та відповідному навантаженню на передньому колесі, зміщуючись вліво на величину Δx_1 . Диференціальний поршень 3 своїм буртиком впирається в торець гайки-штуцера 2.

При досягненні тиском робочої рідини в третій порожнині регулятора (див. рис. 2) величини, більшої за ту, яка визначається зусиллям робочої деформації пружини 4 та зусиллям, що діє на торець диференціального поршня 3 з боку нагнітання, відбувається переміщення диференціального поршня 3 на величину Δx_2 , пропорційну динамічному навантаженню на передньому колесі автомобіля. Клапан спрацьовування 5 при цьому зміщується вправо на величину Δx_3 , повністю перекриваючи отвір диференціального поршня 3 (див. рис. 2) та утворюючи першу точку спрацьовування регулятора гальмівних сил (точка А, на кривій 3 ідеального розподілу гальмівних сил між осями автомобіля із певним ваговим станом (показано штрих-пунктиром, див. рис. 3).

Зміна тиску на відрізку OA (пряма 4, див. рис. 3) відбувається у відповідності до закону

$$p_2 = p_1 \cdot \frac{(d_{32}^2 - d_{к1}^2)}{d_{31}^2 - d_{30}^2} + \frac{4(C_1 \cdot (\Delta x_0 + \Delta x_1 + \Delta x_2) + C_2 \cdot \Delta x_2)}{\pi(d_{31}^2 - d_{30}^2)}, \quad (1)$$

де p_1 - тиск в магістралі головного гальмівного циліндру;

p_2 - тиск в контурах задніх гальмівних механізмів;

d_{30} - діаметр внутрішнього отвору диференціального поршня 3;

d_{31} - діаметр циліндра диференціального поршня 3;

d_{32} - діаметр штоку диференціального поршня 3;

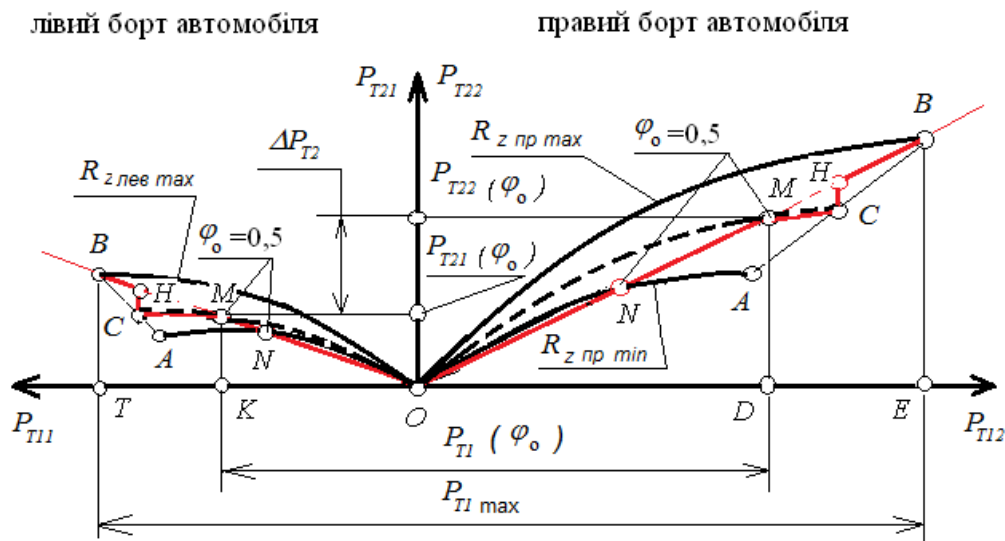
$d_{к1}$ - діаметр, який забезпечує клапан спрацювання 5 в момент перекривання отвору диференціального поршня 3;

C_1, C_2 - жорсткість циліндричної 4 і конічної 6 пружин;

Δx_0 - деформація пружини 4, що відповідає повному навантаженню на передньому колесі автомобіля;

Δx_1 - переміщення поршня керування 12, пропорційне певному навантаженню на відповідному передньому колесі автомобіля в даному ваговому стані;

Δx_2 - робоча деформація пружини 4.



OB – крива ідеального розподілу гальмівних сил між колесами лівого і правого бортів автомобіля з повною масою; OA – крива ідеального розподілу гальмівних сил між колесами лівого і правого бортів автомобіля зі спорядженою масою; OC – крива ідеального розподілу гальмівних сил між колесами лівого і правого бортів автомобіля із проміжним ваговим станом; OB – пряма постійного розподілу гальмівних сил; $OMCHB$ – характеристика регулювання гальмівних сил по запропонованому способу [3]

Рис.3. Ідеальні характеристики міжбортowego регулювання гальмівних сил

Диференціальний поршень 3 під дією наростаючого тиску p_1 робочої рідини, перебільшуючи зусилля пружин 4 і 6 та сил тертя в ущільнювальних кільцях 7 і 8, переміщується вліво разом із клапаном спрацьовування 5 на величину Δx_3 (хід регулювання), змінюючи тиск p_2 в контурах задніх гальмівних механізмів (точка B , на кривій 3 ідеального розподілу гальмівних сил між осями автомобіля із певним ваговим станом, див. рис. 3). Закон наростання тиску робочої рідини в робочих циліндрах задніх гальмівних механізмів при цьому характеризує відрізок AB , див. рис. 3, та відповідає наступній залежності

$$p_2 = p_1 \cdot \frac{d_{32}^2}{d_{31}^2} + \frac{4(C_1 \cdot (\Delta x_0 + \Delta x_1) + (C_1 + C_2) \cdot (\Delta x_2 - \Delta x_3))}{\pi d_{31}^2}, \quad (2)$$

де Δx_3 - деформація пружини 6, що дорівнює робочому ходу диференціального поршня 3, на протязі якого змінюється приводний тиск на задніх гальмівних механізмах.

Висновки

Запропонований удосконалений гальмівний привод дозволить підвищити ефективність як службових, так і екстрених гальмувань легкових автомобілів під час експлуатації за рахунок більш ефективної реалізації управної дії гальмівної системи, що забезпечує міжбортовий розподіл гальмівної сили.

Література

1. *Ярещенко Н.В.* Довгострокове прогнозування швидкостей руху на автомобільних дорогах [Текст]: автореф. дис. на здобуття ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.11 «Автомобільні шляхи та аеродроми» / Н.В. Ярещенко. – Харків, 1999. – 16 с. 2. А. с. 1030221 ССРСР, В60Т8/24. Гидравлический тормозной привод транспортного средства / *Е.М. Гецович, М.А. Подригало, А.С. Федосов* (СССР). – №856876; заявл. 25.03.82; опубл. 23.07.83, Бюл. №27. 3. Патент на корисну модель (Україна). Пристрій для підвищення ефективності гальмування легкових автомобілів / [Подригало М.А., Назаров В.І., Назаров О.І., Назаров І.О.] - № 76189. –заявл. 15.06.2012. –опубл. 25.12.2012, бюл. №24. – 4с. 4. Пат. №75406 Україна, МПК 2012.01, В60Т 11/00. Спосіб регулювання гальмівних сил між осями легкового автомобіля / [Подригало М.А., Назаров В.І., Назаров О.І., Назаров І.О.]; заявник і патентотримач Харків, національний автомобільно-дорожній університет №u201207282; заявл. 15.06.2012; опубл. 26.11. 2012, Бюл. №22.

Науковий консультант: Назаров О.І., доцент кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів