

УДК 629.113-5920

С.П. Мазін, Г.М. Маренко, І.Л. Страшний
Національна академія Національної гвардії України
ПРОПОЗИЦІЇ З УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ
ПРИВОДУ РОБОЧИХ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ АВТОБРОНЕТАНКОВОЇ ТЕХНІКИ

Гальмівні системи з пневматичним та комбінованим приводом, встановлені на спеціальних військових автомобілях та бронетранспортерах, мають відносно низьке значення коефіцієнта корисної дії приводу й суттєві енергетичні витрати на привод компресора.

Обґрунтовано конструкцію робочої гальмівної системи, у складі якої пропонується використання гідравлічного приводу з насосом, що приводиться в дію від двигуна внутрішнього згорання машини.

Ключові слова: гальмівна система, привод гальмівної системи, гідравлічний привод з насосом.

С.П. Мазин, Г.Н. Маренко, И.Л. Страшный
Национальная академия Национальной гвардии Украины
ПРЕДЛОЖЕНИЯ ПО УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЮ КОНСТРУКЦИИ
ПРИВОДА РАБОЧИХ ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ АВТОБРОНЕТАНКОВОЙ ТЕХНИКИ

Тормозные системы с пневматическим и комбинированным приводом, установленные на специальных военных автомобилях и бронетранспортерах, имеют относительно низкое значение коэффициента полезного действия привода и существенные энергетические затраты на привод компрессора.

Обоснована конструкция рабочей тормозной системы, в составе которой предлагается использования гидравлического привода с насосом, который приводится в действие от двигателя внутреннего сгорания машины.

Ключевые слова: тормозная система, привод тормозной системы, гидравлический привод с насосом.

S.P. Mazin, G.M. Marenko, I.L. Strashnyi
National Academy of the National Guard of Ukraine
PROPOSALS FOR THE DESIGN OF THE WATER CANNON SPECIAL MACHINE
FOR UNITS FOR THE PROTECTION OF PUBLIC ORDER

Braking systems with pneumatic and combined reason, installed on special military vehicles and armored troop-carriers, have a relatively low value of the drive efficiency and significant energy costs for driving the compressor.

A design of the working brake system has been substantiated, which includes the use of a hydraulic drive with a pump, which is driven by the internal combustion engine of the machine.

Key words: brake system, brake system drive, hydraulic drive with pump.

Постановка проблеми. Відносно високі швидкості й корисні навантаження сучасних зразків автобронетанкової техніки, розмаїтість дорожніх і кліматичних умов експлуатації пред'являють гальмівним системам особливі вимоги в аспекті безпеки руху.

Гальмівне керування є найважливішим засобом забезпечення активної безпеки автотранспортного засобу. Основні вимоги до сучасного гальмівного керування можна сформулювати таким чином [1]: гальмівне керування повинне в будь-який момент часу забезпечити максимально можливу в даних умовах ефективність гальмування, тобто зупинити автотранспортний засіб із мінімальним гальмівним шляхом; гальмівне керування повинне працювати так, щоб під час гальмування воно не було причиною втрати автотранспортним засобом стабільності руху; гальмівне керування повинне мати підвищену надійність й навіть за відмови будь-якого його елемента повинно бути забезпечене гальмування автотранспортного засобу з достатньою ефективністю. Конструктивне забезпечення надійності гальм ґрунтується на допущенні, що у гальмівному керуванні одночасно не може відбутися більше однієї відмови.

Слід зазначити, що наряду з важливими аспектами енергетичної кризи і впливу на навколишнє середовище, однією з найбільш важливих проблем автомобільного транспорту є забезпечення безпеки на дорогах, яка значною мірою залежить від якості автомобільних гальмівних систем. Тому питання удосконалення конструкції гальмівних систем є достатньо актуальним.

Однією з суттєвих проблем стосовно гальмівних систем спеціальних військових автомобілів та бронетранспортерів з пневматичним та комбінованим приводом є відносно низькі значення коефіцієнта корисної дії (ККД) приводів гальмівних систем й підвищені енергетичні затрати та витрата пального на привод компресорів, які мають низький ККД.

Вирішення проблеми може полягати в розробці нових конструкцій гальмівних систем, у складі яких пропонується використання гідравлічного приводу з насосом, що приводиться в дію

від двигуна внутрішнього згоряння машини.

Огляд останніх досліджень і публікацій. Питання теорії, розрахунку і конструювання автомобільних гальмівних систем з достатньою глибиною висвітлені в чисельних публікаціях, зокрема у працях [1-7].

Так у працях [1, 7] наводяться відомості про структуру, робочі процеси, типові конструкції та розрахунок гальмівного керування.

У статті [2] виконано аналіз схемних рішень модуляторів гідравлічних гальмівних систем, проаналізовано їх переваги та недоліки, запропоновано схемну реалізацію модулятора для антиблокувальної системи гальм великовантажних автомобілів. Також наведений приклад конструкції приводу гальм з зовнішнім джерелом енергії у вигляді гідравлічного насоса високого тиску в сполученні з гідравлічним акумулятором, а також зазначено, що такий привод має велику швидкодію.

У статті [3] визначено закономірність зміни технічного стану барабанних гальмівних механізмів автомобілів під час експлуатації залежно від зміни коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями, їх геометричних параметрів та режиму роботи.

В підручнику [4] викладено методику розрахунку параметрів автомобіля, які забезпечують задані експлуатаційні властивості автомобіля, включаючи і його гальмівні властивості.

У працях [5, 6] розглянуті можливі схеми насосно-акумуляторного гідравлічного приводу гальмівної системи та визначені їх основні переваги й недоліки.

Слід зазначити, що питання розрахунку гідравлічного приводу з насосом, який приводиться в дію від двигуна внутрішнього згоряння машини у вказаній літературі не розглядаються.

Метою статті є обґрунтування нової конструкції робочої гальмівної системи спеціальних військових автомобілів і бронетранспортерів, у складі якої пропонується використання гідравлічного приводу з насосом, що приводиться в дію від двигуна внутрішнього згоряння машини.

Виклад основного матеріалу. Гальмівні приводи підрозділяють на механічні, гідравлічні, пневматичні, електричні і комбіновані [1]. В гальмівних приводах більшості спеціальних військових автомобілів і бронетранспортерів використовують механізми, що створюють запас енергії (компресори, вакуумні насоси тощо). У цьому випадку водій під час гальмування лише регулює її подачу до гальм.

На більшості вантажних автомобілів великої вантажопідйомності і автобусів використовують пневматичний гальмівний привод. З метою зменшення часу спрацювання гальм за збереження необхідного притискного зусилля у гальмівних механізмах на ряді автомобілів великої вантажопідйомності і на бронетранспортерах використовують гідравлічний гальмівний привод з пневматичним підсилювачем (комбінований гідропневматичний гальмівний привод).

Як зазначено у праці [5], ККД механічного приводу складає 0,8...0,85, гідравлічного – 0,92, ККД пневматичного компресора складає 0,4.

Виходячи з цього, в режимі спільної роботи компресора та гідравлічної частини приводу ККД гідропневматичного гальмівного приводу визначається за формулою

$$\eta_{\text{гпп}} = \eta_{\text{к}} \cdot \eta_{\text{гп}} = 0,4 \cdot 0,92 = 0,368,$$

де $\eta_{\text{гпп}}$ – ККД гідропневматичного гальмівного приводу; $\eta_{\text{к}}$ – ККД компресора; $\eta_{\text{гп}}$ – ККД гідравлічної частини гальмівного приводу.

Таке значення ККД гідропневматичного гальмівного приводу додатково свідчить на користь доцільності розробки конструкції гідравлічного приводу з насосом, що приводиться в дію від двигуна внутрішнього згоряння машини. Причому така конструкція не тільки прогнозовано зменшить енергетичні затрати на привод гальм, а й суттєво зменшить час на спрацювання приводу, що призведе до суттєвого скорочення гальмівного шляху й підвищення безпеки руху.

На рис. 1 наведені схеми гідравлічного приводу робочої гальмівної системи автотранспортного засобу з використанням енергії від стороннього джерела.

Оливний насос 4 (шестерний або лопатевий), що приводиться у дію від двигуна автомобіля, нагнітає оливу з резервуара 5 у газово-гідравлічний акумулятор 3. Акумулятор 3 підключений послідовно до крана керування 2 або до двох допоміжних акумуляторів 8 і 9 у разі роздільного приводу на передні й задні колеса. Натисканням на педаль 1 за допомогою крана 2 регулюється тиск у магістралі колісних гальмових циліндрів 6 і 7, а отже, й ефективність гальмування.

У разі роздільного приводу (рис. 1, б) на передні й задні колеса, крани 2 включаються через зрівнювальний важіль 10. Роздільний привод на передні й задні колеса підвищує надійність

роботи системи, оскільки у випадку виходу з ладу одного привода не порушується працездатність іншого.

Під час гальмування автомобіля сила, прикладена до педалі керування, стискає пружину 7 крана й переміщує вліво (по рис. 2) поршень 5. Спочатку поршень упирається в клапан 1 і канал 6 зливу від'єднується від каналу 2, зв'язаного магістраллю з колісними гальмовими циліндрами. Під час подальшого ходу поршня 5 відкривається клапан 1 і з акумулятора через канали 4 і 2 рідина під тиском подається в магістраль.

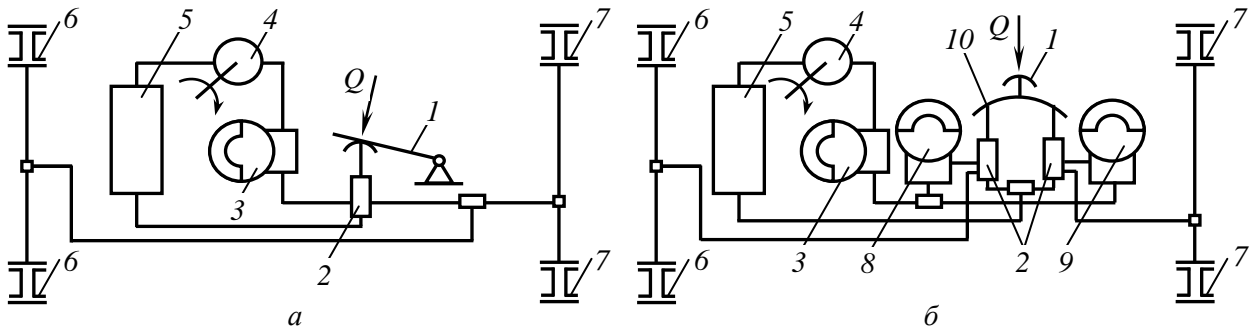


Рис. 1. Схеми гідравлічних приводів з насосом:

a – привод на всі колеса; ***б*** – роздільний привод на передні й задні колеса; **1** – педаль; **2** – кран керування; **3** – газово-гідравлічний акумулятор; **4** – оливний насос; **5** – резервуар; **6, 7** – колісні гальмові циліндри; **8, 9** – допоміжні акумулятори; **10** – зрівнювальний важіль

Газово-гідравлічний акумулятор являє собою сталеву кулю, розділену діафрагмою на дві порожнини. Порожнина над діафрагмою заповнюється азотом, а під діафрагмою – гальмівною рідиною. Під час роботи насоса в акумулятор нагнітається рідина й повітря над діафрагмою стискається до тиску p_{\max} , забезпечуючи максимальний тиск у магістралі акумулятор – гальмівний кран 2.

Конструкція крана управління гідроприводу з насосом наведена на рис. 2.

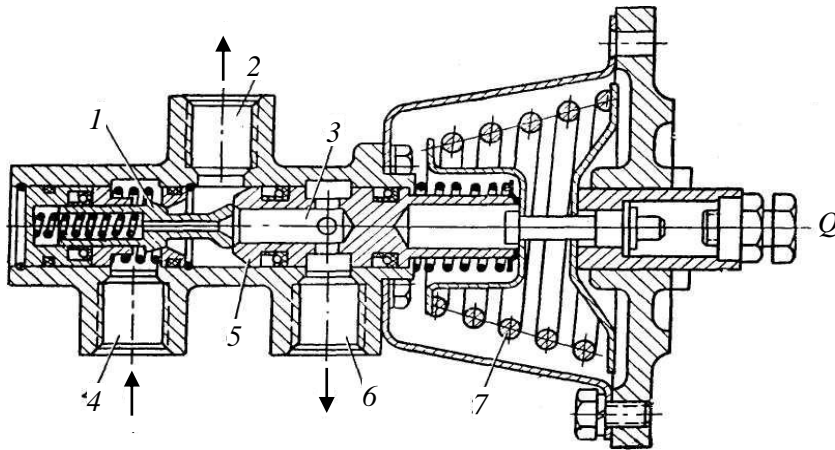


Рис. 2. Кран керування гідравлічного приводу з насосом:

1 – клапан; **2, 4, 6** – канали; **3** – свердління; **5** – поршень; **7** – пружина

Тиск рідини на поршень 5 урівноважується пружиною 7, натяг якої залежить від ходу педалі. За деякого зусилля Q у магістралі встановлюється тиск, що врівноважує натяг пружини 7. У цьому разі поршень 5 зміщується вправо й клапан 1 перекриє канал 4. Таким чином забезпечується силова слідкуюча дія приводу. Для подальшого підвищення тиску в магістралі й збільшення ефективності гальмування необхідно збільшити силу Q натискання на педаль.

За відпущеної гальмівної педалі поршень 5 займає крайнє праве положення й канал 2 з'єднується з каналом 6 зливу через свердління 3 у поршні. Рідина з гальмівної магістралі перетікає в резервуар 5 (див. рис. 1), тиск в магістралі гальмових циліндрів падає – відбувається

розгальмування.

Таким чином, конструктивно гідравлічний привод з насосом є достатньо простим, у порівнянні з пневматичним та комбінованим приводами має значно меншу кількість елементів і його технічна реалізація на об'єктах автобронетанкової техніки є цілком можливою.

Однак слід зазначити, що при виконанні конструкторських робіт основною невизначеною величиною є необхідна продуктивність гідравлічного насосу.

Пропонується продуктивність гідравлічного насосу визначати з формули

$$A_{гн} = V_{пн} \cdot S_{пн} \cdot n_{пн},$$

де $A_{гн}$ – продуктивність гідравлічного насосу, $\text{м}^3/\text{с}$; $V_{пн}$ – швидкість руху поршня робочого циліндру гальмівного механізму, $\text{м}/\text{с}$; $S_{пн}$ – площа поршня робочого циліндру, м^2 ; $n_{пн}$ – кількість робочих циліндрів гальмівної системи.

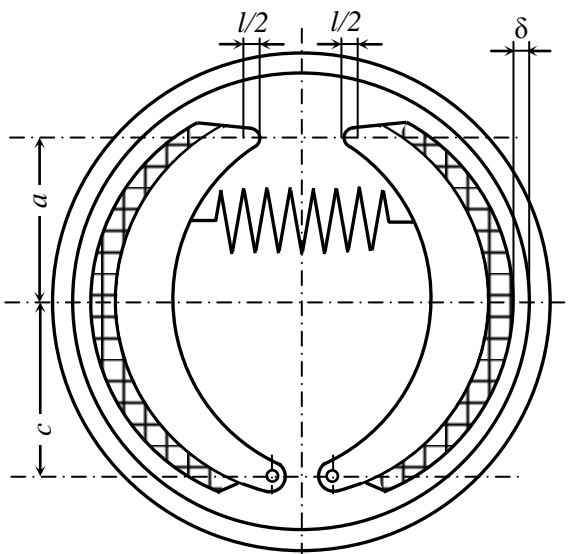


Рис. 3. Розрахункова схема гальмівного механізму

Швидкість руху поршня робочого циліндру гальмівного механізму пропонується визначати з формули

$$V_{пн} = l / t,$$

де l – хід поршнів робочого циліндру гальмівного механізму (див. рис. 3), м ; t – час спрацювання гідравлічного гальмівного приводу ($t = 0,2 \text{ с}$ [5]).

З рис. 3 при $c = a$ маємо $l = 2\delta$. Приймавши $\delta = 0,6 \text{ мм}$, отримуємо

$$l = 2 \cdot 0,6 = 1,2 \text{ мм} = 0,0012 \text{ м}.$$

$$\text{Тоді } V_{пн} = 0,0012 / 0,2 = 0,006 \text{ м}/\text{с}.$$

Площа $S_{пн}$ поршня робочого циліндру гальмівного механізму визначається за формулою

$$S_{пн} = (\pi d^2) / 4 = 3,14 \cdot 0,03^2 / 4 = 0,0007 \text{ м}^2,$$

де d – діаметр робочого гальмового циліндру (приймаємо з аналогу $d = 30 \text{ мм}$).

Тоді для бронетранспортера

$$A_{гн} = 0,006 \cdot 0,0007 \cdot 8 = 0,0000336 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Потужність, яку витрачає двигун бронетранспортера на привод гальмівної системи визначаємо з формули

$$N_{гн} = p \cdot A_{гн},$$

де p – тиск гідравлічної рідини, згідно рекомендацій [5] приймаємо $p = 0,7 \text{ МПа}$ ($7 \cdot 10^6 \text{ Н}/\text{м}^2$). Тоді

$$N_{гн} = 7 \cdot 10^6 \cdot 3,36 \cdot 10^{-5} = 235 \text{ Вт} (0,32 \text{ к.с}).$$

Питоме зменшення енергетичних затрат, а, відповідно, й зменшення витрати палива $q_{гн}$ на гідравлічний привод гальмівної системи з використанням енергії від стороннього джерела визначимо з формули

$$q_{гн} = \frac{\eta_{гн} - \eta_{гнп}}{\eta_{гн}} \cdot 100\% = \frac{0,92 - 0,368}{0,92} \cdot 100\% = 60\%.$$

Таким чином, результати розрахунків свідчать, що потужність, яку витрачає двигун на привод гальмівної системи запропонованої конструкції відповідає показникам [5] ($0,7 \dots 3,0 \text{ к.с}$) й залежно від типу бронетранспортерів Національної гвардії України складає від $0,07\%$ до $0,2\%$ максимальної потужності двигуна машини.

Висновки

1. Гідравлічний привод, конструкція якого пропонується, є достатньо простим у порівнянні з пневматичним та комбінованим приводами робочої гальмівної системи, має значно меншу кількість елементів, що зменшує вартість й підвищує надійність гальмівної системи.

2. Конструкція гідравлічного приводу з насосом і газово-гідравлічними акумуляторами забезпечує суттєве зменшення часу спрацювання приводу й, як наслідок, покращення гальмівних

властивостей бронетранспортерів та спеціальних військових автомобілів.

3. За результатами виконаних розрахунків зниження енергетичних затрат на привод гальмівної системи у порівнянні з затратами у гальмівних системах з пневмоприводом складає 60%, що додатково свідчить про доцільність розробки і використання гідравлічного приводу з насосом у робочій гальмівній системі бронетранспортерів та спеціальних військових автомобілів.

Список використаних джерел

1. Гуревич Л. В., Меламуд Р. А. Тормозное управление автомобиля. – М.: Транспорт, 1978. – 152 с., ил., табл.
2. Жилевич М.И. Модулятор гидравлического тормозного привода с большим расходом рабочей жидкости / М.И Жилевич, С.В. Ермилов, П.Р. Бартош, П.Н. Кишкевич // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета и Северо-Восточного научного центра Транспортной академии Украины. Сборник трудов. Выпуск 75. – Харьков, 2016. – С. 83 – 88.
3. Назаров О.И. Зниження швидкості зношування контртіл барабаних гальмівних механізмів, встановлених на передній осі двовісних автомобілів / О.И. Назаров, В.І. Назаров // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета и Северо-Восточного научного центра Транспортной академии Украины. Сборник трудов. Выпуск 75 – Харьков, 2016. – С. 89 – 94.
4. Гришкевич А.И. Автомобили: Теория: Учебник для вузов. – Мн.: Выш. шк., 1986. – 208 с., ил.
5. Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Системы управления и ходовая часть: Учеб. пособие для вузов / А.И. Гришкевич, Д.М. Ломако и др.; Под ред. А.И. Гришкевича. – Мн.: Выш. шк., 1987. – 200 с.; ил.
6. 5. Гольд Б. В. Конструирование и расчет автомобиля: Ученик для вузов. Узд. 2-е перераб. и доп. – М., Машгиз, 1962. – 464 с., ил.
7. Армейские автомобили. Конструкция и расчет. Часть II / Запрягаев М.М., Крылов Л.К., Магидович Е.И., Щукин М.М. – М.: Воениздат, 1970. – 480 с.

Рецензенти:

Герасимов Сергій Вікторович, заступник начальника кафедри Харківського національного університету Повітряних Сил імені Івана Кожедуба, доктор технічних наук, старший науковий співробітник.

Забула Олег Євгенович, доцент кафедри Національної академії Національної гвардії України, кандидат технічних наук, доцент.

Стаття надійшла до редакції 15.03.2019