

УДК 629.3.083.7

С.П. Мазін, О.С. Мазін, В.М. Франков, О.В. Пархомчук

Національна академія Національної Гвардії України, Харків

ДОСЛІДЖЕННЯ МОЖЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНИХ ПІДСИЛЮВАЧІВ КЕРМОВОГО ПРИВОДУ НА ВІЙСЬКОВИХ АВТОМОБІЛЯХ

Наведено аналіз конструктивних схем електромеханічних підсилювачів кермового приводу і існуючих методик розрахунку конструктивних параметрів кермових керувань. Приведено вдосконалену методику розрахунку основних конструктивних параметрів електромеханічних підсилювачів військових автомобілів.

Ключові слова: автомобіль, електромеханічний підсилювач, кермовий привід, потужність.

Вступ

Постановка проблеми. Військові автомобілі в своїй більшості є повнопривідним і мають суттєві витрати пального в порівнянні зі звичайними. Тому пошук шляхів покращення їх паливної економічності можна вважати актуальним.

На військових автомобілях збройних сил України використовуються виключно гідравлічні підсилювачі кермового приводу.

В той же час у сучасних автомобілів знаходиться все більше поширення використання електромеханічних підсилювачів кермового приводу [1].

Основні переваги електромеханічного підсилювача в порівнянні з гідравлічним полягають в самій відсутності гідравлічної системи. Ці переваги полягають в наступному:

- виключені звичайні для гідросистем такі складові, як насос, шланги, бачок, фільтри, силовий циліндр, гідравлічна рідина, клапани керування;
- розміри електромеханічних підсилювачів значно менші в порівнянні з гідравлічними;
- знижена шумність.

Всі силові компоненти розташовані в кермовому механізмі і діють безпосередньо на його деталі.

Витрати енергії на привід електромеханічного підсилювача суттєво нижчі, чим на привід гідропідсилювача. Це пояснюється більш високим ККД, а також його включенням тільки за наявності в його потребі, в той час як гідропідсилювач потребує постійного прокачування гідравлічної рідини, навіть на нерухомому автомобілі, при працюючому двигуні. Тому електромеханічний підсилювач дозволяє знизити витрату пального.

Висока інформативність кермового керування при різних умовах руху досягається в результаті:

- активного самовстановлення керуємих коліс в середнє положення;
- безпосередньої, але плавної реакції підсилювача на дії водія;

– суттєвого послаблення зусиль котрі передаються на кермове колесо при русі по нерівній дорозі.

Основна проблема в питаннях стосовно електромеханічних підсилювачів військових автомобілів полягає в відсутності методик розрахунку основних параметрів, котрі дають змогу визначити потужність електродвигуна підсилювача.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Конструюванню і розрахункам підсилювачів кермового приводу вантажних автомобілів присвячено певну літературу [1–4].

Найбільш розповсюджені схеми електромеханічних підсилювачів кермового приводу приведено на рис. 1–2.

Схема на рис. 1 базується на використанні рейкового кермового механізму і черв'ячного редуктора, котрий приводиться в дію електричним мотором.

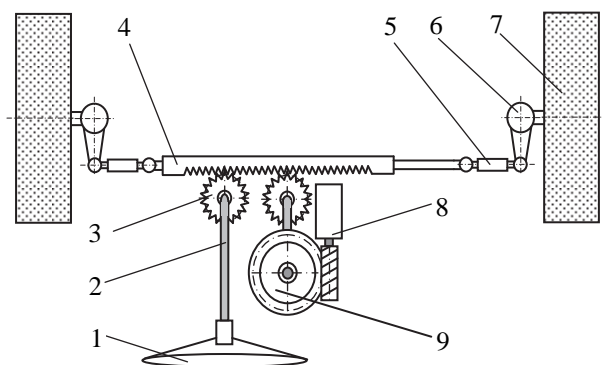


Рис. 1. Схема електромеханічного підсилювача:
1 – кермове колесо; 2 – торсіонний вал; 3 – зубчасте колесо; 4 – зубчаста рейка; 5 – кермова тяга;
6 – поворотна цапфа; 7 – керуєме колесо;
8 – електричний мотор; 9 – черв'ячний редуктор

Електромеханічний підсилювач працює наступним чином. Водій прикладає зусилля до кермового колеса 1, котре через торсіонний вал 2 передається на зубчасте колесо 3. Зубчасте колесо 3, перетворює обертовий рух кермового колеса у поступальний рух рейки 4. Зусилля від рейки 4

через кермову тягу 5 передається на поворотну цапфу 6 колеса 7 що керується.

Коли зусилля на кермовому колесі 1 перевищує допустиме для людини, торсіонний вал 2 закручується на певний кут, при якому спрацьовує датчик включення електричного мотору 8. Обертний момент від мотору 8 збільшується черв'ячним редуктором 9 і через зубчасту шестерню черв'ячного редуктора відповідно збільшується зусилля рейки що діє на поворотні цапфи коліс котрі керуються.

Схема на рис. 2 відрізняється від схеми на рис. 1, тим що черв'ячний редуктор 9 встановлено на кінці торсіонного валу 2 кермового механізму, при цьому кермовий механізм може бути любой конструкції. В випадку схеми на рис. 2 габаритні розміри черв'ячного редуктора будуть суттєво меншими.

Використання тієї чи іншої схеми залежить від загального компонування автомобіля в цілому. Схему на рис. 1 краще використовувати на більш важких автомобілях.

Існують також конструктивні схеми електро-механічних підсилювачів котрі базуються на використанні гвинтової передачі у сполученні з кульковою гайкою, при цьому кулькова гайка обертається електродвигуном через зубчасту пасову передачу. В цьому випадку зубчаста рейка і гвинт виконані у вигляді однієї деталі.

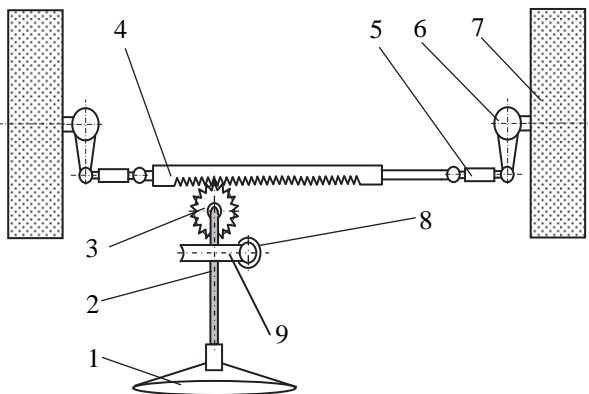


Рис. 2. Схема електромеханічного підсилювача:
1 – кермове колесо; 2 – торсіонний вал; 3 – зубчасте колесо; 4 – зубчаста рейка; 5 – кермова тяга;
6 – поворотна цапфа; 7 – керуєме колесо;
8 – електричний мотор; 9 – черв'ячний редуктор

Основними розрахунковими показниками є момент котрий витрачається на поворот коліс що керуються, а також зусилля, котре необхідно прикласти до кермового колеса [3]. Цей момент складається з моменту опору коченню, моменту опору при ковзанні відбитку шини по поверхні дороги і моменту опору, котрий визвано стабілізацією коліс що керуються (останній можна не враховувати, вважаючи на відносно незначній його величині).

Вважаючи на те що на передній вісі два колеса що керуються, момент на цапфі, котру пов'язано з

подовжньою кермовою тягою визначається з формули [3]

$$M_{ц} = \frac{2G_k \cdot (f \cdot a + 0,14 \cdot \varphi \cdot r)}{\eta_1}, \text{Н} \cdot \text{м}, \quad (1)$$

де G_k – сила ваги автомобіля що діє на переднє колесо, Н;

f – коефіцієнт опору коченню (рекомендується приймати 0,015);

a – плече обкатки (для вантажних автомобілів $a=60-100$ мм);

φ – коефіцієнт зчеплення (рекомендується приймати 0,85);

r – вільний радіус колеса, м;

η_1 – ККД, що враховує втрати на тертя в поворотних цапфах, і шарнірах кермового приводу.

Зусилля, котре необхідно прикласти до кермового колеса визначається з формули [3]

$$P_{rmax} = \frac{M_{ц}}{R \cdot i_{\omega}' \cdot i_{\omega}'' \cdot \eta_{п}}, \text{Н}, \quad (2)$$

де $M_{ц}$ – момент на цапфі, Н·м;

R – радіус кермового колеса, М;

i_{ω}' – передаточне число кермового механізму;

i_{ω}'' – передаточне число кермового привода;

$\eta_{п}$ – прямий ККД кермового механізму (при передачі зусилля від кермового колеса до сошки).

При розрахунках підсилювачів кермового привода необхідно вважати наступне:

– радіус кермового колеса коливається від 190 (легкові автомобілі) до 275 мм (вантажні автомобілі);

– добра маневреність автомобіля забезпечується коли поворот коліс що керуються на повний кут відбувається за 1,0–1,75 (але не більше 2,0) обертів кермового колеса в кожен сторону від середнього положення, що відповідає прямолінійному руху;

– зусилля котре водій прикладає до кермового колеса для легкових автомобілів складає 40–70 Н, для вантажних 150–200 Н;

– максимальна коротко часова швидкість обертання кермового колеса складає 0,5–1,0 об/с (30–60 об/хв.) [4].

Аналіз наукової літератури показав, що при визначенні конструктивних параметрів гідравлічних підсилювачів кермового приводу, показникам максимальної потужності двигуна, котра потрібна для роботи гідроприводу не приділялось особливої уваги. Тобто скільки потрібно стільки і відведемо від ДВЗ (двигун внутрішнього згорання).

У випадку з електромеханічними підсилювачами справа обстоїть дещо інакше, так як не відомо чи зможе система електропостачання забезпечити постійну роботу підсилювача. Тому, на наш погляд, одним з основних питань в проектуванні електромеханічного підсилювача керма є

ханічних підсилювачів – є значення потужності електродвигуна і визначення шляхів її забезпечення.

Мета статті - розробка методики розрахунку основних конструктивних параметрів електромеханічних підсилювачів військових автомобілів, котра дає можливість визначення потужності електродвигуна підсилювача.

Приведені відомості, щодо розрахунків основних конструктивних показників підсилювачів кермового приводу доцільно прийняти за базові для методики розрахунку основних конструктивних параметрів електромеханічних підсилювачів.

Виклад основного матеріалу

Потужність електродвигуна електромеханічного підсилювача кермового приводу $N_{ед}$ пропонується визначати з формули

$$N_{ед} = \frac{M_{ц} \cdot \omega_{ц}}{1}, \text{ Вт}, \quad (3)$$

де $M_{ц}$ – момент на цапфі, Н·м;

$\omega_{ц}$ – кутова швидкість поворотної цапфи, c^{-1} ;

$\eta_{кп}$ – ККД кермового приводу.

Кутова швидкість поворотної цапфи визначається з формули

$$\omega_{ц} = \frac{\omega_{кк}}{i_{кк}}, \quad (4)$$

де $\omega_{кк}$ – кутова швидкість кермового колеса, c^{-1} ;

$i_{кк}$ – передаточне число кермового керування.

$$i_{кк} = \frac{\alpha_{кк}}{\alpha_{ц}}, \quad (5)$$

де $\alpha_{кк}$ – повний кут повертання кермового колеса, град;

$\alpha_{ц}$ – повний кут повертання поворотної цапфи, град.

Повний кут повертання кермового колеса $\alpha_{кк}$ знаходиться в межах 2–4 оберти з одного крайнього положення в друге, тобто 720° – 1440° .

Повний кут повертання поворотної цапфи $\alpha_{ц}$ можна прийняти 60° .

Тоді мінімальне значення передаточного числа кермового керування буде дорівнювати

$$i_{кк \min} = \frac{\alpha_{кк \min}}{\alpha_{ц}} = \frac{720}{60} = 12.$$

Максимальне значення передаточного числа кермового керування буде дорівнювати

$$i_{кк \max} = \frac{\alpha_{кк \max}}{\alpha_{ц}} = \frac{1440}{60} = 24.$$

Кутова швидкість кермового колеса $\omega_{кк}$ визначається з формули

$$\omega_{кк} = \frac{\pi \cdot n_{кк}}{30}, \quad (6)$$

де $n_{кк}$ – частота обертання кермового колеса (30–60 об/хв.)

Мінімальне значення кутової швидкості кермового колеса буде дорівнювати

$$\omega_{кк \min} = \frac{3,14 \cdot 30}{30} = 3,14 c^{-1}.$$

Максимальне значення кутової швидкості кермового колеса буде дорівнювати

$$\omega_{кк \max} = \frac{3,14 \cdot 60}{30} = 6,28 c^{-1}.$$

Мінімальне значення кутової швидкості поворотної цапфи буде дорівнювати

$$\omega_{ц \min} = \frac{\omega_{кк \min}}{i_{кк \max}} = \frac{3,14}{24} = 0,13 c^{-1}.$$

Максимальне значення кутової швидкості поворотної цапфи буде дорівнювати

$$\omega_{ц \max} = \frac{\omega_{кк \max}}{i_{кк \min}} = \frac{6,28}{12} = 0,523 c^{-1}.$$

Виходячи з вище викладеного маємо таку формулу потужності електродвигуна електромеханічного підсилювача кермового приводу

$$N_{ед} = \frac{2G_{к} \cdot (f \cdot a + 0,14 \cdot \phi \cdot r)}{\eta_{п}} \cdot \omega_{ц}, \text{ Вт}. \quad (7)$$

В якості прикладу визначимо значення мінімальної і максимальної потужності електродвигуна електромеханічного підсилювача кермового приводу для автомобіля КрАЗ – 5233ВЕ.

Мінімальна потужність визначається з наступної формули

$$N_{едКрАЗ \min} = \frac{2 \cdot 35770 \cdot (0,015 \cdot 0,08 + 0,14 \cdot 0,85 \cdot 0,585)}{0,9} \times 0,13 = 735,8 \text{ Вт}.$$

Максимальна потужність визначається з наступної формули

$$N_{едКрАЗ \max} = \frac{2 \cdot 35770 \cdot (0,015 \cdot 0,08 + 0,14 \cdot 0,85 \cdot 0,585)}{0,9} \times 0,523 = 2960 \text{ Вт}.$$

Таким чином для реалізації ідеї використання електромеханічного підсилювача кермового приводу для автомобіля КрАЗ – 5233ВЕ потужність генератора необхідно збільшити мінімум на 735,8 Вт, а максимум на 2960 Вт.

Висновки

1. Приведені конструктивні схеми і розрахунки свідчать про можливість використання електромеханічного підсилювача кермового приводу для автомобіля КрАЗ – 5233ВЕ.

ханічних підсилювачів кермового приводу на військових автомобілях.

2. Електромеханічні підсилювачі кермового приводу не слід розглядати як альтернативу гідравлічним.

3. Доцільність використання електромеханічних підсилювачів слід розглядати при розробці нових автомобілів і не в якому разі при їх модернізації.

4. Найбільш доцільно використовувати електромеханічні підсилювачі на гібридних автомобілях.

Список літератури

1. Конструкция и строение автомобиля [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://autoustroistvo.ru/sistemi-upravleniya/eur/>.

2. Антонов А.С. Армейские автомобили. Конструкция и расчет. Часть первая Воениздат / А.С. Антонов. – М., 1970.

3. Гольд Б.В. Конструирование и расчет автомобиля: учебн. для вузов / Б.В. Гольд. Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Машигиз, 1962. – 464 с. с ил.

4. Бухарин Н.А. Автомобили / Н.А. Бухарин, В.С. Прозоров, М.М. Щукин. – М.-Л.: Изд. Машиностроение, 1965. – 484 с.

Надійшла до редколегії 3.02.2017

Рецензент: д-р техн. наук, ст. наук, співробітник К.В. Коритченко, факультет військової підготовки НТУ "ХПІ", Харків.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ УСИЛИТЕЛЕЙ РУЛЕВОГО ПРИВОДА НА ВОЕННЫХ АВТОМОБИЛЯХ

С.П. Мазин, А.С. Мазин, В.Н. Франков, А.В. Пархомчук

Приведен анализ конструктивных схем электромеханических усилителей рулевого привода и существующих методик расчета конструктивных параметров рулевых управлений. Приведены усовершенствованную методику расчета основных конструктивных параметров электромеханических усилителей военных автомобилей.

Ключевые слова: автомобиль, электромеханический усилитель, рулевой привод, мощность.

RESEARCH OF POSSIBILITY OF THE USE OF ELECTROMECHANICS STRENGTHENERS OF STEERING DRIVE ON MILITARY VEHICLE

S. Mazin, A. Mazin, V. Frankov, A. Parkhomchuk

The analysis of the constructive scheme of the Electromechanical steering power and the existing methods of calculation of constructive parameters of steering controls were made. The improved methodology for calculating the basic design parameters of the Electromechanical amplifiers of military vehicles were given.

Keywords: automobile, electronic power, steering, power.