

**ПІДВИЩЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ФУНКЦІОНУВАННЯ
ВИСОКОМОМЕНТНОГО ГІДРОМОТОРА ДЛЯ ПРИВОДУ
МЕХАНІЗМІВ МАШИН**

Ремарчук М.П., д.т.н., доцент, Чмуж Я.В., інж.

(Харківський національний автомобільно-дорожній університет)

Овсянніков С.І., к.т.н., доцент, Рижков Ю.В. к.т.н.

*(Харківський національний технічний університет сільського господарства
ім. П. Василенка)*

Теоретично обґрунтований рівень підвищення величини крутного моменту гідромотора за рахунок удосконалення схеми з'єднання робочих порожнин силових гідроциліндрів з заданими вхідними показниками і величиною переміщення штока.

Постановка проблеми. Відомо, що для забезпечення значного по величині крутного моменту при низькій частоті обертання вихідного валу механізму використовують високообертовий гідромотор зі спеціально створеним редуктором. Разом з тим, редуктор призводить до зменшення ефективності роботи всієї створеної системи і ускладнює її конструкцію. Ефективність роботи низькооберткових високомоментних гідравлічних двигунів для приводу механізмів сільськогосподарських, землерийних, підйомно-транспортних та комунальних машин залежить, в першу чергу, від конструктивних особливостей самого гідромотора. Розробка високомоментних низькооберткових гідромоторів на базі силових гідроциліндрів значно спрощує конструкцію створеного механізму, підвищує надійність його роботи за рахунок зменшення кількості складових частин, що його утворюють [1, 2].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідженнями встановлено, що для ефективної роботи високомоментного низькообертового гідромотора, створеного на базі силових гідроциліндрів, необхідно забезпечити співвідношення між діаметром штока до діаметру поршня на рівні 0,707. Виконання гідроциліндрів с таким співвідношенням діаметра штока до діаметра поршня дозволяє при підключенні до насоса порожнин гідроциліндра по диференціальній схемі отримати прямий напрямок руху штока і при підключенні штокової порожнини гідроциліндра до насоса отримати зворотний напрямок руху штока з практично однаковими зусиллями на штоку гідроциліндра. Виконання вище наведених умов призводить до використання робочих поверхонь гідроциліндра лише на 50 % [3].

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є підвищення крутного моменту високомоментного низькообертового гідромотора для приводу механізмів машин. Для реалізації поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- визначити теоретично величину крутного моменту високомоментного низькообертового гідромотора за один оберт, створеного на базі трьох силових гідроциліндрів для заданих вхідних показників і заданої величини переміщення штока;

- обґрунтувати величину підвищення крутного моменту високомоментного низькообертового гідромотора при збільшенні кількості силових гідроциліндрів і удосконалення схеми з'єднання їх робочих порожнин в порівнянні з відомим конструктивним рішенням гідромотора;

- обґрунтувати рівень підвищення крутного моменту високомоментного низькообертового гідромотора за рахунок зміни співвідношення діаметра штока до діаметра поршня силового гідроциліндра від значення величини 0,707 до 0,3.

Рішення задачі. З'єднання штокової та без штокової порожнин гідроциліндрів до гідронасоса [3] створює умови для виконання прямого напрямку руху штока гідроциліндра та з'єднання штокової порожнини з насосом – для виконання зворотного напрямку руху штока, за рахунок чого

забезпечується рівність зусиль при дотриманні співвідношення діаметра штока до діаметра поршня на рівні 0,707.

Гідромотор у вигляді моделі створеної при використанні трьох силових циліндрів і при співвідношенні діаметра штока до діаметра поршня, що складає величину 0,707, показано на рис. 1.

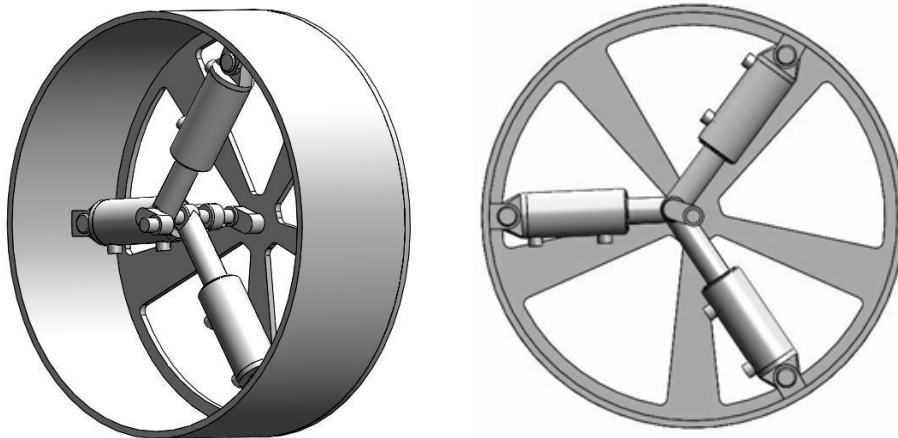


Рис. 1. Гідромотор у вигляді моделі, яка створена на базі трьох силових циліндрів при співвідношенні діаметра штока до діаметра поршня 0,707

Крутний момент $M_{крз}$ на валу гідромотора, для конструкції наведеної на рис. 1, визначається за формулою

$$M_{крз} = 0,5 \cdot D^2 \cdot (1 - \varepsilon^2) \cdot P \cdot r \cdot z \cdot k, \quad (1)$$

де D – внутрішній діаметр циліндра, мм; P – тиск на вході гідроциліндрів, МПа; r – радіус кривошипа, мм; ε – відношення діаметрів штока до діаметра поршня силового циліндра; z – кількість силових циліндрів, що утворюють гідромотор; k – кратність дії робочої камери гідроциліндра.

Для створеної конструкції гідромотора кратність дії робочої камери гідроциліндра складає величину два.

Застосування зустрічного з'єднання штоків силових гідроциліндрів в складі гідромотора підвищує його крутний момент [4]. Згідно умов надійності роботи гідромотора з зустрічним з'єднанням штоків силових циліндрів можливо зменшити величину відношення діаметра штока до діаметра поршня з 0,707 до 0,3, що дозволяє при незмінних розмірах поршня силових циліндрів

теж підвищити крутний момент. Для визначення величини підвищення крутного моменту необхідно виконати додаткові дослідження. Гідромотор у вигляді моделі створеної при застосуванні зустрічного з'єднання штоків силових циліндрів і при виконанні різних величин співвідношення діаметра штока до діаметра поршня, показано на рис. 2.

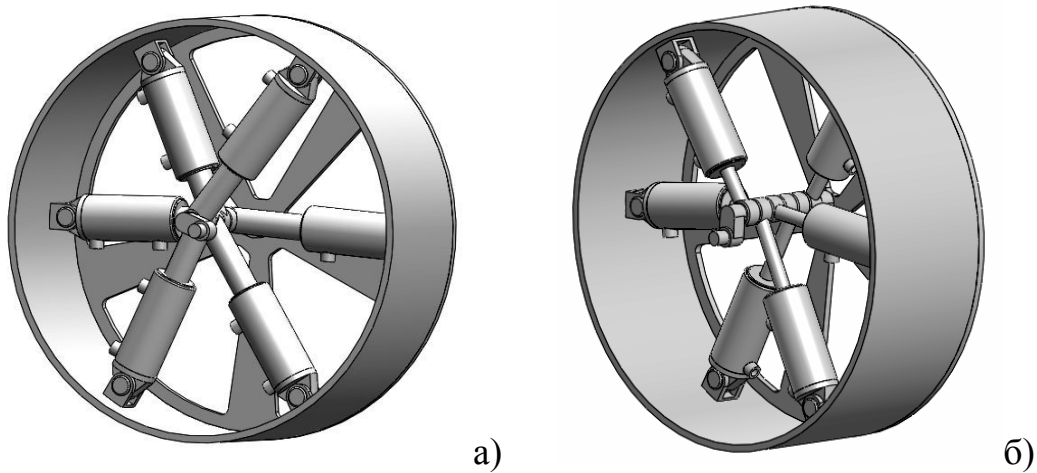


Рис. 2. Моделі гідромоторів створених з зустрічним з'єднанням штоків циліндрів при співвідношенні діаметра штока до діаметра поршня:

а) – 0,707; б) – 0,3

Для конструкції гідромотора, наведеної на рис. 2, кратність дії робочої камери гідроциліндра теж складає величину два. Величина крутного моменту $M_{кр6}$ для гідромотора з зустрічним з'єднанням силових циліндрів визначається за формулою

$$M_{кр6} = 0,5 \cdot D^2 \cdot (2 - \varepsilon^2) \cdot P \cdot r \cdot z_p \cdot k, \quad (2)$$

де z_p – кількість зустрічних (парних) з'єднань штоків силових гідроциліндрів в складі гідромотора.

Для порівняння ефективності гідромоторів (див. рис. 1 і 2), створених з різною кількістю силових гідроциліндрів, приймемо однаковими параметрами, а саме, діаметр штока, внутрішній діаметр циліндра, радіус кривошипа і тиск рідини на вході в гідроциліндри.

Підвищення крутних моментів гідромоторів, створених з використанням шести силових гідроциліндрів Δ_1 , і Δ_2 , які шарнірно з'єднані штоками

назустріч один до одного в три групи попарно, а їх різнойменні порожнини (поршнева першого, а штокова другого гідроциліндра) виконані з гідравлічним з'єднанням між собою і насосом, завдяки чого забезпечується прямий і зворотний напрямки руху штоків при співвідношенні діаметра штока до діаметра поршня зі значеннями 0,707 і 0,3 в порівнянні з гідромотором, виконаним з трьома силовими циліндрами при співвідношенні діаметра штока до діаметра поршня зі значенням 0,707 визначається за формулами, на підставі яких встановлено:

$$\Delta_1 = M_{\text{кр } 6-0,707} / M_{\text{кр } 3-0,707} = (2-\varepsilon^2) / (1-\varepsilon^2) = (2-0,707^2) / (1-0,707^2) = 3, \quad (3)$$

$$\Delta_2 = M_{\text{кр } 6-0,3} / M_{\text{кр } 3-0,707} = (2-\varepsilon^2) / (1-\varepsilon^2) = (2-0,3^2) / (1-0,707^2) = 3,82, \quad (4)$$

де $M_{\text{кр } 6-0,707}$, $M_{\text{кр } 6-0,3}$ – крутний момент для гідромоторів, виконаних при застосуванні шести гідроциліндрів, у яких співвідношення діаметра штока до діаметра поршня складає 0,707 і 0,3, відповідно; $M_{\text{кр } 3-0,707}$ – крутний момент для гідромотора, виконаного при застосуванні трьох гідроциліндрів, у яких співвідношення діаметра штока до діаметра поршня складає 0,707.

Величина підвищення крутного моменту гідромотора Δ_3 , створеного з використанням шести силових гідроциліндрів, у яких співвідношення діаметра штока до діаметра поршня складає $\varepsilon_{0,707} = 0,707$ і зменшується до $\varepsilon_{0,3} = 0,3$ розраховується за формулою

$$\Delta_3 = M_{\text{кр } 6-0,3} / M_{\text{кр } 6-0,707} = (2-\varepsilon_{0,3}^2) / (2-\varepsilon_{0,707}^2) = (2-0,3^2) / (2-0,707^2) = 1,28 \quad (5)$$

Аналіз отриманих результатів реалізації крутного моменту високомоментними гідромоторами показав, що при збільшенні кількості силових гідроциліндрів в 2 рази, тобто з трьох до шести крутний момент у такого гідромотора зростає від 3 до 3,82 рази. Зменшення співвідношення діаметра штока до діаметра поршня для гідромотора створеного з використанням шести гідроциліндрів дозволяє підвищити крутний момент при незмінних габаритних розмірах силових циліндрів в 1,28 рази.

Висновки. Гідромотори, в склад яких входять шість гідроциліндрів при порівнянні з гідромотором, в склад якого входять три гідроциліндри,

дозволяють при тих же зовнішніх габаритних розмірах підвищити функціональні показники механізмів приводу різних за призначенням машин.

Список літератури

1. Пат. 74601 Україна, МКВ Е 21 С 29/02; Е 21С31/00, В 65 G 23/04. Гідромеханічний привід гірничої машини. / М.П. Ремарчук, І.Г. Кириченко, А.П. Нестеров, Г.В. Висоцький, А.В. Леусенко, О.С. Гуленко (Україна); - №2003065556; заявл. 17.06.2003, опубл. 16.01.2006, Бюл. № 1. – 5 с.
2. Висоцький Г.В. Перетворення поступального руху штока гідроциліндра в обертовий рух валу / Г.В. Висоцький, М.П. Ремарчук// Науковий вісник будівництва, Вип. 30. – Харків: ХДТУБА. – 2005.– С. 160–166.
3. Ремарчук М.П. Зниження енерговитрат в механізмах переміщення мобільних машин / М.П. Ремарчук // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. №5/1 (17). – Харьков: Технологический центр. – 2005. – С. 39–47.
4. Ремарчук М.П. Удосконалення схеми підключення силових гідроциліндрів в складі високомоментних гідромоторів / М.П. Ремарчук, Я.В Чмуж, Овсянніков С.І. // Науковий вісник будівництва, Вип. 58. – Харків: ХДТУБА. 2010. – С. 147-151.

Аннотація

ПОВЫШЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ВЫСОКОМОМЕНТНОГО ГИДРОМОТОРА ДЛЯ ПРИВОДА МЕХАНИЗМОВ МАШИН

Ремарчук Н.П., Чмуж Я.В., Овсянніков С.І., Рыжков Ю.В.

Теоретически обоснован уровень повышения величины крутящего момента гидромотора за счет усовершенствования гидравлической схемы соединения рабочих полостей силовых гидроцилиндров с заданными входными показателями и величиной перемещения штока.

Abstract

IMPROVEMENT OF OPERATION HIGH TORQUE HYDRAULIC MOTORS FOR MACHINES OF MECHANISMS

Remarchuk M.P., Chmuzh Y.V., Ovsyannikov S.I., Ryzhkov Y.V.

Theoretically has justified a level of increasing magnitude hydraulic motor at the expense of improvement hydraulic scheme of combination the working cavities of the power cylinders with the given input parameters and the magnitude of movement of the rod.