



УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **50465** (13) **U**
(51) МПК (2009)
F01L 9/00МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ
І НАУКИ УКРАЇНИДЕРЖАВНИЙ ДЕПАРТАМЕНТ
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ**ОПИС**
ДО ПАТЕНТУ
НА КОРИСНУ МОДЕЛЬвидається під
відповідальність
власника
патенту**(54) ГІДРАВЛІЧНИЙ ПРИВІД КЛАПАНІВ**

1

2

(21) u200912979**(22)** 14.12.2009**(24)** 10.06.2010**(46)** 10.06.2010, Бюл.№ 11, 2010 р.**(72)** КРАЙНЮК ОЛЕКСАНДР ІВАНОВИЧ, КРАЙНЮК АНДРІЙ ОЛЕКСАНДРОВИЧ**(73)** СХІДНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ІМЕНІ ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ**(57)** Гідравлічний привід клапанів, який містить гідроциліндр із робочою порожниною і плунжером,

буферний поршень з пружиною, а також керуючу і підживлюючу магістралі, який **відрізняється** тим, що буферний поршень розміщено безпосередньо у робочій порожнині гідроциліндра, поділяючи її на два об'єми, перший з яких, з боку плунжера, підключено до керуючої магістралі, а другий, що містить взаємодіючу з буферним поршнем пружину, підключено до підживлюючої магістралі.

Корисна модель відноситься до галузі двигунобудування і може бути використана у механізмах газорозподілу поршневих машин.

Відомо механізм газорозподілу двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) з гідроприводом, у якому керування газорозподільними клапанами здійснюється за допомогою золотникового розподільника, який періодично сполучає відповідні порожнини виконавчого гідроциліндра з акумуляторною системою (див. Патент Японії №49-17965, МПК 51С6, опубл. 7.05.1974).

Недоліком відомого пристрою є низький ККД гідроприводу дросельного типу, у вигляді неоптимального закону зміни рушійної сили по фазовій траєкторії переміщення клапана, внаслідок чого кінетична енергія клапана при його гальмуванні безповоротно розсіюється у тепло.

За прототип обрано гідропривід клапанів об'ємного типу, що містить гідроциліндр із робочою порожниною і плунжером, буферний поршень із пружиною, а також керуючу і підживлюючу магістралі. Буферний поршень розміщений в окремому буферному гідроциліндрі і розділяє останній на два обсяги. Пружина буферного поршня розташована у обсязі, сполученому з робочою порожниною основного гідроциліндра, а магістраль керування підключена до другого обсягу буферного гідроциліндра. Зміною тиску в керуючій магістралі забезпечується регулювання висоти відкриття газорозподільного клапана і фаз газорозподілу у ДВЗ (див. Патенти А №10684, МПК F01L 9/02, опубл. 15.11.2005, Бюл.№11).

Недоліками відомого пристрою є складність і невисока надійність конструкції у виді наявності

прецизійного буферного гідроциліндра. Крім того, гідродинамічні втрати при перетіканні рідини з робочої порожнини основного гідроциліндра у буферний гідроциліндр через сполучний канал спричиняє зниження ККД гідроприводу на високих швидкісних режимах роботи ДВЗ.

До недоліків відомого пристрою варто також віднести порушення ідентичності законів руху клапанів газорозподілу окремих циліндрів ДВЗ у процесі експлуатації і зношування, внаслідок впливу витоків рідини через зовнішню поверхню гідроциліндра на обсяг робочої рідини, що перепускається у буферний гідроциліндр.

В основу корисної моделі поставлене завдання вдосконалення гідравлічного приводу клапанів шляхом того, що буферний поршень розміщено безпосередньо в робочій порожнині гідроциліндра і розділяє її на два обсяги, перший з яких, з боку плунжера, підключений до керуючої магістралі, а другий, що містить взаємодіючу з буферним поршнем пружину, підключено до підживлюючої магістралі, що приведе до спрощення конструкції, підвищення надійності і стабільності роботи гідроциліндра.

Поставлена задача досягається тим, що у гідравлічному приводі клапанів, який містить гідроциліндр із робочою порожниною і плунжером, буферний поршень з пружиною, а також керуючу і підживлюючу магістралі, буферний поршень розміщено безпосередньо у робочій порожнині гідроциліндра, поділяючи її на два обсяги, перший з яких, з боку плунжера, підключено до керуючої магістралі, а другий, що містить взаємодіючу з

(13) **U**
(11) **50465**
(19) **UA**

буферним поршнем пружину, підключено до підживлюючої магістралі.

Завдяки розміщенню буферного поршня безпосередньо в робочій порожнині виконавчого гідроциліндра усувається необхідність у використанні буферного гідроциліндра, що істотно спрощує конструкцію гідроциліндра й підвищує її надійність.

Розподіл робочої порожнини виконавчого гідроциліндра на два обсяги дозволяє виключити гідродинамічні втрати перетікання робочої рідини з робочої порожнини виконавчого гідроциліндра через з'єднувальний канал у буферний обсяг, завдяки чому підвищується ККД гідроприводу.

Підключення одного з обсягів робочої порожнини, з боку плунжера, до керуючої магістралі і другого обсягу до підживильної магістралі дозволить знизити витоки рідини в період активного ходу плунжера по зовнішній (направляючій) поверхні гідроциліндра, оскільки робочий обсяг гідроциліндра роз'єднано за допомогою буферного поршня з перемінним каналом, сполученим підживильною магістраллю через кільцеву проточку на зовнішній поверхні гідроциліндра.

Завдяки цьому підвищується стабільність керування газорозподільними клапанами в процесі експлуатаційного зношування направляючих поверхонь гідроциліндра і забезпечується ідентичність законів руху клапанів різних циліндрів двигуна.

Розміщення пружини, взаємодіючої з буферним поршнем, в обсязі, сполученому з підживильною магістраллю крім функціонального призначення в системі регулювання висоти відкриття клапана дозволить відмовитись від зворотної пружини плунжера (як у прототипа) що, у свою чергу, спрощує конструкцію гідроприводу.

Таким чином, відзначені відмітні ознаки пристрою у своїй сукупності дозволяють реалізувати заявляється ефект.

Сутність корисної моделі пояснюється кресленням, де на фіг. 1 зображено початок переміщення плунжера 4 та фіг.2 початок переміщення клапана 3.

Гідравлічний привід клапанів, містить у нерухливому корпусі 1 гідроциліндр 2 з робочою порожниною, взаємодіючий з газорозподільним клапаном 3, розміщений у ньому плунжер 4, що сприймає через склянку 5 зусилля від кулачка 6 газорозподільного вала, а також буферний поршень 7 з пружиною 8, який поділяє робочу порожнину гідроциліндра 2 на два обсяги, один із яких, з боку плунжера 4 (обсяг А) сполучений за допомогою каналу 9 з керуючою магістраллю 10, а інший (обсяг В) - за допомогою каналу 11 - з підживлюючою магістраллю 12. Гідравлічний привід клапанів працює наступним чином.

У період взаємодії тильної поверхні кулачка 6 зі склянкою 5 плунжер 4 перебуває у своєму верхньому положенні, канал 9 відкритий у обсязі А гідроциліндра встановлюється тиск, рівний тиску робочої рідини в керуючій магістралі 10. Буферний поршень 7 займає деяке проміжне положення, обумовлене рівновагою сил тиску рідини у підживлюючій магістралі 12 і стиснення пружини 8 з од-

ного боку і силою тиску рідини у керуючій магістралі 10 з іншого. Таким чином, положення буферного поршня 7 у період вистою клапана 3 у закритому стані залежить від тиску рідини у керуючій магістралі 10.

При набіганні профілю кулачка 6 на склянку 5 плунжер 4, опускаючись, перекидає канал 9, у результаті чого тиск в обсязі А трохи підвищується і буферний поршень 7, стискаючи пружину 8, переміщується вниз до упору, робоча рідина з обсягу перепускається через канал 11 у підживлюючу магістраль 12. При цьому через невисоку стискальність робочої рідини обсяг А після перекриття плунжером 4 каналу 9 зберігається практично незмінним. Після зупинки буферного поршня 7 у крайнім нижньому положенні перепуск рідини з обсягу В у підживлюючу магістраль 12 припиняється. У цей момент, що визначає початок відкриття газорозподільного клапана 3, рідинний стовп в обсязі А виконує функцію кінематичної ланки, що передає переміщення від плунжера 4 до виконавчого гідроциліндра 2. Закон подальшого руху гідроциліндра 2 і газорозподільного клапана 3 визначається наступною ділянкою профілю кулачка 6, що взаємодіє зі склянкою 5. Після посадки клапана 3 у гніздо і зупинки гідроциліндра 2 у період взаємодії склянки 5 з поверхнею профілю кулачка 6, що збігає, подальший (зворотній) рух плунжера 4 здійснюється під дією сили стиснення пружини 8 і тиску рідини, що надходить у обсяг В з підживлюючої магістралі 12 через канал 11.

При сполученні обсягу А за допомогою каналу 9 з керуючою магістраллю 10 положення буферного поршня 7 у гідроциліндрі 2 визначається умовою рівноваги вищезрозглянутих сил.

Збільшення тиску рідини в керуючій магістралі 10 і обсязі А супроводжується зсувом положення рівноваги буферного поршня 7 у напрямку стиснення пружини 8 і, отже, - збільшенням обсягу рідинного стовпа у обсязі А. У результаті передатна довжина гідроциліндру збільшується, висота підйому і тривалість відкриття клапана 3 газорозподілу зростає. Таким чином, зміною тиску у керуючій магістралі 10 здійснюється регулювання закону руху газорозподільного клапана 3. Оскільки в період активного ходу плунжера 4 обсяг А, що зазнає найбільшого тиску робочої рідини, роз'єднаний з каналами 9 і 11, витоки робочої рідини по зовнішній поверхні гідроциліндра 2 мінімізуються. Завдяки цьому підвищується стабільність керування клапаном 3, знижується вплив експлуатаційного зношування направляючих поверхонь гідроциліндру 2 і корпуса 1 на закон руху клапанів різних циліндрів двигуна.

Запропонований гідропривід клапанів двигуна внутрішнього згоряння дозволить підвищити надійність роботи системи і стабільність роботи механізму газорозподілу, дасть можливість змінювати у широких межах фази газорозподілу і висоту підйому клапана залежно від режиму роботи двигуна. Крім того, застосування запропонованого гідроприводу забезпечить м'яку посадку робочого клапана у гніздо і знизить рівень шуму роботи двигуна.

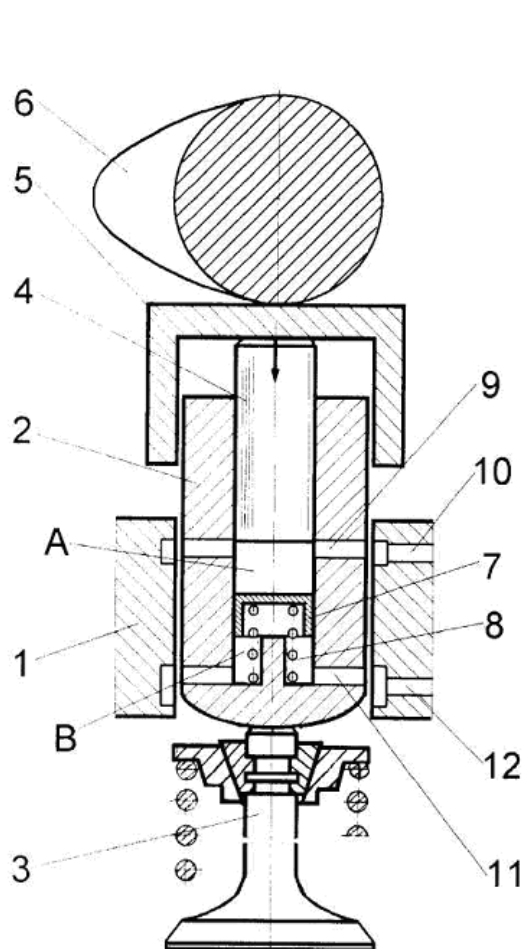


Fig. 1

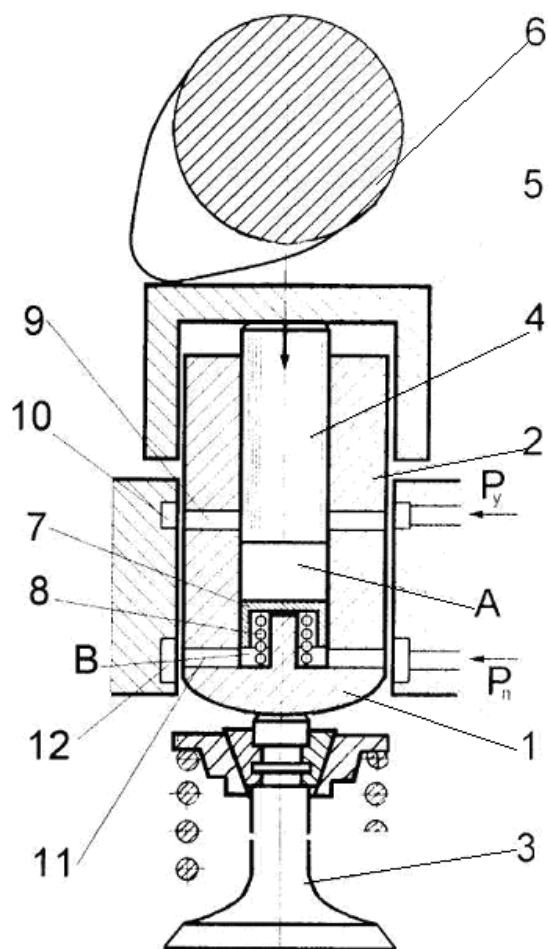


Fig. 2