



УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **95057** (13) **U**
(51) МПК
F15B 13/04 (2006.01)

ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
УКРАЇНИ

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

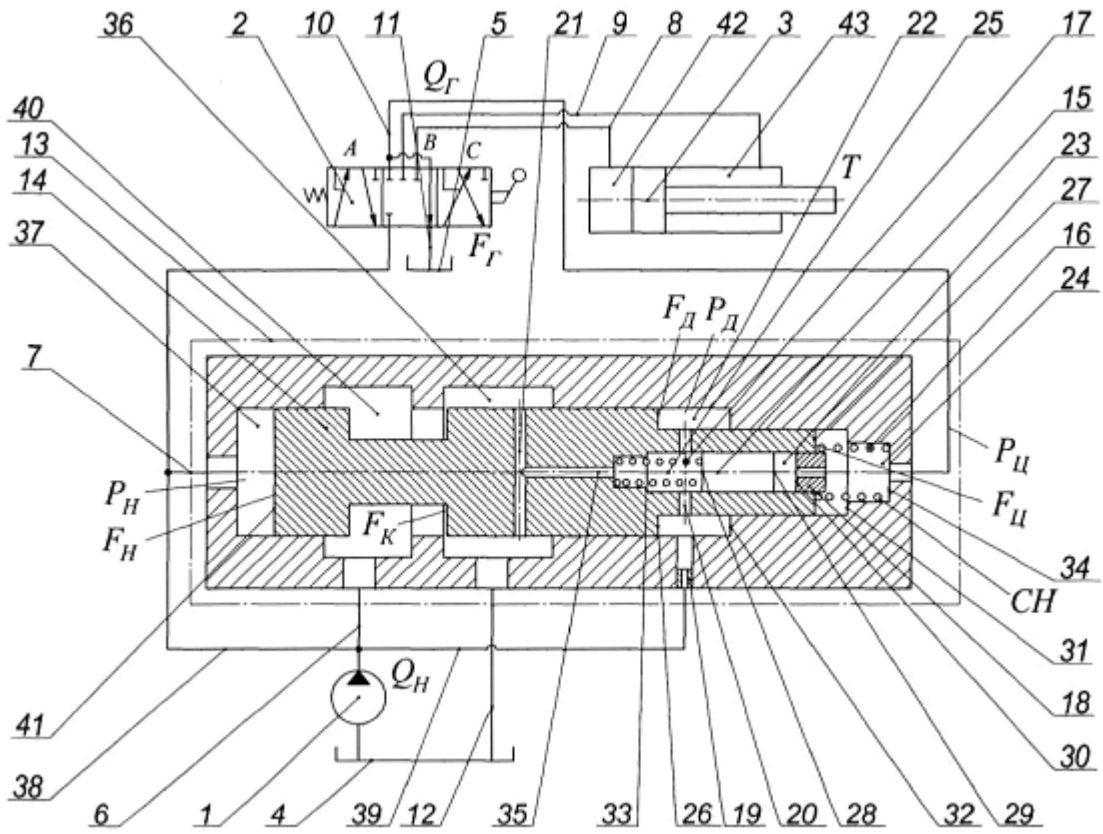
<p>(21) Номер заявки: u 2014 06806</p> <p>(22) Дата подання заявки: 16.06.2014</p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 10.12.2014</p> <p>(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 10.12.2014, Бюл.№ 23</p>	<p>(72) Винахідник(и): Петров Олександр Васильович (UA), Деревенко Ольга Олександрівна (UA), Несімко Олена Сергіївна (UA)</p> <p>(73) Власник(и): ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ, Хмельницьке шосе, 95, м. Вінниця, 21021 (UA)</p>
--	---

(54) ГІДРОПРИВОД, ЧУТЛИВИЙ ДО ЗМІНИ НАВАНТАЖЕННЯ

(57) Реферат:

Гідропривод, чутливий до зміни навантаження містить насос, сполучений лінією нагнітання з клапаном, корпус з пружиною, камеру навантаження золотника, що має правий торець, гідророзподільники, бак, гідроциліндр, камеру навантаження клапана, додатковий торець та хвостовик меншого діаметра. Між основним торцем камери навантаження та золотником виконано додатковий торець камери навантаження, розміщено плунжер, який утворює з золотником камеру управління, обмежену правим торцем та сполучену з камерою навантаження, та пружинну камеру. Пружинна камера сполучена через золотник осьовим каналом з лінією зливу, сумарна провідність радіальних отворів перевищує провідність додаткового дроселя. У корпусі клапана розташовані камера хвостовика та зливна камера, які сполучені між собою за допомогою осьового та радіального каналів, виконаних у золотнику, а допоміжна камера клапана з'єднана за допомогою допоміжного нагнітального каналу через основну лінію нагнітання із насосом.

UA 95057 U



Корисна модель належить до машинобудування і може використовуватись у гідрофікованих мобільних машинах для забезпечення роботи гідродвигунів робочих органів.

Відомий гідропривод (Nam. 4.303.091 США, МПК8 F15B 13/04 Hydraulic control apparatus for load independent flow regulation / Siedfried Hertell, Claus Rirchherr, Horsf Kahl; Barmag Barmer Maschinenfabrik (GER). - Опубл. 01.12.1981, фіг. 1), який складається з насоса та бака, гідроциліндра, гідроліній нагнітання та зливу, гідророзподільника, робочих гідроліній, ліній навантаження, а також клапана. Клапан складається з корпусу та золотника, що має лівий торець і утворює з корпусом робоче вікно. Клапан має камеру навантаження, в якій розміщена пружина, і поршневу камеру, в якій розміщено поршень, що взаємодіє через пружину із золотником.

Недоліком гідроприводу є великі габарити, що зумовлено наявністю клапана з додатковим поршнем, який служить для зменшення попереднього стиснення пружини.

Як найближчий аналог гідропривод для незалежного від навантаження управління витратою (пат. № 43441 UA, м. кл. F15B 13/04, Бюл. № 15, 2009 р.), який включає насос, сполучений лінією нагнітання з клапаном, корпус з пружиною та обмежену торцем камеру навантаження золотника, що має правий торець, що одночасно гідророзподільниками пов'язаний лінією зливу з баком, двома робочими лініями з гідроциліндром та лінією навантаження з камерою навантаження клапана, який поєднаний лінією зливу з баком, з правого боку золотника виконаний додатковий торець та хвостовик меншого діаметра, який утворює з корпусом клапана камеру хвостовика, обмежену правим торцем і сполучену через додатковий дросель з лінією нагнітання, між основним торцем камери навантаження та золотником виконано додатковий торець камери навантаження, в хвостовику розміщено плунжер, який утворює з золотником камеру управління, обмежену правим торцем та сполучену з камерою навантаження, та пружинну камеру, обмежену лівим торцем та з'єднану радіальними отворами з камерою хвостовика, відстань між лівим та правим торцями плунжера менша відстані між правим торцем камери управління та віссю радіальних отворів на величину, не меншу половини діаметра радіальних отворів, але більша відстані між лівим торцем пружинної камери та віссю радіальних отворів на величину, не меншу половини діаметра радіальних отворів, відстань між правим та додатковим торцем золотника більша відстані між додатковим торцем камери навантаження та правим торцем камери хвостовика на величину, не меншу діаметра радіальних отворів, відстань між правим торцем золотника та віссю радіальних отворів більша відстані між додатковим торцем камери навантаження та правим торцем камери хвостовика на величину, не меншу половини діаметра радіальних отворів, пружинна камера сполучена через золотник осьовим каналом з лінією зливу, сумарна провідність радіальних отворів перевищує провідність додаткового дроселя, лінію навантаження сполучено із зливом.

Недоліком найближчого аналога є обмежені функціональні можливості та великі габарити гідроприводу.

В основу корисної моделі поставлена задача створення гідроприводу, чутливого до зміни навантаження, в якому за рахунок введення нових конструктивних елементів та їхнього розташування досягається можливість розширення функціональних можливостей та зменшення габаритів.

Поставлена задача вирішується тим, що гідропривід, чутливий до зміни навантаження, що включає насос, сполучений лінією нагнітання з клапаном, що включає корпус з пружиною, та обмежену торцем камеру навантаження золотника, що має правий торець, що одночасно гідророзподільниками пов'язаний лінією зливу з баком, двома робочими лініями з гідроциліндром та лінією навантаження з камерою навантаження клапана, який поєднаний лінією зливу з баком, з правого боку золотника виконаний додатковий торець та хвостовик меншого діаметра, який утворює з корпусом клапана камеру хвостовика, обмежену правим торцем і сполучену через додатковий дросель з лінією нагнітання, між основним торцем камери навантаження та золотником виконано додатковий торець камери навантаження, в хвостовику розміщено плунжер, який утворює з золотником камеру управління, обмежену правим торцем та сполучену з камерою навантаження, та пружинну камеру, обмежену лівим торцем та з'єднану радіальними отворами з камерою хвостовика, відстань між лівим та правим торцями плунжера менша відстані між правим торцем камери управління та віссю радіальних отворів на величину, не меншу половини діаметра радіальних отворів, але більша відстані між лівим торцем пружинної камери та віссю радіальних отворів на величину, не меншу половини діаметра радіальних отворів, відстань між правим та додатковим торцем золотника більша відстані між додатковим торцем камери навантаження та правим торцем камери хвостовика на величину, не меншу діаметра радіальних отворів, відстань між правим торцем золотника та віссю радіальних отворів більша відстані між додатковим торцем камери навантаження та правим торцем камери

хвостовика на величину, не меншу половини діаметра радіальних отворів, пружинна камера сполучена через золотник осьовим каналом з лінією зливу, сумарна провідність радіальних отворів перевищує провідність додаткового дроселя, лінію навантаження сполучено із зливом, згідно з корисною моделлю, у корпусі клапана розташовані камера хвостовика та зливна камера, які сполучені між собою за допомогою осьового та радіального каналів, виконаних у золотнику, а допоміжна камера клапана з'єднана за допомогою допоміжного нагнітального каналу через основну лінію нагнітання із насосом.

На кресленні наведена схема гідропривода, чутливого до зміни навантаження, який включає насос 1, сполучений лінією нагнітання 6 з клапаном 13, який включає корпус з пружиною 16, та обмежену торцем камеру навантаження 24 золотника 14, що має правий торець 27, що одночасно гідророзподільником пов'язаний лінією зливу 11 з баком 4, двома робочими лініями 8 та 9 з гідроциліндром 2 та лінією навантаження 10 з камерою навантаження 24 клапана 13, який поєднаний лінією зливу 11 з баком 4, з правого боку золотника 14 виконаний додатковий торець 26 та хвостовик меншого діаметра, який утворює з корпусом клапана 13 камеру хвостовика 22, обмежену правим торцем 32 і сполучену через додатковий дросель 19 з лінією нагнітання 6, між основним торцем 34 камери навантаження 24 та золотником 14 виконано додатковий торець 31 камери навантаження 24, в хвостовику розміщено плунжер 15, який утворює з золотником 14 камеру управління 23, обмежену правим торцем 30 та сполучену з камерою навантаження 24, та пружинну камеру 25, обмежену лівим торцем 33 з'єднану з камерою хвостовика 22, відстань між лівим 28 та правим 29 торцями плунжера 15 менша відстані між правим торцем 30 камери управління 23, відстань між правим 27 та додатковим 26 торцем золотника 14 більша відстані між додатковим торцем 31 камери навантаження 24 та правим торцем 32 камери хвостовика 22, відстань між правим торцем 27 золотника 14 більша відстані між додатковим торцем 31 камери навантаження 24 та правим торцем 32 камери хвостовика 22, пружинна камера 25 сполучена через золотник 14 осьовим каналом 35 з лінією зливу 11, сумарна провідність радіальних отворів 21 перевищує провідність додаткового дроселя 19, лінію навантаження 10 сполучено із зливом 11, крім того у корпусі клапана розташовані камера хвостовика 22 та основна камера 40, які сполучені між собою за допомогою осьового 35 та радіального каналів 21, виконаних у золотнику 14, зливна камера 36, золотник 14 має радіальний 21, допоміжний радіальний 20 та осьовий канали 35, а допоміжна камера 37 клапана 13 з'єднана за допомогою допоміжного нагнітального каналу 38 через основну лінію нагнітання 6 із насосом 1.

Гідропривід, чутливий до зміни навантаження, працює таким чином.

В режимі регулювання (наприклад, гідророзподільник 2 знаходиться в позиції С) робоча рідина від насоса 1 надходить до допоміжного нагнітального каналу 38, проходить по лінії нагнітання 6 та допоміжного каналу нагнітання 39. З допоміжного нагнітального каналу 38 та робочої лінії 8 робоча рідина надходить в поршневу камеру 42 гідроциліндра 3, приводячи його до руху. В лінії 8 та лінії нагнітання 6 встановлюється тиск $P_{\text{Ц}}$, величина якого пропорційна величині навантаження T на штоці гідроциліндра 3. Злив робочої рідини від гідроциліндра 3 в бак 5 забезпечується по робочій лінії 9 через гідророзподільник 2 та лінію зливу 11. Одночасно робоча рідина від насоса 1 під тиском $P_{\text{Ц}}$, що визначається навантаженням на штоці гідроциліндра 3 надходить через лінію навантаження 10, через камеру навантаження 24, дросель 18 в камеру управління 23, створюючи там тиск $P_{\text{Ц}}$, переміщує плунжер 15 в крайнє ліве положення, стискаючи пружину 17. При русі справа наліво плунжер 15 перекидає допоміжний радіальний отвір 20, перешкоджаючи можливості течії рідини через додатковий дросель 19 та камеру хвостовика 22. Робоча рідина від насоса 1 надходить по нагнітальному каналу 7 в допоміжну камеру 37 і одночасно через допоміжний нагнітальний канал 39, допоміжний дросель 19 в камеру хвостовика 22. В допоміжній камері 37 та камері хвостовика 22 встановлюється величина тиску $P_{\text{Н}}$ та $P_{\text{Д}}$ відповідно. Але оскільки зливу із допоміжної 37 та камери хвостовика 22 немає, то в величини тиску в цих камерах рівні ($P_{\text{Н}} = P_{\text{Д}}$). Таким чином, при положенні гідророзподільника 2 в позиції С золотник 14 буде знаходитись під дією зусиль, що формуються тиском $P_{\text{Н}}$ (що діє на торець 41 площею $F_{\text{Н}}$), $P_{\text{Д}} = P_{\text{Н}}$ (що діє на додатковий торець 26 площею $F_{\text{Д}}$), $P_{\text{Ц}}$ (що діє на правий торець 27 площею $F_{\text{Ц}}$) та пружиною 16 з жорсткістю C та попереднім стисненням H . Отже, в описаному режимі роботи буде виконуватись рівність:

$$P_{\text{Н}} \cdot F_{\text{Н}} = P_{\text{Д}} \cdot F_{\text{Д}} + P_{\text{Ц}} \cdot F_{\text{Ц}} + C \cdot H \quad (1.1)$$

Оскільки в даному режимі роботи $P_{\text{Н}} = P_{\text{Д}}$, а $F_{\text{Ц}} = F_{\text{Н}} - F_{\text{Д}}$, то золотник 10 буде підтримувати постійним перепад тиску:

$$\Delta P = P_H - P_{\text{Ц}} = C \cdot H \cdot F_{\text{Ц}}, \quad (1.2)$$

на ділянці гідропривода, що включає лінію нагнітання 7 та гідророзподільник 2 (робоче вікно гідророзподільника $F_{\text{Г}}$). При нехтуванні втрат тиску в лінії нагнітання 6 величина витрати, що надходить через робоче вікно гідророзподільника 2 площею $F_{\text{Г}}$ буде визначатись як:

$$Q_{\text{Г}} = \mu \cdot F_{\text{Г}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_H - P_{\text{Ц}})}{\rho}} = \mu \cdot F_{\text{Г}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot C \cdot H}{F_{\text{Ц}} \cdot \rho}}, \quad (1.3)$$

і буде підтримуватись постійною, незалежно від величини навантаження T на штоці гідроциліндра 3. Так, при збільшенні величини навантаження T на штоці гідроциліндра 3 величина тиску $P_{\text{Ц}}$ зростає, перепад тиску $\Delta P = P_H - P_{\text{Ц}}$ зменшується, витрата робочої рідини $Q_{\text{Г}}$ через гідророзподільник 2 до гідроциліндра 3 зменшується, швидкість руху штока гідроциліндра зменшується, а золотник 14 переміщується при цьому справа наліво, зменшуючи величину площі робочого вікна $F_{\text{К}}$ та збільшуючи тим самим величину тиску P_H , таким чином, щоб перепад тиску $\Delta P = P_H - P_{\text{Ц}}$ залишався незмінним, а значить відновилось значення величини $Q_{\text{Г}}$ через гідророзподільник 2 і значення швидкості руху поршня гідроциліндра 3. При зменшенні величини навантаження T на штоці гідроциліндра 3 величина тиску $P_{\text{Ц}}$ зменшується, а значить збільшується перепад тиску $\Delta P = P_H - P_{\text{Ц}}$, при цьому витрата $Q_{\text{Г}}$ через гідророзподільник 2 зростає, а значить збільшиться швидкість руху штока гідроциліндра 3. Під дією тиску P_H та зменшеного тиску $P_{\text{Ц}}$ золотник 14 буде рухатись справа наліво, збільшуючи площу $F_{\text{К}}$ робочого вікна клапана 13 і зменшуючи величину тиску P_H таким чином, що відновиться величина перепаду $\Delta P = P_H - P_{\text{Ц}}$, величина витрати $Q_{\text{Г}}$, що проходить через гідророзподільник 2, а значить відновиться величина швидкості руху штока гідроциліндра 3.

Змінюючи величину $F_{\text{Г}}$ площі робочого вікна гідророзподільника 2, можна змінювати величину витрат $Q_{\text{Г}}$, що надходить до гідроциліндра 3 і визначає швидкість руху поршня, а частина робочої рідини $Q_{\text{КП}} = Q_H - Q_{\text{Г}}$, що не надходить до гідроциліндра 3 буде зливатись через клапан 13 в бак 4 через лінію нагнітання 6 та лінію зливу 12.

При переключенні гідророзподільника 2 в позицію А робочий потік від насоса 1 буде надходити через лінію нагнітання 6, допоміжний нагнітальний канал 38, гідророзподільник 2, робочу лінію 9 в штокову камеру 43 гідроциліндра 3, переміщуючи поршень справа наліво. Злив робочої рідини від гідроциліндра 3 буде забезпечуватись через гідророзподільник 2 та лінію зливу 11. Робота клапана 13 в даному випадку є аналогічною до його роботи при знаходженні гідророзподільника 2 в позиції С. Змінюючи площу $F_{\text{Г}}$, робоче вікно гідророзподільника 2 можна регулювати величину витрати $Q_{\text{Г}}$, що надходить до гідроциліндра 3 і визначає швидкість руху його поршня в напрямку справа наліво. Швидкість руху поршня гідроциліндра також не буде залежати від величини навантаження T . Розглядається випадок, при якому швидкість руху штока і напрям дії навантаження T протилежні за напрямом (зустрічне навантаження).

В режимі перепуску, при переключенні гідророзподільника 2 в позицію В, лінія навантаження 10 через гідророзподільник 2 сполучається із баком 5, під дією пружини 17 плунжер 15 переміщується в крайнє праве положення, сполучаючи додатковий дросель 19 через радіальні отвори 20, пружинну камеру 25, осьовий канал 35 та лінію зливу 12 з баком 4. Робоча рідина від насоса 1 до гідроциліндра 3 через гідророзподільник 2 не надходить, а через допоміжний нагнітальний канал 38 подається до нагнітального каналу 7, де робоча рідина подається до допоміжної камери 37, при цьому переміщуючи золотник 14 вправо, утворюючи робоче вікно площею $F_{\text{К}}$ між поршневою камерою 42 та зливною камерою 36. Тиск $P_{\text{Д}}$ в камері хвостовика 22 буде близький до тиску в баці 4, а тиск $P_{\text{Н}}$ в допоміжній камері 37 буде визначатись із рівняння:

$$P'_{\text{Н}} \cdot F_{\text{Н}} = P_{\text{Д}} \cdot F_{\text{Д}} + P_{\text{Ц}} \cdot F_{\text{Ц}} + C \cdot H \cdot (1.4)$$

Оскільки тиски $P_{\text{Д}}$ та $P_{\text{Ц}}$ незначні по величині, то рівняння може бути записано як:

$$P'_{\text{Н}} \cdot F_{\text{Н}} = C \cdot H, \quad (1.5)$$

або

$$P'_{\text{Н}} = C \cdot H \cdot F_{\text{Н}}. \quad (1.6)$$

Оскільки величина площі $F_H > F_C$, то величина тиску P'_H менша величини тиску P_H . Це означає, що перепуск робочої рідини від насоса 1 в бак 5 в режимі перепуску буде відбуватись при меншому значенні величини тиску P'_H , що зменшить непродуктивні втрати потужності.

5 Таку ж функцію виконує і найближчий аналог, в якому для зменшення величини тиску в режимі перепуску в конструкцію клапана введено допоміжний канал, а для сполучення основної та допоміжної камер введено допоміжний канал, що збільшує габарити гідроприводу та масу клапана та, що збільшує масу клапана і габарити гідроприводу.

ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

10

Гідропривод, чутливий до зміни навантаження, що містить насос, сполучений лінією нагнітання з клапаном, корпус з пружиною та обмежену торцем камеру навантаження золотника, що має правий торець, що одночасно гідророзподільниками пов'язаний лінією зливу з баком, двома робочими лініями з гідроциліндром та лінією навантаження з камерою навантаження клапана, який поєднаний лінією зливу з баком, з правого боку золотника виконаний додатковий торець та хвостовик меншого діаметра, який утворює з корпусом клапана камеру хвостовика, обмежену правим торцем і сполучену через додатковий дросель з лінією нагнітання, між основним торцем камери навантаження та золотником виконано додатковий торець камери навантаження, в хвостовику розміщено плунжер, який утворює з золотником камеру управління, обмежену правим торцем та сполучену з камерою навантаження, та пружинну камеру, обмежену лівим торцем та з'єднану радіальними отворами з камерою хвостовика, відстань між лівим та правим торцями плунжера менша відстані між правим торцем камери управління та віссю радіальних отворів на величину, не меншу половини діаметра радіальних отворів, але більша відстані між лівим торцем пружинної камери та віссю радіальних отворів на величину, не меншу половини діаметра радіальних отворів, відстань між правим та додатковим торцем золотника більша відстані між додатковим торцем камери навантаження та правим торцем камери хвостовика на величину, не меншу діаметра радіальних отворів, відстань між правим торцем золотника та віссю радіальних отворів більша відстані між додатковим торцем камери навантаження та правим торцем камери хвостовика на величину, не меншу половини діаметра радіальних отворів, пружинна камера сполучена через золотник осьовим каналом з лінією зливу, сумарна провідність радіальних отворів перевищує провідність додаткового дроселя, лінію навантаження сполучено із зливом, який **відрізняється** тим, що у корпусі клапана розташовані камера хвостовика та зливна камера, які сполучені між собою за допомогою осьового та радіального каналів, виконаних у золотнику, а допоміжна камера клапана з'єднана за допомогою допоміжного нагнітального каналу через основну лінію нагнітання із насосом.

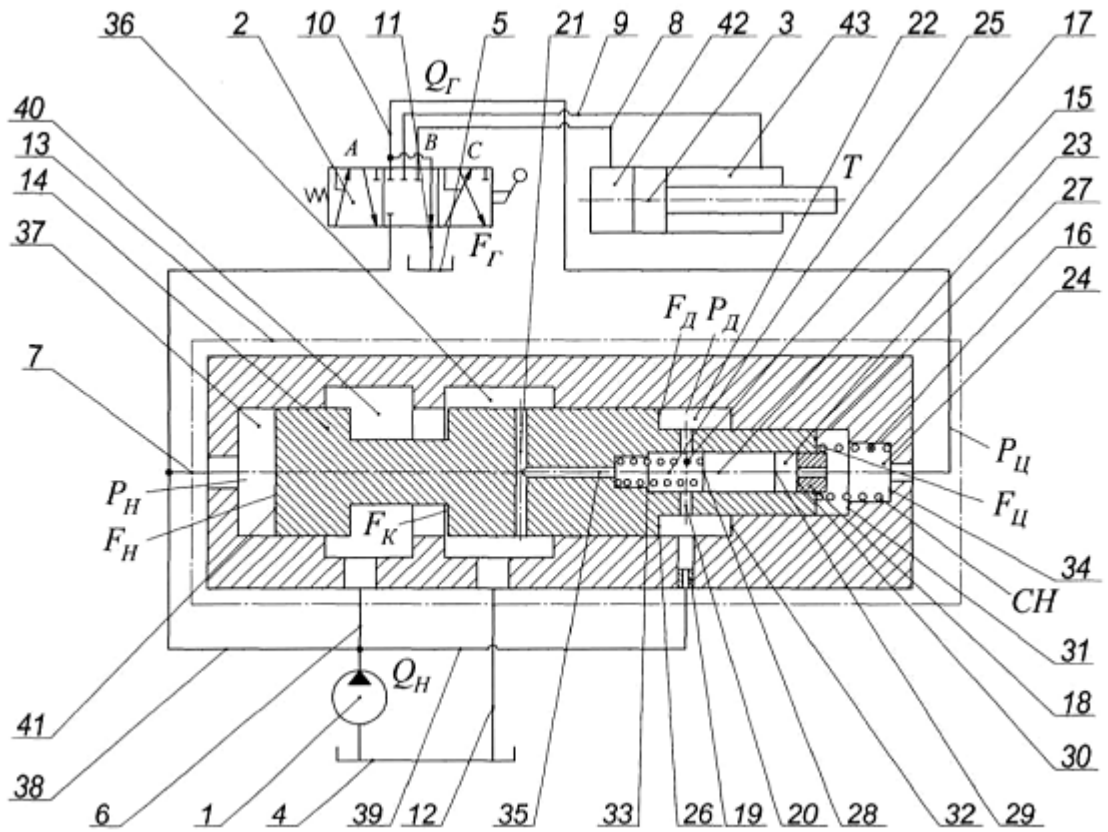
15

20

25

30

35



Комп'ютерна верстка А. Крулевський

Державна служба інтелектуальної власності України, вул. Урицького, 45, м. Київ, МСП, 03680, Україна

ДП "Український інститут промислової власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601