



МІНІСТЕРСТВО
ЕКОНОМІЧНОГО
РОЗВИТКУ І ТОРГІВЛІ
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **116647** (13) **U**
(51) МПК
F15B 13/04 (2006.01)

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2016 13375	(72) Винахідник(и): Петров Олександр Васильович (UA), Подольак Віталій Анатолійович (UA), Семічаснова Наталія Степанівна (UA)
(22) Дата подання заявки: 26.12.2016	(73) Власник(и): ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ, Хмельницьке шосе, 95, м. Вінниця, 21021 (UA)
(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 25.05.2017	
(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 25.05.2017, Бюл.№ 10	

(54) ГІДРОПРИВІД З КЛАПАНОМ, ЧУТЛИВИМ ДО НАВАНТАЖЕННЯ

(57) Реферат:

Гідропривід з клапаном, чутливим до навантаження, 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. Пружинна камера сполучена через золотник осьовим каналом з лінією зливу, сумарна провідність радіальних отворів перевищує провідність додаткового дроселя, лінію навантаження сполучено із зливом. В корпусі клапана розташовані камера хвостовика та зливна камера, які сполучені між собою за допомогою осьового та радіального каналів, виконаних у золотнику. Допоміжна камера клапана з'єднана за допомогою допоміжного нагнітального каналу через основну лінію нагнітання із насосом. Лінія навантаження сполучена із запобіжною лінією, що з'єднана із запобіжним осьовим отвором запобіжного клапана, в якому розміщена кулька, що знаходиться в виточці запобіжного золотника, під нижнім торцем якого знаходиться запобіжна пружина.

UA 116647 U

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

Відомий гідропривід (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 надмірно великі габарити, що зумовлено наявністю клапана з додатковим поршнем, який служить для зменшення попереднього стиснення пружини.

Як прототип вибраний гідропривід, чутливий до змін навантаження (патент України № 95057, МПК F15B 13/04, опубл. 10.12.2014, бюл. № 23), 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. 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.

Недоліком прототипу є низька надійність при екстремальних режимах роботи. Суть даної проблеми полягає у тому, що в результаті можливого екстремального підвищення тиску у гідроприводі він може втратити працездатність, що зумовлено відсутністю на ділянці лінії навантаження запобіжного клапана, який буде налаштований на конкретну величину тиску спрацьовування, таким чином зменшуючи максимальний тиск в гідроприводі.

В основу корисної моделі поставлена задача створення гідроприводу з клапаном, чутливим до навантаження, в якому за рахунок введення нових конструктивних елементів та їх розташування досягається можливість запобігати появам екстремальних значень тиску, що сприяє підвищенню надійності пристрою.

Поставлена задача вирішується тим, що гідропривід з клапаном, чутливим до навантаження, який 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. 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, причому, лінія навантаження сполучена із запобіжною лінією, що з'єднана із запобіжним осьовим отвором запобіжного клапана, в якому розміщена кулька, що знаходиться в виточці запобіжного золотника, під нижнім торцем якого знаходиться запобіжна пружина.

Корисна модель пояснюється кресленням, де зображено схему гідроприводу з клапаном, чутливим до навантаження.

Гідропривід містить насос 1, гідророзподільник 2, гідроциліндр 3 з поршневою 42 та штоковою 43 камерами, клапан 13, а також бак 5, 4 та 4'.

Насос 1 сполучений з клапаном 13 за допомогою лінії нагнітання 6 та допоміжного нагнітального каналу 39, а також з гідророзподільником 2 за допомогою допоміжного каналу 38. Крім цього клапан 13 сполучений з допоміжним каналом 38 за допомогою нагнітального каналу 7, з баком 4 за допомогою лінії зливу 12, з баком 4' за допомогою лінії зливу 47 та з гідророзподільником 2 за допомогою лінії навантаження 10. Гідроциліндр 3 сполучений із гідророзподільником 2 за допомогою робочих ліній 8 та 9. Також гідророзподільник 2 сполучений із баком 5 за допомогою лінії зливу 11.

Клапан 13 містить золотник 14, пружину золотника 16, допоміжний дросель 19 та запобіжний клапан 49. Золотник 14 має радіальний 21, допоміжний радіальний 20 та осьовий 35 канали, дросель 18, плунжер 15 та пружину плунжера 17. Золотник 14 має лівий 41, правий 27 та допоміжний 26 торці, а плунжер 15 має лівий містить та правий 29 торці. Також у клапані 13 створені камера хвостовика 22, камера управління 23, камера навантаження 24, пружинна камера 25, основна камера 40, зливна камера 36, що сполучена з баком 5 переливним каналом 12, нагнітальна камера 37, що сполучена з допоміжним каналом 38 за допомогою нагнітального каналу 7. Камера навантаження 24 має торець 34 та додатковий торець 31, а камера управління 23 має правий торець 30. Камера хвостовика 22 має правий торець 32, а пружинна камера 25 має лівий торець 33. Запобіжний клапан 49 містить запобіжну лінію 44, запобіжний канал 45, запобіжний золотник 48, кульку 46, запобіжну пружину 43.

Гідропривід працює таким чином.

В режимі регулювання (наприклад гідророзподільник 2 знаходиться в позиції С) робоча рідина від насоса 1 надходить до допоміжного нагнітального каналу 38, лінії нагнітання 6 та допоміжного каналу нагнітання 39. З допоміжного нагнітального каналу 38 робоча рідина надходить до робочої лінії 8 і далі до поршневої камери 42 гідроциліндра 3, приводячи до руху поршень гідроциліндра. При цьому злив робочої рідини з штокової порожнини 43 гідроциліндра 3 в бак 5 забезпечується по робочій лінії 9 та лінії зливу 11. В робочій лінії 8 та лінії навантаження 10 встановлюється тиск P_c , величина якого пропорційна величині навантаження T на штоці гідроциліндра 3. При цьому робоча рідина через лінію навантаження 10, камеру навантаження 24, утворену між правим торцем 27 золотника 14 та додатковим торцем 31 і торцем 34, дросель 18 надходить в камеру управління 23, утворену між її правим торцем 30 та правим торцем 29 плунжера 15, створюючи там тиск P_c , що 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, що утворена між додатковим торцем 26 та правим торцем камери хвостовика 32. Одночасно робоча рідина від насоса 1 надходить по нагнітальному каналу 7 в нагнітальну камеру 37, через лінію нагнітання, 6 в камеру 40 та через допоміжний нагнітальний канал 39, допоміжний дросель 19 в камеру хвостовика 22. В нагнітальній камері 37 та камері хвостовика 22 встановлюється величина тиску P_H та P_D відповідно. Але оскільки зливу із нагнітальної 37 та камери хвостовика 22 немає, то в величині тиску в цих камерах рівні ($P_H=P_D$). Таким чином, при положенні гідророзподільника 2 в позиції С золотник 14 буде знаходитись під дією зусиль, що формуються тиском P_H (що діє на торець 41 площею F_H), $P_H=P_D$

(що діє на додатковий торець 26 площею P_D), P_C (що діє на правий торець 27 площею P_C) та пружиною золотника 16 з жорсткістю C та попереднім стисненням H . Отже, у описаному режимі роботи гідроприводу буде виконуватись рівність:

$$P_H \cdot F_H = P_D \cdot F_D + P_C \cdot F_C + C \cdot H, \quad (1.1)$$

5

де P_H - тиск насоса 1;

F_H - площа лівого торця золотника 41;

P_D - тиск у камері хвостовика 22;

F_D - площа додаткового торця золотника 26;

10

P_C - тиск у поршневі порожнині 42;

F_C - площа правого торця золотника 27;

C - жорсткість пружини золотника 16;

H - попереднє стиснення пружини золотника 16;

Оскільки в даному режимі роботи $P_H = P_D$, а $F_C = F_C - F_D$, то золотник 14 буде підтримувати

15

постійним перепадом тиску:

$$\Delta P = P_H - P_C = (C \cdot H) / F_C, \quad (1.2)$$

де P_H - тиск насоса 1;

P_C - тиск у поршневій порожнині 42;

20

F_C - площа правого торця золотника 27;

C - жорсткість пружини золотника 16;

H - попереднє стиснення пружини золотника 16,

на ділянці гідроприводу, що містить лінію нагнітання 7 та гідророзподільник 2 (робоче вікно гідророзподільника F_r). При нехтуванні втрат тиску в лінії нагнітання 6 величина витрати

25

робочої рідини, що надходить через робоче вікно гідророзподільника 2 площею F_r буде визначатись як:

$$Q_r = \mu \cdot F_r \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_H - P_C)}{\rho}} = \mu \cdot F_r \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot C \cdot H}{F_C \cdot \rho}}, \quad (1.3)$$

де Q_r - витрата через робоче вікно гідророзподільника 2;

30

μ - в'язкість робочої рідини;

ρ - густина робочої рідини,

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_C зростає, перепад тиску $\Delta P = P_H - P_C$ зменшується, витрата робочої рідини

35

Q_r через гідророзподільник 2 до гідроциліндра 3 зменшується, швидкість руху штока гідроциліндра 3 зменшується, а золотник 14 переміщується при цьому справа наліво, зменшуючи величину площі робочого вікна F_k та збільшуючи тим самим величину тиску P_H , таким чином, щоб перепад тиску $\Delta P = P_H - P_C$ залишався незмінним, а значить відновилось значення величини Q_r витрати через гідророзподільник 2 і значення швидкості руху поршня гідроциліндра 3.

40

При зменшенні величини навантаження T на штоці гідроциліндра 3 величина тиску P_C зменшується, а значить збільшується перепад тиску $\Delta P = P_H - P_C$, при цьому витрата Q_r через гідророзподільник 2 зростає, а значить збільшиться швидкість руху штока гідроциліндра 3. Під дією тиску P_H та зменшеного тиску P_C золотник 14 буде рухатись вправо, збільшуючи площу F_k робочого вікна клапана 13 і зменшуючи величину тиску P_H таким чином, що відновиться величина перепаду $\Delta P = P_H - P_C$, величина витрати Q_r , що проходить через гідророзподільник 2, а значить відновиться величина швидкості руху штока гідроциліндра 3.

45

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

5 В разі раптового виникнення значного підвищення навантаження на поршень гідроциліндра 3, у робочій лінії 8 та сполученій з нею лінії навантаження 10 тиск $P_{ц}$ підвищиться до екстремального значення. В такому випадку спрацює запобіжний клапан 49, який з'єднаний з лінією навантаження 10 за допомогою запобіжної лінії 44, що зумовлює відкриття запобіжного золотника 48 в результаті стиснення запобіжної пружини 43, під дією тиску робочої рідини через
10 запобіжний канал 45 на кульку 46. Таким чином, злив робочої рідини, що знаходиться під екстремальним тиском у лінії навантаження 10, відбувається через запобіжну лінію 44, запобіжний клапан 49 та зливну лінію 47 у бак 4'. Після спрацювання запобіжного клапана 49 тиск у гідроприводі відновлюється до попередніх значень.

15 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 в бак 5. Робота клапана 13 в даному випадку є аналогічною до його роботи при знаходженні гідророзподільника 2 в позиції С. Змінюючи площу F_r робочого вікна
20 гідророзподільника 2 можна регулювати величину витрати, що надходить до гідроциліндра 3, тобто встановити швидкість руху його поршня в напрямку справа наліво. Швидкість руху поршня гідроциліндра також не буде залежати від величини навантаження Т. Розглядається випадок, при якому швидкість руху штока і напрям дії навантаження Т протилежні за напрямом (зустрічне навантаження).

25 В режимі перепуску, при переключенні гідророзподільника 2 в позицію В, лінія зливу 11 через гідророзподільник 2 сполучається із баком 5. Під дією пружини 17, що діє з одного боку на лівий торець 33 пружинної камери 25, а з іншого боку діє на лівий торець містить плунжера 15, останній переміщується в крайнє праве положення, сполучаючи додатковий дросель 19 через допоміжний радіальний отвір 20, пружинну камеру 25, осьовий канал 35, радіальний канал 21 та
30 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 надходить до нагнітальної камери 37, створюючи тиск на торець 41 золотника 14, що призводить до стиснення пружини 16 у камері навантаження 24, що зумовлює переміщення золотника 14 вправо та утворення робочого вікна площею F_k між основною камерою 40 та зливною камерою 36. Тиск P_d в камері хвостовика 22 буде близький до тиску в
35 бак 4, а тиск P_H в нагнітальній камері 37 буде визначатись із рівняння:

$$P'_H \cdot F_H = P_d \cdot F_d + P_{ц} \cdot F_{ц} + C \cdot H, \quad (1.4)$$

де P'_H - проміжне значення тиску гідронасоса 1;

40 F_H - площа, лівого торця золотника 41;

P_d - тиск у камері хвостовика 22;

F_d - площа додаткового торця золотника 26;

$P_{ц}$ - тиск у поршневі порожнині 42;

$F_{ц}$ - площа поршня гідроциліндра 3;

45 C - жорсткість пружини золотника 16;

H - попереднє стиснення пружини золотника 16.

Оскільки тиски P_d та $P_{ц}$ незначні по величині, то рівняння може бути записано як:

$$P'_H \cdot F_H = C \cdot H \quad (1.5)$$

50 або

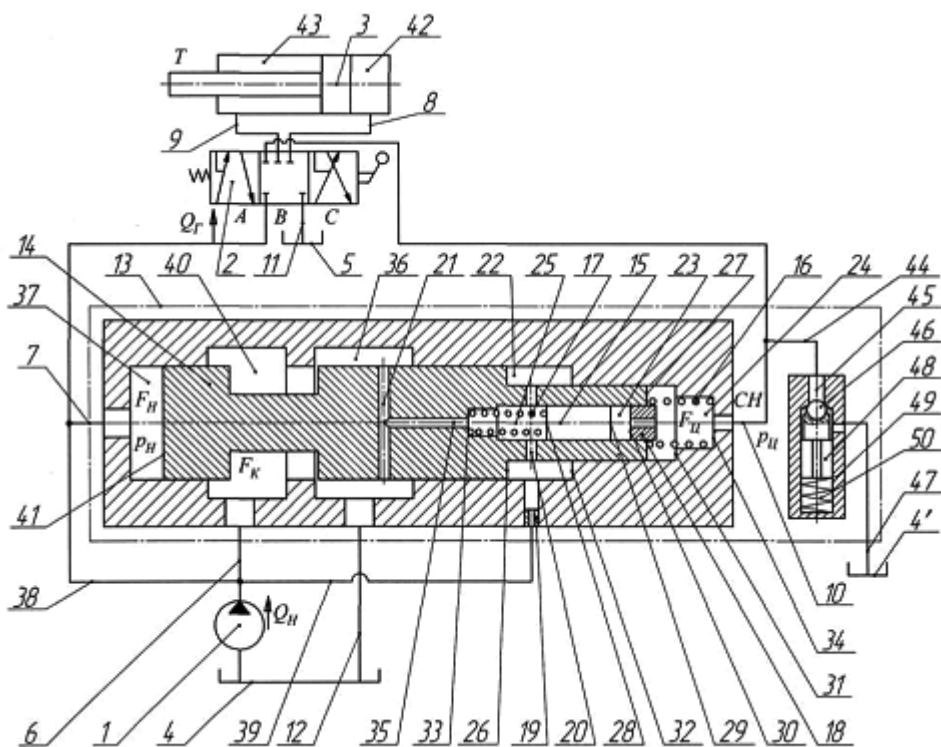
$$P'_H = (C \cdot H) / F_H \quad (1.6)$$

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 4 в режимі перепуску буде відбуватись при меншому значенні величини тиску P'_H , що зменшить непродуктивні втрати потужності.

5

ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

Гідропривід з клапаном, чутливим до 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, 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, який **відрізняється** тим, що лінія навантаження сполучена із запобіжною лінією, що з'єднана із запобіжним осьовим отвором запобіжного клапана, в якому розміщена кулька, що знаходиться в виточці запобіжного золотника, під нижнім торцем якого знаходиться запобіжна пружина.



Комп'ютерна верстка Л. Ціхановська

Міністерство економічного розвитку і торгівлі України, вул. М. Грушевського, 12/2, м. Київ, 01008, Україна

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