

Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України
Вінницький національний технічний університет

Ю. А. Бурєнніков, Л. Г. Козлов, О. В. Петров

**МУЛЬТИРЕЖИМНИЙ LS-ГІДРОПРИВОД
НА БАЗІ ПРОПОРЦІЙНОГО ГІДРОРОЗПОДІЛЬНИКА**

Монографія

Вінниця
ВНТУ
2012

УДК 62-822

ББК 34.447

Б91

Рекомендовано до друку Вченою радою Вінницького національного технічного університету Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України (протокол № 2 від 27.09.2012 р.)

Рецензенти:

Савуляк В. І., доктор технічних наук, професор

Анісімов В. Ф., доктор технічних наук, професор

Буренніков, Ю. А.

Б91 Мультирежимний LS-гідропривод на базі пропорційного гідророзподільника : монографія / Ю. А. Буренніков, Л. Г. Козлов, О. В. Петров. – Вінниця : ВНТУ, 2012. – 152 с.

ISBN 978-966-641-499-4

В монографії розглянуто розв'язання наукової задачі розробки та дослідження нової схеми гідропривода, чутливого до навантаження, на базі пропорційного гідророзподільника, що працює у режимах розвантаження гідронасоса, регулювання витрати гідродвигуна, максимальної витрати гідродвигуна та захисту від перевантаження, і забезпечує роботу гідропривода із високими показниками ККД системи керування гідроприводом та необхідними динамічними та статичними характеристиками.

Монографія призначена для інженерно-технічних працівників, науковців та студентів.

УДК 62-822

ББК 34.447

ISBN 978-966-641-499-4

© Ю. Буренніков, Л. Козлов, О. Петров, 2012

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
1 РОЗВИТОК СХЕМ І КОНСТРУКЦІЙ ЕЛЕМЕНТІВ LS-ГІДРОПРИВОДІВ	6
1.1 Розвиток схем гідроприводів мобільних робочих машин.....	6
1.2 Розвиток конструкцій гідророзподільників для гідро- приводів мобільних робочих машин.....	17
1.3 Огляд робіт, в яких досліджено робочі процеси в гідроприводах мобільних робочих машин.....	27
2 МУЛЬТИРЕЖИМНИЙ LS-ГІДРОПРИВОД НА БАЗІ ПРОПОРЦІЙНОГО ГІДРОРОЗПОДІЛЬНИКА	34
3 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ LS-ГІДРОПРИВОДА НА БАЗІ ПРОПОРЦІЙНОГО ГІДРОРОЗПОДІЛЬНИКА.....	42
3.1 Розрахункова схема гідропривода.....	42
3.2 Математична модель гідропривода.....	43
3.3 Методика математичного моделювання.....	60
3.4 Дослідження стійкості роботи гідропривода.....	61
3.5 Методика визначення динамічних та статичних ха- рактеристик гідропривода.....	65
3.6 Аналіз гідравлічних втрат тиску у пропорційному гід- ророзподільнику за допомогою CAD/CAE системи SolidWorks.....	79
3.7 Аналіз сил, що діють на золотник переливного клапа- на пропорційного гідророзподільника	73
3.8 Дослідження характеристик гідропривода в режимі розвантаження гідронасоса.....	81
3.9 Дослідження характеристик гідропривода в режимі регулювання витрати гідродвигуна.....	84
3.10 Дослідження характеристик гідропривода в режимі захисту від перевантаження.....	88
3.11 Оптимізація конструктивних параметрів пропорцій- ного гідророзподільника.....	90

4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ У МУЛЬТИРЕЖИМНОМУ LS-ГІДРОПРИВОДІ НА БАЗІ ПРОПОРЦІЙНОГО ГІДРОРОЗПОДІЛЬНИКА.....	97
4.1 Мета та завдання експериментальних досліджень.....	97
4.2 Дослідний зразок пропорційного гідророзподільника..	98
4.3 Експериментальний стенд.....	103
4.4 Визначення сили тертя спокою та гідродинамічної сили на золотнику переливного клапана пропорційного гідророзподільника.....	107
4.5 Визначення витрати через робоче вікно розподільного золотника пропорційного гідророзподільника	114
4.6 Дослідження витратних характеристик гідропривода..	117
4.7 Дослідження перехідних процесів у гідроприводі.....	120
5 ВДОСКОНАЛЕННЯ ГІДРОПРИВОДА ЕКСКАВАТОРА.....	126
5.1 Схема мультирежимного LS-гідропривода із двома паралельно підключеними гідродвигунами	126
5.2 Вдосконалення схеми гідропривода екскаватора.....	129
5.3 Енергетичні характеристики гідропривода екскаватора.....	134
ВИСНОВКИ.....	140
ЛІТЕРАТУРА.....	142

ВСТУП

В Україні у будівельній, сільськогосподарській, машинобудівній та інших галузях експлуатується велика кількість мобільних робочих машин, які в переважній більшості оснащені гідроприводами постійної витрати на базі гідророзподільників релейного типу. Вони дешеві та надійні, але при необхідності виконання точних переміщень чи регулювання швидкості гідродвигуна виникають значні втрати потужності. Зменшити втрати потужності гідропривода при регулюванні витрати гідродвигуна можна за рахунок використання гідроприводів, чутливих до навантаження, що широко розповсюджені за кордоном та відомі як Load Sensing (з англ. – «чутливий до навантаження»).

У LS-гідроприводах із нерегульованим гідронасосом мінімізація втрат потужності забезпечується відповідністю тиску гідронасоса до суми тиску навантаженого гідродвигуна та зрівноважувального перепаду тиску, що утворюється за допомогою переливного клапана на робочому вікні розподільного золотника пропорційного гідророзподільника. При сталій величині зрівноважувального перепаду тиску витрата гідродвигуна пропорційна відкриттю робочого вікна розподільного золотника гідророзподільника та не залежить від навантаження на гідродвигуні. Таким чином, у LS-гідроприводах мінімізуються втрати потужності, що по відношенню до виробленої потужності забезпечує підвищення ККД системи керування гідроприводом.

На сьогодні особливості LS-гідроприводів вивчені недостатньо. Зокрема, невирішеним залишається питання вибору величини зрівноважувального перепаду тиску, можливості його зменшення та зміни відповідно до режиму роботи гідропривода. Також при розробці схеми LS-гідропривода необхідно не тільки досягнути зменшення втрат потужності, але і забезпечити необхідні динамічні та статичні характеристики гідропривода в різних режимах роботи.

Розробка LS-гідропривода, що забезпечує високий ККД системи керування гідроприводом, а також необхідні динамічні та статичні характеристики у різних режимах роботи, є актуальною науково-технічною задачею, що в результаті дасть змогу оснастити сучасні мобільні робочі машини вітчизняного виробництва новим поколінням ефективних гідроприводів.

1 РОЗВИТОК СХЕМ І КОНСТРУКЦІЙ ЕЛЕМЕНТІВ LS-ГІДРОПРИВОДІВ

1.1 Розвиток схем гідроприводів мобільних робочих машин

Одним з основних факторів, які визначають функціональні можливості будь-якої мобільної робочої машини, є схема її гідропривода. Продуктивність, економічність, зручність керування виконавчими елементами, а також енергетичні, динамічні та статичні характеристики гідропривода в значній мірі залежать від принципу його дії та гідроапаратури, що входить до його складу. Часто застосування гідроапаратури з високими питомими показниками, в тому числі значеннями ККД, в системах гідропривода не завжди забезпечує високі значення ККД, в тому числі і ККД системи керування гідроприводом. При цьому виникають не тільки значні втрати потужності, але і зниження показників надійності та довговічності гідроприводів машин, що пояснюється циркуляцією в них надлишкової потужності, яка інтенсивно зношує силові елементи гідропривода [1–5].

В Україні у будівельній, сільськогосподарській, машинобудівній та інших галузях експлуатується велика кількість мобільних робочих машин, які, в переважній більшості, оснащені гідроприводами постійної витрати, створених на базі нерегульованих гідронасосів та гідророзподільників дискретної дії. На рис. 1.1 наведено схему гідропривода постійної витрати на базі гідророзподільника Р100. Схема складається з гідронасоса 1, бака 2, гідророзподільника Р100 3, гідроциліндрів 4, 5 та 6, а також може включати регульований дросель 12 та (або) гідрозамок 13. Основними елементами гідророзподільника Р100 є запобіжний клапан 7 та переливний клапан 8, розподільні золотники 9, 10 та 11.

Гідропривод працює в трьох режимах: режимі розвантаження гідронасоса, режимі максимальної витрати гідродвигуна та режимі захисту гідропривода від перевантаження. У режимі розвантаження гідронасоса розподільні золотники 9, 10 та 11 знаходяться у нейтральній позиції і робоча рідина від гідронасоса 1 надходить в бак 2 через переливний клапан 8 під тиском 0,3...0,5 МПа. У режимі максимальної витрати гідродвигуна один із розподільних золотників зміщується і через утворене робоче вікно робоча рідина від гідронасоса 1 подається

до підключеного гідроциліндра. Якщо необхідно забезпечити герметизацію робочих камер гідроциліндра, гідропривод додатково оснащується регульованим дроселем 12 або гідрозамком 13. У режимі захисту від перевантаження, під час дії максимальних значень тиску на гідроциліндр, спрацьовує запобіжний клапан, налаштований на значення тиску $p_{Hmax} = 17...23$ МПа.

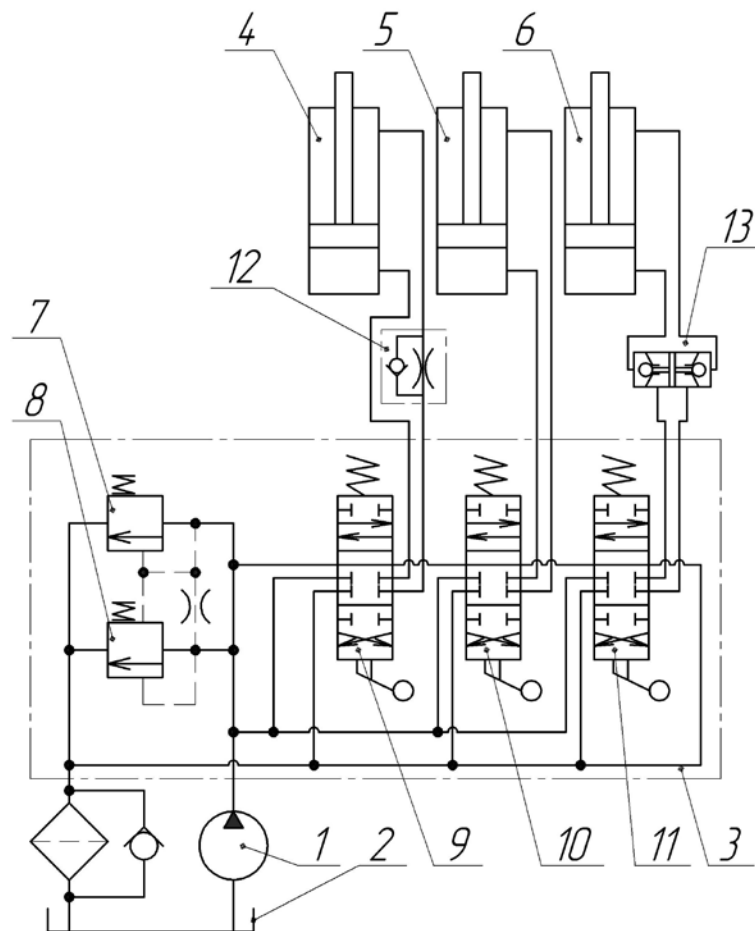


Рисунок 1.1 – Схема гідропривода постійної витрати на базі гідророзподільника P100

Значним недоліком такого гідропривода є підвищені втрати потужності під час регулювання швидкості гідроциліндра, зумовлені зливом надлишкової робочої рідини при максимальному значенні тиску та наявністю додаткових пристроїв регулювання (регульований дросель чи гідрозамок).

Провідні зарубіжні виробники розробляють нові схеми гідроприводів мобільних робочих машин, в яких забезпечується мінімізація втрат

потужності гідропривода під час регулювання витрати гідродвигуна. Так, на світових та вітчизняних ринках інтенсивно впроваджуються гідроприводи, чутливі до навантаження, відомі у зарубіжній літературі як LS-гідроприводи [6]. Такими гідроприводами оснащують свої машини провідні виробники гідрообладнання в Західній Європі, Північній Америці та Японії. Особливістю цих гідроприводів є забезпечення приводу гідродвигунів як поступальної, так і обертальної дії від одного гідронасоса за наявності тиску в напірній гідролінії, що відповідає навантаженому гідродвигуну. Це створює передумови для істотного зменшення втрат потужності в порівнянні з гідроприводом постійної витрати. Зменшення втрат потужності досягається за рахунок контролю величин витрат робочої рідини в робочих контурах і автоматичному коректуванні величини витрати в напірній гідролінії при відхиленні тиску від заданих значень [7]. У порівнянні із гідроприводом постійної витрати у LS-гідроприводах забезпечується мінімізація втрат потужності, що залежить від величини зрівноважувального перепаду тиску на дроселюючому елементі гідропривода та витрати гідронасоса. Тому подібні гідроприводи мають багато переваг: знижені втрати потужності, збільшені терміни між техобслуговуванням і т. д. [8].

Порівняємо втрати потужності при регулюванні витрати гідродвигуна у гідроприводі постійної витрати та LS-гідроприводі.

На рис. 1.2а показана схема гідропривода постійної витрати, що складається із нерегульованого гідронасоса Н, гідроциліндра, дроселюючого золотника ДРЗ, запобіжного клапана ЗК. На рис. 1.2б наведено графік використаної потужності такого гідропривода.

Вироблена потужність гідропривода – це повна площа на графіку (рис. 1.2б):

$$N_{max} = p_0 \cdot Q_H, \quad (1.1)$$

де p_0 – тиск настройки запобіжного клапана ЗК; Q_H – витрата гідронасоса Н.

Потужність, що використана на переміщення гідроциліндра, тобто корисна потужність, буде дорівнювати:

$$N_{кор} = p_2 \cdot Q_2, \quad (1.2)$$

де p_2 – тиск у гідроциліндрі; Q_2 – витрата гідроциліндра.

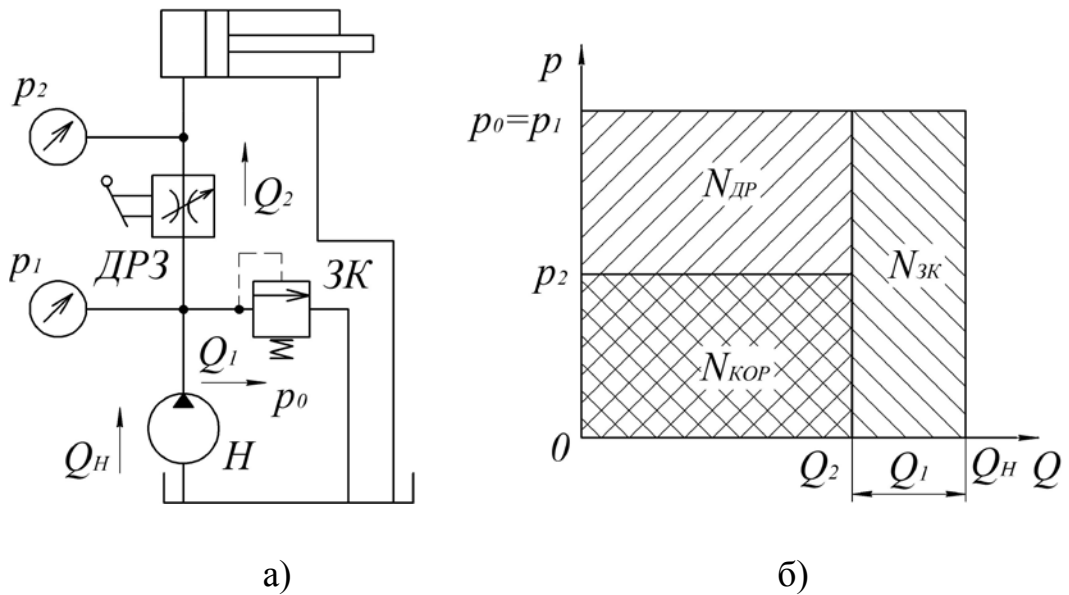


Рисунок 1.2 – Схема гідропривода постійної витрати (а)
та графік його використаної потужності (б)

При підвищенні тиску p_1 до величини тиску настройки запобіжного клапана p_0 , клапан відкривається і надлишок робочої рідини зливається в бак, що виражається у значенні втраченої потужності:

$$N_{ЗК} = p_1 \cdot Q_1 = p_1 \cdot (Q_H - Q_2). \quad (1.3)$$

Також, частина потужності втрачається внаслідок перепаду тиску на дрослюючому золотнику ДРЗ:

$$N_{ДР} = Q_2 \cdot (p_1 - p_2). \quad (1.4)$$

Таким чином, сумарна втрата потужності такого гідропривода дорівнює:

$$N_{ГПВ} = N_{ДР} + N_{ЗК} = p_1 \cdot Q_H - p_2 \cdot Q_2. \quad (1.5)$$

Як видно з формули (1.5), втрати потужності збільшується при зменшенні тиску p_2 та витрати Q_2 гідроциліндра, тобто при зменшенні швидкості руху поршня гідроциліндра. Таким чином, у гідроприво-

ді постійної витрати сумарні втрати потужності залежать від тиску настройки запобіжного клапана гідророзподільника: при малих швидкостях гідродвигуна та тиску навантаження меншого за величину тиску настройки запобіжного клапана надлишок робочої рідини надходить на злив при максимальному значенні тиску, в результаті чого виникають втрати потужності.

На рис. 1.3а представлена схема LS-гідропривода, що складається із нерегульованого гідронасоса H , гідроциліндра, дроселюючого золотника ДРЗ та переливного клапана ПК. На рис. 1.3б наведено графік використаної потужності такого гідропривода.

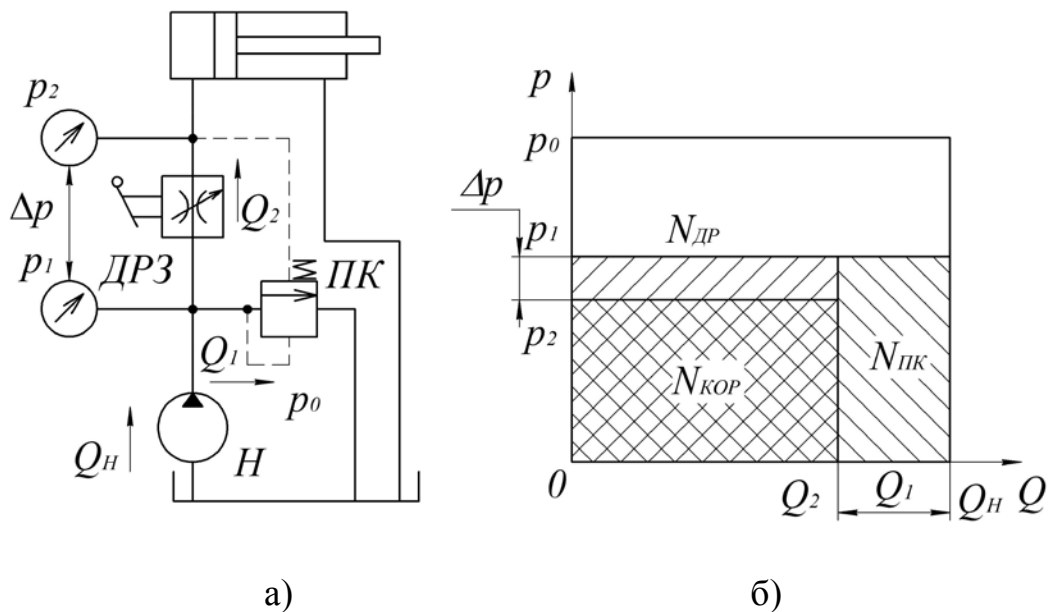


Рисунок 1.3 – Схема LS-гідропривода (а) та графік його використаної потужності (б)

В LS-гідроприводі підтримується постійне значення зрівноважувального перепаду тиску на робочому вікні дроселюючого елемента (розподільному золотнику) за допомогою переливного клапана, сполученого лінією керування з лінією навантаження. Надлишки витрати робочої рідини при дроселюванні зливаються в бак через переливний клапан.

Під час регулювання витрати гідродвигуна величина витрати, що підводиться до гідроциліндра, залежить від величини зрівноважувального перепаду тиску:

$$Q_2 = \mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}}, \quad (1.6)$$

де Q_2 – витрата гідроциліндра; μ – коефіцієнт витрати; f – площа робочого вікна дроселюючого золотника ДРЗ; ρ – густина робочої рідини; Δp – зрівноважувальний перепад тиску на дроселюючому золотнику ДРЗ.

При цьому зрівноважувальний перепад тиску на робочому вікні дроселюючого золотника ДРЗ залишається постійним та дорівнює

$$\Delta p = p_1 - p_2. \quad (1.7)$$

Величина зрівноважувального перепаду тиску Δp підтримується постійною за допомогою переливного клапана ПК, що сполучений лінією керування із лінією навантаження з тиском p_2 . Вироблена потужність LS-гідропривода визначається за формулою (1.1), а використана потужність LS-гідропривода визначається з формули (1.2).

Втрачена потужність гідропривода складається з втрат потужності на переливному клапані ПК за формулою (1.3) та робочому вікні дроселюючого золотника ДРЗ, що дорівнює

$$N_{др} = Q_2 \cdot \Delta p. \quad (1.8)$$

Таким чином, враховуючи (1.3) та (1.8), величина сумарних втрат потужності у LS-гідроприводі буде рівна

$$N_{ГЧН} = N_{др} + N_{ПК} = p_2 \cdot (Q_H - Q_2) + \Delta p \cdot Q_H. \quad (1.9)$$

Як видно з рис. 1.2б та 1.3б, при регулюванні витрати гідродвигуна сумарні втрати потужності у гідроприводі, чутливому до навантаження, менші у порівнянні із гідроприводом постійної витрати. Зменшення втраченої потужності у LS-гідроприводі забезпечується підтримкою постійного зрівноважувального перепаду тиску на робочому вікні дроселюючого елементу гідропривода за допомогою переливного клапана. При цьому надлишок робочої рідини при дроселюванні зливається через переливний клапан у бак під тиском Δp . Таким чином, зменшення

втраченої потужностей по відношенню до виробленої потужності забезпечує у LS-гідроприводі підвищення ККД процесу керування гідродвигуном [9].

LS-гідроприводами оснащують свої мобільні робочі машини провідні виробники, такі як Atlas, Claas, Wirtgen, Bomag, Liebherr, Naam, Linde (Німеччина), Caterpillar, John Deere, Challenger, Massey Ferguson (США), Sakai, Niigata, Komatsu (Японія), Merlo, Bitelli, Cifa, Venieri (Італія), Palfinger (Австрія), Volvo (Швеція) та ін. На ринку СНД, в тому числі і в Україні, відомо значно менше виробників, які роблять спроби оснастити свої мобільні робочі машини подібними гідроприводами, серед них АТ «Борекс», ЗАТ «АТЕК» (Україна), ВАТ «Амкодор» (Білорусь), ЗАТ «Дормаш», ВАТ «Брянский арсенал» (Росія) та ін. [10–14].

Розглянемо відомі схеми LS-гідроприводів.

На рис. 1.4 подана схема гідропривода автотранспорту Caterpillar на базі гідророзподільника фірми Danfoss (Данія) [15]. Схема включає: нерегульований гідронасос 1, пропорційний переливний клапан, що складається з переливного клапана 2 та запобіжного клапана 3, робочу секцію 5, в якій розташовані розподільний золотник 6, що сполучений із споживачем, запобіжний клапан 9, зворотний клапан 10, регулятор 8 та логічний клапан 7. Гідропривод працює в трьох режимах: режимі розвантаження гідронасоса, режимі регулювання витрати гідродвигуна та режимі захисту гідропривода від перевантаження.

В режимі розвантаження гідронасоса розподільний золотник 6 знаходиться в нейтральній позиції, перекриваючи сполучення із споживачем, і робоча рідина від гідронасоса 1 через клапан 2 надходить в бак під тиском 2,0 МПа. В режимі регулювання витрати гідродвигуна витрата споживача визначається величиною відкриття робочого вікна розподільного золотника 6. При цьому надлишок робочої рідини надходитиме через переливний клапан 2 в бак під тиском 2,0 МПа, що відповідає величині зрівноважувального перепаду тиску Δp у гідроприводі. Регулятор 8 бере участь у підтримці постійного значення величини зрівноважувального перепаду тиску, чим забезпечується величина похибки стабілізації витрати гідродвигуна в діапазоні 12...15 %. В режимі захисту гідропривода від перевантаження, при перевантаженні підключеного споживача спрацює запобіжний клапан 3 і весь потік від гідронасоса 1 через секцію 4 буде надходити в бак.

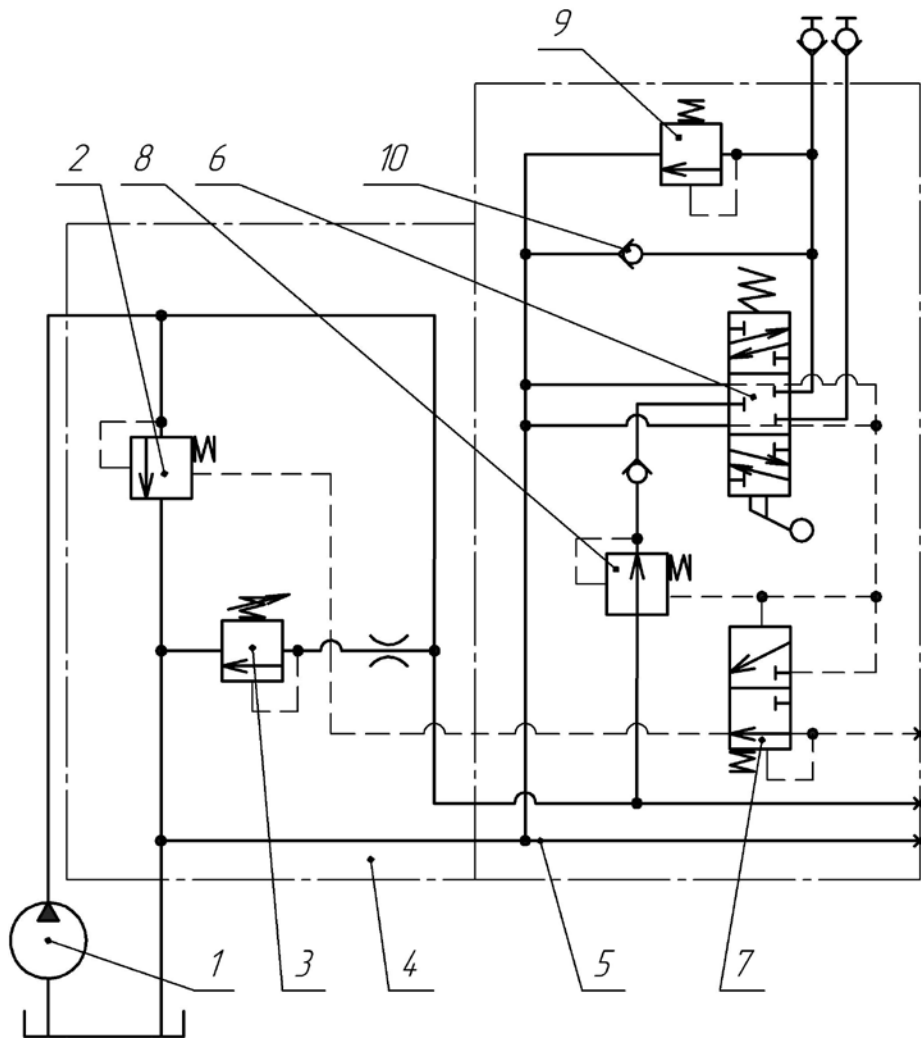


Рисунок 1.4 – Схема гідропривода автонавантажувача Caterpillar на базі гідророзподільника фірми Danfoss (Данія)

Недоліком розглянутого гідропривода є те, що в режимах розвантаження гідронасоса та регулювання витрати гідродвигуна злив робочої рідини відбувається під тиском 2,0 МПа, що спричиняє підвищені втрати потужності.

На рис. 1.5 показана схема гідропривода будівельно-дорожньої машини Liebherr, на базі гідророзподільника фірми Rexroth (Німеччина) [5]. Схема включає нерегульований гідронасос 1, переливний клапан 2, запобіжний клапан 3, розподільний золотник 4, гідроциліндр 5, регулятор 6, дросель 7 та логічні клапани 8 і 9. Гідропривод працює в трьох режимах: режимі розвантаження гідронасоса, режимі регулювання витрати гідродвигуна та режимі захисту гідропривода від перевантаження.

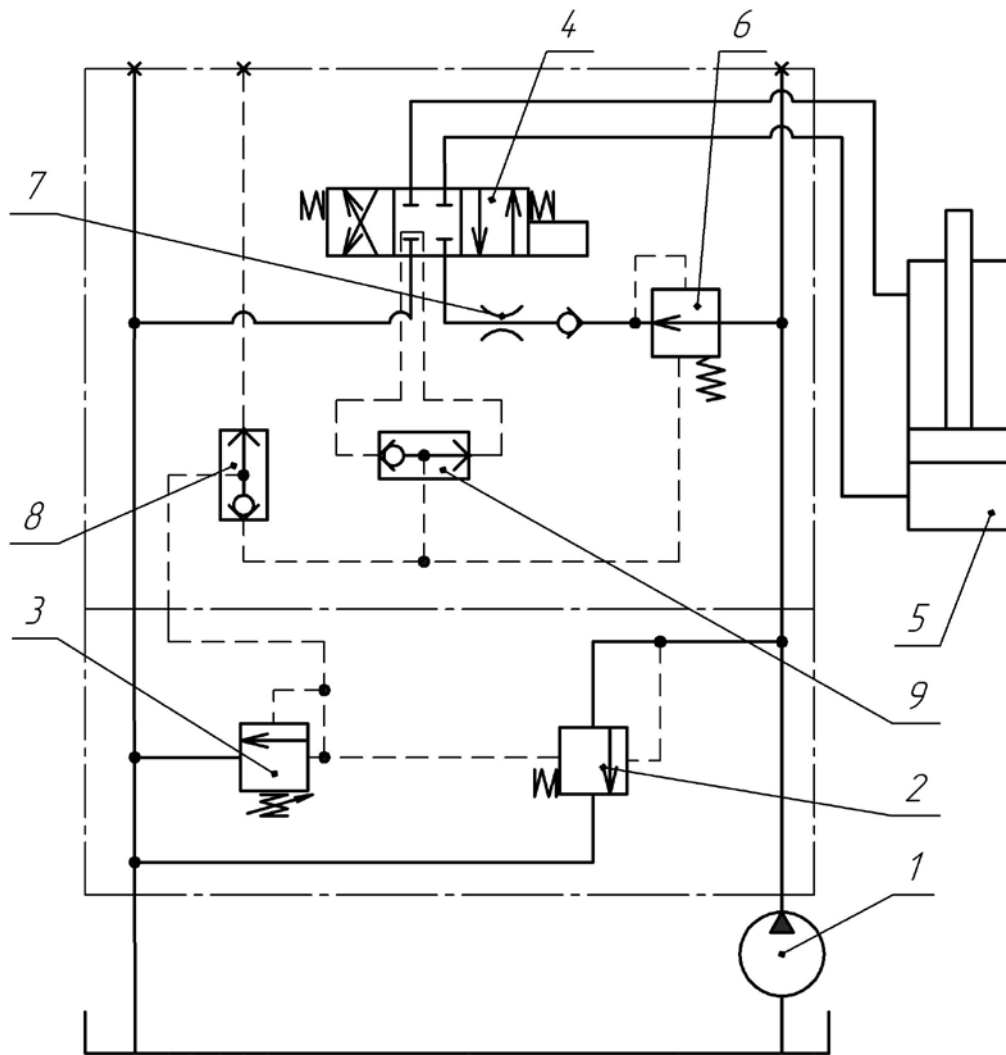


Рисунок 1.5 – Схема гідропривода будівельно-дорожньої машини Liebherr на базі гідророзподільника фірми Rexroth (Німеччина)

В режимі розвантаження гідронасоса розподільний золотник 4 закритий і робоча рідина до гідроциліндра 5 не надходить. При цьому відкривається переливний клапан 2 і робоча рідина від гідронасоса 1 через переливний клапан 2 надходить в бак під тиском 1,4 МПа. В режимі регулювання витрати гідродвигуна, при перемиканні розподільного золотника 4 в одну з робочих позицій, робоча рідина від гідронасоса 1 буде надходити до гідроциліндра 5 пропорційно відкриттю робочого вікна розподільного золотника 4. При цьому надлишок робочої рідини надходить в бак через клапан 2 під тиском 1,4 МПа, що відповідає величині зрівноважувального перепаду тиску Δp у гідроприводі. Оскільки від однієї гідролінії може житися декілька споживачів, що працюють при різних тисках, то для забезпечення потрібного робочо-

го тиску для кожного з споживачів встановлюють редукційний клапан 6, який забезпечує зменшення тиску при проходженні робочої рідини з основної напірної гідролінії в гідролінію, що підключена до споживача, чим забезпечується значення величини похибки стабілізації витрати гідродвигуна у діапазоні 11...14 %. В режимі захисту гідропривода від перевантаження навантаження на шток гідроциліндра 5 значно збільшується і тиск в гідроприводі зростає. Спрацьовують переливний клапан 2 і запобіжний клапан 3, які пропускають робочу рідину в зливну гідролінію, що дає можливість обмежити тиск в напірній гідролінії, чим забезпечується захист гідропривода від перевантаження.

Недоліком розглянутого гідропривода є те, що в режимах розвантаження гідронасоса та регулювання витрати гідродвигуна величина зрівноважувального перепаду тиску Δp становить 1,4 МПа, що спричиняє підвищені втрати потужності.

На рис. 1.6 подана схема гідропривода екскаватора Atlas на базі гідророзподільника фірми Bosch [16]. Схема гідропривода включає: нерегульований гідронасос 1, запобіжний клапан 2, логічний клапан 3, клапан типу «АБО» 4, розподільний золотник 5, зворотний клапан 6, гідроциліндр 7. Гідропривод працює в трьох режимах: режимі розвантаження гідронасоса, режимі регулювання витрати гідродвигуна та режимі захисту від перевантаження.

В режимі розвантаження гідронасоса розподільний золотник 5 знаходиться у нейтральному положенні. Робоча рідина, долаючи зусилля пружини клапана 3, відкриває його, проходить на злив у бак під тиском 1,6...1,8 МПа. В режимі регулювання витрати гідродвигуна, при переключенні розподільного золотника 5 у робоче положення робоча рідина проходить через зворотний клапан 6 у робочу камеру гідроциліндра 7. При цьому гідролінія нагнітання сполучена із логічним клапаном 4, який передає значення навантаження на гідроциліндрі 7 до клапана 3. Це забезпечує злив надлишку робочої рідини у бак під тиском 1,6...1,8 МПа, що відповідає величині зрівноважувального перепаду тиску Δp у гідроприводі. Використання переливного клапана 3 дає можливість забезпечити постійну швидкість переміщення гідроциліндра 7 незалежно від значення навантаження, чим забезпечується значення величини похибки стабілізації витрати гідродвигуна у діапазоні 10...15 %.

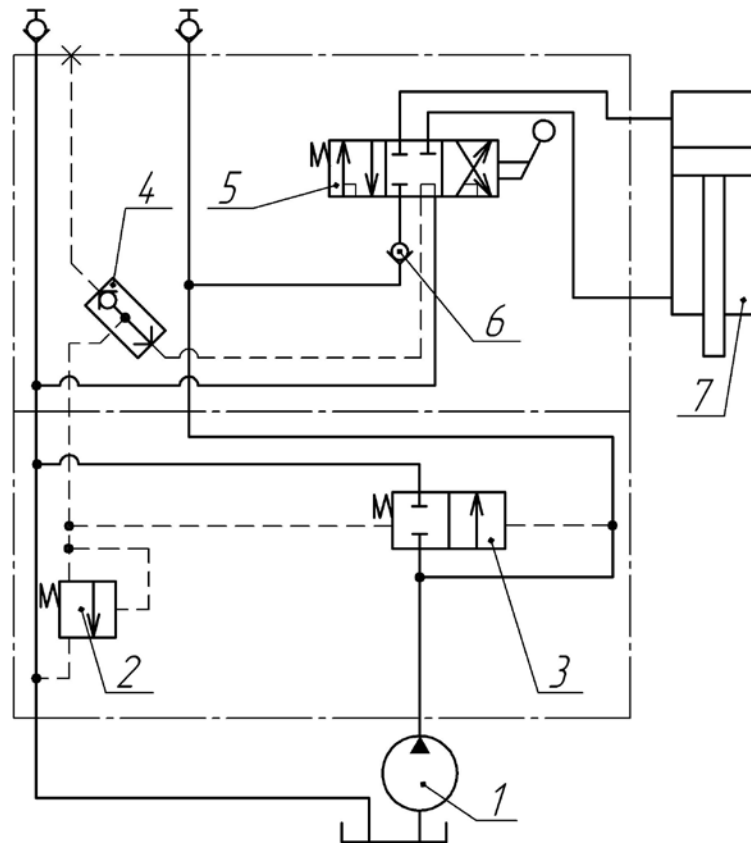


Рисунок 1.6 – Схема гідропривода екскаватора Atlas, на базі гідророзподільника фірми Bosch (Німеччина)

Недоліком розглянутого гідропривода є те, що в режимі розвантаження гідронасоса та режимі регулювання витрати гідродвигуна величина зрівноважувального перепаду тиску Δp становить 1,6...1,8 МПа, що спричиняє підвищені втрати потужності.

Таким чином, наведені схеми LS-гідроприводів, що працюють у трьох режимах – розвантаження гідронасоса, регулювання витрати гідродвигуна та захисту від перевантаження. Недоліками розглянутих схем є постійність величини зрівноважувального перепаду тиску Δp у гідроприводі як в режимі розвантаження гідронасоса, так і в режимі регулювання витрати гідродвигуна, а також високе значення самої величини Δp [1, 17]. До недоліків можна також віднести відсутність режиму максимальної витрати гідродвигуна, при якому забезпечується використання максимальної потужності гідропривода.

На основі аналізу та порівняння схем гідроприводів постійної витрати та LS-гідроприводів можна сформулювати такі вимоги до гідропривода [6, 17–22]:

1. Можливість забезпечення роботи гідропривода у режимах: розвантаження гідронасоса, регулювання витрати гідродвигуна, максимальної витрати гідродвигуна та захисту від перевантаження.

2. Забезпечення мінімізації втрат потужності в гідроприводі під час його функціонування у широкому діапазоні зміни значень тисків та витрат підключеного гідродвигуна.

3. Забезпечення незалежного від навантаження керування витратою гідродвигуна (похибка стабілізації витрати гідродвигуна до 15 %).

1.2 Розвиток конструкцій гідророзподільників для гідроприводів мобільних робочих машин

LS-гідропривод може бути виконаний у двох варіантах: з нерегульованим і регульованим гідронасосами. У гідроприводі з нерегульованим гідронасосом зміна витрати робочої рідини забезпечується відкриттям–закриттям переливного клапана гідророзподільника, а в гідроприводі з регульованим гідронасосом – зміною робочого об'єму гідронасоса. Отже, основними компонентами, що визначають технічний рівень LS-гідроприводів є гідронасоси та гідророзподільники [23].

Гідророзподільники, що використовуються для керування гідродвигунами мобільних робочих машин, можуть мати дистанційне пропорційне ручне, гідравлічне або електричне керування. Необхідним є забезпечення можливості легкого та точного керування гідророзподільником. Одними із основних вимог, що ставляться до виробників гідророзподільників, є [24]:

1. Забезпечення мінімізації гідравлічних втрат тиску на гідророзподільнику при його мінімально можливих габаритах.

2. Точність виконання переміщення основних золотників для забезпечення виконання робочих процесів.

Вказаним вимогам відповідають золотникові гідророзподільники з вбудованими регулюючими компонентами. Вони можуть бути моноблочними або секційними. Перевагою моноблочних гідророзподільників є те, що у них відсутній роз'єм між золотниковими секціями, що знижує їх вартість і підвищує надійність. Крім того, при об'єднанні золотникових секцій в один блок підвищується жорсткість конструкції, що знижує знос гідророзподільника. Перевага секційних гідророзподільників перед моноблочними полягає в тому, що шляхом застосування набору золот-

никових секцій можна отримати групові гідророзподільники для різної кількості гідродвигунів і тим самим скоротити кількість типорозмірів гідророзподільників [25].

В більшості випадків золотникові гідророзподільники мають вбудовані переливні та запобіжні клапани. У секційних гідророзподільниках ці клапани вбудовуються в напірну секцію. Для отримання рухів з швидкостями та зусиллями, що плавно змінюються, в деяких спеціальних конструкціях гідророзподільників застосовуються дроселі в парі із золотниками. В моноблочні гідророзподільники часто вбудовуються підпірні, переливні, розвантажувальні і інші клапани спеціального призначення, а також шунтувальні золотники (для з'єднання обох порожнин гідродвигуна зі зливом). Провідними виробниками гідророзподільної апаратури, зокрема гідророзподільників, є такі всесвітньовідомі компанії, як Sauer Danfoss (Данія), Bosch Rexroth (Німеччина), Parker (Фінляндія), Nordhydraulic (Швеція), Dinoil (Італія), Hytronic (Японія), Vickers (США), в Україні – Мелітопольський завод тракторних гідроагрегатів, завод «Гідросила», м. Кіровоград, ВАТ «Гідропривод» та АТ «Гідроапаратура» м. Харків, «Стройгидравлика» м. Одеса, у Росії – завод «Омскгидропривод» м. Омськ, «Электромеханический завод» м. Ковров, «Гидроапарат» м. Ульяновськ та ін. [65–68, 79–80, 82–84].

У роботі [26] розглядається тризолотниковий моноблочний гідророзподільник Р100 вітчизняного виробництва (рис. 1.7). Кожен золотник гідророзподільника має три позиції – дві робочих і одну нейтральну.

Гідророзподільник складається з чавунного корпусу 14 з механічно обробленими каналами і камерами, трьох золотників 15, кришок 17 і 1, штуцерних пластин 13, переливного клапана 12 з демпфером 11 і пружиною 10, запобіжного клапана, кріпильних деталей і ущільнень. Золотник 15 ущільнюється у верхній частині армованою манжетною з брудознімачем, в нижній частині на нього надіті пружина 16, дві втулки і стопорне кільце. За допомогою вказаної пружини і втулок золотник автоматично переміщується в середнє (нейтральне) положення під час роботи гідророзподільника. Запобіжний клапан гідророзподільника складається з корпусу 9 з фланцем 5, кульки 8, що направляє сідло 7, пружини 6, регулювального гвинта 2, ковпачкової гайки 3 і контргайки 4.

При застосуванні гідророзподільника в гідроприводах, в яких частіше спрацьовує запобіжний клапан, в корпус клапана 9 вкручується або

запресовується термічно оброблене сідло під кульку. У корпусі 14 виконані камери, сполучені між собою каналами, які у поєднанні із золотниками і переливним клапаном дають можливість направляти робочу рідину від гідронасоса під тиском в той або інший виконавчий орган, а з нього – на злив у бак. Гідророзподільник забезпечує роботу гідропривода в трьох режимах: розвантаження гідронасоса, максимальної витрати гідродвигуна та захисту від перевантаження.

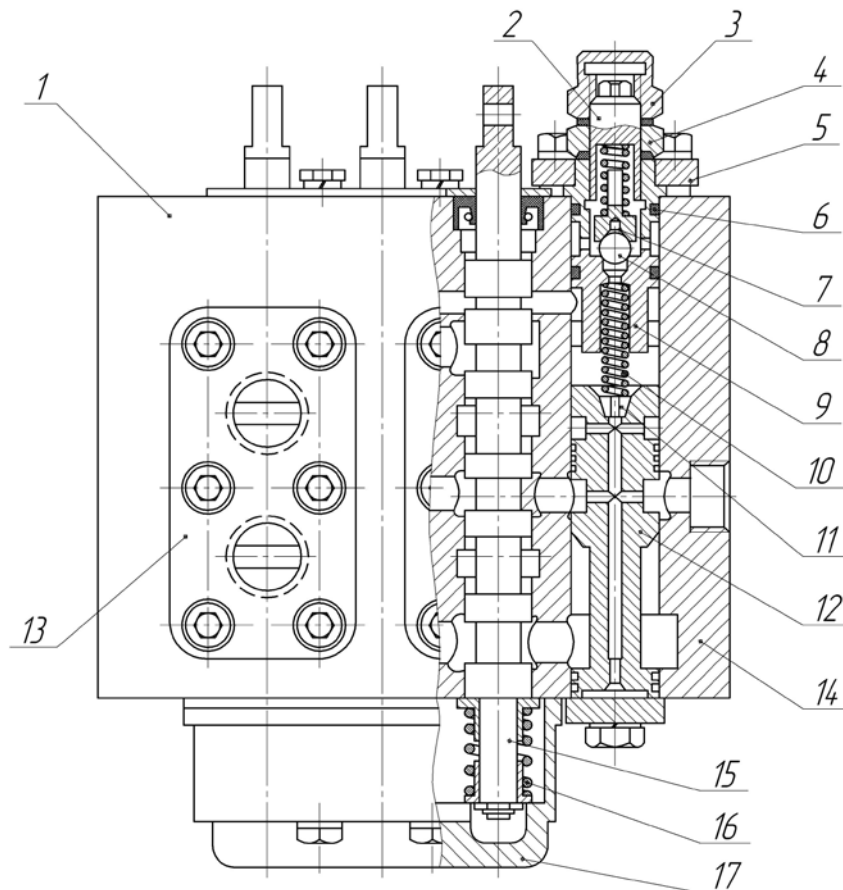


Рисунок 1.7 – Тризолотниковий моноблочний гідророзподільник P100

Перевага цього гідророзподільника полягає в тому, що під час роботи гідропривода у режимі розвантаження гідронасоса величина тиску, під яким робоча рідина проходить на злив через переливний клапан 12, становить 0,3...0,5 МПа.

Недоліками гідророзподільника є відсутність постійного зрівноважувального перепаду тиску, що спричиняє втрати потужності при регулюванні витрати гідродвигуна.

Застосування гідророзподільників секційного типу дає можливість отримати групові гідророзподільники, відмінні як за кількістю розподільних золотників, так і за конструкцією. Секції в гідророзподільниках можуть бути з різними пристроями (запобіжними, підірними, перепускними клапанами та ін.).

Існуючі конструкції секційних розподільників на різних мобільних робочих машинах відрізняються за схемою розподілу, конструктивним виконанням корпусів секцій та елементів керування розподільними золотниками.

Розглянемо конструкцію вітчизняного секційного гідророзподільника [26], що показаний на рис. 1.8.

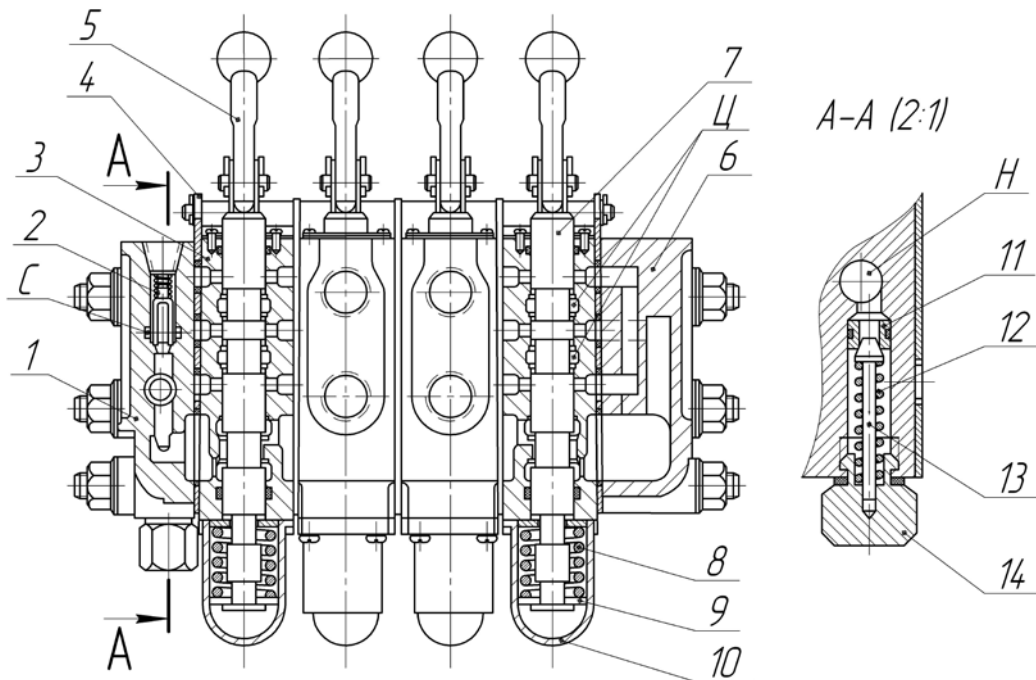


Рисунок 1.8 – Чотиризолотниковий секційний гідророзподільник

Гідророзподільник складається з клапанної секції 1 із підірним 2 і запобіжним клапанами, чотирьох робочих секцій 3, шліфованих пластин 4 з ущільненнями, що встановлені між секціями і служать одночасно кронштейнами для важелів керування 5, безклапанної секції 6, золотників 7 з пружинами 8 і шайбами нульустановлювача 9 та кришками 10. Запобіжний клапан гідророзподільника складається із золотника 13, притертого до гнізда 11, пружини 12 і пробки 14. У верхній час-

ЛІТЕРАТУРА

1. Шебанін В. С. Перспективи розвитку сільськогосподарського машинобудування в Україні / В. С. Шебанін // Вісник аграрної науки Причорномор'я. – Миколаїв : МДАУ, 2007. – № 2. – С. 4–10.
2. Губарев О. П. Порівняння способів регулювання гідронасосних агрегатів гідроприводів з циклічною дією систем / О. П. Губарев, О. В. Левченко // Вісник аграрної науки Причорномор'я. – Миколаїв: МДАУ, 2007. – № 2. – С. 245–249.
3. Козлов Л. Г. Дослідження характеристик пропорційного клапана розподільника для гідроприводів мобільних робочих машин / Л. Г. Козлов, О. Л. Гайдамак, О. В. Петров // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця : ВДАУ, 2008. – № 1. – С. 85–88.
4. Ведерников В. В. КПД гидросистемы привода рабочих органов сельхозмашин / В. В. Ведерников, М. Д. Ногай // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1988. – № 8 – С. 14–16.
5. Васильев Л. В. Совершенствование тракторных гидроприводов / Л. В. Васильев, Д. Е. Флеер // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2001. – № 1. – С. 36–42.
6. Васильев Л. В. Современные требования к гидросистемам сельскохозяйственных тракторов / Л. В. Васильев // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2004. – № 1. – С. 20–25.
7. Jonson O. Load-sensing systems control speed accurately / O. Jonson // Hydraulic & pneumatics. – March 1995. – P. 33-36.
8. Бондарь В. А. Новые решения в гидроприводе тракторов / В. А. Бондарь // Промислова гідравліка та пневматика. – Вінниця : ВДАУ, 2003. – № 2. – С. 81–84.
9. Гидравлика, гидромашини и гидроприводы : учебник для машиностроительных вузов / [Т. М. Башта, С. С. Руднев, Б. Б. Некрасов и др.]. – 2-е изд., перераб. – М. : Машиностроение, 1982. – 423 с.
10. Пат. 2276237 RU, МПК E02F 9/22 (2006.01) F16H 39/02 (2006.01) Гидросистема мобильной машины / Баторшин В. П., Голоскин Е. С., Петров А. М.; заявник Общество с ограниченной ответственностью «Инженерно-технологический центр». – № 2004124086/03; заявл. 06.08.2004; опубл. 10.05.2006, Бюл. № 13, 2006 г.

11. Пат. 2286494 RU, МПК F16H 39/02 (2006.01) F15B 15/02 (2006.01) F16D 31/02 (2006.01) Многофункциональная гидросистема / Маранцев М. А., Хорохорин Б. А., Кокошкин Н. Н., Медведев В. И., Шилкин В. П.; заявник Федеральное государственное унитарное предприятие «Всероссийский научно-исследовательский институт «Сигнал». – № 2005109301/11; заявл. 31.03.2005; опубл. 27.10.2006, Бюл. № 30, 2006 г.

12. Пат. US 4.303.091, F15B 13/04 Hydraulic control apparatus for load independent flow regulation / Siegfried Hertell, Claus Kirchherr, Horst Kahl; Barmag Barmer Maschinenfabrik. (GER). – Filed 01.12.1981.

13. Пат. US 3.777.773, F15B 11/02 Pressure compensating valve mechanism / William N. Tolbert; Koehring Company, Milwaukee, Wis. – Filed 22.02.1972.

14. Пат. 2305732 RU, МПК E02F 9/22 (2006.01) Гидропривод однокорового экскаватора / Малиновский Е. В., Сапожников А. И., Сапожников А. А.; заявник Сапожников А. И. – № 2005135776/03; заявл. 17.11.2005; опубл. 10.09.2007, Бюл. № 25, 2007 г.

15. Load-independent proportional valve. Type PVG 120 / Catalogue HK.51.A1.02. Danfoss 11/91.

16. SB 12 LS – Wegeventile von Bosch : Katalog / 1987 760509.

17. Скворчевский А. Е. Комплект унифицированного гидравлического оборудования для систем гидроприводов мобильных машин / А. Е. Скворчевский // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2004. – № 4. – С. 13–15.

18. Лагерев А. В. Проектирование гидронасосных гидроприводов подъемно-транспортной техники: учеб. пособие / А. В. Лагерев. – Брянск : БГТУ, 2006. – 232 с.

19. Коробочкин Б. Л. Динамика гидравлических систем станков / Б. Л. Коробочкин. – М. : Машиностроение. – 1976. – 240 с.

20. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Объёмные гидро- и пневмомашины и передачи : учеб. пособие для вузов / [А. Ф. Андреев, Л. В. Барташевич, Н. В. Богдан и др.]; под ред. В. В. Гуськова. – Минск : Выш. шк., 1987. – 310 с.

21. Элементы гидропривода. (Справочник). Изд. 2-е, перераб. и доп. / Е. И. Абрамов, К. А. Колісниченко, В. Т. Маслов. – К., «Техника», – 1977. – 320 с.

22. Григоров О. В. Гідравлічний привод підйомно-транспортних машин : навч. посібник / О. В. Григоров. – К. : НМК ВО, – 1993. – 176 с.
23. Козлов Л. Г. Вдосконалення системи керування гідроприводів з LS-регулюванням : дис. ... канд. техн. наук: 05.02.03 / Козлов Леонід Геннадійович. – Вінниця, 2000: р. – 320 с.
24. Гойдо М. Е. Обоснование соотношений проводимостей рабочих окон дросселирующего гидрораспределителя, управляющего дифференциальным гидроцилиндром / М. Е. Гойдо // Проектирование, производство и эксплуатация систем гидропневмопривода, гидропневмоавтоматики и гидропневмомаши и их компонентов : Тез. докл. науч.-технич. конф ассоциации специалистов промышленной гидравлики и пневматики – Киев, 1992. – С. 12.
25. VanHamme Th. Entwicklungstendenzen der Hydrostalik in baumaschinen beobachten auf der Bauma 86 / VanHamme Th., Rohrs W. // Ölhydraul. Und Pneum. – 1986. – 30. № 6. – S. 144–446.
26. Гурбан В. Ю. Распределительные и предохранительные устройства гидросистем экскаваторов / В. Ю. Гурбан. – М.: Машгиз, 1962. – 152 с.
27. Тракторы и двигатели. Современное состояние и перспективы развития гидроприводов в тракторах: інформаційний збірник / ЦНИИТЭИИтракторосельхозмаш. – М., 1989. – Вып. 4.
28. Гидравлическое оборудование для гидроприводов строительных, дорожных и коммунальных машин: каталог-справочник / Под ред. Н. К. Гречина. – М. : 1978. – 468 с.
29. Гідроприводи та гідро пневмоавтоматика : підручник / [В. О. Федорець, М. Н. Педченко, В. Б. Струтинський та ін.]; За ред. В. О. Федорця. – К. : Вища шкхла 1995. – 463 с.
30. Навроцкий К. Л. Теория и проектирование гидро– и пневмоприводов / К. Л. Навроцкий. – М. : Машиностроение, 1991 – 384 с.
31. Попов Д. Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем / Д. Н. Попов. – М. : Машиностроение, 1976. – 424 с.
32. Надёжность объёмных гидроприводов и их элементов / [Ю. А. Беленков, В. Г. Нейман, М. П. Селиванов, Ю. В. Точилин]. – М. : Машиностроение, 1977. – 167 с.
33. Дзильно А. А. Приводные модули для строительных и дорожных машин / А. А. Дзильно, В. А. Полянин // Строительные и дорожные машины. – М. : Машиностроение, 1986. –№ 3. – С. 24–25.

34. Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод: учеб. пособие для студ. высш. заведений / [Т. В. Артемьева, Т. М. Лысенко, А. Н. Румянцева, С. П. Стесин]; под. ред. С. П. Стесина. – 3-е изд., стер. – М. : Издательский центр «Академия», 2007. – 336 с.
35. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика : справочное пособие / Т. М. Башта. – М. : Машиностроение, 1971. – 672 с.
36. Богданович Л. Б. Объемные гидроприводы / Л. Б. Богданович. – К. : Техніка, 1971. – 172 с.
37. Гунько І. В. Груповий гідропривод робочих органів машин сільськогосподарського призначення з послідовним з'єднанням гідромоторів : дис... канд. техн. наук: 05.02.03. – Вінниця, 1999. – 274 с.
38. Объемные гидравлические приводы / [Т. М. Башта, И. З. Зайченко, В. В. Ермаков и др.] // Под ред. Т. М. Башты. – М. : Машиностроение, 1969. – 628 с.
39. Савуляк В. І. Технічне забезпечення збирання, перевезення та підготовки до переробки побутових відходів : монографія / В. І. Савуляк, О. В. Березок. – Вінниця : УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2006. – 218 с.
40. Свешников В. К. Станочные гидроприводы / В. К. Свешников, А. А. Усов. – М. : Машиностроение, 1976. – 240 с.
41. Немировский И. А. Расчёт гидроприводов технологических машин / И. А. Немировский, Н. Г. Снисарь. – К. : Техніка, 1992. – 181 с.
42. Бочаров В. П. Исследование объемного гидронасоса со струйным регулятором подачи / В. П. Бочаров, Б. С. Лобанов, В. Б. Струтинский. – Гидропривод и гидропневмоавтоматика: Респ. межвед. научн.-техн. сб., 1977, вып. 13. – С. 53–56.
43. Бочаров Ю. А. Гидропривод кузнечно-прессовых машин / Ю. А. Бочаров, В. Н. Прокофьев. – М. : Высшая школа, 1969. – 248 с.
44. Гидроприводы сельскохозяйственных машин / [И. А. Немировский, В. Ф. Маркин, Л. П. Серета и др.]. – К. : Техніка, 1979. – 138 с.
45. Инженерные исследования гидроприводов летательных аппаратов / [Д. Н. Попов, С. А. Ермаков, И. Н. Лобода и др.]. – М. : Машиностроение, 1978. – 142 с.
46. Нагорный В. С. Устройства автоматики гидро- и пневмосистем / В. С. Нагорный, А. А. Денисов. – М. : Высшая школа, 1991. – 367 с.
47. Немировский И. А. Нелинейная математическая модель дроссельного гидропривода / И. А. Немировский // Гидропривод и гидропневмоавтоматика : Респ. Межвед. сб., Киев. – 1974. – № 10. – С. 53–56.

48. Лур'є З. Я. Моделювання та оптимізація гідравлічних систем : навч. посібник / З. Я. Лур'є, О. П. Іваницька, А. І. Жерняк. – К.: ІСДО, 1995. – 144 с.

49. Машиностроительный гидропривод / [Л. А. Кондаков, Г. А. Никитин, В.Н. Прокофьев и др.]; под ред. Прокофьева. – М. : Машиностроение, 1978. – 495 с.

50. Искович-Лотоцкий Р. Д. Машины вибрационного и виброударного действия / Р. Д. Искович-Лотоцкий, И. Б. Матвеев, В. А. Крат. – К. : Техника, 1982. – 208 с.

51. Буренніков Ю. А. Вплив параметрів переливного клапана на динамічні характеристики гідросистеми з LS-регулюванням / Ю. А. Буренніков, Л. Г. Козлов, О. В. Петров // Вісник Вінницького потітехнічного інституту. – № 5. – 2005. – С. 97–101.

52. Козлов Л. Г. Використання САЕ/CAD комплексу на базі MATLAB-SIMULINK та Компас 3D для проектування гідроапаратури нового покоління / Л. Г. Козлов, О. В. Петров // Інформаційні технології та комп'ютерна інженерія. – № 2. – 2005. – С. 101–105.

53. Козлов Л. Г. Вплив параметрів зворотного зв'язку на динамічні характеристики гідропривода з LS-регулюванням / Л. Г. Козлов, О. В. Петров // Вісник Хмельницького національного університету. – №6. т.2 – 2005. – С. 90–95.

54. Козлов Л. Г. Вибір параметрів зворотного зв'язку в гідроприводі, чутливого до навантаження / Л. Г. Козлов, О. В. Петров // Вісник Вінницького потітехнічного інституту. – № 3. – 2006. – С. 31–42.

55. Математичне моделювання системи управління гідроприводом з пропорційним керуванням / [Ю. А. Буренніков, Л. Г. Козлов, С. В. Репінський і ін.] // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – №3. ч.1 – 2007. – С. 20–26.

56. Вплив величин керуючих перепадів на динамічні характеристики гідроприводу, чутливого до навантаження / Л. Г. Козлов, О. Л. Гайдамак, О. В. Петров і ін.] // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця : ВДАУ, 2008. – № 2. – С. 69–72.

57. Сергеев С. Г. Підвищення гідравлічного ККД приводів неповноповоротних екскаваторів / С. Г. Сергеев, Л. Г. Козлов, О. В. Петров // Наукові нотатки. – Луцьк, 2009. – № 25. ч.2. – С. 227–230.

58. Дроздова Л. Г. Одноковшовые экскаваторы: конструкция, монтаж и ремонт : учеб. пособие / Л. Г. Дроздова, О. А. Курбатова. – Владивосток: Изд-во ДВГТУ, 2007. – 235 с.

59. Егурнов Г. П. Одноковшовые экскаваторы / Г. П. Егурнов, А. К. Рейш. – М. : Недра, 1969. – 472 с.

60. Лурье З. Я. Математическое моделирование динамики гидроагрегата навесного оборудования трактора / З. Я. Лурье, В. А. Макей, Е. Н. Цента // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2008. – № 2/4(32). – С. 36–41.

61. Зайончковский Г. Й. Оценка динамических свойств гидромеханических следящих приводов по характеристикам их динамической жесткости / Г. Й. Зайончковский // Автоматизація виробничих процесів, 2004. – № 2. – С. 148–153.

62. Каминер А. А. Гидромеханика в инженерной практике / А. А. Каминер, О. М. Яхно. – К. : Техника, 1987. – 175 с.

63. Дерибо А. В. Динамика электрогидравлического следящего вибропривода с гидромеханической корректирующей обратной связью по ускорению : дис. ... канд. техн. наук: 05.02.03 – Винница, 1987. – 262 с.

64. Лурье З. Я. Математическая модель клапана давления гидроагрегата с чувствительностью к нагрузке / З. Я. Лурье, Е. Н. Цента // Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету / Сб. науч. тр. – Харьков : ХНАДУ. – 2007. – Вып. 38. – С. 200–203.

65. Буренников Ю. А. Многопоточная гидросистема неполноповоротного экскаватора / Ю. А. Буренников, Л. Г. Козлов, С. Г. Сергеев // Гидроаппаратура и гидроприводы с/х машин: Тез. докл. науч.-практич. конф. – Винница 1994. – С. 36–37.

66. Попов Д. Н. Нестационарные гидромеханические процессы / Д. Н. Попов. – М. : Машиностроение, 1982. – 240 с.

67. Умов В. А. Динамические характеристики гидравлических агрегатов. Учебное пособие / В. А. Умов, И. Н. Филатов. – Л., ЛПИ, 1983, 72 с.

68. Оптимизация конструкции секционного гидроравноредителя для гидросистем, чувствительных к нагрузке / [Ю. А. Буренников, Л. Г. Козлов, Д. В. Лунько и др.] // Гидроаппаратура и гидроприводы с/х машин: Тез. докл. науч.-практич. конф. – Винница, 1993. – С.4–5.

69. Тихенко В. Н. Разработка гидропривода с регулируемым приводным двигателем гидронасосной установки / В. Н. Тихенко // Про-

мислова гідравліка і пневматика. – Вінниця : ВДАУ, 2006.– № 1(11). – С. 94–96.

70. Ткаченко С. Й. Математичне моделювання двофазних течій у дренажних системах / С. Й. Ткаченко, Н. Д. Степанова // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – № 6. – 2005. – С. 175–179.

71. Сахно Ю.А. Процессы и устройства деления и суммирования потоков в гидросистемах машин : дис... д-ра техн. наук: 05.02.03 / Черниговский технологический ин-т. – Чернигов, 1996. – 440 с.

72. Аппаратура объёмных гидроприводов: рабочие процессы и характеристики / Ю. А. Данилов, Ю. Л. Кирилловский, Ю. Г. Колпаков. – М. : Машиностроение, 1990. – 272 с.

73. Лурье З. Я. Математическая модель узла «электрогидравлический преобразователь – золотник гидрораспределителя» гидроагрегата навесного оборудования трактора / З. Я. Лурье, Е. Н. Цента // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця : ВДАУ, 2007.– № 3(17). – С. 96–99.

74. Буренніков Ю. А. Про можливість зниження гідравлічних втрат тиску в гідророзподільнику для гідросистем з LS-регулюванням / Ю. А. Буренніков, Л. Г. Козлов // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – № 2. – 1999. – С. 71–77.

75. Есин В. И. Определение частотных характеристик трубопроводов и пневмогидроприводов / В. И. Есин, В. Ф. Кузнецова // Пневматика и гидравлика. Приводы и системы управления. – М. : Машиностроение. – 1973. – Вып. 1. – С. 203–210.

76. Каминский В. И. Средства диагностирования гидропривода мобильных машин / В. И. Каминский // Строительные и дорожные машины. – 1990. – № 5. – С. 4–6.

77. Нагорный В. С. Устройства автоматики гидро- и пневмосистем / В. С. Нагорный, А. А. Денисов. – М. : Высшая школа, 1991. – 367 с.

78. Тумаркин М. М. К динамическому синтезу дроссельного гидропривода систем управления / М. М. Тумаркин // Машиностроение. 1982. – № 3 – С. 27–33.

79. Попов Е. П. Приближенные методы исследования нелинейных автоматических систем / Е. П. Попов, И. Н. Пальтов. – М. : Физматгиз, 1960. – 792 с.

80. Гидравлический привод агрегатных станков и автоматических линий / Л. С. Брон, Ж. Э. Тартаковский. – М. : Машиностроение, 1966. – 356 с.

81. Гасюк О. І. Динаміка багатовитратного ЗК непрямої дії на тиск 25–32 МПа у режимі перевантаження ГА підйому вала парової турбіни : автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.17. – Харків, 2004. – 20 с.

82. Черников Ю. А. Системы автоматического управления с гидравлическим приводом программносителей / Ю. А. Черников. – М. : Машиностроение, 1987. – 232 с.

83. Пискорский Г. А. Гидравлические и пневматические устройства машин лёгкой промышленности / Г. А. Пискорский, Н. А. Сивченко. – М.–Л. : Машгиз, 1962. – 214 с.

84. Гурбан В. Ю. Устойчивость клапанов и определение её границ и запасов / В. Ю. Гурбан // «Гидропривод и гидропневмоавтоматика», вип. 6. – «Техніка», 1970. – С. 71–76.

85. Пат. 43441 UA, МПК F15B 13/04 (2009.01) Гідропривод для незалежного від навантаження управління витратою / Козлов Л. Г., Петров О. В.; заявник Вінницький національний технічний університет. – № u200906776; заявл. 30.06.2009; опубл. 10.08.2009, Бюл. № 15, 2009 р.

86. Дьяконов В.П. MATLAB 6.5 SP1/7 + Simulink 5/6. Основы применения. Серия «Библиотека профессионала» / В. П. Дьяконов. – М. : СОЛОН-Прес, 2005. – 800 с.

87. Конев В. Ю. Основные функции пакета MATLAB : учеб. пособие / В. Ю. Конев, Л. А. Мироновский. – СПб. : СПбГААП. – 1994. – 343 с.

88. Потемкин В. Г. MATLAB 6: среда проектирования инженерных приложений / В. Г. Потемкин. – М. : Диалог МИФИ, 2003. – 268 с.

89. Ануфриев И. Е. Самоучитель MatLab 5.3/6.x / Ануфриев И. Е.. – СПб. : БХВ Петербург, 2003. – 358 с.

90. Дьяконов В.П. Математические пакеты расширения MATLAB / В. П. Дьяконов, В. М. Круглов. – СПб. : Питер, 2001. – 268 с.

91. Дьяконов В. П. MATLAB 6/6.1/6.5 + SIMULINK 4/5 в математике и моделировании / В. П. Дьяконов. – М. : Солон Пресс, 2003. – 366 с.

92. Петров О. В. Аналіз гідравлічних витрат тиску в гідророзподільнику за допомогою САД/САЕ систем / О. В. Петров // Вісник Хмельницького національного університету. Серія «Технічні науки». – № 4. – 2009. – С. 67–70.

93. SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике / [А. А. Алямовский, А. А. Собачкин, Е. В. Одинцов и др.]. – СПб. : БХВ-Петербург, 2005. – 800 с.
94. Кочевский А. Н. Расчет внутренних течений жидкости в каналах с помощью программного продукта FlowVision / А. Н. Кочевский // Вестник Сумського державного университету. Серія технічні науки. – 2004. – № 2 (61) – С. 25–36.
95. ГОСТ 20245-74 Гидроаппаратура. Правила приёмки и методы испытаний. Hydraulic valves/ Acceptance rules and methods of tests.
96. Никитин О. Ф. Объёмные гидравлические и пневматические приводы. Учеб. пособие для техникумов / О. Ф. Никитин, К. М. Холин. – М. : Машиностроение, 1981. – 269 с.
97. Гидроприводы и гидропневмоавтоматика станков / [В. А. Федорец, М. Н. Педченко, А. Ф. и др.]; Под. ред. д-ра техн. наук В. А. Федорца. – К. : Вища шк. Головное изд-во, 1987. – 375 с.
98. Проектирование гидравлических систем машин / [Г. М. Иванов, С. А. Ермаков, Б. Л. Коробочкин, Р. М. Пасынков]; Под общ. ред. Г. М. Иванова. – М. : Машиностроение, 1992. – 224 с.
99. Богданович Л. Б. Гидравлические приводы : учеб. пособие для вузов / Л. Б. Богданович. – К.: Вища школа. Головное изд-во, 1980. – 232 с.
100. Коваль П. В. Гидравлика и гидропривод горных машин : учебник для вузов по специальности «Горные машины и комплексы» / П. В. Коваль. – М. : Машиностроение, 1979. – 319 с.
101. Бондарь В. А. Система Load-Sensing в сельскохозяйственной технике / В. А. Бондарь // Вибрации в технике и технологиях. – Вінниця : ВДАУ, 2003. – № 4 (30). – С. 19–25.
102. Методы оптимизации в примерах и задачах : учеб. пособие / А. В. Пантелеев, Т. А. Летова.; 2-е изд., исправл. – М. : Высшая школа, 2005. – 544 с.
103. Соболев И. М. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями / И. М. Соболев, Р. Б. Статников. – М. : Наука, 1981. – 154 с.
104. Статников И. Н. Методика аппроксимации результатов вычислительного эксперимента в задачах исследования динамики механических систем / И. Н. Статников, Г. И. Фирсов // Необратимые процессы в природе и технике. – М. : МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2005. – С. 201–203.

105. Статников И. Н. ПЛП-поиск и его реализация в среде MATLAB / И. Н. Статников, Г. И. Фирсов // Проектирование инженерных и научных приложений в среде MATLAB. – М. : ИПУ РАН, 2004. – С. 398–411.

106. Статников И. Н. ПЛП-поиск – эвристический метод решения прикладных задач оптимизации / И. Н. Статников, Г. И. Фирсов // Практика применения научного обеспечения в образовании и научных исследованиях. – СПб: СПбГУ, 2003. – С. 54–57.

107. Козлов Л. Г. Оптимізація конструктивних параметрів гідророзподільника для гідроприводів, чутливих до навантаження мобільних робочих машин / Л. Г. Козлов, Л. В. Крещенецький, О. В. Петров // Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. – № 36. – 2007. – С. 74–76.

108. Metrological characteristic of the test rig with automatic regesting of the proportionally-controlled hydraulic drive / [Yu. A. Burennikov, L. G. Kozlov, D. O. Lozinsky and other] // BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN IASI. – Tomul LV (LIX), fasc. 1, 2009. – P. 125–130.

109. Ремарчук М. П. Розробка і використання діагностичного комплексу для визначення стану гідросистем мобільних машин в умовах експлуатації / М. П. Ремарчук, І. М. Федоренко // Восточно-европейский журнал передових технологій. – 2005. – № 4/2 (16). – С. 64–68.

110. Проектирование датчиков для измерения механических величин / Под. ред. Е. П. Осадчего. – М. : Машиностроение, 1979. – 480 с.

111. Адлер Ю. П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю. П. Адлер, Е. В. Маркова, Ю. В. Грановский. – М. : Наука, 1976. – 280 с.

112. Directional control valves. DC008. Catalogue / Bondioli&Pavesi Dinoil. – P. 122.

113. Ремарчук М. П. Зниження енерговитрат в механізмах переміщення мобільних машин / М. П. Ремарчук // Восточно-европейский журнал передових технологій. – 2005. – № 5/1 (17). – С. 86–92.

114. Ремарчук М. П. Визначення загального ККД гідросистеми екскаватора-стенда за результатами вимірювання впливових параметрів / М. П. Ремарчук, В. І. Калмиков, І. М. Федоренко // Автомобильный транспорт. Сб. науч. тр. Вып. 15. – Харьков : ХНАДУ. – 2004. – С. 35–37.

Наукове видання

**Бурєнніков Юрій Анатолійович
Козлов Леонід Геннадійович
Петров Олександр Васильович**

**МУЛЬТИРЕЖИМНИЙ LS- ГІДРОПРИВОД
НА БАЗІ ПРОПОРЦІЙНОГО ГІДРОРОЗПОДІЛЬНИКА**

Монографія

Редактор Н. Мазур

Оригінал-макет підготовлено О. Петровим

Підписано до друку 22.11.2012 р.
Формат 29,7×42¼. Папір офсетний.
Гарнітура Times New Roman.
Друк різнографічний. Ум. др. Арк. 8,78
Наклад 100 прим. Зам № 2012-187

Вінницький національний технічний університет,
КІВЦ ВНТУ,
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95,
ВНТУ, ГНК, к. 114.
Тел. (0432) 59-85-32.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
серія ДК № 3516 від 01.07.2009 р.

Віддруковано у Вінницькому національному технічному університеті,
в комп'ютерному інформаційно-видавничому центрі,
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95,
ВНТУ, ГНК, к. 114.
Тел. (0432) 59-81-59
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
серія ДК № 3516 від 01.07.2009 р.