

**БУДІВЕЛЬНИЙ ФАКУЛЬТЕТ**

**Кафедра будівельних, колійних  
та вантажно-розвантажувальних машин**

**АНАЛІЗ ПРИНЦИПОВИХ СХЕМ ГІДРАВЛІЧНИХ  
ПРИВОДІВ МОБІЛЬНИХ МАШИН**

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**

**до виконання практичних завдань і самостійних робіт  
з дисциплін**

***«ГІДРОПРИВОД ТА ГІДРОАВТОМАТИКА МАШИН»,  
«ОСНОВИ АВТОМАТИЗАЦІЇ БКВРМ»***

**Харків - 2013**

Методичні вказівки розглянуто та рекомендовано до друку на засіданні кафедри будівельних, колійних та вантажно-

розвантажувальних машин 26 грудня 2011 р., протокол № 4.

Наведено основні схемні рішення при проектуванні гідравлічних систем гідроприводів мобільних машин. Розглянуто принципи автоматичного розвантаження насосів і систем від тиску. Методичні вказівки призначено для вирішення практичних завдань, виконання самостійних робіт і при дипломному проектуванні. Наведено приклади принципових схем гідроприводів мобільних машин для вирішення деяких завдань з практики використання устаткування.

Методичні вказівки розроблено для студентів спеціальності “Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини і обладнання” усіх форм і строків навчання.

Укладач

доц. О.В. Суранов

Рецензент

доц. А.М. Кравець

## АНАЛІЗ ПРИНЦИПОВИХ СХЕМ ГІДРАВЛІЧНИХ ПРИВОДІВ МОБІЛЬНИХ МАШИН

Методичні вказівки  
до виконання практичних завдань і самостійних робіт  
з дисциплін  
«ГІДРОПРИВОД ТА ГІДРОАВТОМАТИКА МАШИН»,  
«ОСНОВИ АВТОМАТИЗАЦІЇ БКВРМ»

Відповідальний за випуск Суранов О.В.

Редактор Ібрагімова Н.В.

---

Підписано до друку 18.01.12 р.

Формат паперу 60x84 1/16. Папір писальний.

Умовн.-друк.арк. 0,5. Тираж 50. Замовлення №

Видавець та виготовлювач Українська державна академія залізничного транспорту,  
61050, Харків-50, майдан Фейербаха, 7.

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 2874 від 12.06.2007 р.

**Міністерство інфраструктури України**  
**Українська державна академія залізничного транспорту**

**Кафедра БКВРМ**

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**

до виконання практичних завдань і самостійних робіт

з дисциплін

«Гідропривод та гідроавтоматика машин»,

«Основи автоматизації БКВРМ»

“Аналіз принципових схем гідравлічних приводів мобільних  
машин”

для студентів спеціальності

“Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні  
машини і устаткування”

усіх форм і строків навчання

2013

Методичні вказівки розглянуто та рекомендовано до друку на засіданні кафедри БКВРМ 26 грудня 2011 р., протокол № 4.

Наведено основні схемні рішення при проектуванні гідравлічних систем гідроприводів мобільних машин. Розглянуто принципи автоматичного розвантаження насосів і систем від тиску. Методичні вказівки призначено для вирішення практичних завдань, виконання самостійних робіт і при дипломному проектуванні. Наведено приклади принципових схем гідроприводів мобільних машин для вирішення деяких завдань з практики використання устаткування.

Методичні вказівки розроблено для студентів спеціальності “Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини і обладнання” усіх форм і строків навчання.

Укладач  
доц. О.В. Суранов

Рецензент  
доц. А.М. Кравець

## ЗМІСТ

Вступ.....	4
1 Засоби розвантаження насоса та гідросистеми від тиску рідини.....	4
1.1 Повне розвантаження насоса.....	6
1.2 Розвантаження насоса з утриманням тиску.....	10
1.3 Розвантаження насоса великої продуктивності.....	12
1.4 Автоматичне розвантаження насоса в положенні «стоп».....	14
Список літератури.....	19

## **ВСТУП**

Підвищення ефективності та економічності транспортних і будівельних машин можливо за рахунок гідрофіксації силового устаткування. Гідравлічні приводи є основними виконавчими елементами систем автоматичного керування. До складу багатьох сучасних систем автоматичного керування (САК) будівельних, колійних і вантажно-розвантажувальних машин і обладнання (БКВРМ) входять десятки виконавчих пристроїв (гідроциліндри, гідромотори, гідропередачі, гідротрансформатори та ін.).

Перевагами гідравлічних виконавчих елементів є мала вага та об'єм, який припадає на одиницю потужності, що передається; простота здійснення безступеневого регулювання швидкостей; високий рівень редукації; високе значення коефіцієнта корисної дії (ККД); надійність роботи; простота обслуговування та керування, а також універсальність використання.

Використання гідравлічних виконавчих систем спрощує вирішення багатьох технічних завдань, значно спрощує проблему автоматизації виробничих процесів, підвищує якість БКМ, значно зменшує їх вагу та габарити. Так, габарити сучасного гідромотора порівняно з електромотором аналогічної потужності менше у 10 – 15 разів, а вага – у 5- 10 разів [1].

Перелічені переваги гідравлічних виконавчих систем автоматики БКМ забезпечили широке їх використання.

У даній роботі подано аналіз роботи і принципові схемні рішення для реалізації основних засобів розвантаження від тиску рідини насосів і гідросистем автоматики БКВРМ.

### **1 ЗАСОБИ РОЗВАНТАЖЕННЯ НАСОСА ТА ГІДРОСИСТЕМИ ВІД ТИСКУ РІДИНИ**

У машинах БКВРМ, верстатах, вантажопідйомних пристроях, у пресах та інших машинах гідравлічні системи дуже часто оснащуються насосом (або насосами) із приводом від індивідуального привода. При такому конструктивному рішенні насос кінематично не зв'язаний з іншими механізмами в машині, а тому є можливість електродвигун із насосом, запобіжну

апаратуру, фільтр, іноді розподільник з апаратами управління монтувати на баці або ж на панелі бака, тобто будувати автономну станцію та установлювати її там, де це зручно, з урахуванням загального компоновання машини.

Крім конструктивних, експлуатаційних і кінематичних зручностей незалежний привод дозволяє порівняно просто вимикати гідросистему, коли це викликано циклом роботи машини.

Відключення електродвигуна насоса при коротких паузах у роботі на одну-дві хвилини у машинах автоматичної дії економічно не виправдано, тому що часті зупинки та пуски електродвигуна призводять до інтенсивного зношування обертових частин насоса й електродвигуна, а часті його ввімкнення супроводжуються «піковими» навантаженнями, що призведе до перегріву та швидкого виходу з ладу електричної частини двигуна. Тому краще, не вимикаючи електродвигун від мережі, перемикаючи насос під час коротких пауз на режим, при якому рідина циркулює без тиску, тобто переводити насос на так званий розвантажувальний режим.

При різкому зниженні навантаження, наприклад під час холостих рухів виконавчого механізму або ж при вистоюванні на упорі, у гідросистемах з насосом постійної продуктивності та дросельним регулюванням швидкості для підвищення ККД системи, збільшенні довговічності обертових деталей насоса, електродвигуна та зменшенні інтенсивності нагрівання робочої рідини доцільно насос переводити на роботу з меншим тиском, тобто розвантажувати частково.

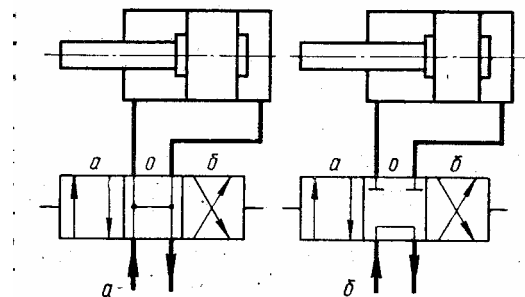
Варто врахувати, що для перемикавання насоса на повне або часткове розвантаження система повинна бути оснащена додатковими апаратами або пристроями, однак це порівняно швидко окупається.

У практиці створення гідравлічних систем набули застосування різні способи для повного та часткового розвантаження насосів, вибір яких залежить від конкретних умов: циклу роботи виконавчих механізмів, кількості насосів, обраної апаратури та ін.

## 1.1 Повне розвантаження насоса

**Застосування розподільника з відкритим центром.** Якщо в системі припустиме застосування розподільника з відкритим центром, то насос може бути переведений на режим розвантаження незалежно від положення поршня в циліндрі (рисунок 1). Відбувається це при установленні в середньому положенні золотника в розподільнику, коли обидва електромагніти знеструмлені.

У цьому випадку від насоса через розподільник рідина направляється в бак, а тиск у нагнітальній порожнині насоса буде визначатися опором магістралі, по якій циркулює рідина.



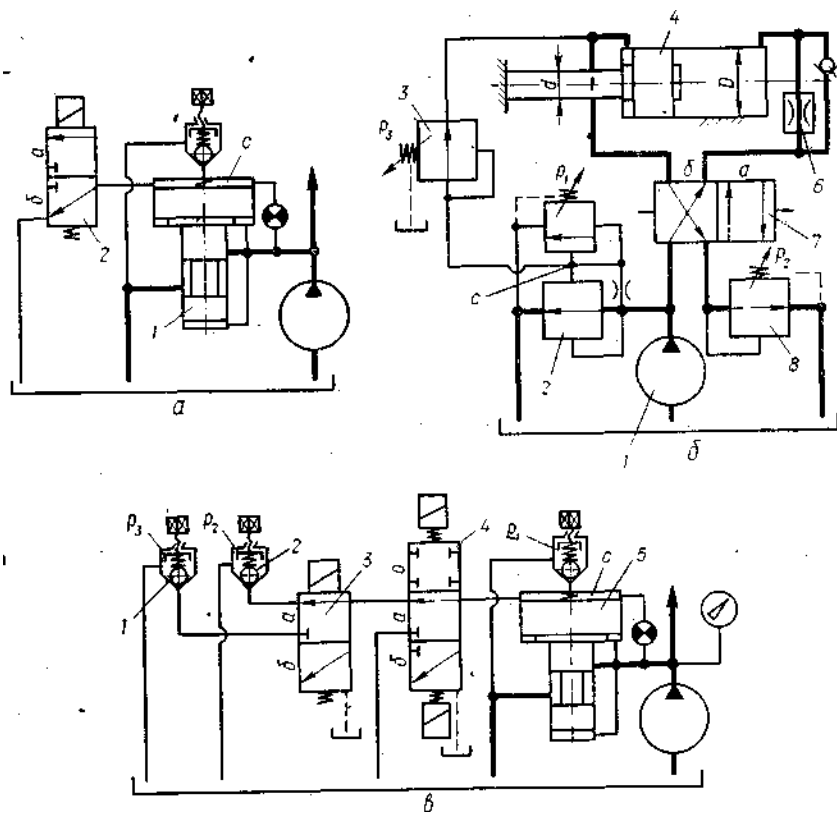
а – розподільник зі схемою 14; б – розподільник зі схемою 64

Рисунок 1 – Розвантаження насоса з використанням розподільника

При зсуві золотника в розподільнику (схема *a* або *б*) у насосі створюється тиск, що відповідає навантаженню або настроюванню напірного золотника, за умови, що в гідросистемі застосований дросельний спосіб регулювання швидкості й дросель підключений «на вході» або «на виході».

**Розвантаження насоса через клапан типу Г52.** Запобіжний клапан з переливним золотником типу Г52 (у II виконанні) крім своєї основної функції запобігання системи від перевантаження може бути використаний для часткового або повного розвантаження насоса (рисунок 2).





а – повне розвантаження; б – часткове розвантаження при підході штока до упору; в – схема забезпечення декількох тисків у системі

Рисунок 2 – Розвантаження насоса з використанням клапана типу Г52 у II виконанні

На схемі (рисунок 2, а) наведений приклад використання клапана Г52 для повного розвантаження насоса у період зупинки виконавчого механізму в початковому положенні. До керуючої порожнини с клапана 1 підключений золотник керування 2. Під час роботи виконавчого механізму електромагніт золотника керування 2 ввімкнений, а вимикається під час пауз. Золотник 2 апарата при вимкненому електромагніті встановлюється в положення б, при якому порожнина с клапана 1 підключається до бака. Як відомо, зазначене підключення викликає піднімання грибоподібного клапана й перемикання насоса в бак. У цьому випадку відведення рідини від насоса в бак відбувається при тиску приблизно в 0,1-0,15 МПа.

Ввімкнення або вимкнення електромагніту золотника керування може здійснюватися від кнопкової станції, а також автоматично при блокуванні шляхового вимикача із кнопкою

«стоп», коли, наприклад, цикл роботи виконавчого механізму завершається зупинкою у вихідному положенні на 1 - 2 хв.

Коли золотник у розподільнику займає положення *a*, поршень циліндра 4 робить робоче переміщення вправо (рисунок 2, *б*). Тиск у насосі 1 при цьому визначається корисним навантаженням, силами тертя і протитиском, створюваним в основному дроселем *б* і напірним золотником *δ*. Граничний тиск у насосі обмежується клапаном 2, пружина якого настроєна на тиск  $p_1$ . При русі поршня вправо тиск у насосі, у штоковій порожнині циліндра та у порожнині *c* клапана 2 приблизно рівні. Тому напірний золотник 3, розташований між порожниною *c* і штоковою порожниною циліндра, закритий.

З переведенням золотника в розподільнику в положення *б* починається холосте переміщення поршня вліво; підведення рідини до циліндра від насоса відбувається через зворотний клапан 5. Тому можна вважати, що тиск у циліндрі та насосі приблизно рівні. Оскільки корисне навантаження в цьому випадку відсутнє, то зусилля, яке розвиває поршень, буде пропорційно протитиску та силі тертя

$$P_1 = p_2 0,785(D^2 - d^2) + T = p_n 0,785D^2, \quad (1)$$

де  $p_2$  — протитиск у штоковій порожнині циліндра, дорівнює (приблизно) настроюванню клапана *δ*;

$p_n$  — тиск у насосі;

$T$  — сила тертя.

Якщо знехтувати силами тертя, то тиск  $p_n$  буде менше  $p_2$ , тобто

$$p_n \cong p_2 \left( 1 - \frac{d^2}{D^2} \right). \quad (2)$$

Коли сили тертя великі, то тиск  $p_n$  може виявитися недостатнім для переміщення поршня під час холостого ходу. Тому для збільшення  $p_n$  необхідно пружину напірного золотника 3 настроїти на тиск  $p_3$  трохи більший від  $p_2$ .

Якщо виконавчий механізм перебуває на упорі, то протитиск у штоковій порожнині циліндра не знижується і залишається рівним приблизно  $p_2$ , тому що з порожнини *c*

клапана 2 невеликий потік рідини (близько 1 - 1,5 л/хв) відводиться в бак через клапан 3, штокову порожнину циліндра 4, розподільник 7 і напірний золотник 8.

Зусилля, що розвиває поршень під час вистоювання виконавчого механізму на упорі,

$$P_2 = 0,785[p_3 D^2 - p_2(D^2 - d^2)]. \quad (3)$$

Схема на рисунку 2, б відповідає моменту, при якому шток перебуває на упорі, а насос при невеликому тиску (на 0,1 - 0,15 МПа більше  $p_3$ ) розвантажується в бак через клапан 2.

Різні зусилля притиснення штока до упору можна одержати регулюванням  $p_3$ .

У гідравлічній системі (рисунок 2, в) граничний тиск у насосі обмежується клапаном 5 (типу Г52), пружина якого настроєна на тиск  $p_1$ . Завдяки розподільнику 4 і золотнику керування 3 до порожнини с клапана 5 може бути підключений напірний золотник 1 або 2 або бак. Якщо  $p_1 > p_2 > p_3$ , то це означає, що в системі може бути три тиски:  $p_3$  - мінімальний,  $p_2$  - середній і  $p_1$  - максимальний. При підключенні порожнини с до бака насос переводиться на розвантажувальний режим роботи.

У гідросистемі (рисунок 3) насос 1 в основному призначений для живлення контуру I і насоса 9.

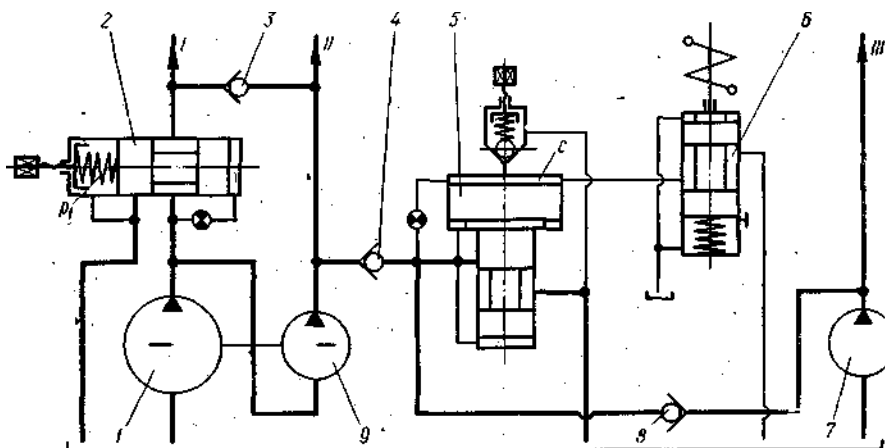


Рисунок 3 – Розвантаження трьох насосів через клапан типу Г52

Насос *I* підключається через зворотний клапан *3* до контуру *II* тільки тоді, коли тиск у ньому стає меншим від  $p_1$ . Насос *9*, приєднаний до насоса *I* послідовно, призначений для живлення тільки контуру *II*; тиск у цьому насосі контролюється клапаном *5* (типу Г52). Самостійний насос *7* живить контур *III*. Зі збільшенням тиску в контурі *I* вище  $p_1$  спрацьовує клапан *2*; при цьому насос *I* перемикається частково в бак, зберігаючи тиск  $p_1$  у контурі *I* і в усмоктувальній порожнині насоса *9*.

Клапан *5*, по-перше, охороняє насоси *9* та *7*, по-друге, при вимиканні електромагніту золотника керування *б* переводить всі насоси (*1*, *9* і *7*) на режим майже повного розвантаження насоса *1*; у період розвантаження рідина відводиться в бак через апарати *2*, *3*, *4* і *5*; від насоса *9* — через клапани *4* і *5* і від насоса *7* - через клапани *8* і *5*.

Витратна характеристика клапана *5* повинна відповідати сумарній продуктивності всіх насосів.

## 1.2 Розвантаження насоса з утриманням тиску

Збереження заданого тиску в робочому контурі гідросистеми тривалий час при малих витратах рідини, що необхідно для компенсації тільки можливих витоків, потрібно в пристосуваннях і приладах, призначених для затискання виробу, у пресах, де виріб протягом деякого часу втримується під тиском, у натяжних механізмах, прокатних станах, піднімальних і вантажопідійомних пристроях.

У таких ситуаціях для підвищення ККД системи доцільно застосовувати акумулятор, що може якийсь час утримувати заданий тиск у замкнутому контурі (рисунок 4).

У схемі на рисунку 4, *а* від насоса *1* через зворотний клапан *3*, розподільник *4* рідина направляється до робочої порожнини циліндра *5* й одночасно до пневмогідравлічного акумулятора *б*, а також під нижній торець золотника клапана *2* (типу БГ54). При підході штока до упору зростає тиск у циліндрі, акумуляторі, насосі, і, коли він досягне тиску  $p_k$ , золотник у клапані *2* притискається до пружини, пропускаючи рідину від насоса через клапан *2* і фільтр у бак.

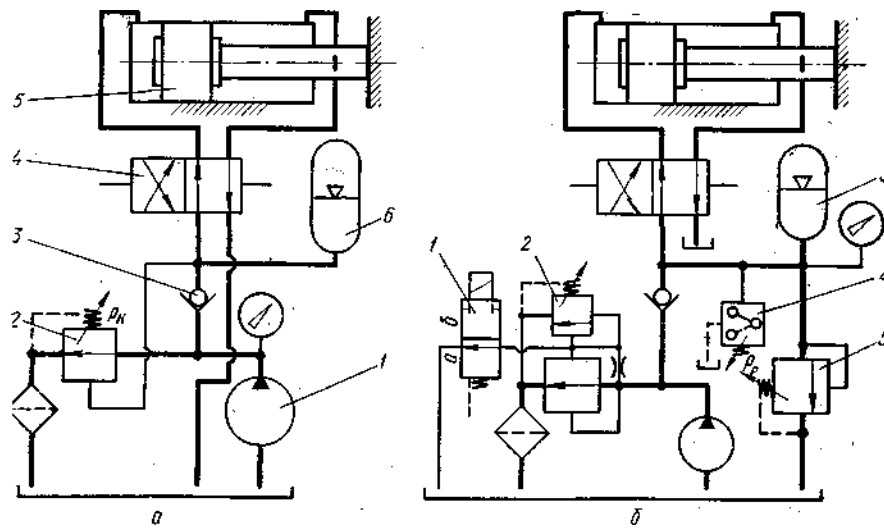


Рисунок 4 – Гідросхеми, які забезпечують розвантаження насоса з утриманням заданого тиску в гідроциліндрі

З цього моменту тиск у робочій порожнині циліндра підтримується акумулятором, а насос майже повністю розвантажується. Зворотний клапан 3 відключає насос від акумулятора та циліндра. З падінням тиску в акумуляторі нижче тиску, на який настроєна пружина клапана 2, насос автоматично підключається до робочого контуру, заряджаючи акумулятор до тиску  $p_k$ . Таким чином, насос перебуває під максимальним тиском  $p_k$  тільки в моменти, необхідні для зарядки акумулятора. Циклічність підключення насоса до акумулятора залежить від співвідношення пропускної характеристики клапана 2 і продуктивності насоса. Випробування аналогічної схеми з насосом продуктивністю 12 л/хв і напірним золотником БГ54-14 (з максимальною витратою 70 л/хв) дали гарні результати.

При досягненні тиску в системі, на який настроєно реле тиску 4, насос перемикається в бак (рисунок 4, б). Від мікроперемикача реле після досягнення тиску  $p_p$  надходить команда на відключення електромагніту золотника керування 1 при клапані 2 (типу Г52). У цьому випадку при установленні золотника в клапані 1 у положення а насос через клапан 2 переводиться на розвантажувальний режим. У контурі циліндра на якийсь час акумулятором 3 підтримується тиск, який дорівнює  $p_p$ .

З падінням тиску в циліндрі вдруге спрацьовує реле тиску; включається електромагніт апарата 1, золотник якого

переводиться в положення *б*. При цьому апарат 2 відсікає від бака насос, який автоматично підключається до циліндра.

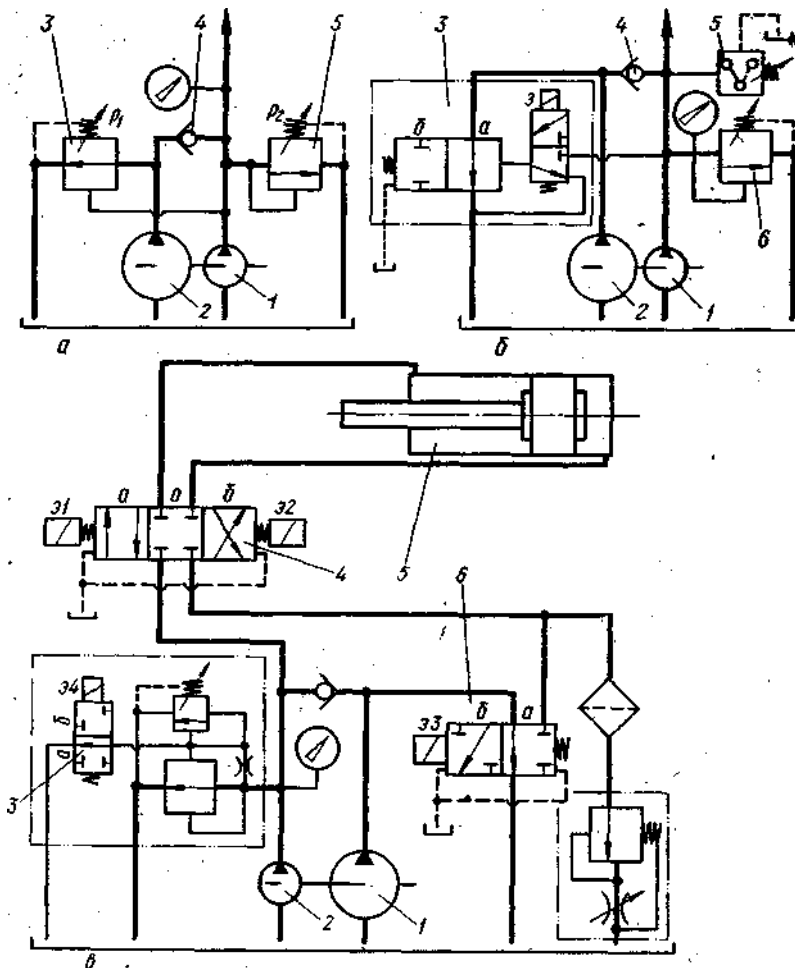
Клапан 5 виконує функцію другого запобіжного пристрою. Пружина його, а також пружина клапана 2 настраюються на тиск  $p_p + (0,3 — 0,5)$  МПа.

### 1.3 Розвантаження насоса великої продуктивності

У гідросистемі (рисунок 5, *а*) обидва насоси підключаються в систему під час холостих переміщень виконавчого механізму. При робочих рухах, коли навантаження в циліндрі зростають, а тиск стає вище тиску  $p_1$  настроювання клапана 3, насос 2 автоматично перемикається на розвантажувальний режим. Система живиться від насоса 1, величина тиску в якому контролюється клапаном 5. Зворотний клапан 4 перешкоджає проникненню рідини в контур насоса 2 під час його розвантаження.

Для вирішення аналогічного завдання може бути використана розподільна панель типу Г53. Коли тиск (заданий) у робочому контурі системи становить величину порядку 20 МПа, для розвантаження насоса більшої продуктивності при роботі тільки меншого насоса можна рекомендувати систему, наведену на рисунку 5, *б*.

Золотник зливний з електрогідравлічним керуванням 3 типу Г63-4 по команді від реле тиску 5, пружина якого настроєна на малий тиск, переводиться в положення *а*. При цьому насос 2 більшої продуктивності перемикається в бак. У систему надходить рідина тільки від меншого насоса 1, а тиск у ньому та у системі контролюється клапаном 6. З падінням тиску в системі (наприклад, під час холостого ходу виконавчого механізму) від мікроперемикача реле тиску надходить вторинна команда на відключення електромагніту *Е* золотника керування в апараті 3. Основний золотник апарата 3 переводиться в положення *б*, насос 2 відсікається від бака, а в систему направляється сумарний потік рідини від двох насосів.



а – через дистанційно регульований клапан типу Г54;  
 б – через золотник зливний; в – через розподільник з  
 електричним керуванням

Рисунок 5 – Розвантаження насоса великої продуктивності

Таким чином, у схемі на рисунку 5, б насос більшої продуктивності розвантажується тільки під час робочих переміщень виконавчого механізму.

У гідросистемі із двома насосами 1 і 2 забезпечується розвантаження насоса більшої продуктивності під час робочих переміщень поршня в циліндрі 5 і майже повне розвантаження двох насосів при зупинці виконавчого механізму у вихідному положенні (рисунок 5, в).

## 1.4 Автоматичне розвантаження насоса в положенні «стоп»

Машини автоматичної й напівавтоматичної дії нерідко працюють за циклами, при яких переміщення виконавчих органів відбувається з різною швидкістю, і чергуються зупинками в проміжках часу, при яких доцільно розвантажувати насос.

З цією метою використовуються різні схемні й конструктивні рішення. Зокрема застосування зворотного клапана (рисунок 6, а), підключеного в певному місці безпосередньо до циліндра, забезпечує одночасно зупинку поршня та переведення насоса на розвантажувальний режим. При русі поршня вліво з відкриттям отвору (або проточини) 1 правою крайкою поршня тиск в обох порожнинах циліндра зрівнюється й знижується до мінімальної величини, тому що насос розвантажується в бак через магістраль 3, штокову порожнину циліндра, зворотний клапан, магістраль 2 і розподільник.

Розвантаження насоса через зворотний клапан з одночасної зупинкою виконавчого механізму може застосовуватися в машинах при будь-якому розташуванні циліндра двосторонньої силової дії. Для спрощення монтажу, зменшення з'єднань рекомендується зворотний клапан (наприклад, кулькового типу) вбудовувати безпосередньо в циліндрі, якщо циліндр виконаний литим.

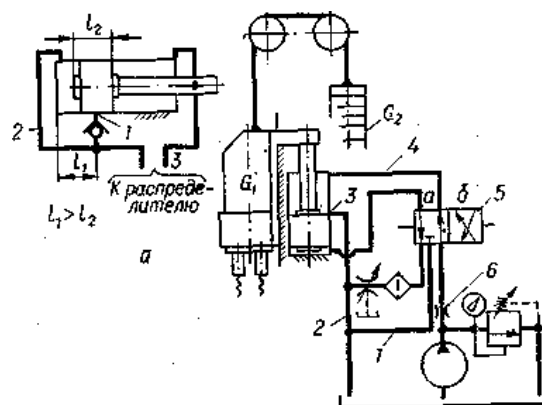


Рисунок 6 – Автоматична зупинка поршня з одночасним розвантаженням насоса



Якщо загальна величина ходу поршня дорівнює його висоті, то можна здійснити розвантаження насоса та системи з одночасною зупинкою поршня. На рисунку 6, б наведена гідравлічна система агрегатного верстата з вертикальним розташуванням свердлильної головки.

Незалежно від напрямку руху головки зупинка її відбувається при відкритті крайкою поршня отвору 3, розташованого в середній частині циліндра. Коли отвір 3 відкритий верхньою крайкою поршня, то циркуляція рідини від насоса в бак відбувається через дросель 6, розподільник 5, штокову порожнину циліндра та магістраль 2. При верхньому розташуванні поршня, коли отвір 3 відкритий нижньою крайкою поршня, насос з'єднується з баком через поршневу порожнину циліндра і магістраль 2. У нижній порожнині циліндра встановлюється тиск

$$p = \frac{G_1 - G_2}{F_1}, \quad (4)$$

де  $F_1$  – площа поршня;

$G_1, G_2$  – відповідно вага головки та противаги.

Оскільки вага головки звичайно більше ваги противаги, то при верхньому розташуванні головки насос перебуває під деяким тиском і повністю не розвантажується.

При розташуванні золотника в розподільнику 5 у позиції *a* головка переміщається вниз, причому її швидкість регулюється дроселем. Після реверса зі штокової порожнини циліндра рідина витискається в бак через розподільник 5 і магістраль 1.

Оскільки тиск у насосі під час розвантаження малий і може виявитися недостатнім для перемикання золотника в розподільнику, то на магістралі між насосом і розподільником установлений дросель 6, підібраний так, щоб у насосі під час розвантаження виник тиск, достатній для управління розподільником 5.

У циліндро-поршневій групі в системах *a* й *б* (рисунк 6) для ущільнення поршня не слід застосовувати м'які ущільнюючі кільця або манжети, тому що через отвір або проточину в циліндрі вони швидко виходять з ладу.

У шліфувальних верстатах стіл при зупинці на твердому упорі (наприклад, при обробці торця) притискається до упора з зусиллям приблизно в 10 000-12 000 Н, якщо тиск у системі становить 1,0-1,5 МПа.

Установлення упору у створі з віссю силового циліндра стола в більшості випадків практично неможливо. Найчастіше упор розміщується вище або збоку від циліндра, тому коли стіл притиснутий до упора, виникає пара сил, що створює напружений стан, викликаючи підрив або перекіс стола через деформації деяких деталей. Подібний стан позначається на точності розташування спряжених елементів у верстаті. За рахунок введення в систему порівняно простих пристроїв зусилля притиску до упора може бути значно знижено.

У гідрофікованих машинах БКВРМ з вертикальним компонованням циліндро-поршневої групи (наприклад, аутригери) для підняття поршня й утримання його у верхньому положенні тиск у нижній порожнині циліндра повинен бути достатнім тільки для зрівноважування рухливих частин (поршня, штока, повзуна, головки з інструментом або інших пристроїв). Цей тиск звичайно менше робочого тиску, який необхідний для пересування, поршня вниз.

Якщо час зупинки поршня у верхньому положенні становить 1-1,5 хв, то доцільно трохи ускладнити гідросистему, забезпечивши при цьому часткове розвантаження насоса в періоди холостих рухів поршня та пауз.

У гідравлічній системі (рисунок 7) клапан 1 (типу БГ54 або Г52) охороняє систему від перевантаження та підтримує постійний тиск  $p_1$  при русі поршня вниз (у періоди робочих переміщень). Якщо золотник у розподільнику 2 переведений у положення *a*, то відведення рідини з нижньої порожнини циліндра в бак проходить через дросель 4 і розподільник 2.

Тиск у нижній порожнині циліндра під час піднімання поршня (після переведення золотника в розподільнику в положення *б*) відповідає силам тертя та вазі рухливих частин. Напірний золотник 5, підключений до нижньої порожнини циліндра через зворотний клапан 3, у моменти піднімання поршня та вистоювання його на упорі підтримує в ній тиск  $p_2$ , який менше від  $p_1$ .

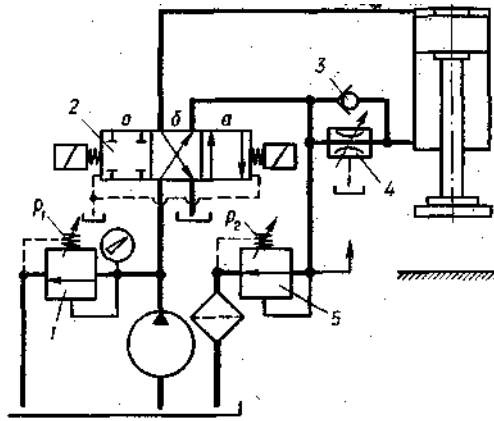


Рисунок 7 – Гідравлічна система часткового розвантаження насоса при вертикальному розташуванні гідроциліндра

При вистоюванні поршня вгорі на упорі рідина від насоса через розподільник і напірний золотник 5 відводиться в бак.

Таким чином, при підніманні поршня та вистоюванні його на упорі насос розвантажується частково.

На машинах БКВРМ часто застосовують конструкцію поворотного механізму у вигляді гідроциліндра з двостороннім поршнем і рейковою передачею (рисунок 8). Оскільки момент інерції поворотної частини великий, то незалежно від напрямку повороту в моменти рушення необхідно створити великий крутний момент на приводному валу б і великий тиск у циліндрі 4. Надалі при усталеному русі величина крутного моменту, а отже, тиск у циліндрі автоматично зменшуються. Коли головка дійде до упора, то для зменшення напруженого стану в передавальних ланках і можливих деформаціях у них необхідно у циліндрі зберегти тиск, достатній для протидії тільки силам тертя.

У наведеній системі це досягається в такий спосіб. При русі поршня-рейки 5 вправо (по рисунку) рідина від насоса, коли золотник у розподільнику встановлений у положення а, надходить до порожнини 3 циліндра 4. Гідравлічна сила, що розвивається циліндром у моменти рушення головки, визначається в основному силами інерції рухливих мас. На це зусилля повинен бути розрахований і настроєний клапан 15. З відкриттям проточини 2 тиск у порожнині 3 буде відповідати настроюванню клапана 10, тобто  $p_2 < p_1$ . Тому притискання головки до упора та утримання її на упорі відбувається при тиску  $p_2$ .

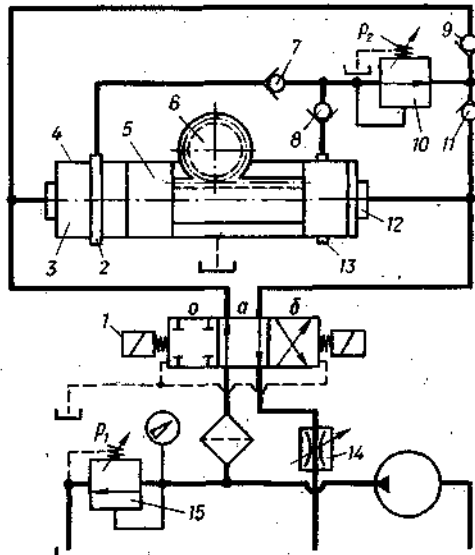


Рисунок 8 – Гідравлічна система часткового розвантаження насоса при підході поршня-рейки до упора

У цей момент рідина від насоса направляється в бак через фільтр, розподільник 1, циліндр 4, зворотний клапан 7, напірний золотник 10, зворотний клапан 11, розподільник і дросель 14.

При зворотному русі поршня рідина підводиться до циліндра з боку порожнини 12. З відкриттям проточки 13 насос з'єднується з баком через апарати 1—4—7—10—9—1—14.

Таким чином, автоматичне перемикання насоса на роботу з меншим тиском (часткове розвантаження) відбувається в моменти відкриття поршнем проточин 2 й 13.

Стрілкою від апарата 5 показано місце підключення трубопроводу, що йде від манометра (або крана манометра) (рисунок 7). Іноді в такий спосіб указується місце, куди повинен бути підключений манометр тільки під час настроювання апарата на заданий тиск. Подібне позначення прийняте в багатьох проектних бюро.

### **Висновки:**

1 У даних методичних вказівках розглянуто основні схеми часткового або повного розвантаження насосів у гідросхемах мобільних машин БКВРМ.

2 Проведений аналіз принципів роботи гідравлічних схем дозволяє вибрати схему, яка найбільше задовольняє потреби замовника.

## Список літератури

- 1 Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика. – М.: Машиностроение, 1971. – 672 с.
- 2 Богданович Л.Б. Гидравлические приводы: Учеб. пособие для вузов.- Киев: Вища школа, 1980. – 232 с.
- 3 Перекрестов А.В. Задачи по объемному гидроприводу. – К.: Вища школа, 1983. – 143 с.
- 4 Перекрестов А.В. Основи гідравліки і пневматики. – Харків: Вид-во ХГУ, 1967. – 187 с.
- 5 Осецкий А.В. Некоторые вопросы регулирования скоростей в гидроприводах металлорежущих станков // Исследование в области металлорежущих станков. – М.: Машгиз, 1961. – Вып. 4. – С. 19-27.
- 6 Великанов К.М., Решетихин Н.В. Изменение экономической эффективности вариантов гидропривода металлорежущих станков в зависимости от мощности // Науч.-техн. информационный бюллетень. – 1960. – № 4.





