

Министерство образования Республики Беларусь  
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ  
Кафедра "Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод"

**СРЕДСТВА ГИДРОАВТОМАТИКИ**

**ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ (ПРАКТИКУМ)  
ДЛЯ СТУДЕНТОВ СПЕЦИАЛЬНОСТИ  
1-36 01 07 «ГИДРОПНЕВМОСИСТЕМЫ МОБИЛЬНЫХ И  
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН»**

ЭЛЕКТРОННОЕ УЧЕБНОЕ ИЗДАНИЕ

**Минск 2019**

УДК 681.523.4 (076.5)  
ББК 39.965.2я7  
С75

Составители:

П.Р. Бартош, П.Н. Кишкевич, Л.Г. Филипова, Я.С. Калинка,  
С.В. Джежора

Рецензенты:

Ю.Д. Карпиевич, А.И. Рахлей

В практикуме освещены вопросы конструкций и принципы действия различных гидравлических аппаратов: регулируемого дросселя, напорных клапанов, редуционного клапана, регулятора расхода, делителя потока, управляемого обратного клапана и пневмогидроаккумулятора, включены методики определения их статических характеристик.

Белорусский национальный технический университет  
пр-т Независимости, 65, г. Минск, Республика Беларусь  
Тел.(017)292-84-37  
E-mail: emd@bntu.by  
<http://www.bntu.by/ru/struktura/facult/psf/chairs/im/>  
Регистрационный №

© БНТУ, 2018 Бартош П.Р., Кишкевич П.Н., Филипова Л.Г.,  
Калинка Я.С., Джежора С.В.

## ***ПРАВИЛА ТЕХНИКИ БЕЗОПАСНОСТИ***

К выполнению лабораторных работ допускаются студенты, прошедшие инструктаж по технике безопасности.

1. До начала работ ПОЛУЧИТЬ дополнительный инструктаж о размещении кнопок аварийного останова электродвигателя насоса, рубильника для обесточивания стенда и размещении средств пожаротушения.

2. При монтаже схем ЗАПРЕЩАЕТСЯ сгибать шланги в месте крепления штуцеров.

4. ЗАПРЕЩАЕТСЯ проведение работ при наличии масла на полу учебного класса. Упавшие на пол капли масла следует немедленно убирать. Для исключения попадания капель на пол шланги и гидравлические устройства необходимо держать над поддоном стенда.

5. При монтаже гидравлических схем необходимо ОБЕСПЕЧИТЬ надежное закрепление всех устройств. Усилия при монтаже шлангов должны прикладываться только в направлении, перпендикулярном монтажной доске.

6. ПУСК стенда проводится только в присутствии преподавателя, ведущего данное занятие.

7. Изменение настройки гидравлических аппаратов следует проводить плавно, не допуская резких переходов к другим пределам.

9. Отсоединение шлангов можно проводить только при остановленном электродвигателе насоса и обязательном снижении до нуля давлений во всех гидравлических устройствах.

10. После окончания работ выключить электропитание насосной установки и электрической системы, разложить использованные устройства в строго отведенные места в ящиках стенда, тщательно убрать следы масла на монтажной доске и других частях стенда, после чего сообщить преподавателю о завершении работы.

11. В случае травмы немедленно выключать учебный стенд, вызвать при необходимости врача и до его прибытия оказывать помощь пострадавшим.

*Лабораторная работа №1*  
**ЛАБОРАТОРНЫЙ ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ СТЕНД FESTO**

Цель работы: изучение конструкции и принципа действия гидравлического стенда для испытаний гидроаппаратов.

**Порядок выполнения работы**

1. Изучить состав и назначение гидравлического стенда.
2. Ознакомиться с комплектующими гидравлическими устройствами, входящими в комплект поставки стенда и способами их монтажа на плитах стенда.
3. Ознакомиться с конструкцией быстроразъемной муфты и вычертить ее.
4. Изучить принципиальные условные обозначения гидравлического оборудования учебного стенда.

**Общие сведения**

Гидравлический стенд фирмы FESTO предназначен для практического изучения элементной базы и основных систем управления производственными процессами с помощью гидравлических средств автоматики. Его главной особенностью является предоставленная для учащихся возможность самим собирать различные схемы для изучения характеристик основных гидравлических устройств и приводов в целом, проверять работоспособность разрабатываемых гидравлических систем, приобретать навыки монтажа, наладки и технической эксплуатации гидроприводов [1].

Стенд состоит из стола, одной или двух вертикальных плит для монтажа гидравлических устройств, панели для установки электрических блоков питания и управления, насосной установки и расходомера (рис. 1.1).



Рис. 1.1. Внешний вид стенда

В ящиках стола размещены комплектующие гидравлические устройства. В их число входят практически все виды используемой в приводах гидравлической аппаратуры, предназначенной для управления давлением, расходом или направлением потока рабочей жидкости, а также два типа гидродвигателей - гидроцилиндр с односторонним штоком и гидромотор. Соединение гидравлических устройств обеспечивается с помощью гибких рукавов высокого давления (шлангов) с быстродействующими разъемами и тройников. Наличие обратных клапанов на штуцерах гидравлических устройств и шлангов позволяет исключить вытекание из них рабочей жидкости в отсоединенном положении.

Насосная установка является источником подачи рабочей жидкости и выполнена в виде отдельного блока (рис. 1.2) [2].

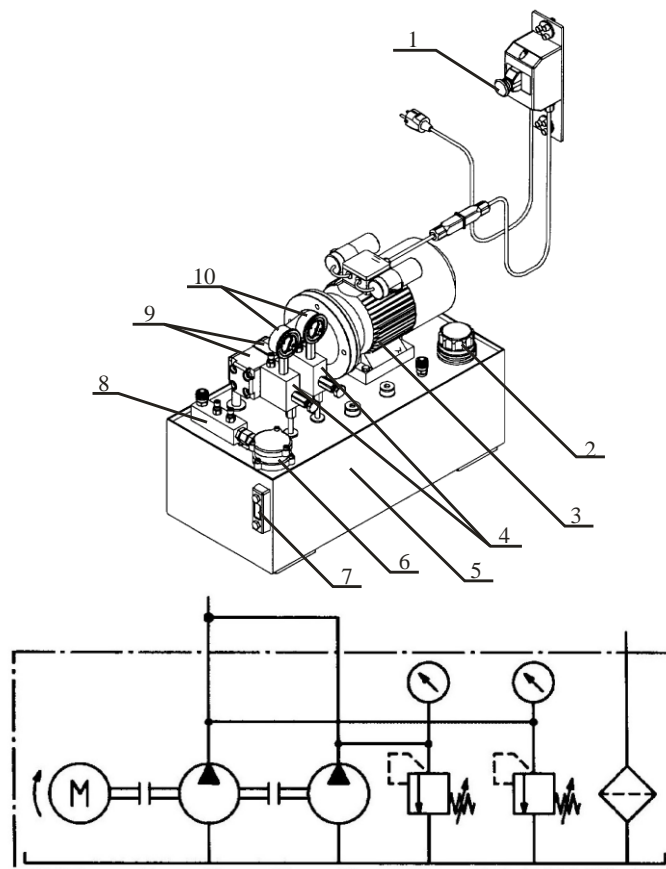


Рис. 1.2. Насосная установка:

1 – пульт управления; 2 – заливная горловина с пробкой; 3 – электродвигатель; 4 – предохранительные клапаны; 5 – гидробак; 6 – фильтр; 7 – маслоуказатель; 8 – соединительный фланец; 9 - шестеренные насосы с внешним зацеплением;  
10 – манометры

Максимальное давление рабочей жидкости на выходе из насосной установки ограничено упором регулировочного винта и не может превышать МПа. Насосная установка имеет два штуцера. Штуцер напорной гидролинии обозначен буквой «Р», сливной гидролинии – буквой «Т». Контроль уровня рабочей жидкости в гидробаке осуществляется с помощью маслоуказателя. Пуск и останов электродвигателя осуществляется зеленой и красной кнопками соответственно.

Для измерения расхода рабочей жидкости на стенде установлен расходомер, представляющий собой мерный бак с выпускным ventилем, установленным в сливной гидролинии. Расход измеряется по времени заполнения заданного объема жидкости. Слив жидкости из мерного бака осуществляется непосредственно в гидробак насосной установки. Измерение давлений рабочей жидкости производится манометрами, шкалы которых проградуированы в мегапаскалях или барах (10 бар = 1 МПа).

В основную комплектацию стенда входят гидравлические устройства, представленные в приложении 1. Названия устройств даны в соответствии с ГОСТ 17752-81 «Гидропривод объемный и пневмопривод. Термины и опре-

деления». Для идентификации гидравлические устройства имеют таблички с их условными графическими обозначениями, которые также приведены в таблице. Штуцеры гидравлических аппаратов обозначены следующими буквами: «Р» – подвод давления, «Т» – соединение со сливом, «А» и «В» – подсоединение гидроаппарата к гидросистеме в соответствии с его функциональным назначением, «Х» и «У» – подвод линий управления. Все комплектующие гидравлические устройства рассчитаны на максимальное давление 10 МПа.

В состав гидравлических устройств, размещаемых в ящиках стенда, входят два гидроцилиндра, имеющие диаметр поршня, равный 16 мм, диаметр штока, равный 10 мм и рабочий ход – 200 мм и гидромотор героторного типа с рабочим объемом 8,2 см<sup>3</sup>. Один гидроцилиндр снабжен ступенчатой рейкой, обеспечивающей переключение направляющего распределителя с роликовым управлением в зависимости от путевого положения штока гидроцилиндра. В комплектацию стенда может входить груз, подсоединяемый через рычаг к штоку гидроцилиндра и моделирующий инерционную нагрузку на нем. В этом случае гидроцилиндр с грузом устанавливаются на вертикальной стойке стенда.

При установке шлангов на штуцеры гидравлических устройств иногда могут иметь место значительные силы сопротивления, обусловленные наличием оставшегося при демонтаже давления внутри устройства или повышенным сопротивлением уплотняющего элемента. В этих случаях необходимо использовать специальный ключ с винтом, позволяющий отжать нагруженный стержень обратного клапана штуцера.

Для подвода рабочей жидкости (масла) под давлением к гидроэлементам лабораторной установки используются гибкие многослойные трубопроводы (шланги), которые в отличие от жестких трубопроводов (труб), способствуют уменьшению шума и демпфирования колебаний. Рекомендации по монтажу гибких трубопроводов (шлангов) приведены на рис. 1.3.



Рис. 1.3. Рекомендации по монтажу гибких трубопроводов

Для быстрого соединения/ разъединения гидроэлементов лабораторной установки используются быстроразъемные муфты (рис. 1.4), которые могут иметь в своем составе механически управляемые обратные клапаны, позволяющие при отсутствии давления выполнять соединения/разъединения без слива рабочей жидкости (масла).

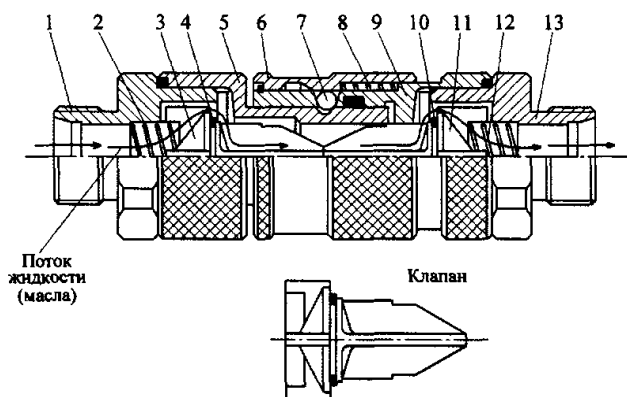


Рис. 1.4. Быстроразъемная муфта для гибких трубопроводов (шлангов)

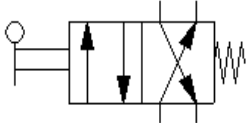

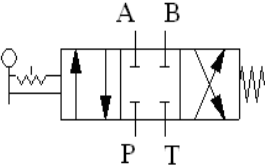

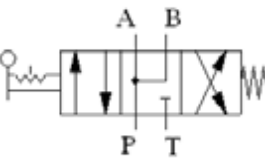

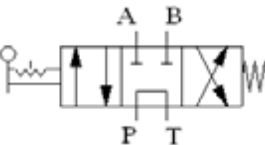

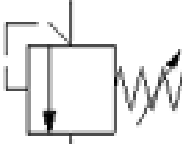

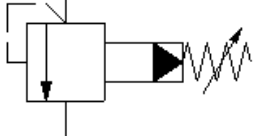

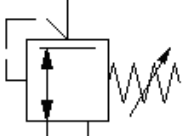

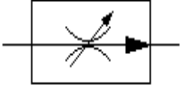

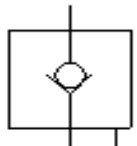



Муфта состоит из двух полумуфт 1 и 13, закрепляемых на концах шлангов, внутренние полости которых, образованные корпусами полумуфт и резьбовыми втулками 5 и 9, предназначены для размещения подвижных в осевом направлении обратных клапанов 3 и 11, снабженных кольцевыми уплотнениями 4 и 10 и находящихся под воздействием пружины 2 и 12, соответственно.

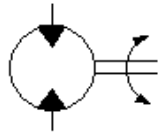

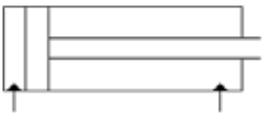



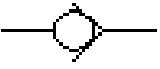



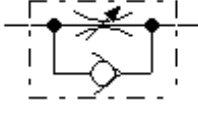

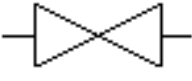





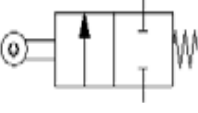

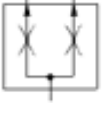

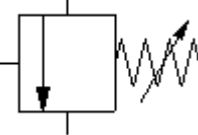

Удержание полумуфт в сцепленном состоянии, показанном на рисунке, обеспечивается шариками 7, размещенными в конусообразных отверстиях втулки 9 и в кольцевой конусообразной проточке втулки 5. Удержание шариков в конусообразных отверстиях втулки 9 осуществляется подвижной в осевом направлении втулкой 6, находящейся под воздействием пружины 8.


Для рассоединения полумуфт необходимо сместить запорную втулку 6 в направлении сжатия пружины 8, что позволяет шарикам выйти из зацепления с конической кольцевой канавкой на втулке 5. Под воздействием усилий, создаваемых пружинами 2 и 12, клапаны 3 и 11 перемещаются в осевом направлении и перекрывают кольцевыми резиновыми уплотнениями 4 и 10 проходные отверстия во втулках 5 и 9.



## Перечень гидравлических устройств учебного стенда

№	Название	Условное графическое обозначение	Изображение
1	Распределитель 4/2 с ручным управлением		
2	Распределитель 4/3 с ручным управлением (с перекрытием каналов в средней позиции)		
3	Распределитель 4/3 с ручным управлением (в средней позиции соединяются каналы P – A–B)		
4	Распределитель 4/3 с ручным управлением (в средней позиции соединяются каналы P–T)		
5	Напорный клапан прямого действия		
6	Напорный клапан непрямого действия		
7	Трехлинейный редукционный клапан		
8	Двухлинейный регулятор расхода		
9	Гидрозамок		
10	Диафрагменный гидроаккумулятор		

11	Гидромотор		
12	Гидроцилиндр двухстороннего действия		
13	Груз		
14	Обратный клапан на 0,1 МПа		
15	Обратный клапан на 0,5 МПа		
16	Регулируемый дроссель		
17	Регулируемый дроссель с обрат- ным клапаном		
18	Кран		
19	Тройник		
20	Манометр		
21	Распределитель 2/2 с управлением от ролика		
22	Делитель потока		
23	Напорный клапан с линией управле-		

	ния		
24	Монтажный комплект		

### Контрольные вопросы

1. Для чего предназначен гидравлический стенд?
2. Основные составляющие гидравлического стенда.
3. Что входит в состав насосной установки?
4. Назначение и состав быстроразъемной муфты.

## *Лабораторная работа № 2* **ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК РЕГУЛИРУЕМОГО ДРОССЕЛЯ**

Цель работы: экспериментальное определение характеристик регулируемого дросселя.

### Общие сведения

#### Устройство и принцип действия регулируемого дросселя

Дроссели предназначены для регулирования расхода жидкости и создания перепада давления на определенных участках гидролиний.

Дроссели могут быть нерегулируемыми и регулируемыми. Нерегулируемые дроссели имеют постоянное рабочее проходное сечение. Они служат для ограничения расхода рабочей жидкости. Регулируемые дроссели, имеющие переменное проходное сечение, служат для изменения расхода рабочей жидкости [2].

По принципу действия различают турбулентные и ламинарные дроссели. В турбулентных дросселях сопротивление создается в основном за счет потерь на внезапное сужение и расширение потока жидкости, характерное для щелевых проходных сечений. Благодаря этому коэффициент расхода жидкости, определяющий зависимость расхода от перепада давления на дросселе, зависит только от числа Рейнольдса и не зависит от вязкости, т.е. от температуры рабочей жидкости. В ламинарных дросселях сопротивление создается в основном силами жидкостного трения, в результате чего расход рабочей жидкости в значительной степени зависит от ее температуры.

Конструктивные схемы наиболее часто используемых дросселей приведены на рис. 2.1.

а)                      б)                      в)                      г)

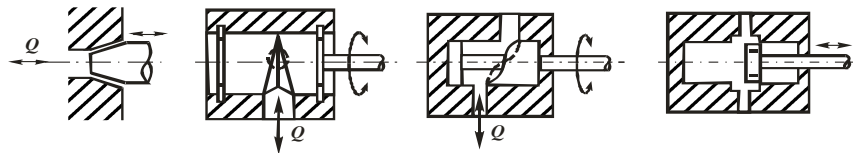


Рис. 2.1. Схемы регулируемых дросселей:  
а и б – ламинарные, в и г – турбулентные

К основным параметрам регулируемых дросселей относятся: условный проход  $D_v$ , характеризующий размер проходного сечения; номинальный и максимальный расходы жидкости  $Q$ ; рабочее давление  $p$ , а также перепад давлений  $\Delta p$  при полностью открытом дросселе и номинальном расходе рабочей жидкости.

### Теоретические характеристики регулируемых дросселей

К статическим характеристикам регулируемых дросселей относятся регулировочная и расходно-перепадная. Регулировочная характеристика  $Q = f(f_{dp})$  – зависимость расхода  $Q$  от площади проходного сечения дросселя  $f_{dp}$  при  $\Delta p = const$  постоянном перепаде давления или с учетом зависимости площади проходного сечения дросселя от угла положения регулировочного винта –  $Q = f(\varphi)$ . Расходно-перепадная характеристика  $Q = f(p_1 - p_2)$  – зависимость расхода от разности давлений на входе  $p_1$  и выходе  $p_2$  дросселя при его постоянном его проходном сечении [2].

Для турбулентного дросселя зависимость, связывающая перечисленные параметры, имеет вид

$$Q = \mu f \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} \quad (2.1)$$

где  $\mu$  – коэффициент расхода дросселя,  $f_{dp}$  – площадь рабочего проходного сечения,  $\rho$  – плотность рабочей жидкости,  $\Delta p = p_1 - p_2$  – перепад давления, создаваемый дросселем.

Для ламинарных дросселей справедливо выражение

$$Q = k \Delta p \quad (2.2)$$

где  $k$  – постоянная ламинарного дросселя, зависящая от формы канала дросселя, его длины  $l$ , вязкости и плотности рабочей жидкости.

Для рабочего канала круглого проходного сечения

$$k = \frac{\pi d^4}{128\nu\rho l} \quad (2.3)$$

где  $\nu$  – кинематический коэффициент вязкости жидкости.

Из уравнения (2.1) видно, что расходно-перепадная характеристика турбулентного дросселя имеет квадратичную зависимость, в результате чего такие дроссели также называются квадратичными. Соответственно ламинарные дроссели называются линейными. Такая зависимость необходима, при установке дросселя во многих системах автоматического регулирования, а также при использовании дросселя в качестве демпфера. Чувствительность каждого типа дросселя к изменению температуры рабочей жидкости была отмечена выше.

### Описание гидравлической схемы определения характеристик регулируемого дросселя

Для получения характеристик регулируемого дросселя собрать гидравлическую схему, приведенную на рис. 2.2 [2].

Испытуемый дроссель ДР подключается к выходному штуцеру насосной установки НУ. Давление на выходе из дросселя настраивается напорным клапаном КН1. Изменение давления на выходе из дросселя осуществляется напорным клапаном КН2. Измерение расхода проводится с помощью мерного бака МБ или датчика расхода генераторного типа, подключаемого в сливную гидролинию. Перепад давления на дросселе определяется по показаниям манометров М1 и М2.

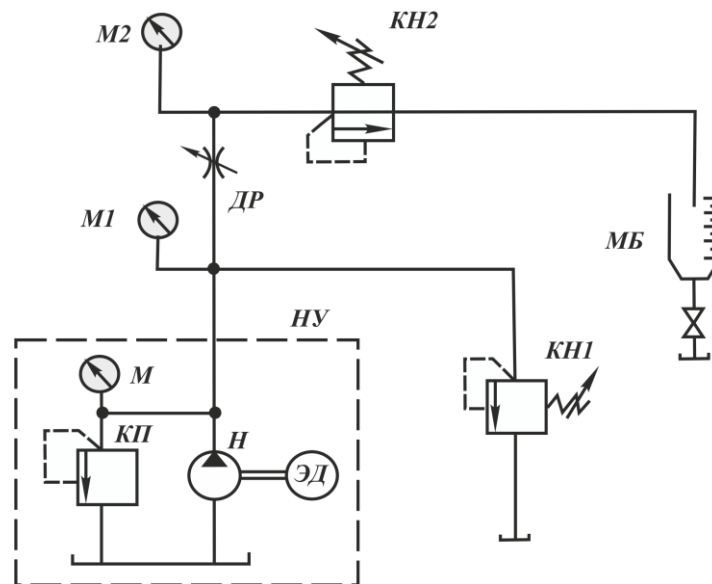


Рис. 2.2. Гидравлическая схема испытаний регулируемых дросселей

### Порядок выполнения работы

2.1. Собрать гидравлическую схему, приведенную на рис. 2.2.

2.2. Настроить напорный клапан КН1 на давление 5 МПа, обеспечив максимальный расход рабочей жидкости через него путем закрытия дросселя ДР.

2.3. Изменяя проходное сечение дросселя от нуля до максимального (8-10) значений с помощью регулировочного винта и поддерживая перепад давления на дросселе постоянным, например 1 МПа, с помощью напорных клапанов КН1 и КН2, измерять расход жидкости  $Q$ , давления  $p_1$ ,  $p_2$  и угол положения ручки управления. Угол положения ручки управления дросселя фиксировать по рискам и шкале, нанесенным на ней. Результаты измерений записывать в таблицу 2.1. После того, как при больших проходных сечениях дросселя условие поддержания постоянным перепад давления не удастся соблюдать, измерения заканчиваются. Необходимо также учесть, что наибольшую чувствительность дроссель имеет в самом начале поворота ручки управления и достаточно быстро проходное сечение становится максимальным. В связи с этим изменение угла положения ручки управления должно быть неравномерным. Изменение проходного сечения рекомендуется контролировать с помощью расхода  $Q$  через дроссель.

Таблица 2.1

Проходное сечение дросселя	$F_{max}$							
Давление $p_1$ , МПа								
Давление $p_2$ , МПа								
Перепад давления $\Delta p = p_1 - p_2$ , МПа	$const$							
Расход $Q$ , л/мин								

По данным табл. 2.1 строится регулировочная характеристика  $Q=f(f_{dp})$  при  $\Delta p = const$ . Для построения расходно-перепадной характеристики дросселя  $Q=f(\Delta p)$  при  $f_{dp} = const$  необходимо пользоваться следующей методикой.

2.4. Установить проходное сечение дросселя  $f_{dp1}=0,8f_{dp max}$ . Изменяя давление на выходе из дросселя от минимально возможного до максимального (8-10 значений) с помощью напорного клапана КН2, измерять расход жидкости  $Q$ , давления  $p_1$ ,  $p_2$ .

2.5. Повторить п 2.4 при двух других проходных сечениях дросселя  $f_{dp2}=0,48f_{dp max}$  и  $f_{dp31}=0,2f_{dp max}$ . Установку заданных проходных сечений дросселя рекомендуется проводить при минимальном давлении на выходе из дросселя, по времени наполнения одинакового мерного бака по сравнению с  $2f_{dp max}$ . (соответственно, в 2 и 4 раза больше) или по показаниям датчика расхода. Измерения заносить в табл. 2.2.

$f_{\partial p} = const$							
Давление $p_1$ , МПа							
Давление $p_2$ , МПа							
Перепад давления $\Delta p = p_1 - p_2$ , МПа							
Расход $Q$ , м <sup>3</sup> /с							

### Обработка и анализ результатов испытания

1. Рассчитать расходы жидкости для всех точек измерений.
2. По результатам измерений построить регулировочные характеристики дросселя  $Q=f(\varphi)$  при выбранном перепаде давления.
3. Построить расходно-перепадные характеристики дросселя  $Q=f(p_1-p_2)$  для трех выбранных рабочих проходных сечений дросселя на одном графике.
4. Определить по виду характеристик, к какому типу дросселя относится исследуемый дроссель.
5. При условии, что испытуемый дроссель близок к турбулентному, рассчитать площади выбранных проходных сечений  $f_{\partial p1}$ ,  $f_{\partial p2}$  и  $f_{\partial p3}$  по формуле (2.1), приняв  $\mu=0,65$  и  $\rho=900$  кг/м<sup>3</sup>. Использовать данные расходно-перепадных характеристик. Расчеты проводить для трех средних значений перепадов давлений с последующим осреднением по каждому  $f_{\partial p}$ .

### Цель и содержание отчета

1. Название и цель работы.
2. Схемы дросселей и гидравлическая схема испытаний.
3. Таблицы с результатами измерений и расчетов расходов рабочей жидкости; графические зависимости  $Q=f(\varphi)$  при выбранном перепаде давления и  $Q=f(p_1-p_2)$  для трех проходных сечений дросселя приводимые на двух графиках соответственно.
4. Расчеты площадей выбранных проходных сечений  $f_{\partial p1}$ ,  $f_{\partial p2}$  и  $f_{\partial p3}$ .

### Контрольные вопросы

1. Какое функциональное назначение нерегулируемых и регулируемых дросселей в гидравлических системах?
2. В чем принципиальное отличие турбулентных дросселей от ламинарных?
3. Какими положительными свойствами обладают турбулентные и ламинарные дроссели?

4. Что представляют собой статические характеристики регулируемых дросселей и какие их качества они характеризуют?
5. Какие факторы определяют вид расходно-перепадной характеристики дросселя?
6. Как по виду полученной характеристики определить, к какому типу относится дроссель?
7. Какое назначение при проведении эксперимента имеют напорные клапаны?
8. Каким образом устанавливаются площади проходных сечений испытуемого регулируемого дросселя?
9. Почему не удается поддерживать постоянным перепад давления на дросселе в полном диапазоне изменения его проходного сечения?
10. Чем определяется величина изменения давления на входе в дроссель при изменении выходного давления.

### ***Лабораторная работа №3*** **ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК НАПОРНЫХ КЛАПАНОВ**

Цель работы: экспериментальное определение характеристик напорных клапанов прямого и непрямого действия.

#### **Общие сведения**

##### **Устройство и принцип действия напорных клапанов**

Напорными называются гидроклапаны, ограничивающие давление в подводящем к ним потоке рабочей жидкости. К ним относятся предохранительные и переливные клапаны [3].

Напорные клапаны предназначены для ограничения давления в подводящем к ним потоке рабочей жидкости. Они могут работать как в режиме предохранительного, так и в режиме переливного клапанов. В режиме предохранительного клапана они защищают гидросистему от перегрузки давлением, т.е. являются клапанами эпизодического действия. В режиме переливных клапанов они поддерживают по возможности постоянным давление в напорной гидролинии насоса путем непрерывного слива той части его подачи, которую не может пропустить дроссельное устройство гидросистемы.

По схеме исполнения различают напорные клапаны прямого и непрямого действия. В напорных клапанах прямого действия рабочее проходное сечение изменяется в результате непосредственного воздействия потока жидкости. В напорных клапанах непрямого действия рабочее проходное сечение изменяется в результате воздействия потока жидкости на управляющий запорно-регулирующий элемент (ЗРЭ), изменяющий положение основного ЗРЭ.

На рис. 3.1 приведена схема напорного клапана прямого действия. Давление в подводящем к клапану потоке рабочей жидкости ограничено усилием



регулируемой пружины, начальное сжатие которой изменяется с помощью винта и соответствует давлению настройки клапана. Такие клапаны применяются при небольших расходах и давлениях рабочей жидкости, что вызвано значительной зависимостью размеров пружины от указанных параметров.

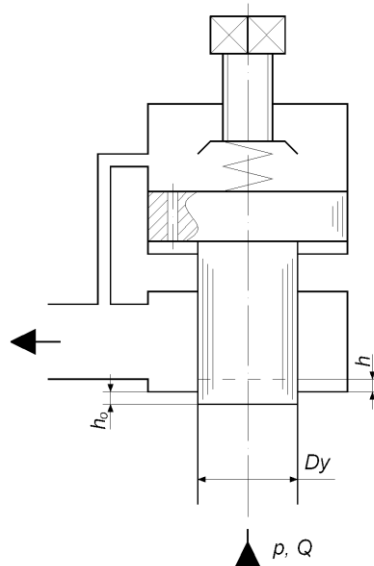


Рис. 3.1. Схема напорного клапана прямого действия

Типовая схема напорного клапана непрямого действия приведена на рис 3.2. Рассмотрим его работу в режиме переливного клапана. В этом режиме через основной ЗРЭ 1 всегда имеет место какой-то расход рабочей жидкости. Его открытое проходное сечение обусловлено разностью сил давления жидкости на торцевые поверхности золотника, возникающей в результате перепада давления на дросселе 2, которое в свою очередь является результатом течения жидкости через управляющий ЗРЭ 3. Давление настройки напорного клапана определяется усилием регулируемой пружины 4. При изменении расхода рабочей жидкости  $Q$ , например, при увеличении, повышается давление на входе в клапан, в том числе и перед управляющим ЗРЭ, что приводит к увеличению его проходного сечения и расхода рабочей жидкости через дроссель 2. При этом возрастает перепад давления на дросселе, в результате чего золотник основного ЗРЭ перемещается вверх, увеличивая свое рабочее проходное сечение. Гидравлическое сопротивление основного ЗРЭ уменьшается, что вызывает снижение давления перед напорным клапаном. Таким образом, напорный клапан работает как автоматическое устройство, стремящееся поддерживать давление во входной линии постоянным. Необходимо отметить, что начало открытия основного ЗРЭ происходит только при увеличении расхода через клапан до величины, при которой перепад давления на дросселе создает силу, преодолевающую усилие пружины 5.

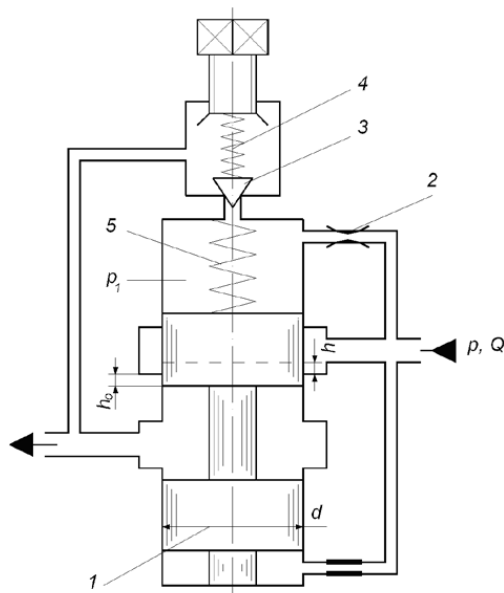


Рис. 3.2. Схема напорного клапана непрямого действия:  
 1 - запорно-регулирующий элемент; 2 – дроссель; 3 – управляющий запорно-регулирующий элемент; 4 – регулируемая пружина; 5 – пружина

К основным параметрам напорных клапанов относятся: условный проход  $D_y$ , характеризующий размер проходного сечения; номинальные значения расхода  $Q$  и давления на входе в клапан, а также точность поддержания давления постоянным  $\Delta p$  в рабочем диапазоне изменения расхода.

### Теоретические характеристики клапанов

Статическая характеристика напорного клапана определяет зависимость давления  $p$  на входе в клапан от расхода  $Q$  жидкости через него [4].

Для клапана прямого действия (рис. 3.1) она может быть получена из уравнения силового равновесия золотника и уравнения расхода жидкости через рабочее проходное сечение. При условии пренебрежения давлением на сливе, весом золотника, силой трения и гидродинамической силой по сравнению с усилием пружины и считая течение жидкости в рабочей щели турбулентным, они имеют следующий вид

$$p \frac{\pi D_y^2}{4} = R_0 + ch_0 + ch \quad (3.1)$$

$$Q = \mu \pi D_y h \sqrt{\frac{2}{\rho} p} \quad (3.2)$$

где  $R_0$  – усилие, развиваемое пружиной жесткостью  $c$  при нижнем положении золотника;  $h_0$  – перекрытие рабочей щели клапана,  $h$  – открытие рабочей щели;  $\mu$  – коэффициент расхода рабочей щели;  $\rho$  – плотность рабочей жидкости.

Для клапана непрямого действия (рис. 3.2) уравнение (3.2) с учетом уравнения силового равновесия золотника, приобретает вид

$$Q = \mu \pi D_y \left( \frac{\pi D_y^2}{4c} (p - p_1) - \frac{R_0}{c} - h_0 \right) \sqrt{\frac{2}{\rho} p} \quad (3.3)$$

где  $p_1$  – давление над верхним торцом золотника, которое изменяется в меньшей степени, чем давление  $p$ , в силу малых расходов жидкости через управляющий ЗРЭ, и поэтому оно может быть принято постоянным, равным давлению настройки клапана.

Анализируя уравнения (3.1-3.3) можно заметить, что с увеличением расхода рабочей жидкости, давление, поддерживаемое напорным клапаном, увеличивается. Причем степень изменения давления уменьшается с увеличением условного прохода и уменьшением жесткости пружины. У напорных клапанов непрямого действия пружина основного ЗРЭ, предназначенная для преодоления сил трения на золотнике, несилловая, т.е. более мягкая. В результате этого они могут поддерживать давление более постоянным, чем клапаны прямого действия.

### Порядок выполнения работы

3.1. Собрать на стенде гидравлическую схему согласно рис. 3.3. Предохранительный клапан 7 насосной установки настроить на давление около 5,0 МПа. Распределитель 6 служит для переключения потока масла на мерную емкость 5 для измерения расхода. Давление на входе в клапан М1 устанавливается нагрузочным дросселем 3. Этот дроссель имитирует нагрузку, возникающую в реальном гидроприводе. Испытанию подлежит переливной клапан 4.

3.2. Включить насосную станцию.

3.3. Отрегулировать с помощью напорного клапана 4 давление М1=4,0 МПа. Для этого дроссель 3 полностью закрыть.

3.4. Для измерения расхода закрыть сливной кран 2 мерной емкости 5, переключить распределитель 6 на 30 с и зафиксировать объем масла. При каждом давлении М1 эти измерения проводятся два раза. Сложив замеренные объемы, получим суммарный объем, численно равный расходу масла  $Q$ , л/мин. Данные занести в табл. 3.1 формы отчета.

Примечание. Для определения расхода  $Q$  может быть использован датчик расхода генераторного типа, который устанавливается после распределителя

6 в сливную гидролинию. В этом случае расход  $Q$  фиксируется непосредственно и заносится в табл. 3.1.

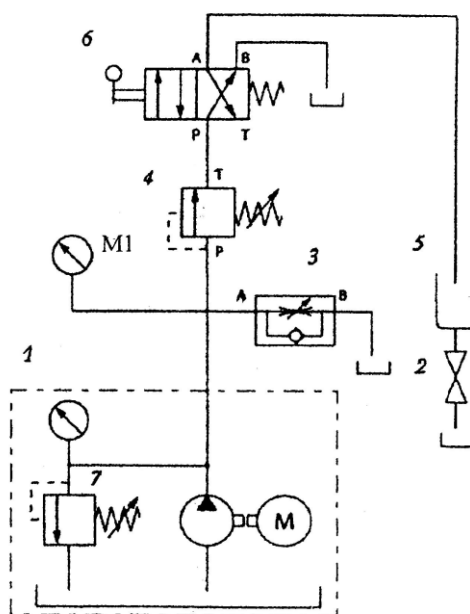


Рис. 3.3. Гидравлическая схема испытаний напорных клапанов:  
 1 – насосная станция; 2 – кран мерного бака; 3 – дроссель с обратным клапаном; 4 – напорный клапан; 5 – мерный бак; 6 – распределитель; 7 – предохранительный клапан, установленный на насосной станции

Таблица 3.1

M1, МПа	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
Объем за 30 с. W1, л					
Объем за 30 с. W2, л					
$Q=W1 + W2$ , л/мин					

3.5. Измерения выполнить при давлениях M1, указанных в табл. 3.1, значения M1 устанавливаются путем постепенного открытия (закрытия) дросселя 3.

3.6. В ходе экспериментов необходимо установить давление, при котором клапан начнет открываться. Для этого достаточно зафиксировать момент начала истечения масла в мерную емкость при плавном повышении давления M1. По результатам измерений построить характеристику клапана, примерный вид которой показан на рис. 3.4. Указать на ней давление срабатывания клапана.

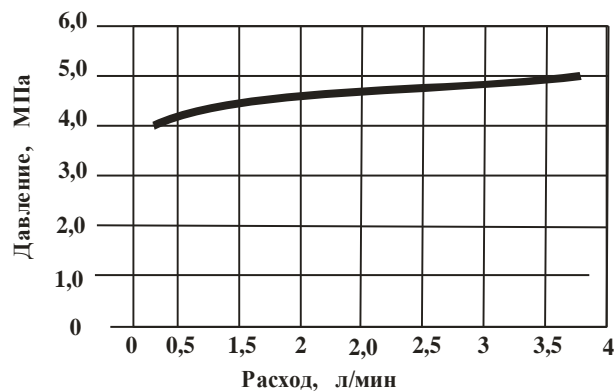


Рис. 3.4. Примерный вид характеристики клапана

### Содержание отчета

1. Название и цель работы.
2. Схемы клапанов и гидравлическая схема. Краткое их описание.
3. Таблица и график, полученные по результатам измерений.

### Контрольные вопросы

1. Какое функциональное назначение имеют напорные клапаны в гидравлических системах?
2. Каково устройство и принцип действия напорных клапанов прямого и непрямого действия?
3. В чем принципиальное отличие напорных клапанов прямого и непрямого действия?
4. Что представляют собой статические характеристики напорных клапанов и какие их качества они характеризуют?
5. В чем состоит назначение управляющего ЗРЭ в напорном клапане непрямого действия?
6. В чем состоит особенность снятия статических характеристик напорных клапанов прямого и непрямого действия?
7. За счет чего обеспечивается примерное постоянство давления на входе в напорный клапан прямого (непрямого) действия при различных расходах рабочей жидкости через него?
8. Какие параметры напорного клапана определяют отклонение установленного давления, и какие существуют возможности его уменьшения?
9. Из каких соображений выбираются пружины напорных клапанов прямого и непрямого действий?
10. Зачем необходим прогрев рабочей жидкости до начала испытаний клапанов?
11. Объяснить различие в характеристиках напорных клапанов прямого и непрямого действия.

**Лабораторная работа №4**  
**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ**  
**ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕДУКЦИОННОГО КЛАПАНА**

Цель работы: экспериментальное определение характеристики редукционного клапана.

**Общие сведения**

**Устройство и принцип действия редукционного клапана**

Редукционные клапаны предназначены для поддержания в отводимом от них потоке рабочей жидкости стабильного давления  $p_2$ , более низкого, чем давление  $p_1$  в подводимом потоке. Они применяются в гидросистемах, в которых от одного насоса питается несколько потребителей, требующих разных давлений [4].

Редукционные клапаны могут быть выполнены в виде двухлинейных и трехлинейных. Двухлинейные клапаны обеспечивают стабильное пониженное давление на выходе только при наличии расхода рабочей жидкости от редукционного клапана к потребителю. Трехлинейные клапаны поддерживают пониженное давление в выходной гидролинии при любом направлении движения жидкости.

На рис. 4.1 приведена схема трехлинейного редукционного клапана. Давление в выходной гидролинии определяется усилием регулируемой пружины 1 управляющего клапана, начальное сжатие которой изменяется с помощью винта и соответствует давлению настройки клапана. Основной запорно-регулирующий элемент (ЗРЭ) имеет два рабочих проходных сечения I и II. Проходное сечение I обеспечивает понижение давления  $p_2$  на выходе из клапана по сравнению с давлением  $p_1$  на входе. Проходное сечение II обеспечивает слив жидкости при обратном направлении течения рабочей жидкости или при отсутствии расхода в выходной гидролинии.

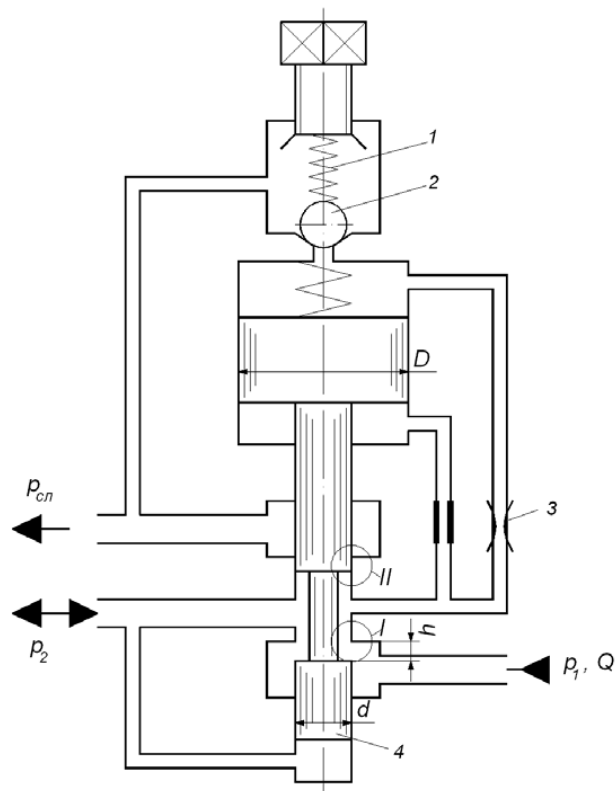


Рис. 4.1. Схема трехлинейного редуциционного клапана:  
1 – пружина; 2 – шарик; 3 – дроссель; 4 - золотник основного ЗРЭ

При работе клапана через вспомогательный ЗРЭ, образованный шариком 2 и его седлом, всегда перетекает рабочая жидкость. При изменении давления на выходе из клапана, например, увеличении, происходит увеличение проходного сечения ЗРЭ 1 и расхода рабочей жидкости через постоянный дроссель 3. При этом возрастает перепад давления на дросселе, в результате чего золотник основного ЗРЭ 4 перемещается вверх, уменьшая его рабочее проходное сечение I. Гидравлическое сопротивление рабочей щели I основного ЗРЭ уменьшается, что приводит к снижению давления  $p_2$ . При изменении направления движения жидкости золотник основного ЗРЭ поднимается вверх, приоткрывая рабочее проходное сечение II и не допуская повышения давления  $p_2$  выше давления настройки клапана. При отсутствии расхода в выходной линии клапана рабочая жидкость из входной линии направляется на слив последовательно через рабочую щель II, а давление  $p_2$  все также определяется давлением настройки пружины 1 клапана. Таким образом, редуциционный клапан работает как автоматическое устройство, стремящееся поддерживать давление в выходной гидролинии постоянным, в силу чего он иногда называется регулятором давления.

К основным параметрам редуциционных клапанов относятся: условный проход  $D_y$ , характеризующий размер проходного сечения; номинальные значения расхода  $Q$  и давления  $p_1$  на входе в клапан, диапазон изменения давления  $p_2$ , а также точность поддержания давления  $p_2$  постоянным в рабочем диапазоне изменения расхода.

## Теоретические характеристики редукционного клапана

Статические характеристики редукционного клапана определяют зависимости давления на выходе из клапана от давления на входе и от расхода жидкости через него [4].

Они могут быть получены из следующих уравнений, при записи которых сила трения и гидродинамическая сила приняты равными нулю.

Уравнение силового равновесия золотника клапана

$$p \frac{\pi D^2}{4} = R_0 - ch, \quad (4.1)$$

где  $D$  – наибольший диаметр золотника,  $h$  – открытие рабочего проходного сечения I,  $R_0$  – усилие сжатия пружины, соответствующее  $h = 0$ ,  $c$  – жесткость пружины основного золотника.

Уравнение расхода жидкости через рабочее проходное сечение I

$$Q = \mu \pi d h \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)}, \quad (4.2)$$

где  $d$  – диаметр рабочего проходного сечения I.

Из этих уравнений получаем выражение, связывающее  $p_2$ ,  $p_1$  и  $Q$ .

$$Q = \mu \pi d \left( \frac{R_0}{c} - p_2 \frac{\pi D^2}{4} \right) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)}, \quad (4.3)$$

Анализируя уравнение (4.3) можно заметить, что с увеличением расхода рабочей жидкости давление, поддерживаемое редукционным клапаном, уменьшается. Причем степень изменения давления уменьшается с увеличением наибольшего диаметра золотника и уменьшением жесткости пружины. Учитывая, что пружина золотника несилловая, трехлинейные редукционные клапаны поддерживают выходное давление с достаточно высокой степенью точности.

Гидравлической характеристикой клапана называется зависимость расхода отводимого потока рабочей жидкости от давления на выходе клапана. При определенных допущениях характеристика описывается функцией

$$P = P_{кл} - KQ, \quad (4.4)$$

где  $P_{кл}$  – давление настройки редукционного клапана;  $K$  – коэффициент, зависящий от жесткости пружины и диаметра золотника. Примерный вид характеристики приведен на рис. 4.2.



Из графика видно, что увеличение расхода жидкости, проходящей через редуционный клапан, сопровождается уменьшением редуцируемого давления.

Это объясняется тем, что для пропускания большого расхода необходимо увеличение проходного сечения клапан, а это приводит к уменьшению силы сжатия регулирующей пружины.

Крутизна характеристики редуционного клапана, а значит и точность поддержания редуцируемого давления, зависит от жесткости пружины.



Рис. 4.2. Гидравлическая характеристика редуционного клапана

### **Описание гидравлической схемы для определения характеристик редуционного клапана (Порядок выполнения работы)**

4.1. Собрать на гидравлическом стенде схему испытаний согласно рис. 4.3. при сборке схемы рекомендуется присоединить линию слива испытуемого клапана 2 к прозрачному мерному баку. Предохранительным клапаном, установленным на насосной станции 1, задать давление 4-5 МПа по манометру.

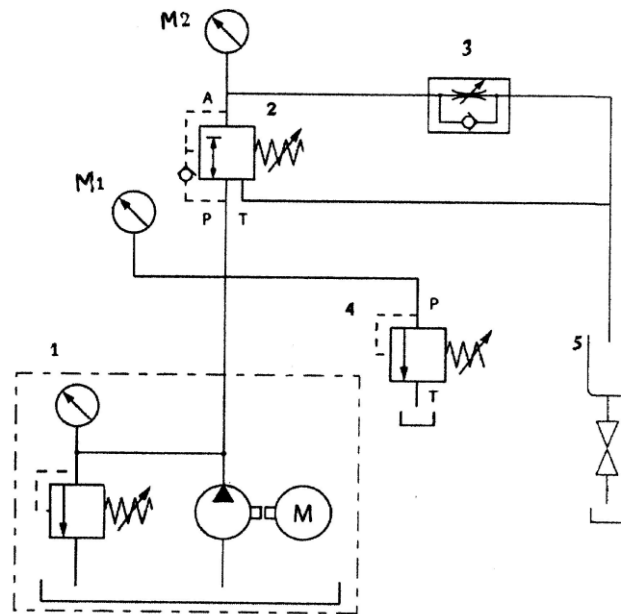


Рис. 4.3. Гидравлическая схема:

1 – насосная станция; 2 – редукционный клапан; 3 – нагрузочный дроссель;  
4 – переливной клапан; 5 – мерная емкость

4.2. Включить установку при полностью закрытом дросселе 3, который имитирует нагрузку. Настроить напорный клапан 4 на 4-5 МПа (по манометру M1).

4.3. Вращая регулировочный винт редукционного клапана 2, установить давление на выходе 2,0 МПа (по манометру M2). Уменьшить давление M1 с помощью напорного клапана 0,4 МПа до 1,5 МПа. Данные занести в табл. 4.1.

4.4 Аналогичным образом провести измерения при другой настройке редукционного клапана (3,0 или 4,0 МПа). Обратит внимание, что в линии слива редукционного клапана имеет место очень незначительный расход жидкости. Данные занести в табл. 4.1.

Таблица 4.1

M1, МПа	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
Настройка клапана	Показания манометра M2, МПа					
2,0 МПа						
3,0 МПа						
4,0 МПа						

4.5. Построить графики зависимостей давления М2 от давления М1 и убедиться, что, если давление на входе выше давления настройки, то клапан поддерживает давления на входе неизменным в пределах точности его измерения. Примерный график приведен на рис. 4.4. Если же давление на входе меньше давление настройки, то давления на манометрах М1 и М2 практически равны.

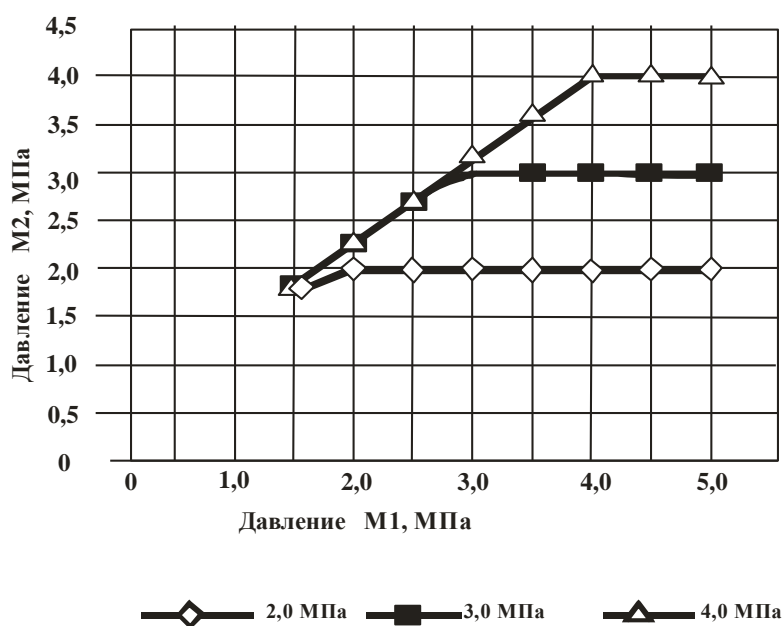


Рис. 4.4. Характеристики редукционного клапана при различных давлениях настройки

Для построения гидравлической характеристики редукционного клапана необходимо выполнить следующее:

4.6. Выполнить предварительную настройку редукционного клапана для снятия характеристики клапана. С этой целью с помощью переливного клапана 4 установить давление М1 около 5,0 МПа при полностью закрытом дросселе 3. С помощью регулировочного винта редукционного клапана 2 установить давление настройки М2=4,5 МПа.

4.7. Открыть дроссель и установить с его помощью давление М2=2,5 МПа. Определить расход жидкости через редукционный клапан. Для этого дважды определить объем жидкости, поступающей через мерный бак в течение 30 с. Показания занести в табл. 4.2, сложить замеренные в двух опытах объемы. Полученный суммарный объем, численно равен расходу масла  $Q$ , л/мин.

Примечание. В сливной гидролинии может быть установлен датчик расхода. В этом случае замер расхода  $Q$  производится непосредственно и заносится в табл. 4.2.

Таблица 4.2

M2, МПа	2,5	3,0	3,5	4,0
Объем за 30 с. W1, л				
Объем за 30 с. W2, л				
$Q=W1 + W2$ , л/мин				

4.8. Повторить измерения при других давлениях M2 согласно табл. 4.2.

4.9. Построить график зависимостей давления M2 от расхода Q.

4.10. Объяснить характер полученных на графиках кривых.

4.11. Определить неравномерность поддерживаемого редукционным клапаном давления как разность наибольшего и наименьшего значений в полном диапазоне изменения расхода. Результаты расчета выразить в процентном отношении к давлению настройки клапана. Оценить качество работы трехлинейного редукционного клапана

### Содержание отчета

1. Название и цель работы.
2. Схема клапанов и гидравлическая схема. Краткое их описание.
3. Таблицы с результатами измерений и расчетов расходов рабочей жидкости, характеристики работы редукционного клапана.

### Контрольные вопросы

1. Какое функциональное назначение имеют редукционные клапаны в гидравлических системах?
2. В чем отличие трехлинейных редукционных клапанов от двухлинейных?
3. Каково устройство и принцип действия трехлинейных редукционных клапанов?
4. Что представляют собой статические характеристики редукционных клапанов и какие их качества они характеризуют?
5. В чем состоит назначение управляющего ЗРЭ трехлинейного редукционного клапана?
6. В каком положении находятся подвижные элементы трехлинейного редукционного клапана, если давление на входе в клапан меньше давления его настройки?
7. За счет чего обеспечивается примерное постоянство давления на выходе из редукционного клапана при различных расходах рабочей жидкости через него?
8. За счет чего обеспечивается примерное постоянство давления на выходе из редукционного клапана при нулевом расходе рабочей жидкости в его выходной гидролинии?
9. Какие параметры редукционного клапана определяют отклонение установленного давления, и какие существуют возможности его уменьшения?

10. По какой причине давление на входе в редукционный клапан может изменяться при снятии зависимости  $p_2 = f(Q)$ .

## **Лабораторная работа № 5** **ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕГУЛЯТОРА РАСХОДА**

Цель работы: экспериментальное определение характеристики регулятора расхода.

### **Общие сведения**

#### **Устройство и принцип действия регуляторов расхода**

Регулятор расхода – это гидроаппарат, предназначенный для поддержания постоянного расхода проходящей через него жидкости вне зависимости от изменения давления в системе [4].

Регуляторы расхода относятся к регулируемым гидроаппаратам, которые предназначены для поддержания заданного расхода рабочей жидкости вне зависимости от изменения давлений в подводимом и отводимом потоках. Это определяет их отличие от регулируемых дросселей, в которых расход жидкости зависит от изменения перепада давления на них.

По числу внешних гидролиний регуляторы расхода различаются на двухлинейные и трехлинейные.

Двухлинейные регуляторы расхода состоят из регулируемого дросселя и клапана постоянной разности давлений (рис. 5.1). В качестве дросселя используется турбулентный дроссель. Расход рабочей жидкости через дроссель, при заданном рабочем проходном сечении, поддерживается практически постоянным с помощью клапана постоянной разности давлений, обеспечивающего постоянный перепад давления на дросселе. При изменении давления  $p_2$  в выходной гидролинии регулятора расхода, например увеличении, золотник клапана смещается вниз, увеличивая рабочую щель  $h$ , что приводит к росту давления  $p_3$ , в результате чего разность давлений, а, следовательно, и расход рабочей жидкости, стремятся остаться постоянными. При этом давление на входе в регулятор расхода остается постоянным, определяемым настройкой напорного клапана, работающего в режиме переливного клапана. Погрешность поддержания расхода постоянным определяется изменением усилия пружины в результате перемещения золотника.

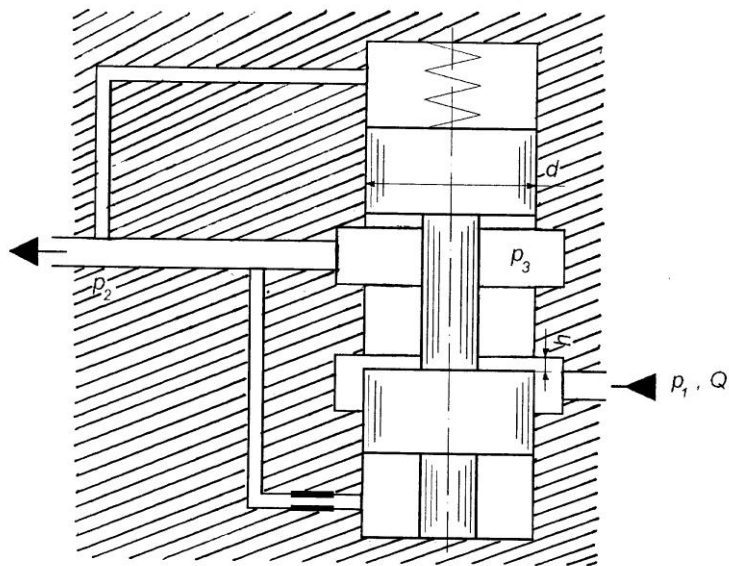


Рис. 5.1. Схема двухлинейного регулятора расхода

Трехлинейные регуляторы расхода (рис. 5.2) состоят из регулируемого дросселя и установленного параллельно ему напорного клапана, работающего в режиме переливного клапана, который поддерживает на дросселе постоянный перепад давления, чем и обеспечивается поддержание постоянного расхода. Через переливной клапан осуществляется слив той части подачи насоса, которую не может пропустить дроссель. Отличительной особенностью трехлинейного регулятора расхода является зависимость давления  $p_1$  на входе от давления на выходе  $p_2$ , что обеспечивает работу насоса при переменном давлении, определяемом нагрузкой на гидродвигателе. Это повышает экономичность работы насосной установки, но не позволяет одновременно управлять движением нескольких гидродвигателей.

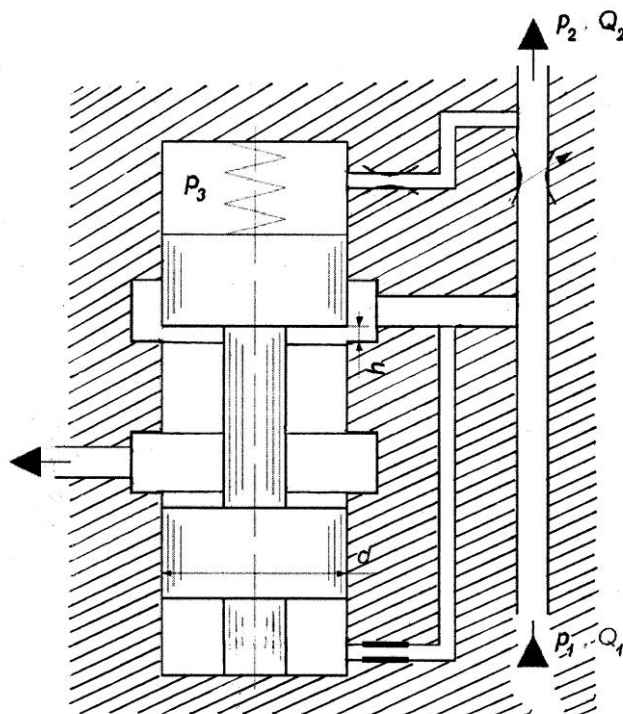


Рис. 5.2. Схема трехлинейного регулятора расхода

К основным параметрам регуляторов расхода относятся: условный проход  $D_y$ , характеризующий размер проходного сечения; номинальный и максимальный расходы рабочей жидкости  $Q$ ; рабочее давление  $p$ , а также изменение установленного расхода рабочей жидкости в диапазоне изменения рабочего давления от номинального до минимального.

### Теоретические характеристики регуляторов расхода

К статическим характеристикам регуляторов расхода относятся: регулировочная  $Q = f(f_{dp})$  – зависимость расхода  $Q$  от площади проходного сечения дросселя  $f_{dp}$  при постоянной разности давлений во входной и выходной гидрелиниях и зависимость расхода от разности давлений в выходной и входной гидрелиниях  $Q = f(p_1 - p_2)$  для постоянных проходных сечений дросселя [3].

Для двухлинейного регулятора расхода (рис. 5.1) зависимость, связывающая перечисленные параметры имеет вид

$$Q = \mu f_{дд} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_3 - p_2)} \quad (5.1)$$

где  $\mu$  – коэффициент расхода дросселя,  $f_{dp}$  – площадь рабочего проходного сечения,  $\rho$  – плотность рабочей жидкости.

Из уравнения равновесия золотника клапана

$$p_3 \frac{\pi d^2}{4} = p_2 \frac{\pi d^2}{4} + R_{i\delta(0)} - ch \quad (5.2)$$

где  $R_{np(0)}$  – усилие пружины с жесткостью  $c$  при  $h = 0$ , следует, что

$$p_3 - p_2 = \frac{4}{\pi d^2} c(h_0 - h) \quad (5.3)$$

где  $h_0$  – начальное сжатие пружины, соответствующее положению золотника при  $h = 0$ .

Тогда из уравнений (5.1 и 5.3) получаем

$$Q = \mu f_{\ddot{a}\delta} \sqrt{\frac{8c}{\rho \pi d^2} (h_0 - h)} \quad (5.4)$$

Пружина золотника предназначена для преодоления только сил трения при его перемещении, и, следовательно, она несиловая. Поэтому начальное сжатие пружины может быть обеспечено намного больше максимального перемещения золотника, в результате чего расход рабочей жидкости можно считать практически постоянным.

С учетом действительного соотношения между  $h_0$  и  $h$  при увеличении давления  $p_2$  имеет место некоторое уменьшение расхода жидкости через двухлинейный регулятор расхода.

Также можно показать, что регулятор расхода будет поддерживать постоянным расход и при изменении давления  $p_1$  на входе в него.

Для преодоления сил трения достаточно перепада давления на торцах золотника  $\Delta p = p_3 - p_2 = 0,2...0,5$  МПа. Т.е. клапан постоянной разности давлений обеспечивает достаточно малые потери энергии на регулируемом дросселе, что делает применение двухлинейного регулятора расхода более экономичным по сравнению с обычным дросселем. Конечно, при этом надо учитывать и некоторую разность в их стоимости.

### **Описание гидравлической схемы определения характеристик регулятора расхода (Порядок выполнения работы)**

5.1. Собрать на стенде гидравлическую схему испытаний согласно рис. 5.3. Обратит внимание, что используемый регулятор снабжен обратным клапаном.



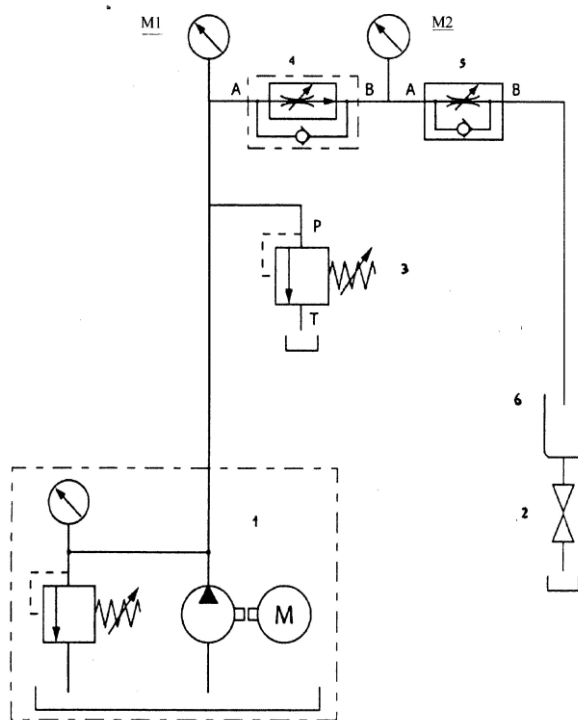


Рис. 5.3. Гидравлическая схема испытаний регулятора расхода:  
 1 – насосная станция; 2 – кран мерного бака; 3 – переливной клапан; 4 – регулятор расхода; 5 – дроссель; 6 – мерный бак

5.2. Выполнить предварительную настройку. Для этого при полностью закрытом дросселе 5 настроить переливной клапан 3 на 5,0 МПа по манометру M1. Полностью открыть дроссель 5 и с помощью регулятора расхода 4 установить расход в диапазоне от 1,5 до 2,3 л/мин. Это важно с точки зрения попадания в рабочую зону характеристики регулятора. Измерение расхода проводится с помощью мерного бака 6 и секундомера. (С этой целью можно, например, фиксировать объем масла, поступающий в бак за 20 с при закрытом кране 2. Для получения минутного расхода замеренный объем умножается на три).

Примечание. В сливной гидролинии можно также использовать датчик расхода, с помощью которого непосредственно фиксируется расход рабочей жидкости.

5.3. Выполнить серию опытов, имитируя переменную нагрузку на гидроаппарат. При этом давление M2 с помощью дросселя 5 устанавливать согласно значениям, указанным в табл. 5.1 формы отчета (увеличивая от нуля до 5,0 МПа). При каждом значении давления M2 измерить расход. Результаты измерений занести в табл. 5.1 отчета. По результатам измерений построить график  $Q=f(M2)$  (примерный вид графика на рис. 5.4).

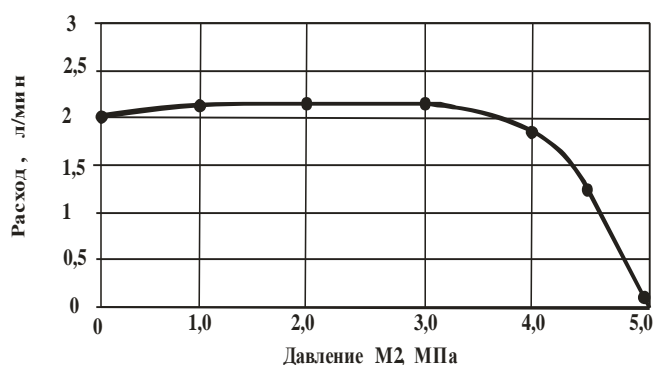


Рис. 5.4. Характеристика регулятора расхода при переменной нагрузке (давление на входе М1=5,0 МПа)

5.4. Выполнить вторую серию опытов, имитируя колебания давления в сети. С этой целью значение давления М2 дросселем 5 поддерживать равным 1,0 МПа, а давление М1 с помощью переливного клапан 3 увеличивать согласно значениям, указанным в табл. 5.2 формы отчета (с 1,5 МПа до 5,0 МПа). При каждом значении давления М1 измерять расход. Результаты измерений заносить в табл. 5.2 отчета. По результатам измерений построить график  $Q=f(M1)$  (примерный вид графика на рис. 5.5).

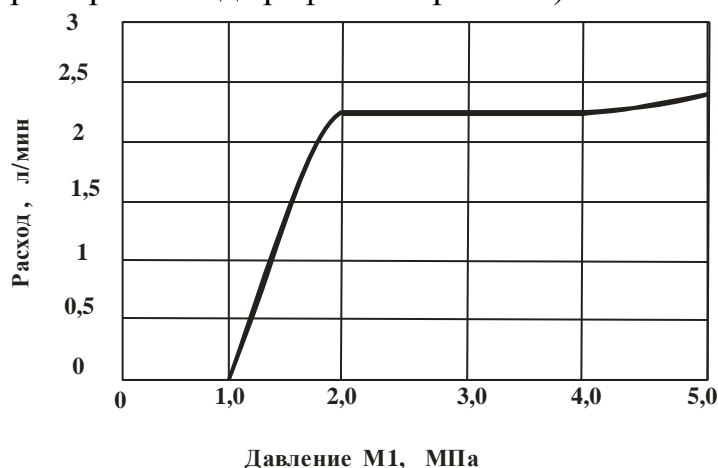


Рис. 5.5. Характеристика регулятора расхода при переменной нагрузке (давление на выходе М2=5,0 МПа)

Таблица 5.1

М2, МПа	Объем за 20 с	Расход $Q$ , л/мин
1		
2		
3		
4		
4,5		
5		

Таблица 5.2

М1, МПа	Объем за 20 с	Расход $Q$ , л/мин
1,5		
2		
2,5		
3		
4		
5		

### Содержание отчета

1. Название и цель работы.
2. Схемы регуляторов расхода и гидравлическая схема. Краткое их описание.
3. Таблицы, полученные по результатам измерений.
4. Графики характеристик  $Q=f(p)$ .

### Контрольные вопросы

1. Какое функциональное назначение имеют регуляторы расхода в гидравлических системах, и чем отличие их от дросселей?
2. Почему расход рабочей жидкости в регуляторе расхода можно считать практически постоянным?
3. В чем принципиальное отличие трехлинейных регуляторов расхода от двухлинейных и каковы области их применения?
4. В чем состоит экономичность работы гидросистемы с трехлинейным регулятором расхода?
5. Что представляют собой статические характеристики двухлинейного регулятора расхода и какие его качества они характеризуют?
6. Какие факторы определяют характер зависимости расхода рабочей жидкости от выходного давления для двухлинейного регулятора расхода?
7. От чего зависит точность поддержания постоянным расхода рабочей жидкости с помощью регулятора расхода?
8. Из каких соображений выбирается жесткость пружины клапана постоянной разности давлений в регуляторе расхода и к чему может привести установка более жесткой пружины?
9. Почему расход рабочей жидкости через регулятор расхода поддерживается постоянным не в полном диапазоне изменения давлений  $p_1$  и  $p_2$ , устанавливаемых в ходе испытаний?
10. Почему при изменении проходного сечения дросселя и постоянном давлении на выходе из регулятора расхода изменяется входное давление?

**Лабораторная работа № 6**  
**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ**  
**ХАРАКТЕРИСТИКИ ДЕЛИТЕЛЯ ПОТОКА**

Цель работы: экспериментальное определение характеристики делителя потока.

**Общие сведения**

**Устройство и принцип действия делителя потока**

Делители потока предназначены для разделения одного потока рабочей жидкости на два или более потоков и поддержания в них заданного соотношения расходов вне зависимости от давлений в отводимых потоках. Обычно расходы в отводимых потоках поддерживаются равными, что обеспечивает одинаковые скорости перемещения нескольких гидравлических исполнительных устройств независимо от различия воспринимаемых ими нагрузок [3].

Конструктивная схема делителя потока, обеспечивающего деление потока на два, показана на рис. 6.1. Делитель потока состоит из золотника 1, перемещающегося во втулке 2 и образующего с ней два переменных дросселя с рабочими щелями  $h_1$  и  $h_2$ , и двух постоянных дросселей 3 и 4 с проходными сечениями  $f_3$  и  $f_4$ . Подводимый поток рабочей жидкости через постоянные дроссели с расходами  $Q_1$  и  $Q_2$  направляется в торцовые камеры золотника с давлениями  $p_3$  и  $p_4$ .

$$Q_1 = \mu_3 f_3 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p - p_3)} \quad (6.1)$$

$$Q_2 = \mu_4 f_4 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p - p_4)} \quad (6.2)$$

В состоянии силового равновесия золотника без учета осевых гидродинамических сил и сил трения. Тогда приравняв коэффициенты расходов дросселей 3 и 4  $\mu_3 = \mu_4$ , получаем

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{f_3}{f_4} \quad (6.3)$$

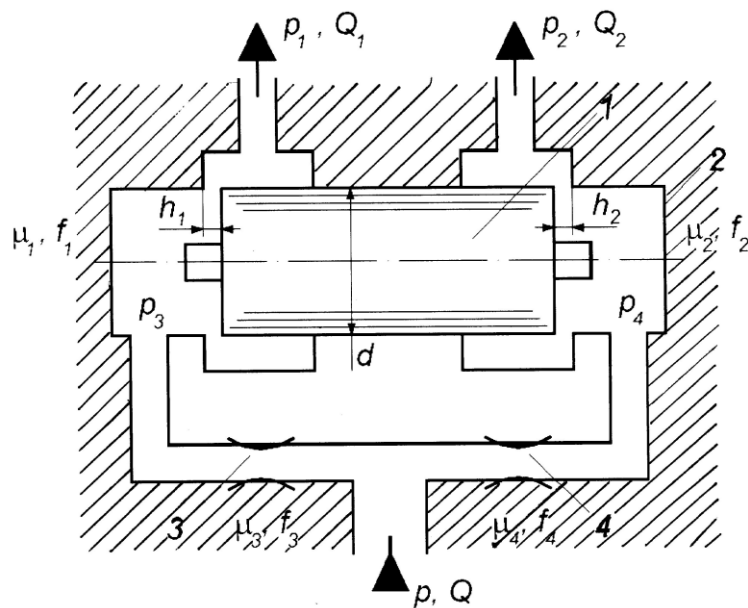


Рис. 6.1. Схема делителя потока:  
1 – золотник; 2 – втулка; 3, 4 – дроссели

Следовательно, соотношение расходов в гидролиниях делителя потока определяется площадями проходных сечений постоянных дросселей. При  $f_3 = f_4$  имеет место равенство расходов  $Q_1 = Q_2$ .

Если произойдет изменение давления в одной из выводимых гидролиний, например давление  $p_1$  увеличится по сравнению с тем, которое было при равенстве расходов  $Q_1 = Q_2$ , и оно станет больше давления  $p_2$ , то увеличится и давление  $p_3$ , что приведет к смещению золотника вправо. При этом рабочая щель  $h_1$  увеличится, а  $h_2$  уменьшится, в результате чего давление  $p_4$  также увеличится, что обеспечит остановку золотника. Восстановившееся равенство перепадов давлений на дросселях 3 и 4 снова приведет к равенству расходов  $Q_1$  и  $Q_2$ . Но так как эти перепады давлений уменьшились, то и расходы в каждой гидролинии также уменьшатся. При работе делителя расхода с постоянным расходом, соответствующем подаче насосной установке, обеспечивается синхронность и постоянство расходов независимо от давлений в выходных гидролиниях. Такие режимы работы имеют место при небольших давлениях  $p_1$  или  $p_2$ , когда суммарная пропускная способность двух постоянных дросселей больше подачи насоса.

К основным параметрам делителей потока относятся: условный проход  $D_y$ , характеризующий размер проходного сечения; расход рабочей жидкости на входе  $Q$ ; рабочее давление  $p$ , а также относительная погрешность деления потока.

## Теоретические характеристики делителя потока

К статическим характеристикам делителя потока относятся зависимости расхода в выходных гидролиниях от разности давлений на входе и в одной из этих гидролиний –  $Q_1=f(p-p_{1(2)})$  и  $Q_2=f(p-p_{1(2)})$  [3].

Перепады давления в гидролиниях делителя потока образуются в результате местных потерь на постоянных и переменных дросселях (рис. 6.1)

$$p - p_3 = \Delta p_3 + \Delta p_1 = \frac{\rho Q_1^2}{2\mu_3^2 f_3^2} + \frac{\rho Q_1^2}{2\mu_1^2 f_1^2} \quad (6.4)$$

$$p - p_4 = \Delta p_4 + \Delta p_2 = \frac{\rho Q_2^2}{2\mu_4^2 f_4^2} + \frac{\rho Q_2^2}{2\mu_2^2 f_2^2} \quad (6.5)$$

где  $\mu_1, f_1$  – коэффициент расхода и площадь проходного сечения рабочей щели  $h_1$ ; а  $\mu_2, f_2$  – коэффициент расхода и площадь проходного сечения рабочей щели  $h_2$ .

Из (6.4) и (6.5) получаем

$$Q_1 = \sqrt{\frac{2}{\rho} \frac{(p - p_1)}{\frac{1}{\mu_3^2 f_3^2} + \frac{1}{\mu_1^2 f_1^2}}} \quad \text{и} \quad Q_2 = \sqrt{\frac{2}{\rho} \frac{(p - p_2)}{\frac{1}{\mu_4^2 f_4^2} + \frac{1}{\mu_2^2 f_2^2}}} \quad (6.6)$$

Так как площади рабочих щелей  $f_1, f_2$  намного превышают площади постоянных дросселей  $f_3, f_4$  при среднем положении золотника, то выражение (6.6) можно упростить, приняв

$$Q_1 = \mu_3 f_3 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p - p_1)} \quad \text{и} \quad Q_2 = \mu_4 f_4 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p - p_2)} \quad (6.7)$$

Таким образом, изменение давления в какой либо гидролинии, приводит к уменьшению расхода в обеих гидролиниях.

Однако, как отмечалось ранее, в случаях, когда суммарная пропускная способность двух каналов делителя потока больше подачи насоса, расход в каждой гидролинии остается постоянным, независимом от изменения давления в какой либо гидролинии

$$Q_1 = Q_2 = Q/2 \quad (6.8)$$

При  $p_1 = p$  или  $p_2 = p$  расход через делитель потока становится равным нулю.

Ошибка деления потока связана с тем, что золотник находится в равновесии не только под действием сил давлений  $p_3$  и  $p_4$ . На него также действуют осевые гидродинамические силы, возникающие при протекании рабочей жидкости через рабочие щели  $h_1$  и  $h_2$ , и силы трения. Имеют место и перетечки жидкости через радиальный зазор золотниковой пары. Влиянием сил трения и перетечками можно пренебречь. Наличие же осевых гидродинамических сил, зависящих от перепадов давлений на рабочих щелях, приводит к изменению равенства давлений  $p_3$  и  $p_4$ , а, следовательно, и расходов  $Q_1$  и  $Q_2$ . Поэтому с целью уменьшения этих сил и их влияния на точность деления потока, проходные сечения переменных дросселей выбираются достаточно большими по сравнению с сечениями постоянных дросселей. Обычно перепад давления при максимальном расходе через рабочую щель не превышает 0,05 МПа.

**Описание гидравлической схемы определения характеристики делителя потока  
(Порядок выполнения работы)**

6.1. Собрать на стенде гидравлическую схему испытаний согласно рис. 6.2 [2].

6.2. С помощью винта предохранительного клапана 2 задать давление по манометру М1 в пределах 4,0 – 5,0 МПа.

6.3. С помощью гидрораспределителя 6 соединить дроссель 7 с мерной емкостью 8. Полностью открыть проходное сечение дросселя. Определить расход  $Q_{др}$  рабочей жидкости через дроссель. Для этого следует измерить время  $t$  поступления в мерную емкость объема жидкости  $W=1$ л. Одновременно зафиксировать давления М2 и М3. Данные занести в табл. 6.1.

6.4. Переключить гидрораспределитель, соединив выходной канал гидромотора с мерной емкостью и замерить расход с помощью расходомера генераторного типа.

6.5. Результаты измерений расхода  $Q_m$ , показания манометров М2 и М3 занести в табл. 6.1.

Примечание. В сливной гидролинии может быть установлен датчик расхода. В этом случае расход  $Q$  фиксируется непосредственно и заносится в табл. 6.1.

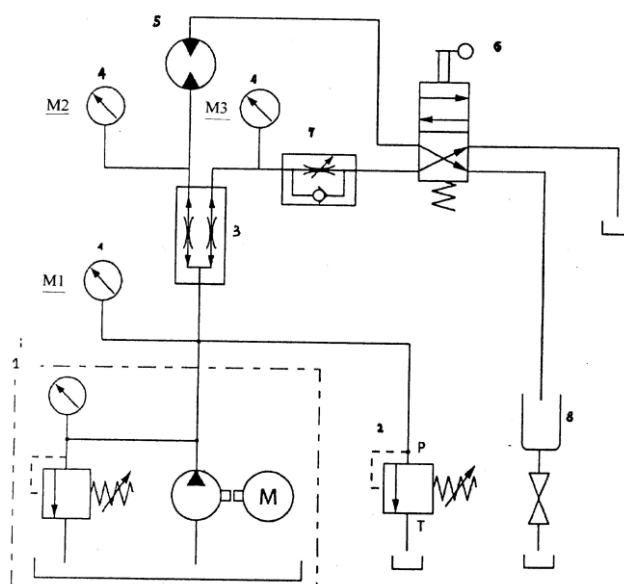


Рис. 6.2. Гидравлическая схема:

- 1 – насосная станция; 2 – напорный клапан; 3 – делитель потока;  
 4 – манометр; 5 – гидромотор; 6 – гидрораспределитель; 7 – дроссель;  
 8 – мерная емкость

6.6. Аналогичным образом провести измерения расходов и давлений, постепенно уменьшая степень открытия дросселя. Опыты провести при различных положениях дросселя 7. Результаты измерений занести в табл. 6.1.

6.7. Объяснить полученные результаты.



Таблица 6.1

1.	Площадь проходного сечения дросселя		$f_{max}$	...	...	$f_{min}$
2.	Давление М2 перед гидромотором, МПа					
3.	Давление М3 перед дросселем, МПа					
4.	Объем жидкости, проходящей через дроссель	$W$ , л	1	1	1	1
5.	Время прохождения жидкости через дроссель	$t$ , с				
6.	Расход жидкости через дроссель	$Q_{др}$ , л/с				
7.	Объем жидкости, проходящей через гидромотор	$W$ , л	1	1	1	1
8.	Время прохождения жидкости через гидромотор	$t$ , с				
9.	Расход жидкости через гидромотор	$Q_m$ , л/с				
10.	Отношение расходов $Q_{др}/Q_m$					

Примечание: при использовании расходомера генераторного типа пункты 7, 8 табл. 6.1 не заполнять.

### Содержание отчета

1. Название и цель работы.
2. Схемы делителей потока и гидравлическая схема.
3. Таблица, полученная по результатам измерений.

### Контрольные вопросы

1. Какое функциональное назначение делителей потока в гидравлических системах?
2. Объясните механизм деления потока во внешних гидролиниях в заданном соотношении?
3. Почему увеличение давления в одной из внешних гидролиний практически не влияет на соотношение расходов в них?
4. Как с помощью делителей потока разделить поток на три равные части?

5. Каковы причины образования погрешности деления потока?
6. Почему влияние осевых гидродинамических сил на точность деления потока проявляется только при увеличении давления в одной из внешних гидролиний?
7. Почему площади проходных сечений у переменных дросселей намного больше, чем у постоянных?
8. Какие способы уменьшения погрешности деления потока можно рекомендовать?
9. Как в данных испытаниях определяется ошибка деления потока?

**Лабораторная работа № 7**  
**ИЗУЧЕНИЕ УПРАВЛЯЕМОГО ОБРАТНОГО КЛАПАНА (ГИДРОЗАМКА) И ПНЕВМОГИДРОАККУМУЛЯТОРА**

Цель работы: изучение управляемого обратного клапана (гидрозамка) и пневмогидроаккумулятора. Научиться определять величину управляющего давления, необходимого для открытия гидрозамка.

**Общие сведения**

Гидрозамком называется направляющий гидроаппарат, предназначенный для запираания рабочей жидкости в одном направлении при отсутствии управляющего воздействия, а при наличии управляющего воздействия – для пропускания потока в обоих направлениях. Гидрозамки широко применяют в гидроприводах как средство защиты для автоматического запираания рабочей жидкости в полостях гидродвигателей с целью стопорения их выходных звеньев в заданных положениях [3].

Гидрозамки разделяют по числу запорных элементов на односторонние и двусторонние; по виду управляющего воздействия на гидрозамки с гидравлическим, пневматическим, электромагнитным и механическим управлением. В следящих гидроприводах чаще всего применяют гидрозамки с коническими клапанами и гидравлическим управлением.

Основными элементами гидрозамка являются: запорно-регулирующий элемент, поршень с толкателем и пружина (рис. 7.1). При отсутствии давления в управляющей линии Х гидрозамок работает как обычный обратный клапан.

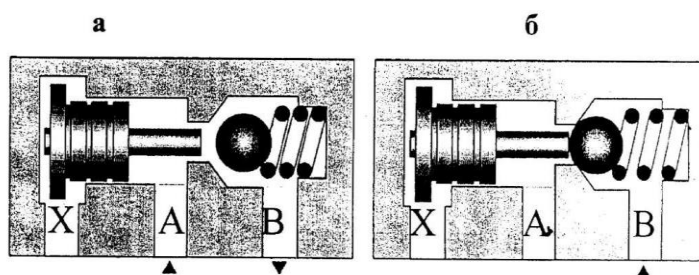


Рис. 7.1. Работа гидрозамка в режиме обратного клапана

При движении жидкости в направлении, указанном стрелками, запорно-регулирующий элемент (здесь – шарик) отжимается от седла, и поток с минимальными потерями давления проходит через клапан (рис. 7.1, а).

При обратном направлении движения запорно-регулирующий элемент прижимается к седлу, и движение жидкости прекращается (рис. 7.1, б).

Пружина является вспомогательным элементом. Она необходима лишь для удержания запорно-регулирующего элемента вблизи седла при изменении направления движения потока.

Если при закрытом клапане в управляющую линию Х подать давление, то поршень с толкателем отождмет запорно-регулирующий элемент от седла, и жидкость получит возможность проходить в обоих направлениях (рис. 7.2).

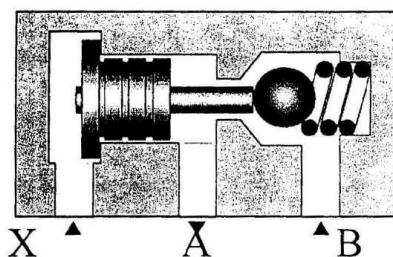


Рис.7.2. Работа гидрозамка при наличии управляющего давления в линии Х

Важным элементом гидравлической схемы, которую следует собрать в рамках выполнения данной работы, является гидроаккумулятор.

Гидроаккумулятор — это устройство, предназначенное для аккумулирования энергии рабочей жидкости с последующим использованием этой энергии. Гидроаккумуляторы накапливают энергию во время частичной загрузки источника энергии гидропривода и возвращают ее в систему в период интенсивной работы гидродвигателя. Использование гидроаккумуляторов позволяет понизить мощность насоса, доведя ее до средней мощности потребителей, а в гидроприводах эпизодического действия - обеспечить работу гидропривода в период пауз в работе питающего насоса. Гидроаккумуляторы используются также: для уменьшения пульсаций давления, вызываемых работой насоса, клапанов, распределителей; для защиты системы от возможных гидравлических ударов; для поглощения кинетической энергии при больших

инерционных нагрузках гидродвигателей, а также для компенсации изменения объема при изменении температуры [5].

Накопление энергии гидроаккумуляторов может происходить за счет подъема груза, сжатия или растяжения механических пружин и сжатия газа.

Пружинные аккумуляторы применяются не только в стационарных гидросистемах, но и в гидросистемах мобильных машин. Основным достоинством пружинных гидроаккумуляторов является стабильность характеристик при изменении температуры в сочетании с относительной компактностью и сравнительно хорошим быстродействием.

Конструктивная схема пружинного гидроаккумулятора, применяемого в гидронавесной системе универсально-пропашных тракторов, приведена на рис. 7.3. Гидроаккумулятор предназначен для поддержания давления подпора и восполнения утечек в полости подъема цилиндра механизма задней навески и состоит из крышки 1, корпуса 3, полого штока 5 с поршнем 6, подвижного цилиндра 2 и пружины 4.

В пневмогидравлических аккумуляторах энергия накапливается в результате сжатия газа (азота или воздуха). По конструктивным признакам пневмогидроаккумуляторы могут быть без разделителя и с разделителем в виде поршня (поршневые гидроаккумуляторы и с эластичным разделителем). Недостатком пневмогидроаккумуляторов без разделителя является контакт рабочей жидкости и газа. Газ под давлением интенсивно растворяется в жидкости. Это приводит к быстрому насыщению жидкости газом и уменьшению объема газа в баллоне.

Разделитель у пневмогидроаккумулятора (рис. 7.4, а) в виде поршня также не гарантирует утечки газа в жидкости. Кроме того износ поршня и поверхности цилиндра, а также инерционность такого гидроаккумулятора, обусловленная массой поршня, ограничивает область применения поршневых гидроаккумуляторов.

Мембранные пневмогидроаккумуляторы (рис. 7.4, б) являются наиболее быстродействующими и компактными. Поэтому они широко применяются не только для уменьшения мощности насоса, но и для сглаживания высокочастотных пульсаций давления в гидролиниях. У мембранных пневмогидроаккумуляторов при равных полезных объемах габариты меньше, чем у баллонных с эластичным разделителем в виде баллона (рис. 7.4 в), применяющихся из-за низких прочностных характеристик корпуса при давлении до 10 МПа.

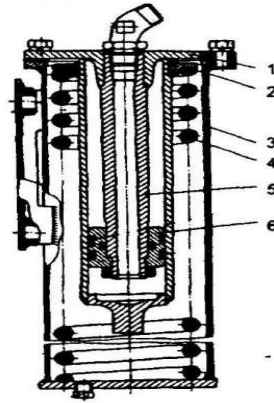


Рис. 7.3. Пружинный гидроаккумулятор гидронавесной системы универсально-пропашного трактора:  
 1 – крышка, 2 - подвижный цилиндр; 3- корпус; 4 – пружина;  
 5 - пологий шток; 6 – поршень

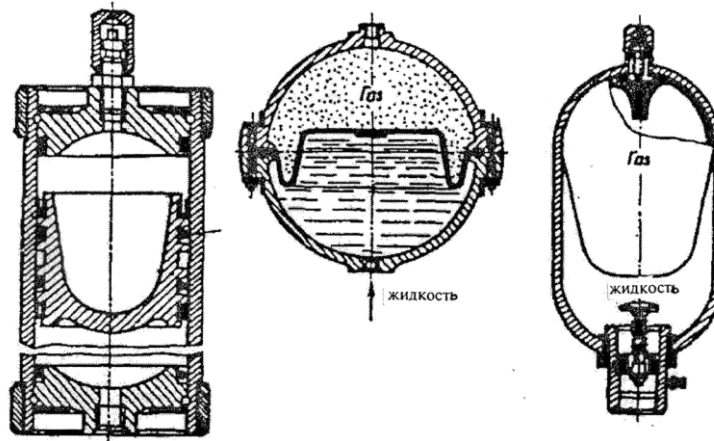


Рис. 7.4. Пневмогидроаккумуляторы:  
 а – поршневой; б – мембранный; в - баллонный

В лабораторной работе используется мембранный гидроаккумулятор, представленный на рис. 7.5.



Рис 7.5. Мембранный гидроаккумулятор

В качестве газа в гидроаккумуляторе используют азот, который закачан в верхнюю часть аккумулятора под давлением 1 МПа.

Начальный объем жидкости в гидроаккумуляторе

$$V_{\alpha . i} = V_{\hat{e}} \left[ 1 - (p_{\hat{A}} / \delta_{\hat{I}})^{\frac{1}{n}} \right], \quad (7.1)$$

где  $V_{\kappa} = 3,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$  – конструктивный объем гидроаккумулятора;  $p_{\Gamma}$  – давление азота в гидроаккумуляторе, МПа;  $p_{\text{Н}}$  – давление насоса, МПа;  $n = 1,405$  – показатель политропы.

Конструктивный объем гидрогазового гидроаккумулятора включает: объем газовой камеры, полезный объем (изменяемый объем жидкостной камеры) и начальный объем жидкости в гидроаккумуляторе, то есть

$$V_{\kappa} = V_{\Gamma} + V_{\Pi} + V_{\text{ж.н}}, \quad (7.2)$$

Полезный объем в гидроаккумуляторе

$$V_{\Pi} = V_{\kappa} (p_{\Gamma} / p_{\text{Д}} - p_{\Gamma} / p_{\text{Н}})^{1/n} \quad (7.3)$$

где  $p_{\Gamma}$  – давление азота в гидроаккумуляторе, МПа;

$p_{\text{Н}}$  – давление, развиваемое насосом, МПа;

$p_{\text{Д}}$  – давление страгивания поршня ГЦ, МПа.

На рис. 7.6 представлена схема сферического мембранного гидрогазового аккумулятора [2].

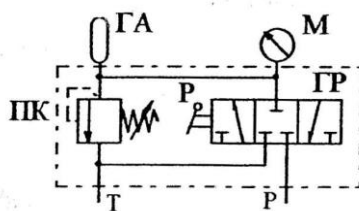


Рис. 7.6. Схема подключения сферического мембранного гидрогазового аккумулятора к г/линии:

ГА – гидроаккумулятор; М – манометр; ПК – переливной кран;

ГР – гидрораспределитель; Р – рукоятка ГР

Если гидроаккумулятор присоединить к одной из полостей гидроцилиндра, время задержки увеличится за счет времени заполнения его объема.

Максимальное давление в газовом гидроаккумуляторе

$$P_{\max} = P_{\Gamma} \left( \frac{n}{2n-1} \right)^{\frac{n}{n-1}}, \quad (7.4)$$

Нарастание давления газа в пневмогидроаккумуляторе происходит по закону, близкому к аperiodическому закону. По такому же закону нарастает и гидравлическое давление в гидроаккумуляторе и полости гидроцилиндра (ГЦ), то есть

$$P_{\max} = P_{\Gamma} \left( 1 - e^{-\frac{t}{T_{II}}} \right) \quad (7.5)$$

где  $t$  – время нарастания давления;  $c$ ;  $T_{II}$  – постоянная времени аperiodического звена, с.

Время нарастания давления в гидроаккумуляторе, до момента страгивания поршня со штоком, представлено графическое зависимостью на рис. 7.7 и описывается выражением

$$t_4 = \frac{V_{a.i}}{Q_{\dot{a}\dot{o}.\dot{n}\dot{o}}} + T_{II} \ln \frac{p_{\dot{a}} + p_{\max}}{p_a + p_{\dot{a}}}, \quad (7.6)$$

где  $Q_{op.cp}$  – средний расход жидкости, подаваемой в гидроаккумулятор и полость ГЦ, м<sup>3</sup>/с,  $p_a$  – атмосферное давление;  $p_{\max}$  – максимальное гидравлическое избыточное в гидроаккумуляторе.

Постоянная времени аperiodического звена (с)

$$T_{II} = \frac{V_i}{RT\alpha}, \quad (7.7)$$

где  $R$  – универсальная газовая постоянная для азота, Дж/кг·К;  $T$  – температура азота, К;  $\alpha$  – проводимость гидравлической магистрали, которая зависит от давления насоса и других параметров.

При  $p_H=3,0$  МПа -  $T_{II}=2$  с; при  $p_H=4,0$  МПа -  $T_{II}=1,4$  с.

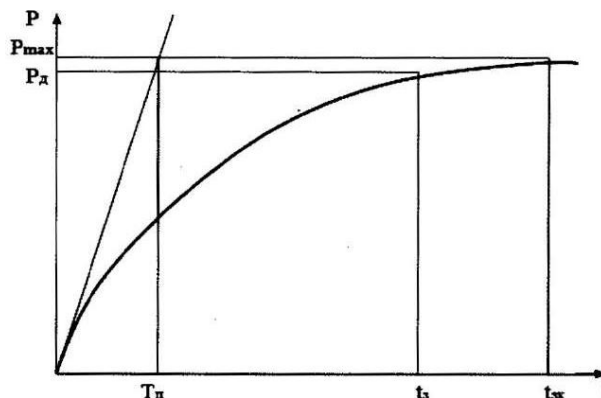


Рис. 7.7. График нарастания давления в гидроаккумуляторе

Расход жидкости, поступающей в гидроаккумулятор и полость ГЦ, меняется от момента открытия ГР до момента страгивания поршня ГЦ. С некоторым допущением можно считать, что расход за это время изменяется (уменьшается) по линейной зависимости

$$Q_{op.c.} = 0,7 Q_{op.}, \quad (7.8)$$

где  $Q_{op}$  – расход, обеспечиваемый дросселем гидросхемы.

Максимальное гидравлическое давление (рис. 7.7) определяется давлением страгивания поршня со штоком гидроцилиндра  $p_D$ . Первый член уравнения (7.6) показывает, что нарастание избыточного гидравлического давления от нуля до 1,0 МПа (равное давлению азота) происходит в полости начального объема жидкости гидроаккумулятора. Второй член уравнения показывает, что нарастание давления от  $p_I = 1,0$  МПа до давления страгивания  $p_D$  происходит за счет сжатия газа – азота и уменьшения газовой камеры гидроаккумулятора.

### Описание гидравлической схемы испытаний (Порядок выполнения работы)

7.1. Собрать на стенде гидравлическую схему испытаний согласно рис. 7.8.

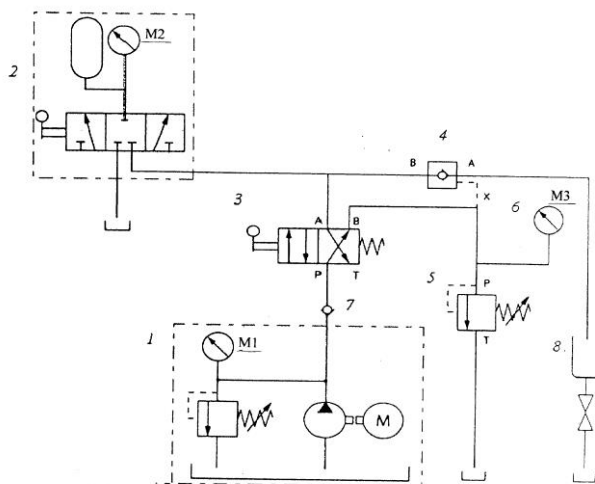


Рис. 7.8. Гидравлическая схема:

- 1 – насосная станция; 2 – пневмогидроаккумулятор;
- 3 – гидрораспределитель; 4 – гидрозамок; 5 – напорный клапан;
- 6 – обратный клапан; 6 – манометр; 7 – обратный клапан;
- 8 – мерная емкость

Для соединения насосной станции 1 с гидрораспределителем 3 необходимо воспользоваться специальным шлангом с обратным клапаном 7. Линию сли-



ва гидрозамка 4 соединить с прозрачной мерной емкостью 8, которая в данной работе будет использоваться лишь для наблюдения за движением жидкости. Открыть регулировочный винт переливного клапана 5. Рукоятку пневмоаккумулятора 2 перевести в вертикальное положение (опустить вниз), подключив его тем самым к системе.

7.2. Включить насосную станцию, предохранительным клапаном, расположенным на насосной станции, задать давление по манометру М1 5,0 МПа. При положении гидрораспределителя 3, показанном на схеме (рис. 7.6), гидрозамок 4 закрыт, жидкость не поступает в мерную емкость и полностью уходит на слив через открытый клапан 5.

7.3. Переключить распределитель 3 на зарядку пневмогидро-аккумулятора. Следить по его манометру за ростом давления М2, дождаться, когда оно достигнет максимального значения. В этот момент вновь переключить распределитель 3, отсоединив пневмогидроаккумулятор от насосной станции. Убедиться, что гидрозамок закрыт (жидкость не поступает в мерную емкость, а давление М2 не уменьшается).

7.4. Плавно прикрывая регулировочный винт клапана 5, повысить управляющее давление гидрозамка М3. В тот момент, когда он откроется, произойдет резкое уменьшение давления М2, сопровождающееся кратковременным интенсивным истечением жидкости в мерную емкость. При этом необходимо зафиксировать значение давления М3.

7.5. Провести измерения еще 2-3 раза при различных давлениях зарядки пневмогидроаккумулятор. Результаты измерений занести в табл. 7.1.

Таблица 7.1

Давление зарядки аккумулятора М2, МПа	Управляющее давление гидрозамка

### Контрольные задания

1. Опишите работу гидрозамка.
2. Опишите работу пневмогидроаккумулятора.
3. Опишите назначение гидрозамка.
4. Опишите назначение пневмогидроаккумулятора.

## ***Лабораторная работа № 8*** ***ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ*** ***СТАТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЗОЛОТНИКОВОГО ДРОССЕЛИ-*** ***РУЮЩЕГО ГИДРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ***

Цель работы: изучение схем, конструкций и принципа действия гидрораспределителей.

## Общие сведения

### Устройство и принцип действия гидрораспределителей

Гидравлическим распределителем (ГР) называется аппарат, предназначенный для изменения потока рабочей жидкости в двух или более гидролиниях в зависимости от внешних управляющих воздействий. Основными конструктивными элементами ГР являются корпус с каналами и запорно-регулирующий элемент (ЗРЭ) [3].

ГР подразделяются по следующим признакам:

- по конструкции ЗРЭ - золотниковые, крановые, клапанные;
- по числу внешних гидролиний - двухлинейные, трехлинейные, четырехлинейные и так далее;
- по числу фиксированных или характерных позиций ЗРЭ - двухпозиционные, трехпозиционные и так далее;
- по способу управления - с ручным, механическим, гидравлическим, пневматическим, электрическим и комбинированным управлением;
- по степени открытия распределительной дросселирующей щели ЗРЭ и типу управления - на направляющие (дискретные) и дросселирующие (пропорциональные - аналоговые).

ГР изображают на схемах гидравлических установок согласно стандарту DIN ISO 1219, (ГОСТ 2.781-96). Конструктивные исполнения ГР весьма многообразны [6].

На рис. 8.1,а представлена конструктивная схема 4/2-гидрораспределителя с односторонним ручным управлением и пружинным возвратом в исходное состояние, характеризующееся соединением питающего канала Р с рабочим каналом В. При нажатии на рукоятку, золотник перемещается в правое положение. Канал В отсекается от канала Р центральным плунжерным пояском золотника и соединяется через внутренний сливной канал со сливной магистралью Т, а питающий канал Р соединяется со вторым рабочим каналом А, который отсекается от сливной магистрали Т левым плунжерным пояском золотника.

После снятия усилия с рукоятки, золотник возвращается в исходное состояние правой возвратной пружиной. Утечки жидкости (масла) через левый и правый плунжерные пояски золотника отводятся через сливной канал L в гидробак.

На рис. 8.2,б приведена конструктивная схема и схематическое изображение 4/3-гидрораспределителя, имеющего три рабочих положения, то есть трехпозиционного. Линейность в названии ГР означает количество подводящих/отводящих трубопроводов (каналов) - в данном случае их четыре: Р, Т, А, В. Канал L сообщен с атмосферой с целью свободного, безнапорного перемещения дифференциального золотника внутри корпуса ГР в продольном направлении и для слива жидкости, просочившейся через плунжерные пояски. Канал Р в данном случае подключен к напорной магистрали (к гидростанции). Канал Т сообщен с баком гидростанции и служит для слива рабо-

чей жидкости в бак. Каналы А, В подключены к рабочим полостям гидродвигателя, например, к полостям гидроцилиндра двустороннего действия.

При первом рабочем положении жидкость из напорной магистрали Р через кольцевой зазор между корпусом ГР и цилиндрической образующей золотника подается в полость В и через нее в одну из полостей, например, правую, гидроцилиндра. Это положение обеспечивается фиксатором рукоятки, жестко соединенной с золотником. Слив жидкости из другой, левой, полости гидроцилиндра осуществляется через каналы А, Т. На мнемосхеме гидролинии перенесены к правому квадрату, а направления движения жидкости показаны стрелками в этом квадрате: канал Р связан с каналом В, канал А - с каналом Т.

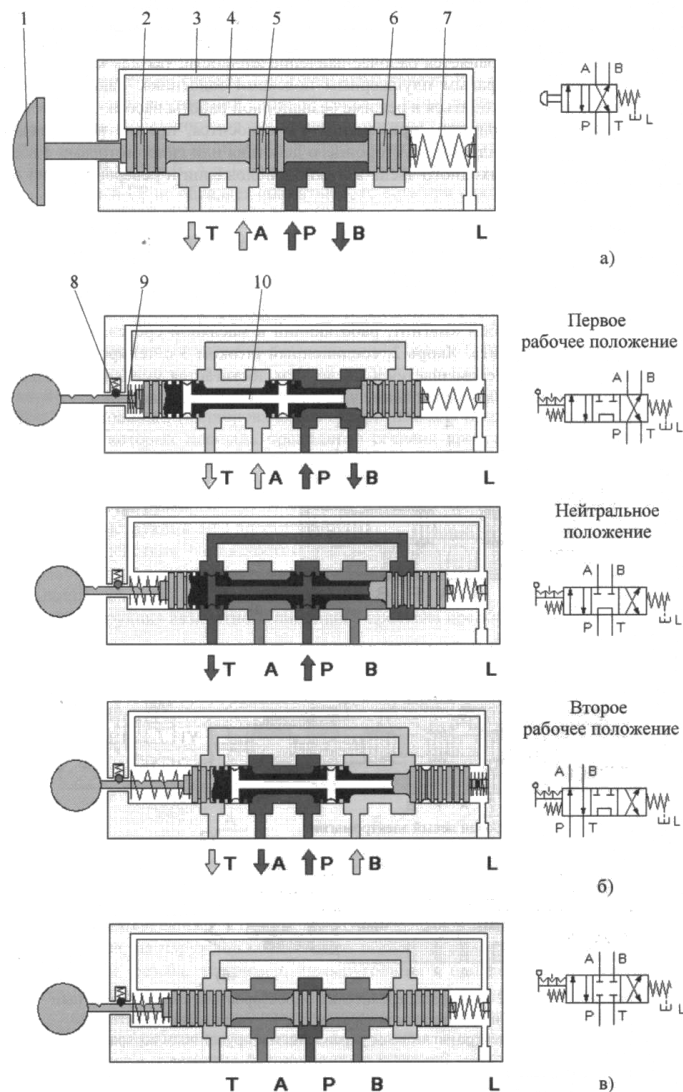


Рис. 8.1. Гидравлические 4/2- и 4/3-распределители с односторонним ручным управлением и пружинным возвратом:

1 - рукоятка переключения; 2, 5, 6 - плунжерные пояски золотника; 3 - внутренний канал слива утечек; 4 - внутренний канал слива из полости канала В; 7, 9 - возвратные пружины; 8 - фиксатор рукоятки; 10 - перепускной канал золотника

При нейтральном положении ЗРЭ находится в среднем положении, и жидкость не поступает ни в одну из рабочих полостей гидроцилиндра. Из рисунка

ка видно, что оба канала А и В, питающие эти полости, заперты плунжерными поясками золотника. Поршень гидроцилиндра, при перекоммутации ГР в это положение, должен остановить свое движение и зафиксироваться в достигнутом положении, поскольку в обеих полостях гидроцилиндра жидкость остается под избыточным давлением и у нее нет выхода. Поступающая через канал Р жидкость, через перепускной канал внутри золотника, перетекает в канал Т и свободно сливается в бак гидростанции, то есть осуществляется холостой режим работы насоса. Линии связи должны быть перенесены к среднему квадрату мнемосхемы.

При втором рабочем положении жидкость из канала Р поступает через канал А в левую полость гидроцилиндра, создавая там избыточное давление, а через канал В и канал Т происходит вытеснение рабочей жидкости из правой полости гидроцилиндра на слив. Осуществляется реверс гидродвигателя (гидроцилиндра). Линии связи при этом положении должны быть перенесены к левому квадрату мнемосхемы.

Если необходимо включить в работу несколько цепей управления, то для управления работой каждой из них в отдельности, можно применить 4/3-гидрораспределитель (рис. 2.10, в), обеспечивающий в нейтральном положении золотника, не имеющего внутреннего перепускного канала 8, режим «Закрыто». В рабочих каналах А и В сохраняется рабочее давление жидкости, так как каналы слива перекрыты левым и правым плунжерными поясками золотника. Таким образом, гидропривод может находиться в режиме безнапорной работы насоса.

К возможным вариантам применения ГР относится, прежде всего, задача управления гидроцилиндрами двустороннего действия или гидромоторами с обеспечением остановки выходного звена в нужном положении и реверсировании его движения.

В электрогидравлических приводах для управления гидродвигателем (гидроцилиндром) используются различные гидрораспределители с электромагнитным управлением.

Изображенный на рис. 8.2,а 4/2-гидрораспределитель имеет в левой части (вместо рукоятки управления) встроенный электромагнит постоянного тока 1, представляющий собой «магнит, работающий в масляной среде», иначе называемый «мокрый магнит». Якорь 2, соединенный штоком 3 с четырехкромочным золотниковым ЗРЭ 4 перемещается в масле, чем достигается уменьшение износа, хороший теплоотвод и демпфирование ударов якоря при переключении.

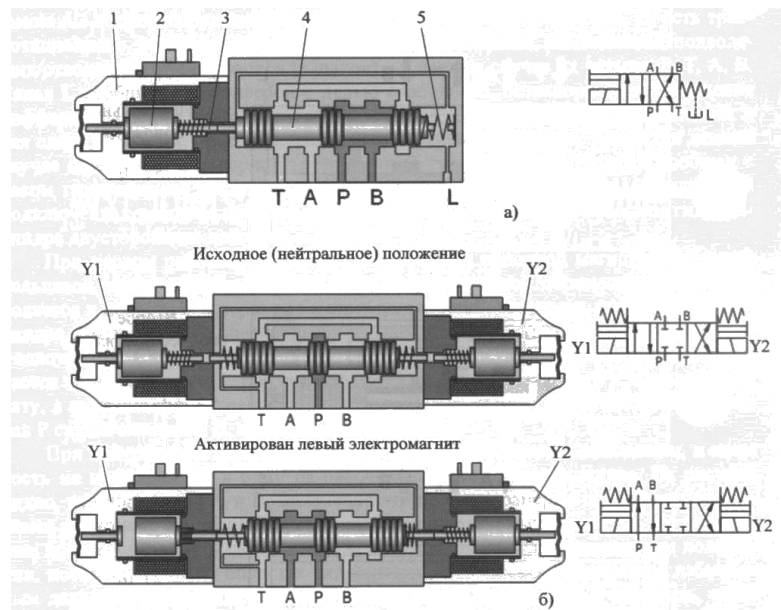


Рис. 8.2. 4/2-гидрораспределитель с односторонним электромагнитным управлением и пружинным возвратом (а); 4/3-гидрораспределитель с двусторонним электромагнитным управлением и пружинным возвратом (б)

Гидрораспределитель имеет два рабочих канала А и В, канал соединения с линией питания Р и канал присоединения к линии слива Т. Якорное пространство и пространство с возвратной пружиной 5 через канал L постоянно связаны со сливной магистралью.

На рис. 8.2,б представлен 4/3-гидрораспределитель с двусторонним электромагнитным управлением. В исходном положении золотник ГР занимает среднее (нейтральное) положение и каналы А, В, Р, Т перекрыты (верхний рисунок). При подаче электропитания на катушку одного из электромагнитов, например, левого Y1, золотник смещается вправо, соединяя через полость между плунжерными поясками (левым и центральным) каналы Р и А, а также В и Т (нижний рисунок) через внутренний сливной канал С. Если снять питание с катушки электромагнита, золотник, под действием пружины, вернется в среднее положение. При подаче питания на правый электромагнит Y2, золотник смещается влево, соединяя каналы Р и В, А и Т (на рисунке не показано).

Данный ГР не обладает «памятью», то есть при снятии электрического сигнала не запоминает свое предыдущее состояние.

Якорные пространства связаны с линией слива Т внутренним сливным каналом К.

Цилиндрический золотниковый дросселирующий распределитель содержит, как правило, корпус (гильзу) и цилиндрический золотник. В дросселирующем распределителе, в отличие от направляющего, золотник может занимать бесконечное множество промежуточных положений дросселирующих элементов распределителя от полного открытия до полного закрытия их. Конструктивная схема гидрораспределителя представлена на рис. 8.3.

На схеме показано, как можно перемещать золотник 2 с помощью дополнительно установленного винта 3 и регулировать величину этого перемеще-

ния с помощью, установленного на этом индикатора в виде делений на головке винта и на его толкателе. Последний своим торцом нажимает на торец золотника 2 и перемещает его в расточке корпуса 1, преодолевая усилие сжатия пружины 4.

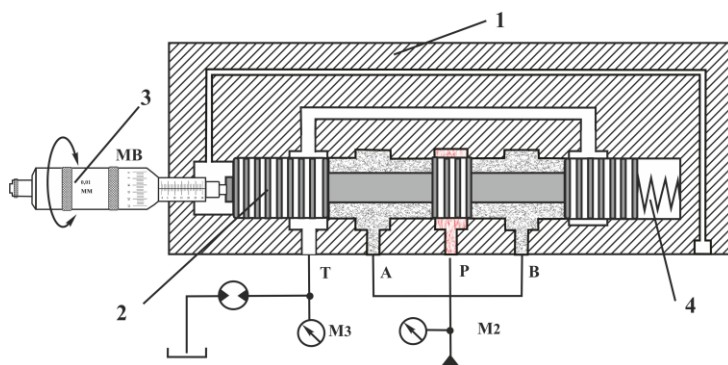


Рис. 8.3. Конструктивная схема гидрораспределителя:  
1 - корпус; 2 –золотник; 3 - микрометрический винт (МВ); 4 - пружина

Чтобы определить зависимость между перемещением золотника  $h$  и расходом  $Q$ , перемещением  $h$  и перепадом давления  $p$ , расходом  $Q$  и давлением  $p$  (или наоборот), рассчитываются или снимаются экспериментальным путем статические характеристики распределителя:

$Q = f(h)$  - расходная;

$\Delta p = f(h)$  - перепадная;

$\Delta p = f(Q)$  - расходно-перепадная;

$Q = f \Delta p$  - перепадно-расходная.

### Порядок выполнения работы

1. Собрать на стенде гидравлическую схему согласно рис. 8 .4. Предохранительный клапан насосной установки настроить на давление около 5,0 МПа.

2. Настроить давление в гидравлическом приводе до 4,0 МПа с помощью предохранительного клапана, полностью перекрыв дроссель ДР.

Контроль давления осуществить по манометру М1.

3. Открыть дроссель ДР. Система готова к работе.

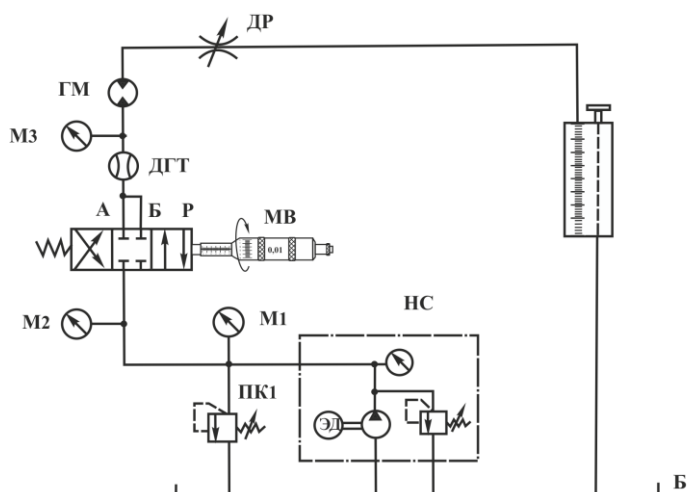


Рис. 8.4. Схема станда для испытания гидрораспределителя

4. Испытуемый распределитель установить в одно из крайних положений ЗРЭ с помощью микрометрического винта МВ. При этом должен наблюдаться максимальный расход, фиксируемый с помощью датчика расхода ДГТ.

5. Далее плавно смещая ЗРЭ с помощью винта из одной крайней позиции до второй крайней позиции, необходимо фиксировать изменения положения ЗРЭ (ход  $h_1$ , мм золотника), расхода  $Q$ , а также изменение давления на манометрах М2 и М3.

Данные записываются в табл. 8.1.

Таблица 8.1

№ п/п	Расход $Q$ , $\text{м}^3/\text{с}$	Показания манометров, МПа			Ход золотника $h$ , мм	Перепад давления $\Delta p$ , МПа	
						$\Delta p_1 = p_2 - p_3$	$\Delta p_2 = p_2 - p_3$
1							
2							
...							
$n$							

6. При проведении испытаний положение ЗРЭ (ход золотника) удобнее контролировать по изменению расхода  $Q$  через гидрораспределитель.

7. По результатам испытаний необходимо построить статические характеристики гидрораспределителя.

Примечание. При определении хода золотника ( $h_1$ , мм) необходимо учитывать: 1 деление винта = 0,01 мм.

## **Содержание отчета**

1. Название и цель работы.
2. Схемы гидрораспределителей, их описание и принцип работы.
3. Статические характеристики гидрораспределителя.
4. Выводы по работе.

## **Контрольные вопросы**

1. Назначение, конструкции, применение и принцип действия гидрораспределителей.
2. Схема и принцип действия экспериментальной установки.
3. Методика проведения эксперимента по определению статических характеристик распределителя.
4. Какие типы статических характеристик можно построить?



## **СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ**

1. В.И. Голубев, П.В. Могильников. Испытания гидравлических устройств: учебное пособие – М.: Издательство МЭИ, 2006. –68 с.
2. Автоматизация в промышленности: Практикум. В 4 ч. Ч.1. Пневмоавтоматика и гидроавтоматика / Е.В.Пашков, В.П. Поливцев, М.П. Карпов и др.; под ред. Е.В. Пашкова. – Севастополь: Изд-во СевНТУ, 2010. – 156 с.
3. Андреев А.Ф., Артемьев П.П., Бартош П.Р. и др. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Средства гидропневмоавтоматики. – Мн.: ВУЗ – ЮНИТИ БГПА – ИСН, 1998. – 224 с.
4. Башта Т.М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. Издательский дом Альянс, 2010. – 340 с.
5. Свешников, В.К. С 24 Станочные гидроприводы. Справочник / В.К. Свешников.- 6-е изд. перераб. и доп. – СПб.: Политехника, 2015. – 627 с.
6. Свешников В.К. Гидрооборудование: международный справочник. Номенклатура, параметры, размеры, взаимозаменяемость. В 3-х кн. М.: ООО «Изд. центр «Техин-форм» МАИ». Кн. 1. Насосы и гидродвигатели. 2001. – 360 с.; второе издание (номенклатура 1998-2010 гг.) – 2010. 552 с. Кн. 2. Гидроаппаратура. 2002. 508 с. Кн. 3. Вспомогательные элементы гидропривода. 2003. - 480 с.

## СОДЕРЖАНИЕ

<b>ПРАВИЛА ТЕХНИКИ БЕЗОПАСНОСТИ</b> .....	3
<b>Лабораторная работа №1</b> .....	4
<b>ЛАБОРАТОРНЫЙ ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ СТЕНД FESTO</b> .....	4
<b>Лабораторная работа №2</b> .....	11
<b>ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ</b> .....	11
<b>ХАРАКТЕРИСТИК РЕГУЛИРУЕМОГО ДРОССЕЛЯ</b> .....	11
<b>Лабораторная работа №3</b> .....	16
<b>ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК НАПОРНЫХ КЛАПАНОВ</b> .....	16
<b>Лабораторная работа №4</b> .....	22
<b>ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ</b> .....	22
<b>ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕДУКЦИОННОГО КЛАПАНА</b> .....	22
<b>Лабораторная работа №5</b> .....	29
<b>ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕГУЛЯТОРА РАСХОДА</b> .....	29
<b>Лабораторная работа №6</b> .....	36
<b>ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ</b> .....	36
<b>ХАРАКТЕРИСТИКИ ДЕЛИТЕЛЯ ПОТОКА</b> .....	36
<b>Лабораторная работа №7</b> .....	42
<b>ИЗУЧЕНИЕ УПРАВЛЯЕМОГО ОБРАТНОГО КЛАПАНА (ГИДРОЗАМКА) И ПНЕВМОГИДРОАККУМУЛЯТОРА</b> .....	42
<b>Лабораторная работа №8</b> .....	49
<b>ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ</b> .....	49
<b>СТАТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЗОЛОТНИКОВОГО ДРОССЕЛИРУЮЩЕГО ГИДРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ</b> .....	49
<b>СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ</b> .....	57