

Министерство образования Республики Беларусь  
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

---

Кафедра "Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод"

**ГИДРАВЛИКА, ГИДРОПРИВОД И ГИДРОПНЕВМОАВТОМАТИКА**

**ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ (ПРАКТИКУМ)**

ЭЛЕКТРОННОЕ ИЗДАНИЕ

Минск 2019

УДК 681.523.4 (076.5)

ББК 39.965.2я7

C75

Составители:

Филипова Л.Г., Ермилов С.В.

Рецензенты

Карпиевич Ю.Д., д.т.н., профессор кафедры «Автомобили»

Рахлей А.И., к.т.н., доцент кафедры «Тракторы»

В пособии освещены вопросы конструкций и принципа действия различных гидравлических аппаратов: гидродросселей, гидроклапанов, гидрораспределителей, гидронасосов и гидродвигателей, 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 №

## Содержание

Лабораторная работа № 1 .....	4
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЯЗКОСТИ МИНЕРАЛЬНЫХ МАСЕЛ .....	4
Лабораторная работа №2 .....	9
ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПОРОВ В ТРУБОПРОВОДЕ .....	9
Лабораторная работа №3 .....	13
ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ДРОССЕЛИ И РЕГУЛЯТОРЫ ПОТОКА .....	13
Лабораторная работа №4 .....	23
ГИДРОКЛАПАНЫ, ДЕЛИТЕЛИ И СУММАТОРЫ ПОТОКА.....	23
Лабораторная работа № 5 .....	32
ГИДРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛИ .....	32
Лабораторная работа №6 .....	39
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ СТАТИЧЕСКИХ .....	39
ХАРАКТЕРИСТИК ЗОЛОТНИКОВОГО ДРОССЕЛИРУЮЩЕГО .....	39
ГИДРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ .....	39
Лабораторная работа 7 .....	43
РОТОРНЫЕ ГИДРОМАШИНЫ .....	43
Лабораторная работа № 8 .....	55
ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАБОЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК.....	55
ГИДРОДВИГАТЕЛЕЙ (ГИДРОЦИЛИНДРОВ).....	55
Список использованных источников .....	59

## Лабораторная работа № 1

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЯЗКОСТИ МИНЕРАЛЬНЫХ МАСЕЛ

#### Цель работы:

1. Определение кинематической вязкости минеральных масел

#### Краткие теоретические сведения

Свойства среды сопротивляться сдвигающим усилиям называют **вязкостью**. Силы вязкости или силы внутреннего трения обусловлены действием межмолекулярных связей между движущимися слоями жидкости:

$$F_{\mu} = \pm \mu \cdot S \frac{du}{dy}, \quad (1.1)$$

где  $\mu$  – динамический коэффициент вязкости;

$S$  – площадь соприкосновения слоев;

$du/dy$  – градиент скорости (интенсивность изменения величины скорости по нормали к ее направлению).

**Динамический коэффициент вязкости  $\mu$**  является основной количественной характеристикой вязкости жидкости и газов и имеет размерность:

$$[\mu] = \frac{[F_{\mu}]}{[S \frac{du}{dy}]} = \frac{F \cdot T}{L^2} = \frac{M}{L \cdot T},$$

Единицей измерения  $\mu$  в системе СИ является  $\frac{H \cdot c}{m^2} = Pa \cdot c$ .

Наряду с динамическим коэффициентом вязкости в гидродинамике широко применяется **кинематический коэффициент вязкости**

$$\nu = \frac{\mu}{\rho},$$

где  $\rho$  – плотность жидкости.

Размерность  $[\nu] = \frac{L^2}{T}$ .

Единица измерения  $\nu$  в системе СИ –  $m^2/c$ .

Единица измерения кинематического коэффициента вязкости,  $\text{см}^2/\text{с}$ , называется **стоксом**, обозначается – Ст,  $\text{мм}^2/\text{с}$  – сантисксом (сСт).

Динамический коэффициент вязкости  $\mu$  зависит от температуры, причем для жидкостей при повышении температуры он убывает, а для газов – возрастает.

Для оценки степени зависимости от температуры существует различные показатели. ГОСТ 3153-86 устанавливает в качестве показателя, характеризующего пологость температурной кривой вязкости масла, **температурный коэффициент вязкости (ТКВ)**:

$$TKB_{20\dots100} = 1,25 \frac{v_{20} - v_{100}}{v_{50}}, \quad (1.2)$$

где  $v_{20}, v_{50}, v_{100}$  – значения кинематических коэффициентов вязкости при температурах 20, 50 и 100° С.

Широкое распространение для оценки вязкостно-температурных характеристик масел получил **индекс вязкости (ИВ)** Дина и Девиса. Индекс вязкости устанавливает характер изменения вязкости в зависимости от температуры по сравнению с двумя жидкостями, принятыми за эталонные, причем при 98,9° С. Эталонные и испытуемые жидкости должны иметь одинаковую вязкость. ИВ эталонной жидкости, имеющей круто падающую характеристику, условно считается равным нулю. ИВ эталонной жидкости, имеющей пологую характеристику, принимается равным 100. ИВ испытуемой жидкости определяется по отношению

$$ИВ = \frac{v_1 - v}{v_1 - v_2} \cdot 100, \quad (1.3)$$

где  $v_1$  – вязкость жидкости с ИВ=0;

$v_2$  – вязкость жидкости с ИВ=100;

$v$  – вязкость испытуемой жидкости.

При этом  $v_1, v_2, v_3$  определяются при одинаковой температуре 37,8°С.

Схема определения ИВ показана на рис.1.1.

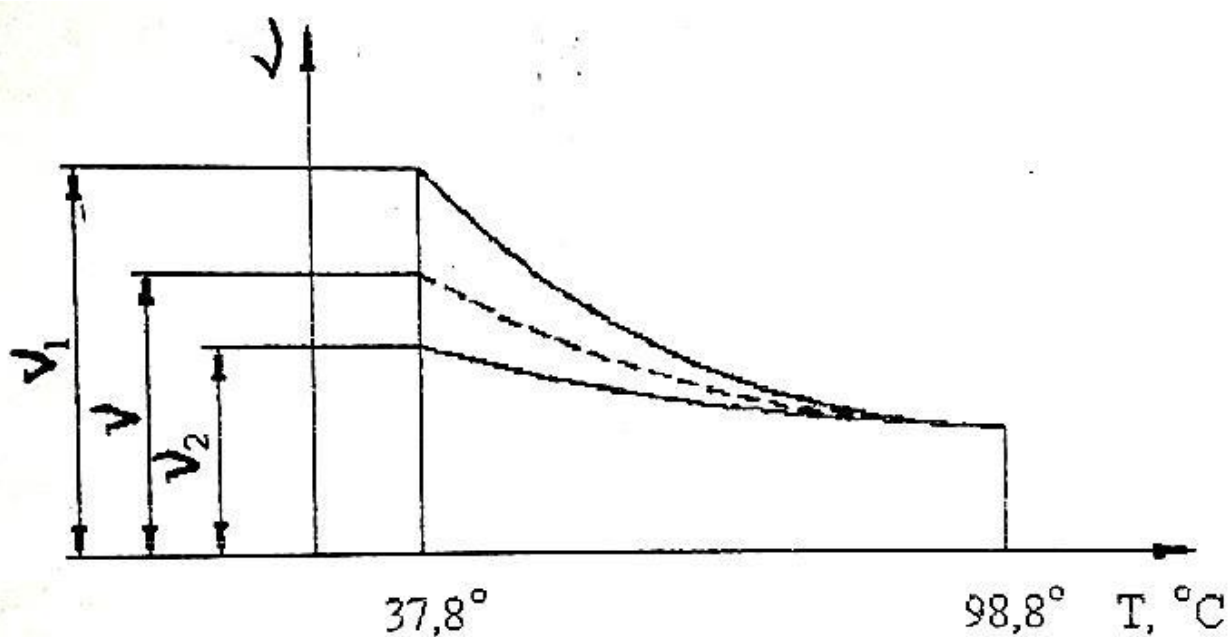


Рисунок 1.1 – Схема определения ИВ

Значения ИВ порядка 80-100 и выше характеризуют хорошие вязкостно-температурные свойства масла, значения 50-60 и ниже свидетельствуют о большой крутизне вязкостно-температурной кривой и о неудовлетворительности соответствующих свойств масла.

#### Описание работы и методика проведения эксперимента

Вязкость минерального масла может быть определена с помощью капиллярного вискозиметра ВПЖ-4 (ГОСТ 33-82). Вискозиметр (рис.1.2) представляет собой стеклянную изогнутую трубку, в колено которой впаян капилляр. При изменении вязкости масло течет по капилляру, причем количество жидкости, протекающее через капиллярную трубку, прямо пропорционально времени  $t$  и обратно пропорционально кинематическому коэффициенту вязкости  $\nu$ .

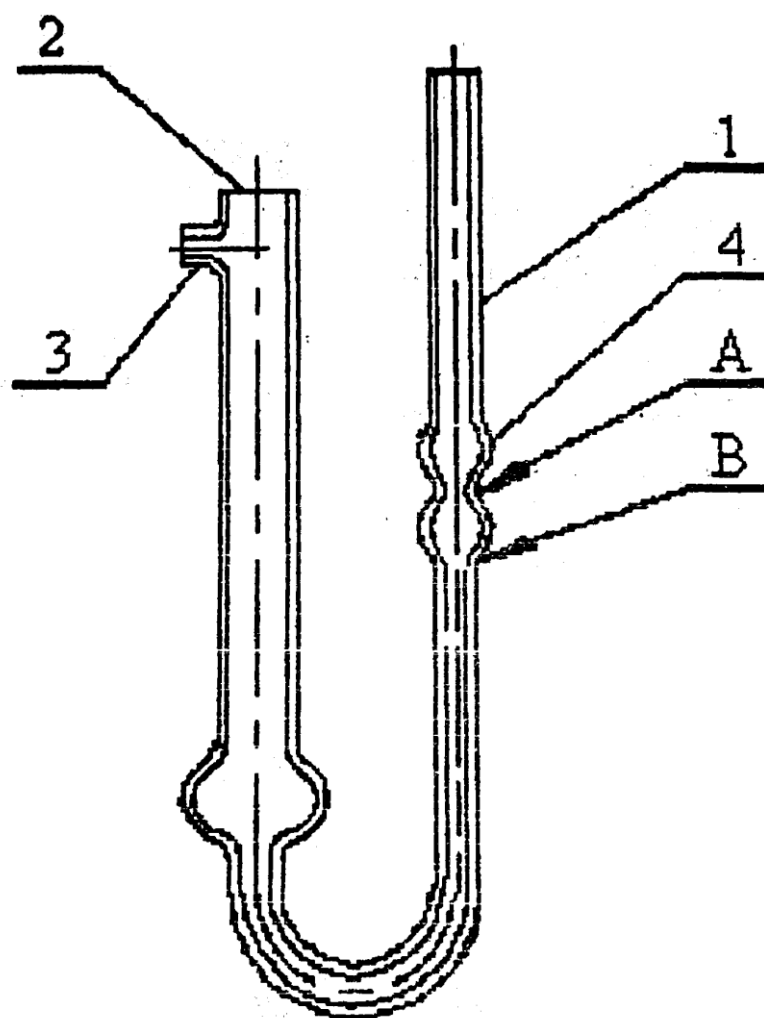


Рисунок 1.2 – Вискозиметр

Перед определением вязкости вискозиметр должен быть тщательно промыт растворителем, хромовой смесью и высушен. Вискозиметр, заполненный маслом, укрепляют на штативе и опускают в термостат, в котором установлена температура, необходимая для измерения вязкости.

С помощью напора уровень масла в колене *1* вискозиметра поднимают примерно до 1/3 расширения *4*. Сообщают колено *1* с атмосферой. Определяют время опускания уровня масла от риски *A* до *B*.

Производят несколько измерений времени и стечения масла при следующих температурах: 20; 40; 50; 70; 90; 100°C.

Опытные данные и значения коэффициентов  $\nu$ , подсчитанных по формуле (1.4), заносят в табл. 1.1.

Согласно требованиям ГОСТ 3153-88 необходимо проводить по три опыта при каждой температуре и определять дополнительно средние значения параметров  $T$ ,  $t$ ,  $\nu$ .

Таблица 1.1

№ опытов	Температура Т, °С	Время истечения t, с	Кинематический коэф. вязкости $\nu$ , Ст
1			
2			
3			

Кинематический коэффициент вязкости подсчитывают по формуле

$$\nu = c \cdot T \cdot \frac{g}{9,81} \cdot K, \quad (1.4)$$

где  $c$  – постоянная вискозиметра,  $m^2/c^2$ ,

$T$  – среднее арифметическое время течения нефтепродукта в вискозиметре, с ;

$g$  – ускорение силы тяжести в месте измерения вязкости,  $m/c^2$ ;

9,81 – нормальное ускорение силы тяжести,  $m^2/c^2$ ;

$K$  – коэффициент, учитывающий изменение гидростатического напора жидкости в результате расширения ее при нагревании.

Для вискозиметра типа ВПЖ-4  $K = 1 + 0,000040\Delta T$ ,

где  $\Delta T$  – разность между температурой масла при заполнении вискозиметра и температурой масла при определении вязкости.

$g/9,81$  можно принять равным 1.

Если  $\Delta T$  не более  $10^0$  С, коэффициент  $K$  принимают равным 1.

Кинематический коэффициент вязкости вычисляют с точностью до четвертой значащей цифры.

На основании опытных данных строится график зависимости вязкости масла от температуры.

Для оценки степени зависимости вязкости от температуры подсчитываются ТКВ и ИВ.

### Контрольные вопросы

1. Что такое вязкость жидкости?
2. Физический смысл динамического коэффициента вязкости.
3. Взаимосвязь между динамическим и кинематическим коэффициентом вязкости.
4. Единицы измерения кинематического и динамического коэффициентов вязкости жидкости.



5. Назовите основные приборы, которыми определяют кинематический и динамический коэффициенты вязкости.

6. Как зависит вязкость жидкости от температуры и давления?

7. Что такое индекс вязкости?

## Лабораторная работа №2

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПОРОВ В ТРУБОПРОВОДЕ

#### Цель работы:

1. Изучить основной закон гидродинамики.
2. Построить пьезометрическую и напорную линии для трубопровода переменного сечения .

#### Краткие теоретические сведения

Каждая частица движущейся жидкости обладает определенным запасом потенциальной и кинетической энергии. При движении жидкости и канале из-за трения о его стенки часть энергии преобразуется в тепловую. Кроме того, при деформации потока местными сопротивлениями происходит преобразование потенциальной энергии в кинетическую или наоборот. Энергию, отнесенную к единице веса жидкости, называют **удельной**.

**Основной закон гидродинамики** (уравнение Бернулли) устанавливает связь между значениями удельной энергии в двух сечениях установившегося, плавно изменяющегося потока (по отношению к плоскости сравнения), представляет собой уравнение баланса энергии

$$Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_c,$$

где  $Z_1, Z_2$  – высоты положения сечений 1 и 2, м;

$p_1, p_2$  – давление жидкости в сечениях 1 и 2, Па;

$\rho$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;

$g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;

$v_1, v_2$  – скорости движения жидкости в сечениях 1 и 2, м/с;

$\alpha$  – безразмерный коэффициент Кориолиса, учитывающий влияние первоначального распределения скорости по живому сечению потока жидкости ( $\alpha = 1...2$ );

$h_c$  – полная потеря напора, м.

Каждый член уравнения Бернулли имеет геометрический и энергетический смысл.

Линия, характеризующая закон распределения по длине потока полной удельной энергии или гидродинамического напора, **называется линией энергии** или **напорной линией**. Уклон этой линии (падение ее на единицу расстояния) называется **гидродинамическим уклоном**.

Линия, характеризующая закон распределения по длине потока удельной потенциальной энергии или пьезометрического напора, называется **линией потенциальной энергии** или **пьезометрической линией**. Уклон этой линии называется **пьезометрическим уклоном**.

Величина	Геометрический смысл	Энергетический смысл
$Z$	Высота положения	Удельная потенциальная энергия положения
$\frac{p}{\rho g}$	Пьезометрическая высота	Удельная потенциальная энергия давления
$Z + \frac{p}{\rho g}$	Пьезометрический напор	Удельная потенциальная энергия
$\frac{\alpha v^2}{2g}$	Скоростной напор	Удельная кинетическая энергия
$Z + \frac{p}{\rho g} + \frac{\alpha v^2}{2g}$	Гидравлический напор	Полная удельная энергия
$h_c$	Потери напора	Потери энергии

### Описание установки и методика проведения опыта

Опытная установка представлена на рисунке 2.1. Исследуемый участок смонтирован из труб 11 различных диаметров, последовательно соединенных между собой. Трубы выполнены из прозрачного материала (оргстекла).

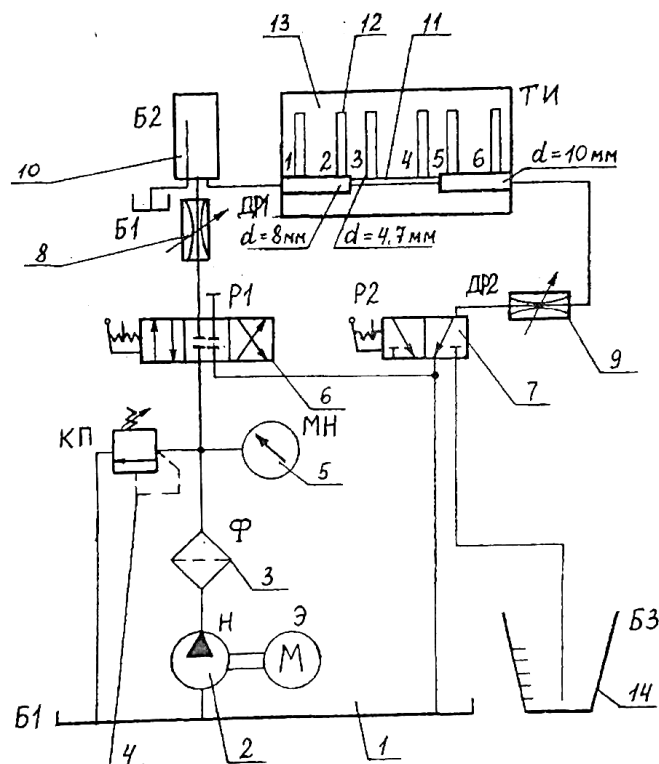


Рисунок 2.1 – Схема установки для построения напорной и пьезометрической линии

К характерным участкам трубопровода подключены пьезометры 12. Все пьезометры закреплены на вертикальной панели 13. Рабочая жидкость поступает в опытный трубопровод из напорного бака 10, уровень масла в напорном баке поддерживается постоянным.

В напорный бак масло подается пластинчатым насосом 2 через фильтр 3, распределитель 6, дроссель 8.

Открытием дросселя 9 устанавливается определенный расход масла в опытном трубопроводе. Уровни масла в пьезометрах уменьшаются до значения высот  $Z + \frac{P}{\rho g}$ , соответствующих избыточному давлению в точках подключения пьезометров при фиксированном расходе. Фиксируют показания пьезометров. Для измерения расхода распределитель 7 переключает поток масла на мерный бак 14, объем которого известен. Время наполнения мерного бака фиксируется электромеханическими часами.

Порядок проведения расчетов следующий:

1. По расходу и заданным размерам сечений трубопроводов подсчитываются средние скорости в этих сечениях:

$$v = \frac{4Q}{\pi d^2}, \text{ м/с.}$$

2. Измерив температуры масла, определяется его вязкость по вязкостно-температурной кривой.

Опыты необходимо проводить при различных расходах. Показания приборов и результаты обработки измерений заносят в таблицы 1.1 и 1.2.

Таблица 1.1

№ опыта	Объем масла $V, \text{ м}^3$	Время $t, \text{ с}$	Расход $Q, \text{ м}^3/\text{с}$

Таблица 1.2

Наименование	Сечения					
	1	2	3	4	5	6
1	2	3	4	5	6	7
Диаметр $d, \text{ м}$						
Площадь $S, \text{ м}^2$						
Показания пьезометра $Z + \frac{p}{\rho g}, \text{ м}$						
Средняя скорость $v = Q/S, \text{ м/с}$						
Число Рейнольдса $Re = (v d)/\nu$						
Скоростной напор $\frac{\alpha v^2}{2g}, \text{ м}$						
Гидродинамический напор $Z + \frac{p}{\rho g} + \frac{\alpha v^2}{2g}, \text{ м}$						
Потери напора $h_c, \text{ м}$						

3. Подсчитывается число Рейнольдса

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu}$$

4. Вычисляется скоростной напор в каждом сечении  $\frac{\alpha v^2}{2g}$ ,

где  $\alpha$ - коэффициент Кориолиса (для ламинарного режима течения  $\alpha = 2$ , для турбулентного –  $\alpha \approx 1$ ).

5. Определяется полный гидродинамический напор

$$H = Z + \frac{p}{\rho g} + \frac{\alpha v^2}{2g}.$$

суммируя пьезометрический напор  $Z + \frac{p}{\rho g}$  и скоростной  $\frac{\alpha v^2}{2g}$ .

6. Подсчитываются потери напора  $h_c$  между сечениями как разница полных гидродинамических напоров в двух соседних сечениях.

7. Строятся пьезометрическая и напорная линии. На схему трубопровода наносятся пьезометрическая линия по показаниям пьезометров  $Z + \frac{p}{\rho g}$  и напорная линия по вычисленным значениям полного гидродинамического напора

$$H = Z + \frac{p}{\rho g} + \frac{\alpha v^2}{2g}.$$

### Контрольные вопросы

1. Назовите два режима течения жидкости.
2. Чем установившееся движение жидкости отличается от неустановившегося, равномерное от неравномерного, напорное от безнапорного? Как определяется средняя скорость жидкости?
3. Каков геометрический смысл членов уравнения Бернулли? Каков их энергетический смысл?
4. От чего зависит численное значение коэффициента Кориолиса?
5. Когда пьезометрическая и напорная линии параллельны между собой?
6. С помощью каких линий можно судить о величине и изменении давления вдоль потока?

### Лабораторная работа №3

#### ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ДРОССЕЛИ И РЕГУЛЯТОРЫ ПОТОКА

##### Цель работы:

1. Изучение схем, конструкций и принципа действия гидравлических дросселей и регулятора потока.
2. Практическое ознакомление с имеющимися в лаборатории моделями и узлами дросселей и регуляторов потока.
3. Составление отчета о работе с проведением в нем краткого описания и схем основных изучаемых устройств.

##### Краткое описание схем и конструкций гидродросселей

Гидродроссели предназначены для регулирования расхода жидкости и создания перепада давления на определенных участках гидролиний. Они исполняют роль гидравлических сопротивлений и относятся к регулирующим устройствам.

Назначение дросселя:

- ограничение расхода рабочей среды и создание перепада давления на пути ее движения;
- демпфирование механических систем;
- в проточных распределителях сопло- заслонка для уменьшения давления питания;
- перераспределение входного и выходного потоков рабочей среды, регулирование скорости перемещения рабочих органов машин и механизмов путем изменения величины потока рабочей среды.

По функциональному назначению дроссели классифицируют на постоянные и переменные.

По принципу действия различают дроссели линейные(ламинарные) или дроссели вязкого сопротивления; дроссели квадратичные(турбулентные) или дроссели вихревого сопротивления.

#### *Постоянные дроссели*

Постоянные дроссели в общем случае представляют собой отверстия в пластине. Их условно принято делить на шайбы и втулки. В дросселях типа шайба диаметр отверстия  $d$  значительно больше ее толщины  $l$  ( $d \gg l$ ). Шайба может иметь одно или несколько отверстий (рисунок 3.1, а, б). Применяются дроссели с «плавающей» шайбой (рисунок 3.1, в, г). Расходные, расходно-перепадные характеристики такого дросселя при прямом и обратном потоке рабочей среды не одинаковы. В практике их часто называют клапан-замедлитель. При движении рабочей среды слева направо (согласно схеме) (см. рисунок 3.1, в) шайба 2 прижимается потоком к седлу и весь поток проходит (дросселируется) через отверстие Б. При движении потока в обратном направлении шайба 2 прижимается к фиксаторам 1, поток проходит через отверстия Б и А. Сопротивление дросселя резко снижается.

Дроссели типа шайба в основном работают в турбулентном режиме. Расход через дроссель  $Q_d$  связан с площадью его сечения  $A_d$  и перепадом давления  $\Delta p_d$  квадратичной зависимостью

$$Q_d = \mu_d A_d \sqrt{2\Delta p_d / \rho}, \quad (3.1)$$

где  $\rho$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;

$\mu_d$  – коэффициент расхода шайбы;

$A_d$  - площадь проходного сечения дросселя, м<sup>2</sup>;

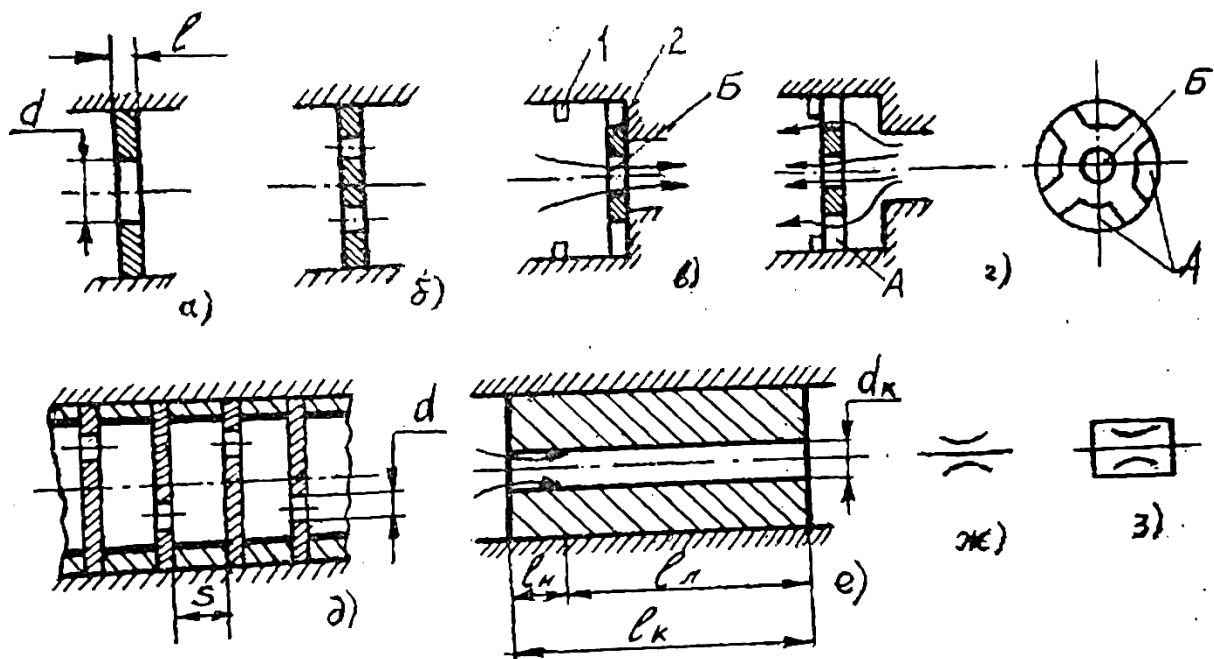


Рисунок 3.1 – Постоянные (нерегулируемые) дроссели

При разработке гидросистем часто требуются дроссели с большим сопротивлением. Применение шайб с одним отверстием не может обеспечить высокий перепад давления, т.к. малое отверстие может быть со временем засорено продуктами износа. Ввиду этого применяются многоступенчатые дроссели, представляющие собой несколько последовательно расположенных шайб. С целью повышения стабильности расходных характеристик расстояния  $S$  между шайбами должно быть не менее  $(3...5) d$ . Толщина шайбы выбирается не более  $(0.4...0.5) d$ . Максимальный диаметр отверстия в шайбе должен быть не менее  $3 \cdot 10^{-3}$  м. При сборке пакета шайб отверстия в них должны быть смещены друг относительно друга, как показано на схеме (рисунок 3.1, д).

Дроссельные шайбы типа втулка (рисунок 3.1, е) отличаются от дроссельных шайб не только конструктивными параметрами, но и зависимостью характеристик от режима течения и противодействия. Режим течения в шайбах турбулентный, во втулках (капиллярах) ламинарный. При применении дроссельных шайб зависимость между расходом и перепадом давления квадратичная и такие дроссели относятся к типу турбулентных (квадратичных). Потеря давления в турбулентных дросселях рассмотренного типа определяется в основном деформацией потока рабочей среды и вихреобразованием в канале малой длины.

В тех случаях, когда эта зависимость линейная, дроссели относятся к типу ламинарных (линейных). Как правило, такими дросселями являются втулки с малым проходным сечением канала (капилляра)  $d_k$  и большой длиной  $l_k$  ( $l_k/d_k \gg 20$ ). В таких случаях потеря давления определяется преимущественно сопротивлением рабочей среды.

Рассмотренные типы дросселей сравнительно просты в изготовлении, но мало пригодны для управления потоками рабочих сред, поскольку харак-

теризующие их параметры (диаметр и длина) конструктивно трудно поддаются изменениям. Поэтому дроссели типа шайба и втулка получили распространение как неуправляемые постоянные дроссели, выполняющие вспомогательные функции, а также как элементы вычислительных устройств в системах гидропневмоавтоматики, основанных, например, на применении системы универсальных элементов промышленной пневмоавтоматики (УСЭП-ПА), где они играют важную роль в непрерывных операциях суммирования, умножения, дифференцирования и др.

Но в этих системах к ним предъявляются высокие требования к точности изготовления и стабильности характеристик.

### *Переменные дроссели*

Помимо рассмотренных постоянных дросселей существует еще широкий класс регулируемых дросселей. Конструктивное выполнение их весьма разнообразно, но их объединяет наличие регулируемого зазора (щели) между двумя и более поверхностями или кромками, где и осуществляется дросселирование потока рабочей среды (рисунок 3.2).

На рисунке 3.2, а представлена схема цилиндрического ламинарного дросселя, где дросселирование потока осуществляется в щели между цилиндрическим соосным каналом и стержнем. Управление дросселем осуществляется путем изменения глубины  $l$  перемещения стержня в канале.

$$Q = \pi d_{cp} \delta^3 \Delta p / 12 \rho \nu l, \quad (3.2)$$

где  $d_{cp}$  – средний диаметр щелевого зазора, м;  
 $\delta$  – ширина щели, м;  
 $\Delta p$  – перепад давления на дросселе, Па;  
 $\nu$  – вязкость жидкости, м<sup>2</sup>/с;  
 $l$  – длина участка (дросселя), м;  
 $\rho$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>.



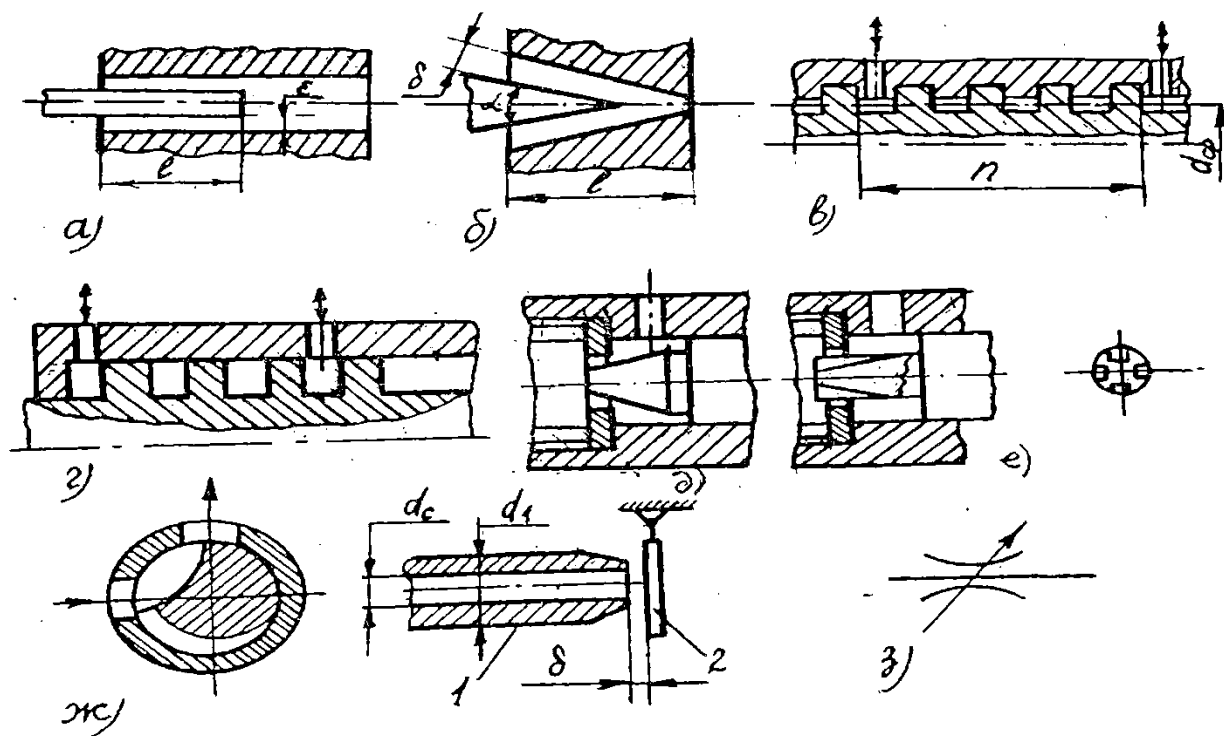


Рисунок 3.2 – Переменные (регулируемые) дроссели

В коническом игольчатом дросселе (рисунок 3.2, б) дросселирование потока осуществляется между стенками равномерно сужающегося канала и заостренной конической иглой. Управление дросселем осуществляется изменением ширины щели путем перемещения конусной иглы. Конусный дроссель более приемлем для систем автоматического регулирования, так как позволяет увеличить их точность, но создает некоторые затруднения при настройке расходов, где цилиндрический дроссель предпочтительнее. Конструкции дросселей требуют строгого соблюдения соосности каналов и пальцев во всех положениях, что предъявляет высокие требования к точности их изготовления.

Расход через дроссель определяется по зависимости (3.1) с той лишь разницей, что под  $d_{ср}$  следует понимать средний диаметр не только по ширине щели, но и по длине дросселя.

Резьбовой дроссель (рисунок 3.2, в, г) дросселирует поток рабочей среды в щели между резьбовым каналом и ввинчивающимся в него резьбовым пальцем. Эта щель создается за счет различного профиля резьбы канала и пальца. В частности, резьба прямоугольной формы (рисунок 3.2, в), но разной глубины в канале и пальце создает режим движения, который имеет место между параллельными плоскостями. Возможна конструкция резьбового дросселя (рисунок 2.2, г), состоящего из резьбового пальца, вставляемого в цилиндр. Смещая палец можно менять длину винтовой канавки, а следовательно, и сопротивление дросселя. Режим течения в резьбовых дросселях, как правило, ламинарный и их целесообразно применять при стабильных температурах. Зависимость расхода от перепада давления в таких дросселях линейная и рассчитывается по формуле Пуазейля:

$$Q = \pi d_0^4 \delta^3 \Delta p / 128 \mu l_0, \quad (3.3)$$

где  $d_0$  – диаметр отверстия, м;  
 $\Delta p$  – перепад давления на дросселе, Па;  
 $\delta$  – ширина щели, м;  
 $\mu$  – динамическая вязкость жидкости, Па с;  
 $l_0$  – длина участка (дросселя), м.

Резьбовые дроссели свободны от недостатков, присущих дросселям схемы которых представлены на рисунке 3.2, а, б.

Все регулируемые дроссели, в отличие от цилиндрических, несколько больше склонны к засорению, но создают большее гидравлическое сопротивление при одинаковых площадях живых сечений. Конструкции их более удобны, т.к. позволяют менять их параметры в процессе работы. Поэтому они используются главным образом в качестве управляемых дросселей.

Если в одношайбовый дроссель вставить иглу (рисунок 3.2, в) то ее перемещением можно регулировать сопротивление дросселя. Для повышения точности настройки используют цилиндрическую иглу с узкими щелями (рисунок 3.2, е), выполненными в виде прямоугольных или угловых канавок с постоянным или переменным сечением по ходу иглы. Этот дроссель в отличие от дросселя с обычной конической иглой позволяет получить малые расходы с минимальной вероятностью засорения щелей. Подбором профиля проходного сечения такого дросселя можно создать дроссель с линейной расходной характеристикой.

В гидросистемах низкого давления (до 5 МПа) распространены дроссели типа поворотного крана (рисунок 3.2, ж). Изготовление дросселирующей щели в дросселях подобного типа по архимедовой спирали позволяет получить строго квадратичную зависимость расхода жидкости через кран.

Недостатком дросселей типа поворотный кран является возможность засорения проходного канала, особенно при малых его сечениях.

#### *Дроссели типа « сопло-заслонка »*

Регулируемые дроссели типа сопло-заслонка получили широкое применение в автоматике. Они состоят из сопла 1 и плоской заслонки 2 (рисунок 3.2, з), которая перемещается вдоль оси сопла и изменяет площадь кольцевой щели между соплом и заслонкой, что приводит к изменению гидравлического сопротивления дросселя.

Жидкость может поступать из сопла к заслонке или наоборот. В большинстве применяемых дросселей поток рабочей среды движется от сопла к заслонке. В этом случае проще защищать зазоры от загрязнений. Сила от воздействия потока рабочей жидкости направлена в сторону увеличения зазора  $\delta$ . Конструктивно ее проще уравновесить.

В дросселях сопло-заслонка, в которых поток рабочей жидкости направлен от заслонки к соплу, несколько усложняется защита рабочего зазора от засорения механическими частицами, а силовое воздействие потока

направлено в сторону уменьшения зазора между соплом и заслонкой.

Дроссели типа сопло-заслонка могут работать на слабо очищенных рабочих жидкостях, а их характеристики имеют удовлетворительную стабильность в большом диапазоне температур, так как в регулируемом зазоре преобладает турбулентный режим течения жидкости. Они не имеют трущихся поверхностей, поэтому свободны от заедания и перекосов, характерных для золотниковых дросселей.

Недостатком дросселей «сопло-заслонка» является значительное усилие, оказываемое струей жидкости на заслонку, что затрудняет работу сравнительно маломощных устройств, управляемых дросселем.

#### *Золотниковые регулируемые гидро- и пневмодроссели*

Золотниковые регулируемые дроссели предназначены для регулирования скорости перемещения рабочих органов машин путем изменения величины потока рабочей среды. Эти дроссели являются основными элементами золотниковых дросселирующих распределителей.

По форме сопрягаемых поверхностей гильзы и золотника дроссели условно классифицируются на цилиндрические и плоские.

Цилиндрические золотниковые распределители, как более технологичные, находят наибольшее применение в промышленности. Конструктивно они могут быть выполнены с проточкой или отверстиями в гильзе. Конструкции их меняются по мере совершенствования технологии их изготовления.

Схема наиболее распространенного золотникового регулируемого дросселя с проточкой в гильзе и прямоугольным буртом золотника показана на рисунке 3.3, а. Эта схема применяется в дросселирующих и направляющих распределителях, предназначенных для управления большими расходами.

С целью получения линейных статических характеристик дросселя буртик золотника выполняют коническим (рисунок 3.3, в), коническим с лысками (рисунок 3.3, г), с фаской и продольными канавками (рисунок 3.3, б) прямоугольной и треугольной формы и другими более сложными конфигурациями.

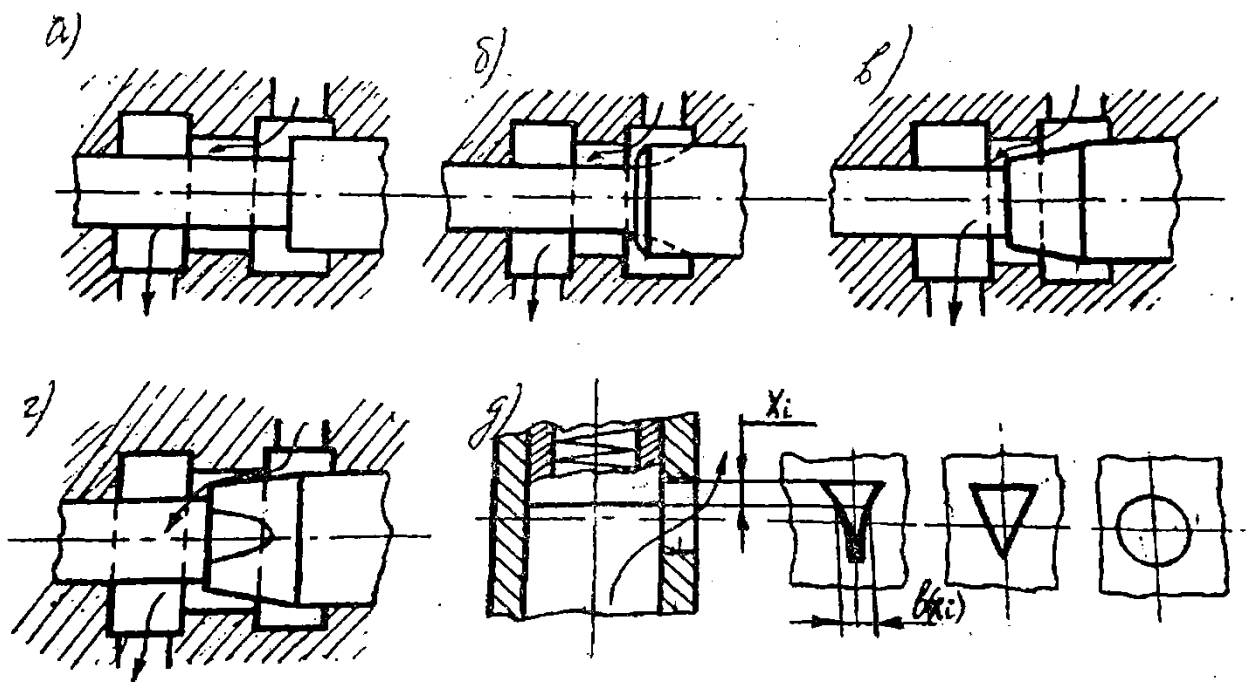


Рисунок 3.3 – Золотниковые дроссели

К недостаткам конструкций рассмотренных золотниковых дросселей следует отнести:

- невозможность изготовления разгрузочных канавок и выемок;
- сложность обработки и получения кольцевых рабочих кромок гильзы.

Наиболее предпочтительными являются золотниковые дроссели с отверстиями различной конфигурации в гильзе (рисунок 3.3, д). Изготовление таких отверстий стало возможным благодаря развитию электроэрозионных методов обработки металлов. Различная конфигурация отверстий необходима для получения различных законов изменения расхода дросселя в зависимости от перемещения золотника. В первую очередь для обеспечения линейной зависимости между расходом и перепадом давления.

### Назначение и схемы регуляторов потока

Регулятором потока называют регулирующий гидроаппарат, предназначенный для поддержания заданного расхода вне зависимости от перепада давлений в подводимом и отводимом потоках рабочей жидкости. Конструктивно регуляторы потока представляют собой модули, состоящие из регулируемого дросселя и клапана. При помощи дросселя, как правило, регулируется (дозируется) расход рабочей жидкости, а при помощи клапана автоматически обеспечивается постоянный перепад давлений на дросселе. Клапаны, входящие в состав регуляторов потока, могут быть включены с дросселем как последовательно, так и параллельно.

На рисунке 3.4 показана конструктивная схема регулятора потока с последовательным включением клапана.

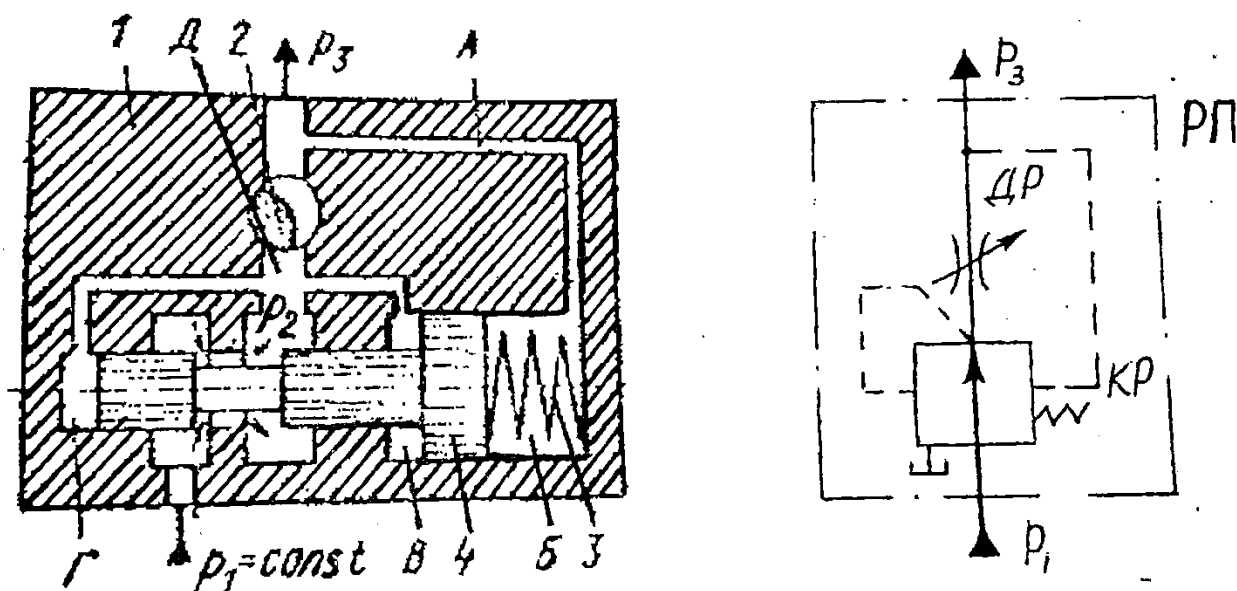


Рисунок 3.4 – Регулятор потока с последовательным включением редуционного клапана

В корпусе 1 регулятора размещены регулируемый дроссель 2 и золотник 4 редуционного клапана с цилиндрической пружиной 3. Полость В клапана соединена каналом А с выходом из регулятора, а полости В и Г соединены каналами с полостью Д. Принцип работы регулятора потока заключается в следующем. Рабочая жидкость под давлением  $p_1 = const$  поступает через редуционный клапан в полость Д, а затем под давлением  $p_2$  поступает через дроссель 2 на выход из регулятора под давлением  $p_3$ . В полостях В и Г на золотник 4 клапана действует давление  $p_2$ , а в полости В – сила пружины 3 и давление  $p_3$ , зависящее от нагрузки.

Перепад давлений на дросселе

$$\Delta p = p_2 - p_3 = const.$$

Если давление  $p_3$  увеличится, то перепад давлений на дросселе уменьшится. В этом случае вследствие увеличения давления в полости В золотник 4 редуционного клапана автоматически перемещается влево, увеличивая при этом рабочее проходное сечение. В результате этого расход и давление  $p_2$  также увеличатся. Таким образом, прежний перепад давлений на дросселе восстанавливается. При уменьшении давления  $p_3$  золотник 4 клапана перемещается вправо, уменьшая при этом рабочее проходное сечение, в результате чего давление  $p_2$  уменьшится. И в этом случае перепад давления на дросселе 2 восстанавливается. Рассмотренная схема типична для регуляторов потока, рассчитанных на номинальное давление до 20 МПа.

На рисунке 3.5 показана конструктивная схема регулятора потока с параллельным включением клапанов.

В корпусе 1 регулятора размещены регулируемый дроссель 2, золотник 3 переливного клапана с цилиндрической пружиной 5 и предохранительный

клапан 6 с пружиной 7. Полости Б и Г переливного клапана соединены каналами со входом в регулятор, полость А – с выходом из регулятора при помощи канала с постоянным дросселем 4. Принцип работы регулятора потока заключается в следующем. Рабочая жидкость под давлением  $p_1$  поступает в регулятор и делится на два потока: один поступает через дроссель 2 на выход регулятора, другой сливается в бак через золотник 3 переливного клапана. В полостях Б и Г на золотник клапана действует давление  $p_1$ , а в полости А – сила пружины 5 и давление  $p_2$ , зависящее от нагрузки на гидродвигателе.

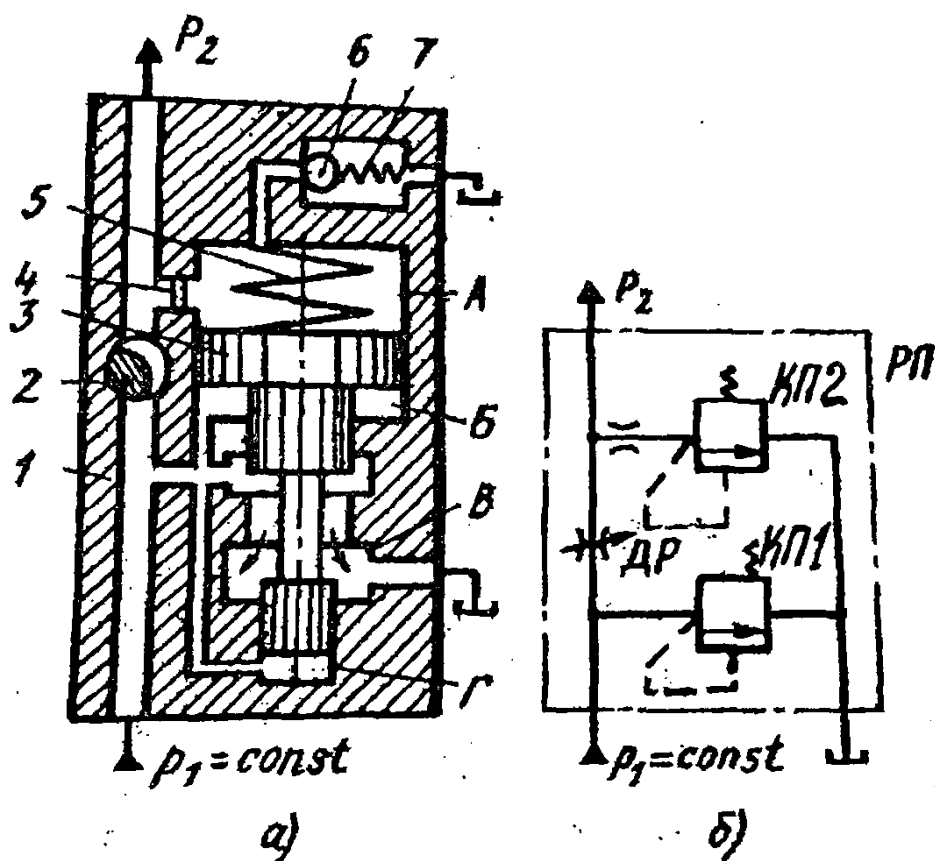


Рисунок 3.5 – Регулятор потока с параллельным включением переливного клапана

При увеличении давления  $p_2$  золотник 3 клапана перемещается вниз и уменьшает рабочее проходное сечение, при этом расход через переливной клапан уменьшается. В результате давление  $p_1$  на входе в регулятор увеличится, и таким образом перепад давлений  $\Delta p = p_1 - p_2$  на дросселе 2 восстанавливается. При уменьшении давления  $p_2$  золотник 3 клапана перемещается вверх и увеличивает рабочее проходное сечение, расход через клапан увеличится, давления  $p_1$  уменьшится. В результате перепад давлений на дросселе 2 снова восстанавливается. При давлении  $p_2$  выше допустимого открывается предохранительный клапан 6; давление в полости А клапана падает, золотник 3 перемещается вверх, открывая проход всему потоку рабочей жидкости, поступающему в регулятор.

Рассматриваемая схема позволяет регулировать скорость перемещения выходных звеньев гидродвигателей и предохраняет гидропривод от перегрузки. Номинальное давления 6,3; 10 и 20 МПа.

Пределы регулирования давления соответственно 1,0 – 6,3; 2,0 – 10,0; 3,0 – 20,0 МПа. К основным параметрам регулирования потока относятся условный проход, номинальное давление на входе, номинальный расход жидкости, перепад давлений, допустимое отклонение расхода и утечек жидкости, масса (без рабочей жидкости).

### **Контрольные вопросы**

1. Назначение и применение дросселей.
2. Зачем в дросселе в ряде случаев используется обратный клапан?
3. Типы и принцип действия гидродросселей.
4. Физика процессов, происходящих в ламинарных и турбулентных дросселях.
5. Почему рекомендуется иногда использовать пакет гидродросселей?
6. Типы золотниковых гидродросселей.
7. Показать на разрезных моделях основные детали гидродросселей.
8. Назначение и применение регуляторов потока.
9. Типы и принцип действия регуляторов потока.

### **Лабораторная работа №4**

#### **ГИДРОКЛАПАНЫ, ДЕЛИТЕЛИ И СУММАТОРЫ ПОТОКА**

##### **Цель работы:**

1. Изучение схем, принципа действия и конструкции гидроаппаратов (гидроклапаны, делители, сумматоры потока).
2. Практическое ознакомление с имеющимися в лаборатории моделями и деталями гидроаппаратов.
3. Составление отчета о работе с приведением в нем краткого описания и принципиальных схем основных гидроаппаратов, изучаемых в данной работе.

#### **Обратные гидроклапаны**

Обратные гидроклапаны относятся к направляющей аппаратуре и служат для пропускания рабочей жидкости только в одном направлении и перекрытия обратного потока. Поэтому их еще называют запорными клапанами. В соответствии с этим они должны создавать полную герметичность сопротивление в открытом положении. Существует много типов обратных клапа-

нов, отличающихся друг от друга в основном конструкцией запорного элемента (в виде шарика, конуса, золотника, жесткой или гибкой пластины и т.д.).

На рисунке 4.1, *а* показана конструкция обратного клапана типа Г51. В корпусе 4 выполнена цилиндрическая расточка 10 и соосная с ней коническая фаска 11, а также каналы подвода 7 и отвода 6 жидкости. В корпусе размещен запорный конический элемент в виде клапана 5, поджатый с помощью пружины 3 и крышки 1 своей конической частью 8 к седлу (фаске) 11. При отводе жидкости в канал 7 клапан 5 отходит от седла 11 и обеспечивает движение жидкости через расточку 10 в канал 6. При обратном направлении потока жидкости клапан 5 плотно прижимается к седлу 11 корпуса 4 и перекрывает проход из канала 6 в канал 7. Отверстие 9 предназначено для дренажа между полостями 2 и 10.

Условное упрощенное обозначение обратных клапанов по ГОСТ 2.782-96 показано на рисунке 4.1, *б*. Детальное обозначение приведено в данном стандарте. Схожая конструкция обратного клапана показана на рисунке 4.1, *в*. Он состоит из корпуса 1, седла 5, конического клапана 2, пружины 3, пробки 4 и уплотнений. Прямой поток свободно проходит из отверстия *Р* в отверстие *А*. При обратном подводе жидкости в отверстие *А* клапан 2 прижимается к седлу 5.

Клапаны с жестким пластинчатым запорным элементом 1 (рисунок 4.1, *г*) имеют малый вес подвижной части (пластинки 1). В сочетании запорного элемента со слабой пружиной 2 такой клапан легко открывается даже при малом давлении и имеет небольшое гидравлическое сопротивление. Пластинчатые обратные клапаны с гибкой пластиной (в виде «языка», закрепленного с одной стороны в корпусе) обычно прижимаются к седлу не пружиной, а грузиком, закрепленным сверху на гибкой пластине, которая отклоняется на некоторый угол вверх при открытии клапана.

Конструкция клапана с запорным элементом в виде шарика представлена на рисунке 4.1, *д*. Такой запорный элемент наиболее прост в изготовлении, однако при частых перерывах в работе системы имеет склонность к разбиванию своего седла, что уменьшает герметичность.



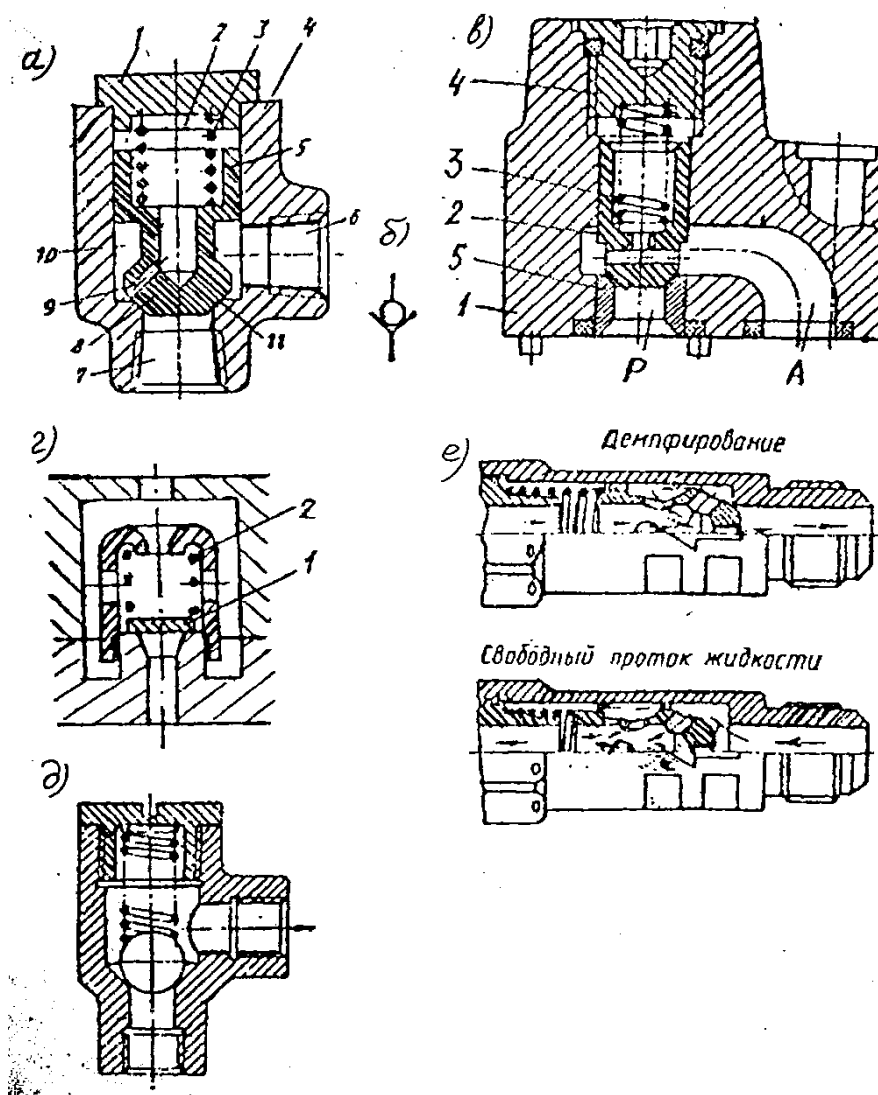


Рисунок 4.1 – Конструкции обратных клапанов

Для надежного закрытия канала иногда ставят вдвойне обратные гидроклапаны, включенные в поток жидкости последовательно.

В некоторых случаях необходимо, чтобы обратный клапан в одном направлении пропускал жидкость свободно, а в противоположном – с заданным сопротивлением. Такая конструкция клапана показана на рисунке 4.1, е. Эти клапаны называют комбинированными.

### Гидравлические замки

Они служат для пропускания жидкости только в одном направлении и используются чаще всего для автоматического запираания жидкости в полостях гидродвигателя, например, с целью фиксирования поршня силового цилиндра в заданных положениях.

В тех случаях, когда необходимо при наличии гидравлического управляющего сигнала пропускать поток в обоих направлениях, а при отсутствии

сигнала управления – в одном направлении. Конструктивная схема такого аппарата показана на рисунке 4.2, а.

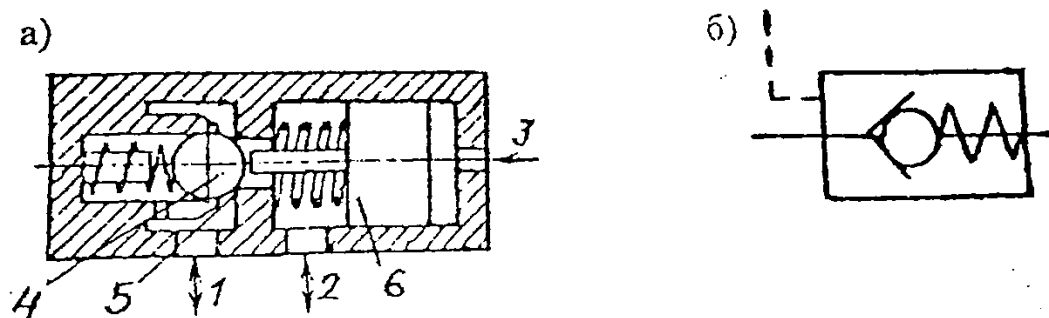
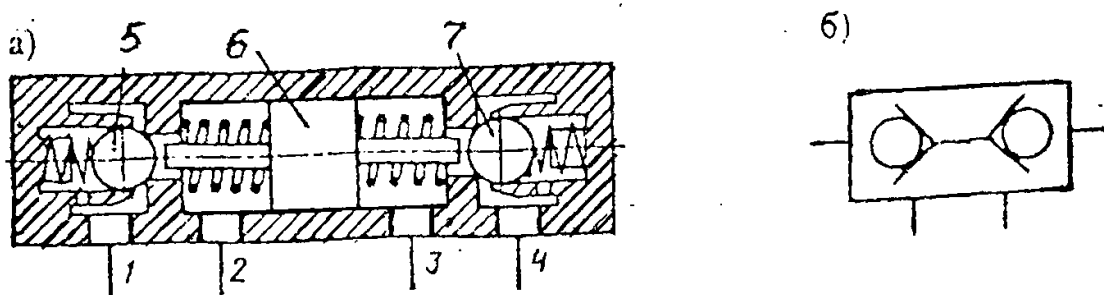


Рисунок 4.2 – Конструкция (а) и условное обозначение (б) одностороннего гидрозамка

Если давление в гидролинии 3 отсутствует, то при прямом движении жидкости от магистрали 2 к магистрали 1 запорный элемент 4 отжимается влево от седла 5, а поршень 6 с толкателем перемещается вправо. При изменении направления потока в гидромагистралях 1 и 2 на обратное движение запорный элемент 4 прижимается к седлу 5 и движение жидкости прекращается. Если в гидролинии 3 подведена жидкость под давлением управления, то поршень 6 с толкателем перемещается влево. В этом случае жидкость будет проходить через гидрозамок независимо от направления его движения.

Упрощенное обозначение одностороннего гидрозамка по ГОСТ 2.781-96 показано на рисунке 4.2, б.

На рисунке 4.3, а приведена конструктивная схема двухстороннего гидрозамка. Гидролинии 2 и 3 подсоединяются к управляющему гидрораспределителю, а гидролинии 1 и 4 – к рабочим полостям гидродвигателя, например, гидроцилиндра. При подводе жидкости к гидролинии 2 левый запорный (обратный) клапан 5 открывается и жидкость проходит через гидролинию 1, например, в левую полость силового цилиндра. При этом давлением жидкости поршень 6 смещается вправо и открывает правый запорный (обратный) клапан 7, обеспечивая приход жидкости, отводимой из гидролинии 3, связанной с правой полостью силового цилиндра, в гидролинию 4, соединенную с гидрораспределителем.



а – конструктивная схема; б – условное обозначение

Рисунок 4.3 – Двухсторонний гидрозамок

При подаче жидкости от распределителя в гидролинию 3 осуществляется реверс, то есть гидрозамок работает аналогично, но в обратном направлении. В этом случае, если циркуляции жидкости через гидрораспределитель не происходит (что соответствует среднему положению распределителя), обратные клапаны 5 и 7 закрываются и запирают жидкость в полостях силового цилиндра (в гидролиниях 1 и 3), фиксируя его поршень и удерживая его нагрузку в заданном положении.

На рисунке 4.3. б показано упрощенное обозначение двухстороннего гидрозамка по ГОСТ 2.781-96. Детальное обозначение гидрозамков приведено в данном стандарте.

### Напорные гидроклапаны

Они предназначены для ограничения или поддержания давления на определенном уровне в гидролиниях путем непрерывного или эпизодического слива рабочей жидкости. Это в основном предохранительные и переливные клапаны. Предохранительные клапаны рассмотрены на рисунках 4.4 и 4.5. Кратко только отметим, что переливные и предохранительные клапаны имеют идентичную конструкцию, но последние предназначены для предохранения гидропривода от давления, превышающего установленное, путем слива жидкости в моменты увеличения этого давления (эпизодический слив жидкости), а переливные – для поддержания заданного давления путем непрерывного слива рабочей жидкости во время работы.

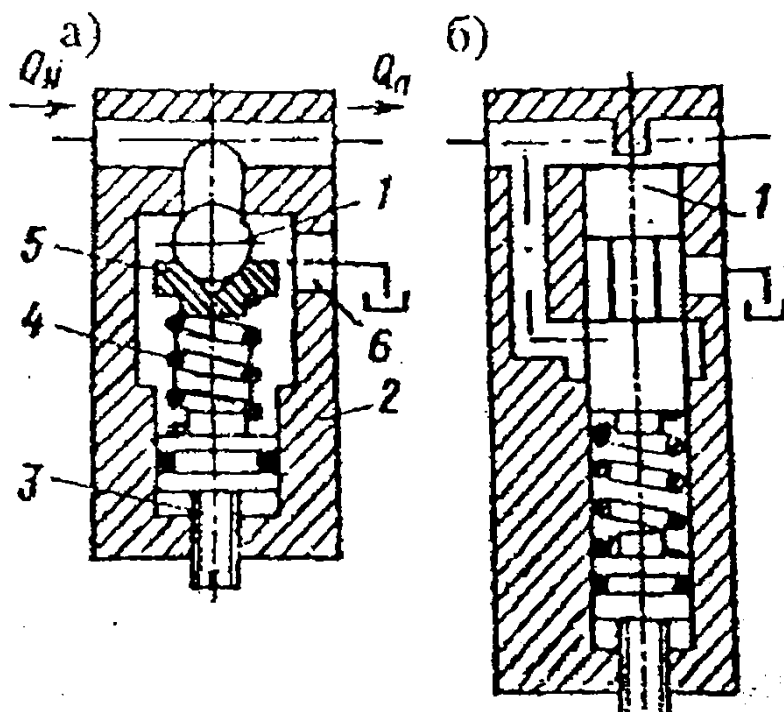


Рисунок 4.4 – Клапан напорный прямого действия

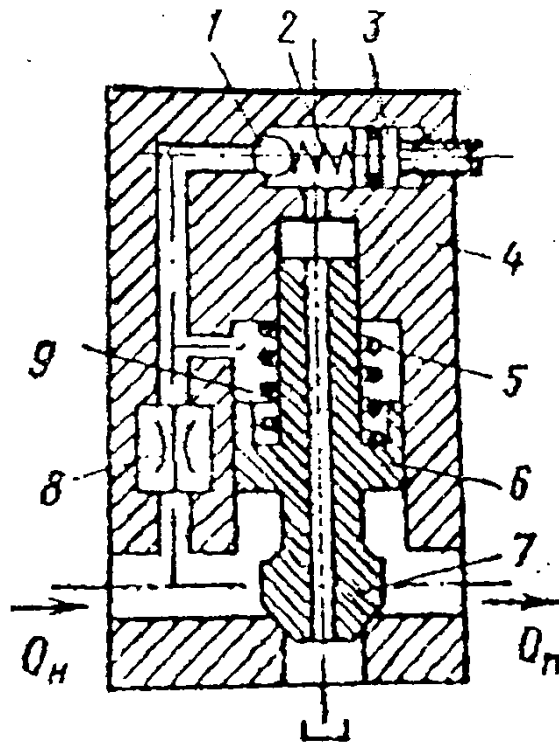


Рисунок 4.5 – Клапан напорный непрямого действия

Эти клапаны по способу воздействия на запорный элемент бывают прямого (рисунок 4.4, *а* и *б*) и непрямого (рисунок 4.5) действия с различными запорными элементами (шариковыми, конусными, золотниковыми и т. д.). В клапанах, приведенных на рисунке 4.4, поток рабочей жидкости непосредственно воздействует на шарик *1* (см. рисунок 4.4 *б*).

Если сила давления на шарик *1* становится больше усилия пружины *4*, то шарик опускается и часть напорного потока  $Q_n$  через зазор между шариком *1* и его седлом в корпусе *2* сливается через полость *5* и канал *б* в бак, а остальная часть  $Q_n$  идет к потребителю. Необходимое давление устанавливается с помощью пружины *4* и регулировочного винта *3*.

В клапанах непрямого действия (см. рисунок 4.5) имеются основной *7* и вспомогательный *1* клапаны. Необходимая величина давления устанавливается с помощью винта *3* и пружины *2* первого каскада. Основной клапан *7*, который садится в седло, размещенное в корпусе *4*, выполнен вместе с поршнем *б*. Через постоянный дроссель *8* напорный поток  $Q_n$  жидкости подводится к клапану *1* первого каскада и в надпоршневую (междроссельную) полость *9*. Пружина *5* прижимает клапан *7* к седлу. Потребляемый поток обозначен через  $Q_n$ .

Если напорное давление жидкости выше необходимого (настраиваемого), то вначале открывается клапан *1* первого каскада и осевое отверстие в клапане *7* в бак. При дальнейшем повышении напорного давления и  $Q_n$  создается разность давлений на дросселе *8*, а следовательно, и на поршне *б*. Последний перемещается вверх и открывается основной клапан, поэтому

жидкость сливается в бак через зазор между основным клапаном 7 второго каскада и седлом в корпусе 4.

На рисунке 4.6 показана конструктивная схема переливного клапана, содержащего корпус 3, плунжер 1, пружину 2 и регулировочный винт 4. Размеры клапана, пружины и усилие последней подобраны так, что во время работы часть жидкости постоянно сливается в бак через отверстие 5. Переливные клапаны позволяют уменьшить размеры пружины.

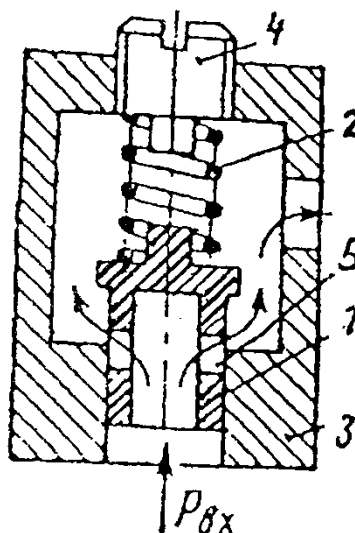


Рисунок 4.6 – Конструктивная схема переливного клапана

### Редукционные гидроклапаны

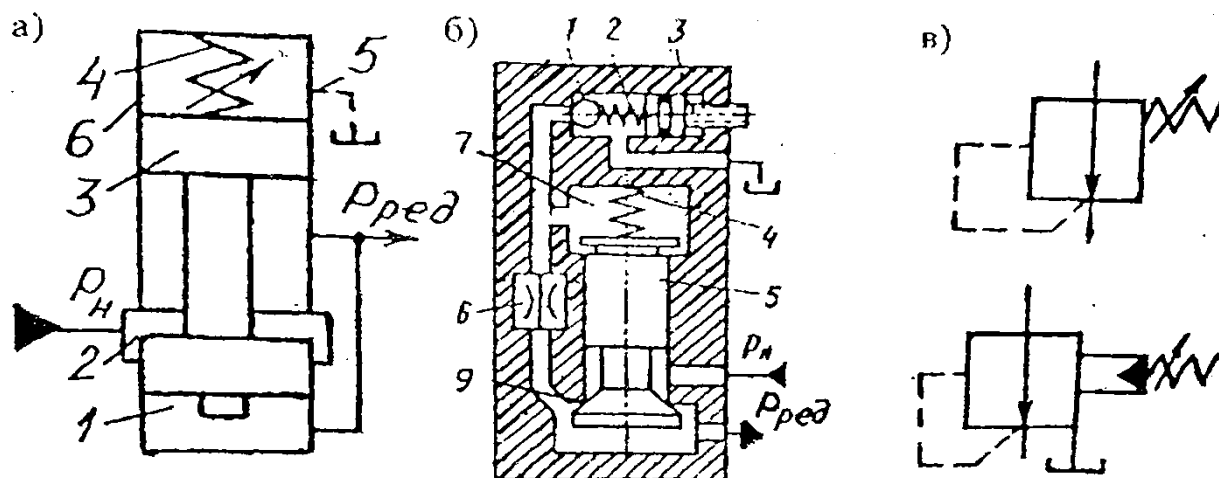
Это клапаны, предназначенные для уменьшения давления жидкости в гидролинии, отводимой от основной линии, и поддержания этого давления или перепада давления на постоянном уровне.

Они используются в тех случаях, когда гидролинии, давление в которой выше, чем требуется потребителю, подключается один или несколько потребителей, рассчитанных на разное давление питания. Такие клапаны также применяются для уменьшения и стабилизации давления питания в предварительных каскадах усиления гидроусилителей.

На рисунке 4.7, а показана схема редукционного клапана прямого действия, состоящего из корпуса 6, золотника 3, регулируемой пружины 4. Между корпусом 6 и золотником 3 образована рабочая щель 2. Дренаж осуществляется через гидролинию 5. Величина регулируемого давления  $p_{ред}$  устанавливается с помощью пружины 4.  $p_{ред} < p_n$  ( $p_n$  – давление в напорной гидролинии) и  $p_{ред} = const$ .

Если по какой-то причине давление  $p_{ред}$  начнет повышаться, то оно будет увеличиваться и в торцевой полости 1. Следовательно, сила давления в этой полости на золотник 3 будет больше усилия пружины 4. Золотник переместится вверх, рабочая щель 2 уменьшится, а следовательно, снизится и  $p_{ред}$ , то есть останется прежним. Если по какой-то причине  $p_{ред}$  уменьшится, то

сила давления в полости 1 тоже снизится. Золотник 3 опустится и рабочая щель 2 увеличится, а значит, увеличится  $p_{ред}$ , то есть останется прежним.



а – прямого действия; б – непрямого действия; в – условное обозначение клапана прямого и непрямого действия.

Рисунок 4.7 – Редукционные клапаны

Конструктивная схема редукционного гидроклапана непрямого действия показана на рисунке 4.7, б (клапан закрыт). Основной клапан 5 управляется с помощью вспомогательного, состоящего из запорно-регулирующего элемента 1, пружины 2, регулировочного винта 3 и постоянного дросселя 6. В междроссельной камере 7 расположена пружина 4, открывающая рабочую щель 9 клапана 5 при давлении  $p_{ред}$  на выходе клапана ниже заданных. Если  $p_{ред}$  по какой-то причине повышается, то на нижний торец клапана 5 действует большая сила давления и последний перемещается вверх, уменьшая рабочую щель 9 и величину  $p_{ред}$ , то есть последняя остается прежней(заданной).

В этом клапане при увеличении давления  $p_n$  и потока жидкости  $Q_n$  в напорной гидролинии создается перепад давления на дросселе 6 (при открытом клапане 1), а следовательно, увеличивается перепад давлений, действующий на нижний и верхний торцы клапана 5. Последний поднимается, уменьшая щель 9. Поэтому приток жидкости на выход клапана уменьшается и  $p_{ред}$  остается постоянным (заданным). На рисунке 4.7, в и г показаны соответственно условные обозначения редукционных гидроклапанов прямого (одноступенчатого, однокаскадного) и непрямого (двухступенчатого, двухкаскадного) действия по ГОСТ 2.781-96.

### Делители и сумматоры потока

Для обеспечения определенного соотношения или равенства скоростей, например, двух гидродвигателей, расположенных на значительном расстоянии друг от друга, если к абсолютной величине этих скоростей не предъяв-

ляются жестких требования, применяются гидроклапаны соотношения расходов, предназначенные для поддержания заданного соотношения расходов рабочей жидкости в двух или более параллельных потоках.

К гидроклапанам соотношения расходов относятся делители потока, которые предназначены для разделения одного потока жидкости на два и более и поддержания расходов в разделенных потоках в определенном соотношении. На рисунке 4.8 *а* приведена схема делителя потоков в клапанном запорно-регулирующем элементе. Он состоит из блока подвижных сопел 2, способных перемещаться в осевом направлении относительно корпуса 3, и двух упоров-заслонок 1 и 4. Положение блока сопел 2 определяется перепадом давления на его торцах. В случае увеличения давления на одном из торцов блока сопел, например, на левом, что соответствует уменьшению расхода жидкости из него, блок сместится вправо и уменьшит правый зазор между соплом и заслонкой 4, что приведет к уменьшению расхода в гидролинии, подключенной к правой торцевой полости, то есть расходы через последнюю и левую торцевую полости выравниваются.

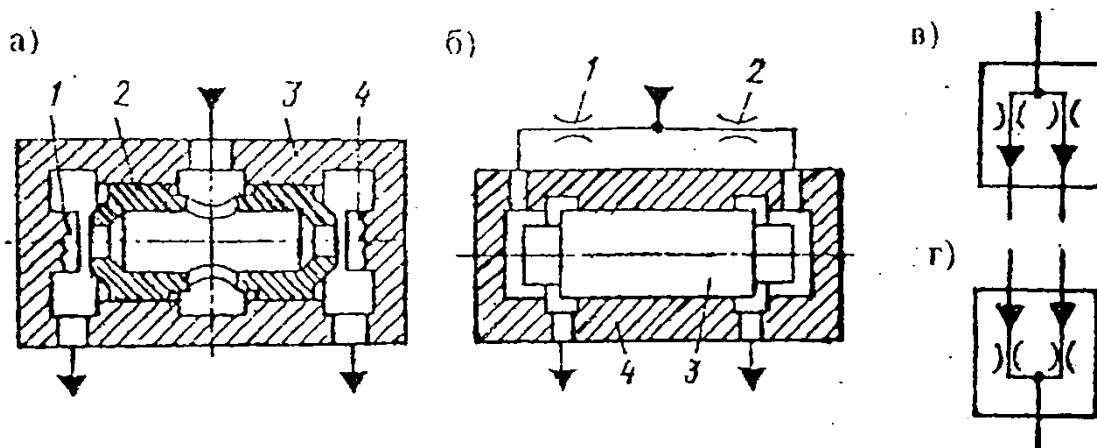


Рисунок 4.8 – Делители и сумматоры потока

Для разделения потока на два неравных потока необходимо диаметры соответствующих сопел выполнять в отношении, которое требуется от соотношения разделяемых потоков. Более высокую точность соотношения можно получить делителем потока (рисунок 4.8 *б*), состоящего из двухщелевого золотникового распределителя 3 и двух постоянных дросселей 1 и 2, смонтированных в корпусе 4. При изменении одного из разделяемых потоков в торцевой полости золотника 3 изменяется и давление в этой полости. Поэтому последний перемещается в сторону с меньшим давлением. Расходы через рабочие щели золотника выравниваются. Если необходимо получать соотношение двух неравных потоков жидкости, то необходимо установить дроссели 1 и 2 с разными гидравлическими сопротивлениями или использовать регулируемые дроссели и установить на них необходимые перепады давлений.

Условное обозначение синхронизаторов расходов по ГОСТ 2.781-96:

- делитель потока (рисунок 4.8 *в*);
- сумматор потока (рисунок 4.8 *г*).

## Контрольные вопросы

1. Назначение, принцип действия изучаемых в работе гидроаппаратов.
2. Условное обозначение этих аппаратов по ГОСТ 2.781-96.
3. Показать основные детали изучаемых в работе гидроаппаратов на имеющихся в лаборатории макетных образцах этих аппаратов.

## Лабораторная работа № 5

### ГИДРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛИ

#### Цель работы:

1. Изучение принципа действия и классификации гидравлических распределителей..
2. Практическое ознакомление с имеющимися в лаборатории моделями и деталями гидроаппаратов.
3. Составление отчета о работе с приведением в нем краткого описания и принципиальных схем основных гидроаппаратов, изучаемых в данной работе.

#### Теоретические сведения.

*Гидравлическим распределителем* называют гидроаппарат, предназначенный для изменения направления потока рабочей жидкости в двух или более гидролиниях в зависимости от внешнего управляющего воздействия. Основными конструктивными элементами распределителя являются корпус и запорно-регулирующий элемент. Распределители подразделяются по следующим признакам: по конструкции запорно-регулирующего элемента – золотниковые, крановые и клапанные; по числу внешних гидролиний – двухлинейные, трехлинейные, четырехлинейные и т. д.; по числу фиксированных или характерных позиций запорно-регулирующего элемента – двухпозиционные, трехпозиционные и т. д.; по виду управления – распределители с ручным, механическим, электрическим, гидравлическим, пневматическим и комбинированным управлением; по способу открытия рабочего проходного сечения – направляющие и дросселирующие. Правила построения условных графических обозначений распределителей на схемах устанавливает ГОСТ 2.781-96. В обозначении распределителя (рисунок 5.1) указывают следующие элементы: позиции запорно-регулирующего элемента; внешние линии связи, подводимые к распределителю; проходы (каналы) и элементы управления. Число позиций изображают соответствующим числом квадратов (прямоугольников). Проходы изображают прямыми линиями со стрелками, показы-



вающими направление потока рабочей жидкости в каждой позиции, а места соединений проходов выделяют точками; закрытый ход изображают тупиковой линией с поперечным отрезком. Внешние линии связи всегда подводят к исходной позиции. Чтобы представить принцип работы распределителя в рабочей позиции, необходимо мысленно на схеме передвинуть соответствующий квадрат обозначения на место исходной позиции, оставляя линии связи в прежнем положении. Тогда истинное направление потока рабочей жидкости укажут проходы рабочей позиции.

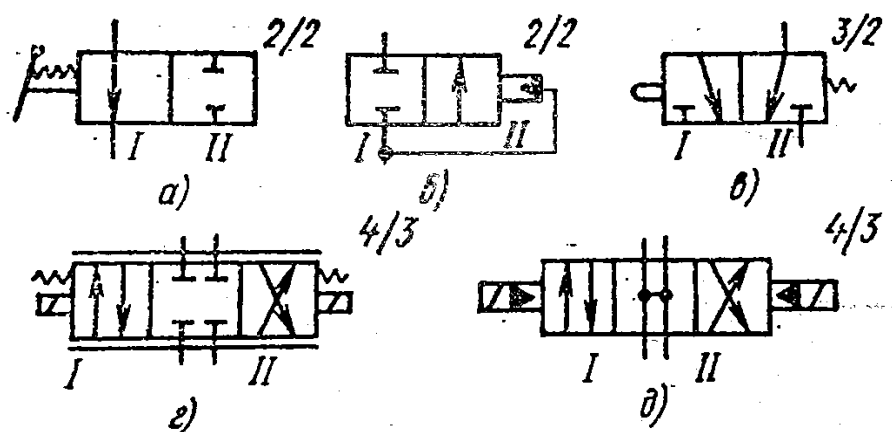


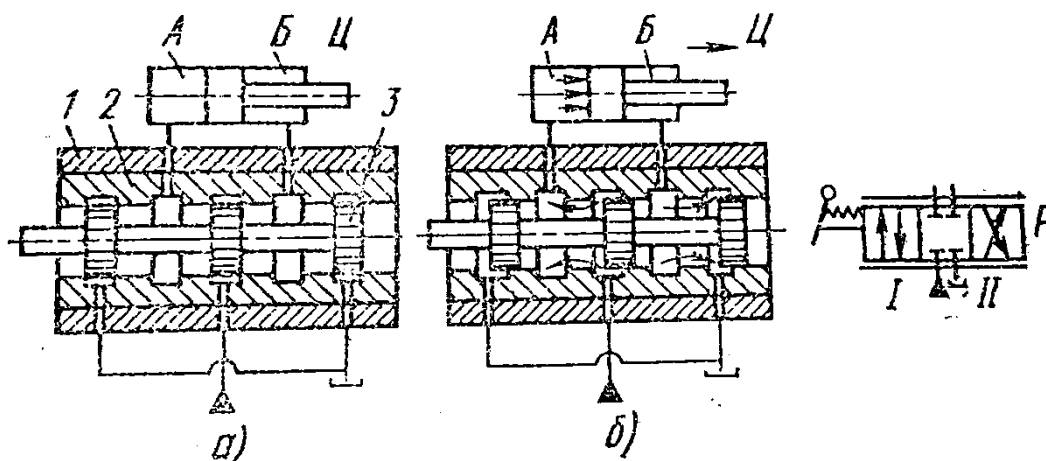
Рисунок 5.1 – Условные графические обозначения распределителей в схемах

*Направляющие распределители* предназначены для изменения направления, пуска или остановки потока рабочей жидкости в зависимости от наличия внешнего управляющего воздействия. Запорно-регулирующий элемент в направляющем распределителе всегда занимает крайние рабочие позиции. Характер внешнего управляющего воздействия дискретный («Открыто» - «Закрыто»). При прохождении рабочей жидкости через рабочие проходные сечения распределителя параметры потока жидкости (давления и расход) не изменяются.

*Дросселирующие распределители* не только изменяют направления потока рабочей жидкости, но и регулируют расход и давление рабочей жидкости в соответствии с изменением внешнего воздействия. Запорно-регулирующий элемент дросселирующего распределителя может бесконечное множество промежуточных рабочих положений, образуя дросселирующие щели. Характеристика сигналов управления – непрерывная (аналоговая). Чем больше внешний управляющий сигнал, тем больше рабочее проходное сечение (щель). Условие графическое обозначение дросселирующего распределителя приведено на рисунке 5.1, г.

*Золотниковые распределители* по конструкции золотника подразделяют на распределители с цилиндрическим золотником и с плоским золотником. На рисунке 5.2. а показана конструктивная схема дросселирующего распределителя с цилиндрическим золотником. На схеме распределитель подключен к цилиндру Ц. В корпусе 1 распределителя запрессована втулка 2, в цилиндрическую расточку которой вставлен цилиндрический золотник 3 с радиальным зазором 4 – 10 мкм. Золотник имеет три цилиндрических пояска

с острыми кромками, а втулка – пять цилиндрических расточек с острыми кромками.



*a* – исходной; *б* – рабочей.

Рисунок 5.2 – Дросселирующий распределитель 4/3 с цилиндрическим золотником в позиции

Рабочие проходные сечения в распределителе возникают между кромками цилиндрических расточек втулки и цилиндрическими поясками золотника. При положении золотника в исходной позиции напорная и сливная линии, а также обе полости цилиндра перекрыты (рисунок 5.2, *a*). При перемещении золотника из исходной позиции вправо (рисунок 5.2, *б*) напорная полость распределителя через рабочее проходное сечение соединяется с полостью *A* цилиндра *Ц* и под действием давления его поршень перемещается вправо. При этом рабочая жидкость вытесняется из полости *B* цилиндра через второе рабочее проходное сечение распределителя в бак. При перемещении золотника из исходной позиции влево (позиция *II*) рабочая жидкость под давлением подводится в полость *B* цилиндра, а из полости *A* – через распределитель вытесняется в бак.

Для уменьшения сил трения и устранения облитерации (заращивания) щелей золотникам (реже втулкам золотниковых распределителей) при помощи механических вибраторов или электромеханических средств сообщают поступательные или поворотные вибрационные колебания небольшой амплитуды (10-100 мкм) и высокой частоты ( $\geq 50$  Гц).

На рисунке 5.3 показаны схемы перекрытий рабочих окон в золотниковых распределителях. В зависимости от ширины  $a_2$  цилиндрического пояска золотника и ширины  $a_1$  цилиндрической расточки корпуса распределителя подразделяют на распределители с нулевым ( $a_1 = a_2$ ), положительным ( $a_2 > a_1$ ) и отрицательными ( $a_2 < a_1$ ) перекрытиями. Распределители с положительным перекрытием (рисунок 5.3, *б*) обладают меньшими утечками рабочей жидкости, но имеют большие зоны нечувствительности  $\delta_1, \delta_2$ . Распределители с отрицательными перекрытиями (проточные распределители) имеют повышенные утечки рабочей жидкости (рисунок 5.3, *в*), но в них повышается до некоторых пределов чувствительность к входным сигналам.

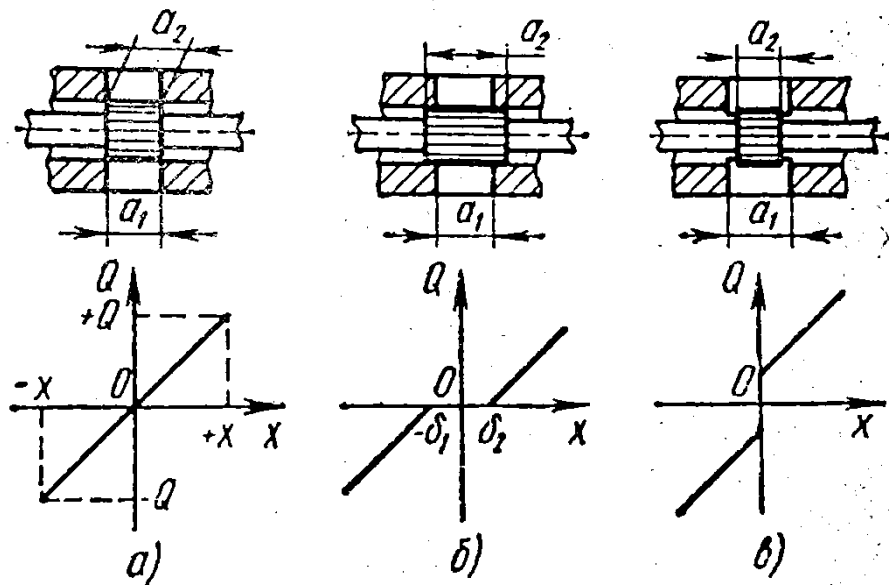


Рисунок 5.3 – Схемы перекрытий рабочих окон в золотниковых распределителях и их статические характеристики

*Распределители с плоскими золотниками* отличаются от распределителей с цилиндрическими золотниками простотой изготовления (доступность обработки и контроля поверхностей) и повышенной надежностью из-за наличия гарантированного зазора между плоским золотником и основаниями. На рисунке 5.4, *а* показана конструктивная схема распределителя с плоским золотником и гидравлической разгрузкой. Плоский золотник 3 распределителя закреплен на двух плоских пружинах 2 и 7 и расположен между двумя неподвижными основаниями 1 и 4. Золотник выполнен в виде пластины, в которой имеются два рабочих цилиндрических отверстия и одно центральное отверстие. В основаниях 1 и 4 запрессованы четыре дросселирующие втулки 5, 6, 8 и 9. В основаниях распределителя на сторонах, обращенных к золотнику, профрезерованы пазы для слива рабочей жидкости. Участок пазов, расположенные между втулками, образуют нижнюю *В* и верхнюю *Г* напорные полости. Рабочие проходные сечения *D* (рисунок 5.4, *б*) в распределителе образуются острыми кромками рабочих цилиндрических отверстий золотника и острыми кромками дросселирующих втулок. Рассматриваемый распределитель является четырехщелевым распределителем.

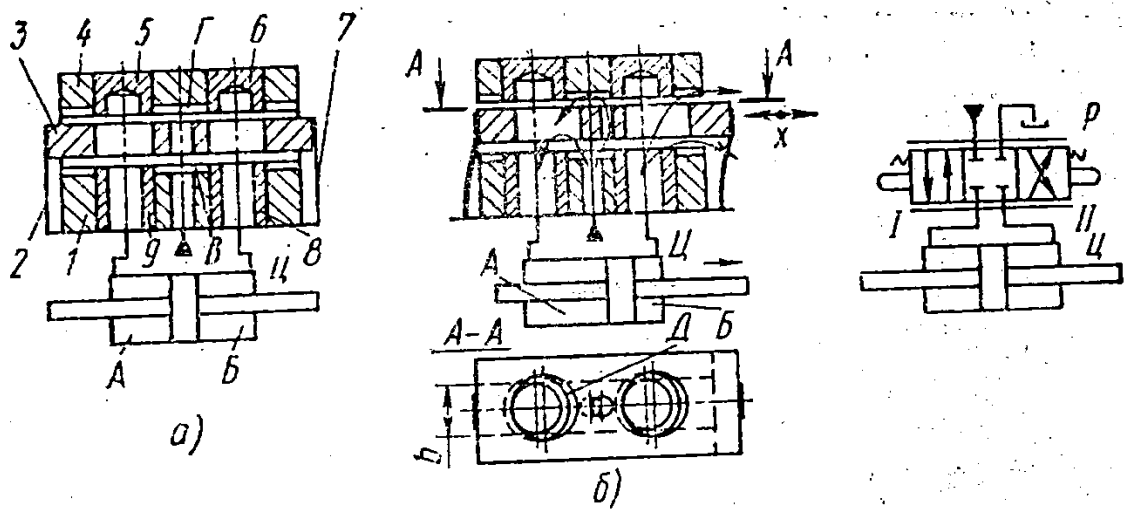


Рисунок 5.4 – Распределитель с плоским золотником и гидравлической разгрузкой

Принцип работы распределителя заключается в следующем. При соединении полости *B* распределителя с напорной линией гидросистемы (рисунок 5.4, *a*) рабочая жидкость под давлением через центральное отверстие золотника попадает в полость *Г*. Благодаря наличию двух напорных полостей *B* и *Г* на золотник действует одновременно две силы давления: одна снизу вверх, а другая сверху вниз. В результате плоский золотник *3* от гидравлических сил разгружен. При расположении золотника в исходной позиции все проходы закрыты. При смещении золотника, например, вправо (рисунок 5.4, *б*) образуется рабочие проходные сечения (дресселирующие щели). Через две левые дресселирующие щели (снизу и сверху) рабочая жидкость под давлением подводится в полость *A* цилиндра. Поршень цилиндра под действием давления перемещается вправо и вытесняет рабочую жидкость из полости *B* цилиндра, которая поступает во втулку *8* и *6* и далее через две правые дресселирующие щели (снизу и сверху) попадает в сливную линию.

На рисунке 5.5 показана конструктивная схема распределителя с плоским поворотным золотником. Плоский поворотный золотник *2* расположен между двумя неподвижными основаниями *1* и *3*. Золотник поворачивается вокруг оси *4*. Напорная полость *B* образована пазом между двумя втулками *6* и *7*, которые запрессованы в нижнее основание *1*. Такая же напорная полость имеется в верхнем основании *3*. Плоский поворотный золотник установлен в корпус с гарантированным зазором, обеспечиваемым проставком *5* между основаниями *1* и *3*.

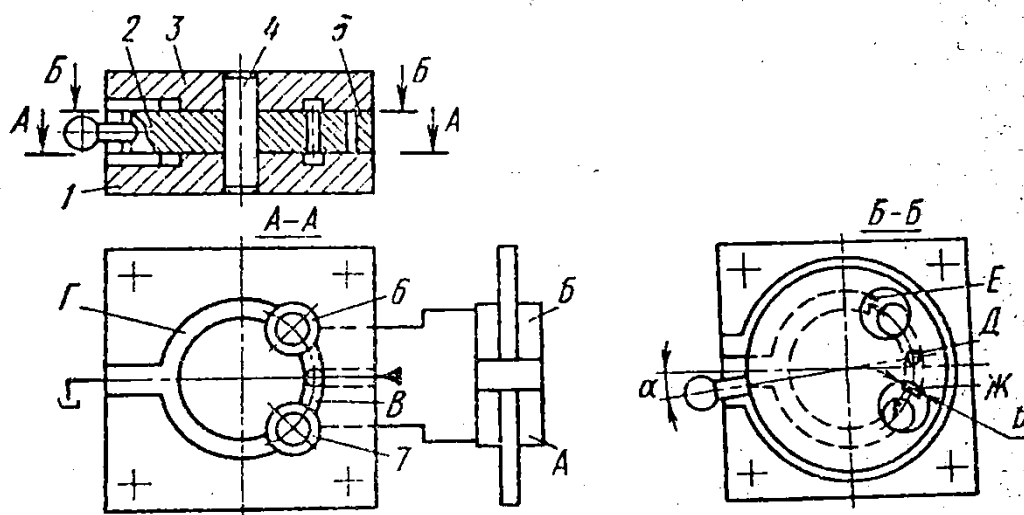


Рисунок 5.5 – Распределитель с плоским поворотным золотником и гидравлической разгрузкой

Напорная полость *B* соединяется с напорной линией гидросистемы. В напорную полость верхнего основания рабочая жидкость подводится через отверстие *Д* поворотного золотника. В нижнем и верхнем основании имеются сливные цилиндрические пазы *Г*. Принцип работы распределителя заключается в следующем. При расположении золотника в исходной (нулевой) позиции все проходы перекрыты.

При повороте золотника *2* на некоторый угол  $\alpha$  создается дросселирующие щели на входе и выходе. Через дросселирующую щель *Ж* рабочая жидкость из напорной полости *B* поступает во втулку *7*, далее в полость *A* цилиндра. Рабочая жидкость, вытесняемая из полости *B* цилиндра, поступает во втулку *б* и далее через рабочее проходное сечение *E* по пазу *Г* сливается в бак. При работе распределителя золотник *2* гидравлически разгружен, так как на него воздействуют снизу и сверху одинаковые силы давления.

**Расчетные зависимости.** Расход рабочей жидкости через золотниковый распределитель определяется по формуле:

$$Q = \mu b n x \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (5.1)$$

где  $\mu$  – коэффициент расхода,  $\mu = 0.61 \dots 0.65$ ;

*b* – ширина окна золотника, м (см. рисунок 5.3 – величина  $\alpha_1$ );

*n* – число окон распределителя;

*x* – смещение золотника, м;

$\Delta p$  – перепад давления в щели распределителя, Па;

$\rho$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>.

Скорость жидкости в каналах распределителя обычно принимают 10–15 м/с.

Основным достоинством золотниковых распределителей является их компактность и разгруженность от осевых сил давления рабочей жидкости. Вследствие этого для управления распределителем требуется значительно меньше силы, чем для дросселей. При определении необходимого усилия управления распределителем следует помимо сил инерции и трения учитывать действие гидродинамической силы. Осевая гидродинамическая сила возникает вследствие дросселирования жидкости в окне распределителя и направлена в сторону, противоположную направлению скорости дросселируемого потока жидкости, т. е. гидродинамическая сила стремится сместить золотник к нулевому положению. Гидродинамическая сила прямо пропорциональна расходу и скорости жидкости в окне распределителя

$$F_{гд} = 2\mu^2 b n x \cos \beta \Delta p, \quad (5.2)$$

где  $\beta$  – угол наклона вектора гидравлической силы к оси золотника, обычно  $\beta = 69^\circ$ .

Для уменьшения гидродинамической силы проводят различные конструктивные мероприятия (профилирование каналов золотников и втулок и т. п.).

*Крановые распределители* применяют при небольших расходах и давлениях рабочей жидкости. В крановых распределителях запорно-регулирующий элемент – пробка цилиндрического или конусного типа – совершает поворотное движение относительно своей оси.

Клапанные распределители по сравнению с золотниковыми имеют более высокую герметичность из-за наличия у них элементов седла – клапан. По конструкции запорно-регулирующих элементов клапанные распределители подразделяют на шариковые и конические и могут быть с ручным, электромагнитным и гидравлическим управлением.

Клапанные распределители применяют также в быстроразъемных соединениях трубопроводов и гибких шлангов, а также в гидрозамках.

### Контрольные вопросы

1. Назначение, принцип действия изучаемых в работе гидроаппаратов.
2. Условное обозначение этих аппаратов по ГОСТ 2.781-96.
3. Классификация гидрораспределителей, их преимущества и недостатки.
4. Показать основные детали изучаемых в работе гидроаппаратов на имеющихся в лаборатории макетных образцах этих аппаратов.

## Лабораторная работа №6

# ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ СТАТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЗОЛОТНИКОВОГО ДРОССЕЛИРУЮЩЕГО ГИДРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ

### Цель работы:

1. Ознакомление со схемой, устройством и принципом действия испытуемого золотникового распределителя.
2. Изучение стенда и методики снятия статических характеристик распределителя.

### Краткие теоретические сведения

Схемы и конструкции гидравлических распределителей изучаются при выполнении лабораторной работы №5.

Следует напомнить, что гидрораспределитель – это гидроаппарат, предназначенный для изменения направления потока жидкости, пуска и остановки его, а также для регулирования давления и расхода (подачи) жидкости.

Цилиндрический золотниковый дросселирующий распределитель содержит, как правило, корпус (гильзу) и цилиндрический золотник. В дросселирующем распределителе золотник может занимать бесконечное множество промежуточных положений дросселирующих элементов распределителя от полного открытия до полного закрытия их.

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 [5];

В данной лабораторной работе будет экспериментально исследоваться распределитель типа P102. Конструкция его аналогична конструкции распределителя типа В6, приведенного на рисунке 5.9 в лабораторной работе №5. Отличие в том, что такие распределители могут иметь пятилинейное исполнение и несколько отличающееся электрическое управление.

Конструктивная схема исследуемого в данной работе распределителя приведена на рисунке 6.1. на схеме показано, как можно перемещать золотник 1 с помощью дополнительного установленного винта 2 и регулировать величину этого перемещения с помощью индикатора 3, установленного на

кронштейне 4 и опирающегося своим подвижным наконечником 5 на винт 2. Последний своим торцом 6 нажимает на золотник 1, установленный в корпусе распределителя 7. На серийно изготовленном распределителе устанавливается два электромагнита 8 (рисунок 5.9 лабораторная работа №5). В исследуемой конструкции один электромагнит снят и заменен винтом 2 с индикатором перемещения 3. Толкатель 9 электромагнита 8 соединен с золотником 1 специальной конструкции, которая на схеме упрощена и обозначена позицией 10. Выходные полости А и В в испытуемом распределителе соединены между собой на схеме (рисунок 8.1). пружины 11 и 12 служат для смещения золотника 1 в нейтральное положение, при котором напорная гидролиния, соединенная с отверстием *p*, не сообщается со сливным каналом *T*. При вращении винта 2 в ту или другую сторону золотник 1 перемещается вправо или влево. Если золотник 1 передвигается вправо, открывается рабочие окна I и III распределителя, а при обратном передвижении – окна II и IV. После установки манометров  $M_{13}$ ,  $M_{14}$ ,  $M_{15}$  (рисунок 8.1, 8.2) можно регистрировать давление в разных линиях распределителя ( перепады давления во всех рабочих окнах распределителя и суммарные перепады на включенных в работу окнах при той или иной позиции распределителя).

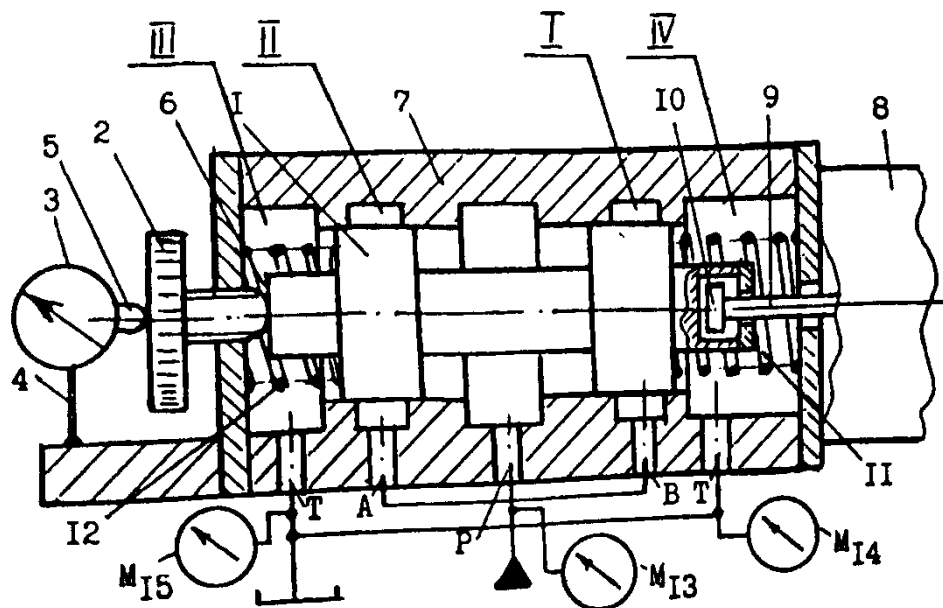


Рисунок 6.1 – Конструктивная схема гидрораспределителя

При аналогичном исследовании перепады давления на рабочем окне (рабочей щели) определяются по формуле Торричелли:

$$q = \mu A \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}},$$

где  $Q$  – расход жидкости через проходное сечение рабочего колеса,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$A = \pi dh$  – площадь проходного сечения (здесь  $d$  – диаметр золотника,  $\text{м}^2$ );



$h$  – величина открытия проходного сечения, т.е. перемещения золотника, м;

$\rho$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;

$\mu$  – коэффициент расхода ( $\mu=0,6-0,7$ );

$\Delta p = p_{ВХ} - p_{ВЫХ}$  – перепад давления на рабочем окне ( $p_{ВХ}$  и  $p_{ВЫХ}$  - давления жидкости на входе и выходе рабочего окна), Мпа.

## 1 Описание стенда и методика проведения эксперимента

Испытание гидрораспределителя проводится на универсальном стенде с использованием одного из контуров (программа №3). Экспериментальная установка (рисунок 6.2) состоит из насоса 1, предохранительного клапана 2, фильтра 3, датчика 4 расхода жидкости, регулятора расхода потока (скорости) 5, испытуемого распределителя 6, индикатора перемещений 7, манометров  $M_{11}$ ,  $M_{13}$ ,  $M_{14}$ ,  $M_{15}$  (если принять, что в сливной гидролинии 10  $p_{сл}=0$ , то  $M_{15}$  можно не устанавливать), гидробака 9.

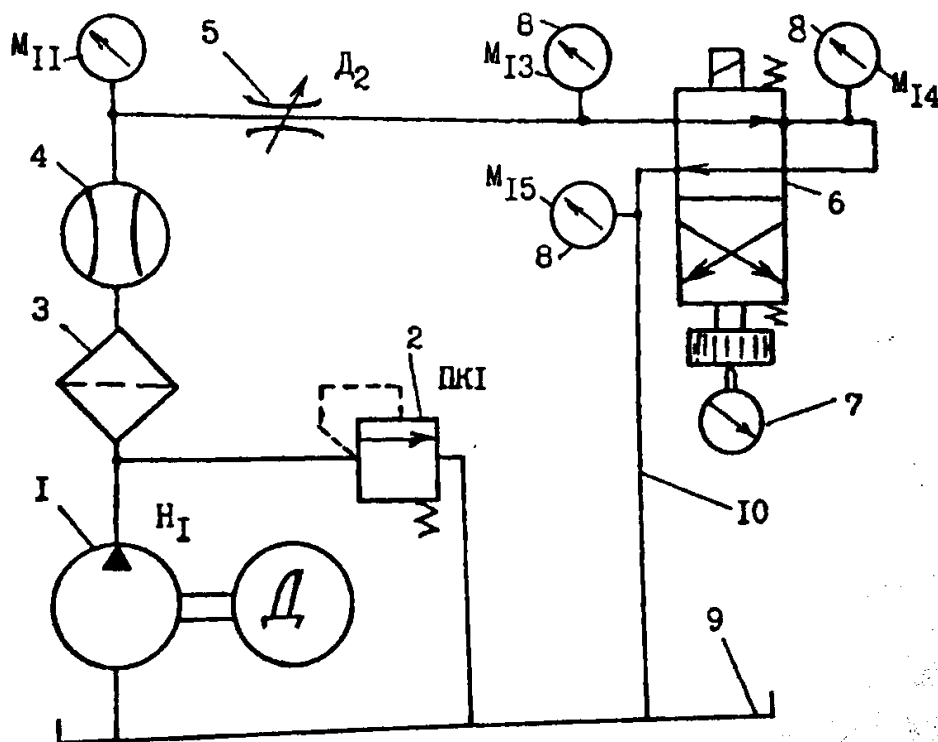


Рисунок 6.2 – Схема стенда для испытания гидрораспределителя

Эксперимент проводится по следующей методике:

1. На пульте управления устанавливается программа №3.
2. Включается в работу насос (нажиманием кнопки «Пуск»).
3. Закрывается дроссель регулятора расхода (скорости)  $D_2$  с помощью регулировочного винта.

4. Поворотом винта предохранительного клапана 2 устанавливается величина рабочего давления жидкости 3-4 МПа. Контроль проводится по манометру  $M_{11}$ .

5. Полностью открывается проходное сечение регулятора расхода  $D_2$ .

6. Подается напряжение на электромагнит распределителя 6 путем включения тумблера на панели.

7. С помощью винта регулируется ход золотника 1 распределителя (рисунок 6.1) На рисунке этот винт показан позицией 2. Вращая винт 2, устанавливаем золотник 1 (рисунок 6.1) в одно из крайних положений (об этом свидетельствует максимальное значение  $f$  на частотомере, т. е.  $Q = Q_{max}$ ). При этом шкалу датчика перемещений совмещаем с нулем. Затем вращаем винт 2 так, чтобы получилось 5...6 различных позиций золотника 1 до его нейтрального положения (об этом свидетельствует отсутствие расхода и давления жидкости на манометре  $M_{14}$ ).

Для каждой из этих позиций регистрируем показания манометров  $M_{13}$ ,  $M_{14}$ ,  $M_{15}$ , индикатора перемещений 3 и частотомера. Результаты записываем в таблицу 6.1.

8. Перемещение золотника 1 возможно производить далее от нейтрального положения до его второй крайней позиции, регистрируя показания приборов аналогично п.7. При этом определяем полный ход золотника  $h$ .

9. После заполнения таблицы 6.1 по показаниям приборов рассчитывается подача по формуле  $Q = a + bf$ , м<sup>3</sup>/с и строятся графики:

$$\Delta P_1 = f(Q),$$

где  $\Delta P_1 = P_{13} - P_{14}$ ;

$$\Delta P_2 = f(Q),$$

где  $\Delta P_2 = P_{13} - P_{15}$ .

Следует отметить, что по полученным данным можно также построить расходную характеристику  $Q = f(h)$  и перепадную  $P = f(h)$ . Построение характеристик осуществляется для перемещений золотника в обе стороны.

Таблица 6.1

№ п/п	Показания расходомера $f$ , Гц	Расход $Q$ , м <sup>3</sup> /с	Показания манометров			Ход золотника $h$ , м	Перепад давления $\Delta P$ , Па
			$M_{13}$	$M_{14}$	$M_{15}$		
1							
2							
...							
n							

**Примечание.** Построение одной или нескольких характеристик определяется преподавателем.

## Контрольные вопросы

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

## Лабораторная работа 7

### РОТОРНЫЕ ГИДРОМАШИНЫ

#### Цель работы:

1. Изучение схем, конструкций и принципа действия шестеренных насосов.
2. Изучение схем, конструкций и принципа действия пластинчатых гидромашин.
3. Изучение схем, конструкций и принципа действия радиально-поршневых гидромашин.
4. Изучение схем, конструкций и принципа действия аксиально-поршневых гидромашин.

#### Краткие теоретические сведения о роторных гидромашинах

Под *роторными гидромашинами* понимают объемные роторные насосы и гидромоторы. В роторных гидромашинах подвижные элементы, образующие рабочие камеры, совершают вращательное или вращательно и возвратно-поступательное движения.

Роторные гидромашины имеют *три основных рабочих элемента: ротор, статор и замыкатель* (вытеснитель). Ротор насоса вращается синхронно с валом приводящего двигателя. Замыкатели совершают строго циклическое движение, период которого пропорционален частоте вращения ротора.

Рабочий цикл состоит из следующих процессов: в насосах-всасывания и вытеснения (нагнетания), в гидромоторах – нагнетания и вытеснения. Разделение рабочих процессов осуществляется посредством распределения рабочей жидкости, которое может быть торцовым, цапфенным, клапанным и клапанно-щелевым.

Роторные гидромашины подразделяют по следующим признакам: по возможности регулирования рабочего объема – на регулируемые и нерегулируемые; по направлению потока рабочей жидкости – с постоянным и реверсивным потоком; по числу рабочих циклов, совершаемых за один оборот вала – одно-, двух- и многократного действия; по конструкции – шестеренные,

пластинчатые и поршневые (радиально–поршневые и аксиально–поршневые). Роторные гидромашины (кроме машин с клапанным распределением) могут быть обратимыми объемными гидромашинами, это значит, что они могут работать как в режиме насоса, так и в режиме гидромотора.

## Шестерные насосы

*Шестерным насосом* называют роторный насос с рабочими камерами, образованными рабочими поверхностями зубчатых колес, корпуса и боковых крышек.

Шестеренные насосы используют для получения давлений до 25 МПа. Объемный КПД, как правило, составляет 0,95...0,96, общий КПД - 0,87...0,9.

По виду зубчатого зацепления шестеренные насосы подразделяют на насосы с внешним и внутренним зацеплением. На рисунке 7.1 показана конструктивная схема наиболее распространенного шестеренного насоса с внешним зацеплением. Ведущая шестерня 1 и ведомая 3 размещены в расточках корпуса 2, который имеет полости всасывания А и нагнетания В. Рабочая камера образуется ротором – ведущей шестерней 1 с валом 7, статором-корпусом 2 и боковыми крышками 4 и 5 и замыкателем - ведомой шестерней 3 с осью 6. [ ]

*Принцип работы* насоса заключается в следующем. При вращении шестерен зубья выходят из зацепления в полости А и в ней создается вакуум так как при выходе из зацепления объем полости увеличивается на удвоенный объем пространства между зубьями. Под действием разности давлений в баке и полости А жидкость из бака поступает в полость А и заполняет освободившееся пространство. Вращающиеся шестерни переносят эту рабочую жидкость в полость В. При входе зубьев в зацепление рабочая жидкость вытесняется зубьями и поступает в напорную линию.

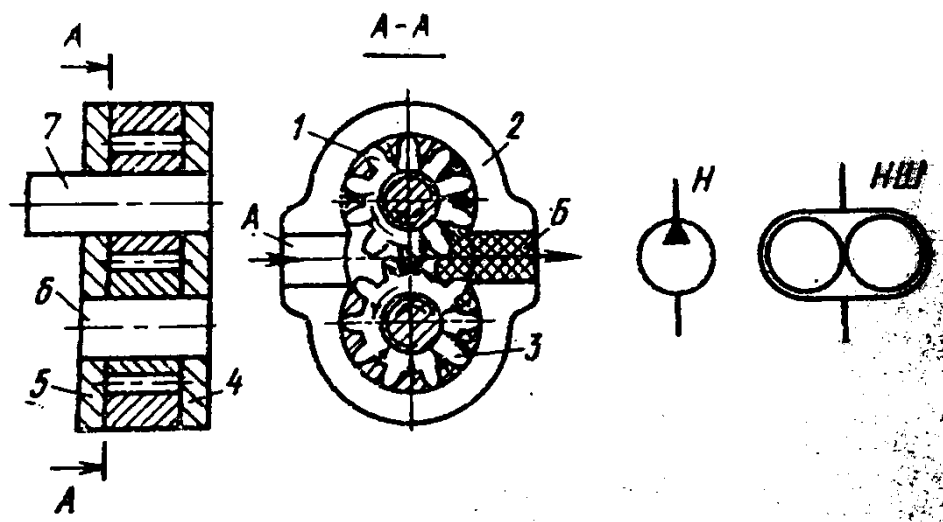


Рисунок 7.1 – Шестеренный насос

Рабочий объем шестеренного насоса определяют по формуле

$$V_0 = \pi D_H h b = 2\pi m^2 z b,$$

где  $D_H$  – начальный диаметр шестерни,  $D_H = mz$ ;

$h$  – высота зуба,  $h = 2m$ ;

$m$  – модуль зацепления;

$z$  – число зубьев шестерни;

$b$  – ширина венца шестерни.

Это выражение справедливо при допущении, что объем впадин между зубьями равен объему зубьев.

Опыт проектирования показывает, что число зубьев шестерни следует выбирать меньшим ( $z = 6 \dots 16$ ), а модуль большим (при этом значительно уменьшаются габариты насоса). Ширину венца шестерни обычно принимают равной  $(3 \dots 6) m$ .

Так как параметры, определяющие рабочий объем шестеренного насоса, – величины постоянные, то шестеренные насосы нерегулируемые.

Для увеличения подачи насоса или получения нескольких независимых потоков жидкости применяют многостеренные насосы с тремя (рисунок 7.2 а) и более шестернями, размещенными в одном корпусе с одной ведущей шестерней. Для получения потока с большим давлением применяют многоступенчатые насосы – последовательное соединение нескольких насосов (рисунок 7.2 б). Для выравнивания подачи насосов устанавливают переливные клапаны.

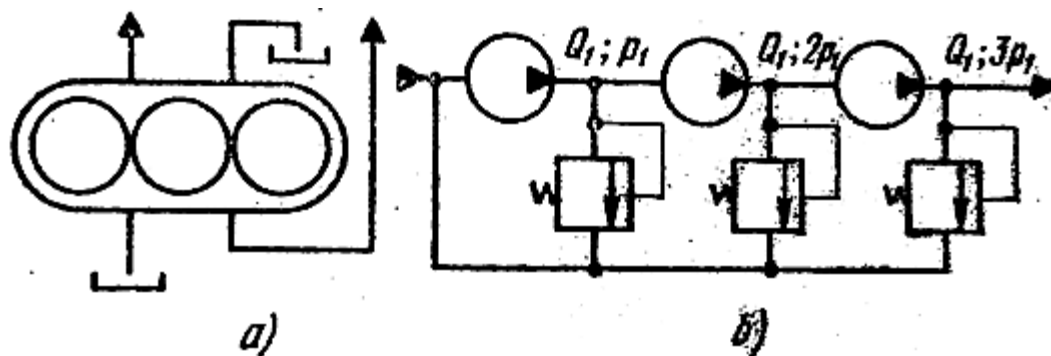


Рисунок 7.2 – Схемы многостеренных (а) и многоступенчатых (б) шестеренных насосов

Корпуса шестеренных насосов изготавливают из чугуна, стали или алюминия. Для изготовления шестерен используют легированные стали (20Х, 40Х, 18ХР13А и др.) с применением цементации и закалки или азотирования. Боковые крышки выполняют, как и корпуса, из чугуна и стали, иногда из бронзы.

При выборе материалов для изготовления деталей шестеренного насоса необходимо учитывать их температурное расширение, которое при неправильном выборе может привести к заеданию шестерен.

### Пластинчатые гидромашины

*Пластинчатым насосом* называют роторный насос с рабочими камерами, образованными рабочими поверхностями ротора, статора, двух смежных пластин и боковых крышек.

На рисунке 8.3 показаны конструктивная схема пластинчатого насоса однократного действия и его условное графическое обозначение в схемах. Насос состоит из вала 3, статора 1 и ротора 2, в пазах которого расположены пластины 4. Статор расположен эксцентрично ротору ( $e$  – эксцентриситет). На боковых крышках корпуса имеются два окна: всасывающее  $A$  и нагнетающее  $B$ . Размер перемычки  $ab$  между окнами должен быть не больше углового размера между двумя соединительными пластинами.

*Принцип работы* насоса заключается в следующем. Во время работы насоса пластины постоянно прижимаются к статору помимо пружин центробежными силами. Из-за наличия эксцентриситета они совершают сложное движение: вращаются вместе с ротором и совершают возвратно-поступательное движение в пазах. При вращении ротора, например по часовой стрелке, рабочие камеры, расположенные слева от вертикальной линии, сообщаются со всасывающим окном  $A$ . Их объемы увеличиваются, возникает вакуум и рабочая жидкость под действие перепада давлений поступает из бака и заполняет рабочие камеры. Так происходит *процесс всасывания*. В зоне перемычек между окнами объемы рабочих камер не изменяются. Рабочие камеры насоса, расположенные справа от вертикальной линии, сообщаются с нагнетающим окном  $B$ . Их объемы уменьшаются, и находящаяся в них рабочая жидкость вытесняется через окно  $B$  на выход из насоса и далее в напорную линию. Так происходит *процесс нагнетания*.

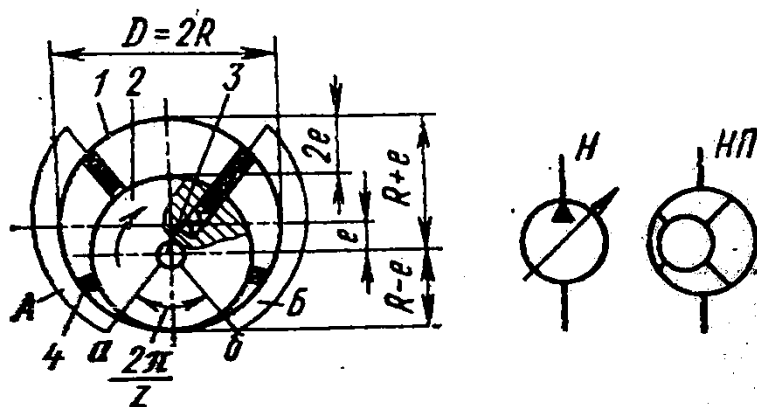


Рисунок 8.3 – Пластинчатый насос однократного действия

Рабочий объем  $V_0$  пластинчатого насоса однократного действия определяют по формуле:

$$V_0 = 2e(2\pi R - zs)b,$$

где  $e$  – эксцентриситет;  
 $R$  – радиус ротора;  
 $z$  – число пластин;  
 $s$  – толщина пластины;  
 $b$  – ширина пластины.

Рабочий объем насоса регулируют, изменяя эксцентриситет. Путем смещения статора можно получать различные значения эксцентриситета по обе стороны от ротора, что позволяет осуществлять реверс подачи насоса.

Для разгрузки опор ротора от радиальных сил, возникающих от действия давления, применяют пластинчатые насосы двухкратного действия (рисунок 7.4). При вращении ротора по часовой стрелке всасывание рабочей жидкости происходит через диаметрально расположенные окна всасывания  $B1$  и  $B2$ , а вытеснение через окна  $H1$  и  $H2$ . Так как давление жидкости действует на диаметрально противоположные стороны ротора, то опоры ротора разгружены от давления жидкости. Для обеспечения поджима пластин к статору по кольцевой проточке  $A$  подается жидкость из напорной полости.

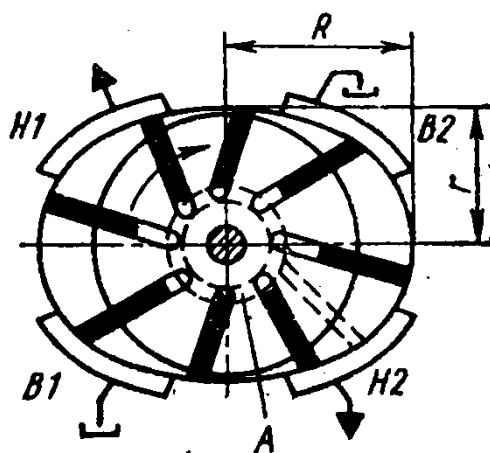


Рисунок 7.4 – Пластинчатый насос двукратного действия

Рабочий объем пластинчатого насоса двукратного действия:

$$V_{ДВ} = 2\pi b(R^2 - r^2),$$

Где  $R$  – большая полуось статора;  
 $r$  – радиус ротора.

При определении рабочего объема насоса не учтен объем, занимаемый выдвигающимися частями пластин. Как видно из формулы, пластинчатые насосы двукратного действия являются нерегулируемыми насосами.

Схема работы *пластинчатого гидромотора* показана на рисунке 7.5.

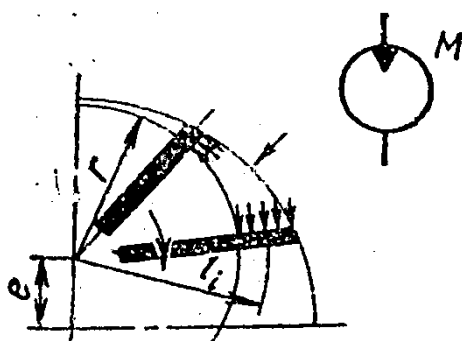


Рисунок 7.5 – Схема работы *пластинчатого гидромотора*

Крутящий момент на валу гидромотора создается в процессе нагнетания (при подводе рабочей жидкости под давлением в рабочую камеру) в результате разности давлений на две смежные пластины:

$$M_i = p(S_1l_1 - S_2l_2),$$

где  $p$  – давление рабочей жидкости;  $S_1, S_2$  – рабочая площадь пластин;  $l_1, l_2$  – плечо действия равнодействующей сил давления.

Полный крутящий момент равен сумме соответствующих моментов рабочих камер, соединенных с окном нагнетания, и определяется по формуле:

$$M = \sum M_i,$$

Одновременно при вращении ротора в рабочих камерах, соединенных с другим окном, происходит вытеснение рабочей жидкости из рабочих камер.

Для обеспечения работоспособности пластины изготавливают из быстрорежущих инструментальных сталей типа P18 с закалкой до  $HRC\ 60 - 64$ , обработкой холодом, а затем полированием. Эти стали сохраняют механические свойства при нагреве до  $400\ ^\circ C$ . Размеры пластины имеют допуски по  $gb$  или  $f7$ , шероховатость поверхности  $Ra = 0,20\ \mu m$ .

Чтобы уменьшить трение и защемление пластин в пазах, пластины располагают под углом  $7 - 15^\circ$  к радиусу в сторону вращения ротора. Вылет пластины не должен превышать  $0,3 - 0,4$  полной ее высоты.

Статоры *пластинчатого насоса* изготавливают из легированных сталей, например ШХ 15, и являются прецизионными деталями, так как имеют очень тонкую профилированную внутреннюю поверхность. Шероховатость поверхности профиля  $Ra = 0,1\ \mu m$ . После закалки до  $HRC\ 60 - 64$  и обработки холодом для стабилизации размеров шлифуют по копиру.

Роторы изготавливают из стали 20Х с закалкой до  $HRC\ 59 - 62$ . Шероховатость поверхностей боковых торцов  $Ra = 0,025\ \mu m$ , пазов  $Ra = 0,20\ \mu m$ . Пазы в роторе обрабатываются по посадке  $H7$ .

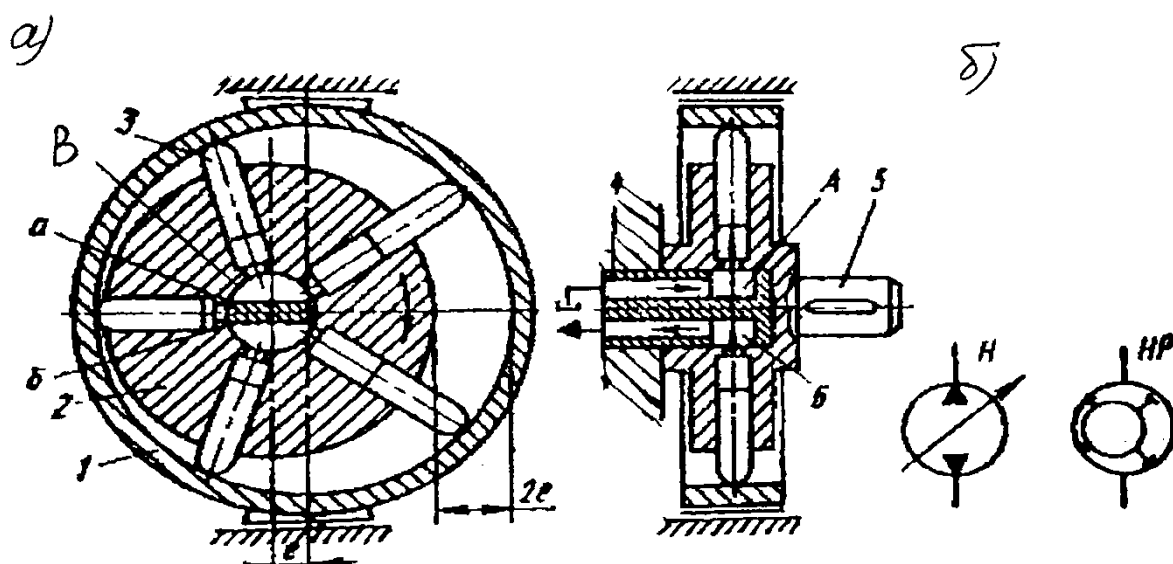


Боковые крышки изготавливают из стали 20Х с цементацией и закалкой до  $HRC\ 59 - 62$ . Корпуса изготавливают из серого чугуна СЧ 21 -40.

### Радиально-поршневые и аксиально-поршневые гидромашинны

Радиально-поршневыми гидромашинными называют машины, в которых жидкость перекачивается посредством поршней, расположенных в цилиндрах, а оси поршней и цилиндров расположены радиально по отношению к оси ротора.

Радиально-поршневой насос (рисунок 7.6, а) состоит из неподвижного статора 1, вращающегося ротора 2, в котором радиально выполнены цилиндры, а в цилиндрах располагаются поршни 3. Ротор и статор установлены со смещением (эксцентриситетом)  $e$ . Полости всех цилиндров посредством радиальных отверстий соединены с центральным осевым отверстием ротора, которое разделено горизонтальной перегородкой  $ab$  на две полости – всасывающую и нагнетательную, сообщенные соответственно с гидробаком и напорной гидролинией.



а – конструкция; б – условное обозначение

Рисунок 7.6 – Радиально-поршневой насос однократного действия

Принцип работы насоса следующий. При вращении ротора, например, по часовой стрелке, поршни совершают сложное движение – они вращаются вместе с ротором и движутся возвратно-поступательно в своих цилиндрах так, что постоянно контактируют с направляющей статора. Поршни прижимаются к статору центробежными силами, давлением жидкости (при наличии подпитки) и иногда пружинами. В рабочих камерах, расположенных выше горизонтальной осевой линии, поршни перемещаются в направлении от распределителя 4. Рабочие камеры соединены с всасывающей полостью А. Так как объемы этих рабочих камер увеличиваются, рабочая жидкость заполняет их. Так происходит процесс всасывания. На участке перемычек  $ab$  цапфенно-

го распределителя поршни не совершают поступательного движения и, следовательно, объемы рабочих камер не изменяются. Рабочие камеры, расположенные ниже горизонтальной осевой линии, соединены с полостью нагнетания *Б*. Поршни в этих камерах перемещаются в направлении к цапфенному распределителю и вытесняют рабочую жидкость из рабочих камер на выход из насоса. Так происходит процесс нагнетания.

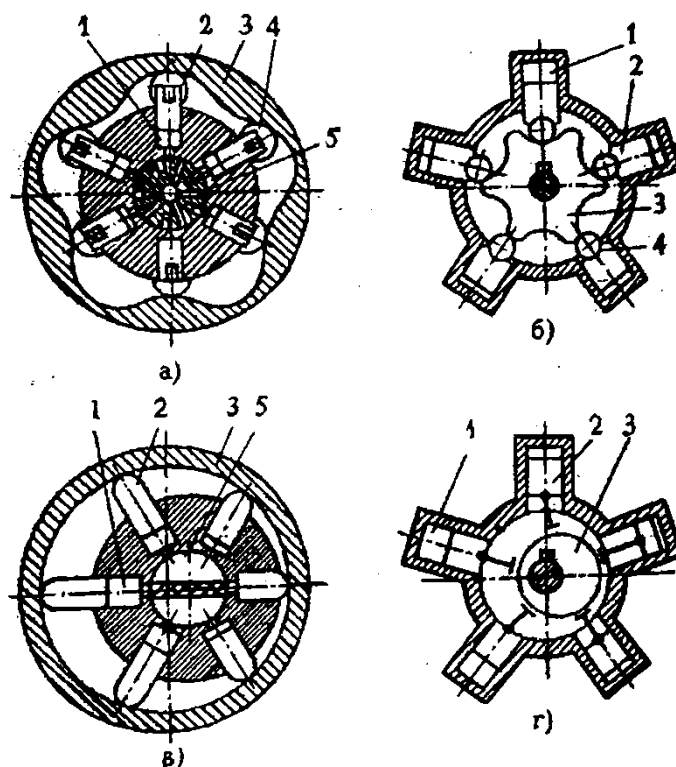
Выдвижение поршней из цилиндров происходит за счет действия центробежных сил, а если их недостаточно, то используют принудительные методы выдвижения путем установки внутри цилиндров пружин, выталкивающих поршни, или путем установления кинематической связи между поршнем и статором. Выдвижение поршней может быть также осуществлено за счет давления жидкости путем установки подпитывающего насоса во всасывающей гидролинии. При работе гидромашин в режиме гидромотора в принудительном выдвижении поршней нет необходимости, т.к. они будут выдвигаться за счет давления подводимой жидкости.

Описанная конструкция является машиной однократного действия, т.к. за один оборот вала машины каждый из поршней совершает один цикл перекачивания жидкости, состоящий из тактов всасывания и нагнетания. Такие машины имеют возможность регулирования рабочего объема путем изменения величины смещения (эксцентриситета) ротора и статора. А при изменении направления смещения на обратное изменяется направление течения жидкости при том же направлении вращения ротора.

С целью увеличения рабочего объема радиально-поршневые гидромашин выполняют в виде машин многократного действия (рисунок 7.7), в которых статор имеет специальную форму внутренней поверхности, обеспечивающую многократное возвратно-поступательное движение поршней в цилиндрах за один оборот ротора машины. Распределительный элемент в этом случае также будет более сложным и представляет собой вал, расположенный внутри ротора и имеющий радиальные отверстия, через которые жидкость подводится к цилиндрам.

Для увеличения рабочего объема радиально-поршневые гидромашин иногда выполняют многорядными. Оси поршней в этом случае располагают в нескольких параллельных плоскостях.

Радиально поршневые машины отличаются от других типов роторных машин высоким крутящим моментом на их валу при работе их в режиме гидромотора. Особенно высокий момент создают машины многократного действия. Это определяет их основную область применения – в качестве высокомоментных гидромоторов.



1 – Блок цилиндров; 2 – поршень; 3 – направляющая; 4 – каток; 5 – распределитель

Рисунок 7.7 – Схема радиально-поршневых гидромоторов с внешним (а и в) и внутренним (б и г) расположением направляющей

*Работа в режиме гидромотора.* При подаче жидкости через отверстие распределителя 5 в поршневое пространство под давлением поршень 2 (рисунок 7.7, а) перемещается в цилиндре и упирается роликом 4 в направляющую поверхность 3 статора. При воздействии на поршень рабочей жидкости сила давления всегда будет направлена вдоль его оси.

Сила нормального давления на профиль направляющей в любой точке, кроме «мертвых», составляют с осью поршня отличный от нуля угол. Вследствие этого при взаимодействии поршня с направляющей возникает тангенциальная составляющая силы, формирующийся на каждом из поршней. При движении поршня 2 к распределителю на каждом из поршней. При движении поршня 2 к распределителю 5 его подпоршневое пространство соединяется со сливной магистралью (осевое отверстие в распределителе). Высокий крутящий момент в гидромоторах такого типа обеспечивается благодаря многократности действий. Для увеличения рабочего объема радиально-поршневые гидромашин могут выполняться многорядными.

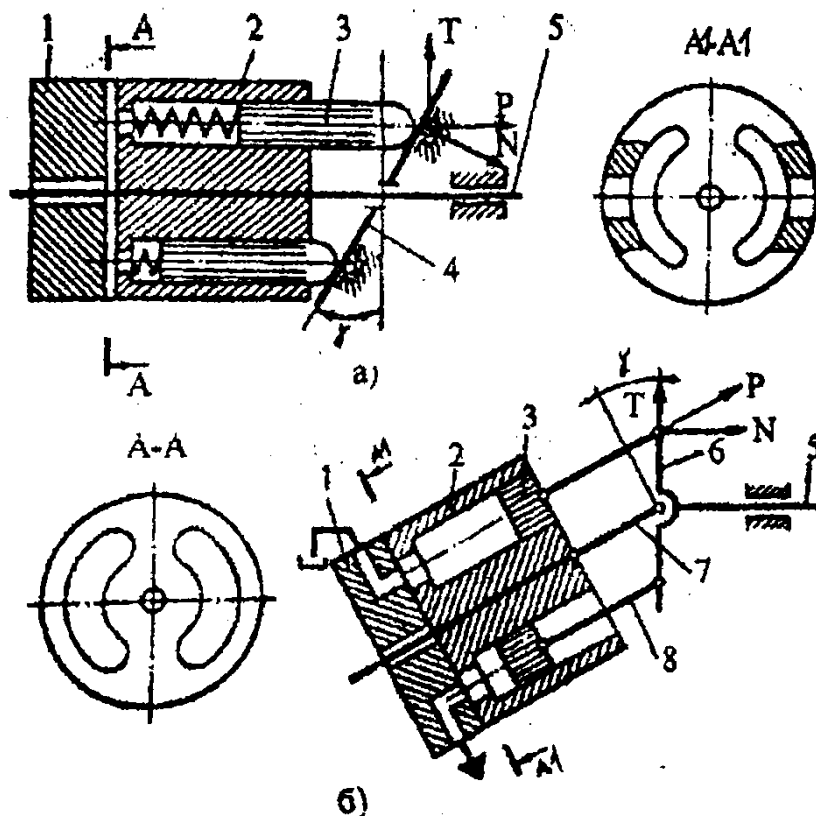
Материалы основных деталей радиально-поршневых гидромашин выбирают с учетом режимов и условий эксплуатации, а также в зависимости от типа конструкций. Для повышения антифрикционных свойств распределительного диска и блока цилиндров соответственно применяют бронзы БрОСН 10-2-3, БрОФ 10-1 и сталь 20Х с цементацией рабочей поверхности на глубину 0,7-0,9 мм и закалкой до твердости HRC 58-62. Поршни изготов-

ливают из сталей 20Х или ШХ15 с твердостью поверхности после термообработки HRC 58-62, а для стали 40Х с наибольшей возможной твердостью. Копир изготавливают ШХ15 с твердостью HRC 56-62. Статор изготавливают из чугуна СЧ 12-40 или сталей.

Требования к точности и шероховатости рабочих поверхностей идентичны тем, что предъявляются к основным деталям объемных насосов.

*Аксиально-поршневой гидромашиной* называют поршневую машину, у которой рабочие камеры образованы поверхностями цилиндров и поршней, а оси поршней и цилиндров параллельны оси вращения блока цилиндров или составляет с ней угол не более  $45^\circ$ . Аксиально-поршневые насосы в зависимости от расположения ротора подразделяют на насосы с наклонным диском, у которых оси ведущего звена и вращения ротора совпадают, и насосы с наклонным блоком, у которых оси ведущего звена и вращения ротора расположены под углом.

Насосы с наклонным диском имеют конструктивную схему, представленную на рисунке 7.8, а. Внутри блока цилиндров 2 параллельно его оси располагаются цилиндры, в которых устанавливаются поршни 3. Все поршни одним своим концом опираются на наклонный диск 4. Блок цилиндров 2 с поршнями 3 приводится вращение от вала 5. Для подвода и отвода рабочей жидкости к рабочим камерам в торцовом распределительном диске 1 выполнены два дугообразных окна. Для обеспечения выдвижения поршней из цилиндров применяют цилиндрические витые пружины, установленные в полостях цилиндров и воздействующие на поршень, либо используют кинематическую шарнирную связь поршней с наклонным диском.



1 – распределительный диск; 2 – блок цилиндров; 3 – поршень; 4 – наклонный диск; 5 – вал; 6 – фланец; 7 – центрирующий валик; 8 – шатун

Рисунок 7.8 – Схему аксиально-поршневых гидромашин с наклонным диском (а) и блоком (б)

Принцип работы аксиально-поршневого насоса заключается в следующем. При вращении вала насоса крутящий момент передается блоку цилиндров, который также приходит во вращение. При этом поршни, контактирующие с наклонным диском, совершают сложное движение, они вращаются вместе с блоком цилиндров и одновременно совершают возвратно-поступательное движение в цилиндрах блока. Возвратно-поступательное движение поршней в цилиндрах вызывает изменение объема рабочих камер, вследствие чего происходят процессы всасывания и нагнетания жидкости.

При вращении ротора и прохождении любым из поршней углового участка от нижней (по рисунку) до верхней точки, ввиду наличия угла наклона диска, поршни, проходящие данный участок, будут выдвигаться из цилиндров, вызывая увеличение объема рабочих камер. Увеличение объема, как известно, повлечет падение давления вплоть до разрежения, достаточно для всасывания жидкости из масляного бака. Для этого в момент прохождения данного участка каждый из цилиндров соединяется со всасывающей гидролинией посредством впускного окна, имеющего дугообразную форму и выполненного в торцовом распределителе. Одновременно при вращении блока цилиндров поршни, проходящие угловой участок от верхней (по рисунку) до нижней точки ввиду контакта с наклонным диском задвигаются в цилиндры, что приводит к уменьшению объема рабочих камер и нагнетанию жидкости в напорную магистраль. Для выхода жидкости из цилиндров, проходящих данный участок, каждый из них на данном угле вращения соединяется с напорной магистралью посредством выпускного окна, выполненного по аналогии с впускным.

Аксиально-поршневой насос с наклонным блоком точно так же имеет блок цилиндров с установленными в цилиндрах поршнями и такой же торцовый распределительный диск, но отличается от насоса с наклонным диском тем, что все его поршни установлены на шатунах, а шатуны шарнирно соединены еще с одним блоком, который является ведущим и относительно которого блок цилиндров повернут на угол  $\gamma$  (рисунок 7.8, б).

Принцип работы в режиме гидромотора: рабочая жидкость под давлением поступает через распределительный диск 1 в рабочие камеры, создавая усилие, которое через поршень 3 воздействует на фланец 6. Это усилие на фланце преобразуется в две составляющие, одна из которых  $T$  направлена тангенциально к оси гидромотора и создает крутящий момент.

Аксиальные машины (как с наклонным диском, так и с наклонным блоком) являются обратимыми, т.е. способными работать в режимах гидронасоса и гидромотора. Кроме того, эти машины могут быть выполнены регулируемыми и реверсивными. Рабочий объем данных машин может изменяться путем изменения угла наклона диска (блока), а при изменении угла накло-

на диска (блока) на противоположный изменяется дополнительно к этому и направление течения жидкости. При этом назначение окон всасывания и нагнетания в распределительном диске изменяется на противоположное. Кроме того, направление течения жидкости в данных машинах можно изменить путем изменения направления вращения ее вала при неизменном угле диска (блока).

Аксиально-поршневые машины имеют наилучшие технические характеристики по сравнению с другими типами роторных машин. Однако в то же время они являются и наиболее дорогостоящими, что ограничивает круг их применения. Аксиально-поршневые машины имеют КПД в районе 95–98 %, являются малошумными и высокооборотными (до 30000 мин<sup>-1</sup>). В то же время они способны работать устойчиво в режиме гидромотора при малых скоростях вращения (около 3 мин<sup>-1</sup>). Аксиальные машины способны развивать давление до 60-70 МПа. При эксплуатации аксиальных и радиальных поршневых машин предъявляются повышенные требования к степени очистки перекачиваемой жидкости, т.к. твердые примеси могут повредить обработанные с высокой точностью поверхности поршней и цилиндров.

### **Контрольные вопросы**

1. Что такое роторные гидромашины и их классификация.
2. Как устроен шестеренный насос с внешним зацеплением зубьев?
3. Что такое пластинчатые гидромашины, их разновидности и принцип действия.
  1. Как устроены и функционируют радиально поршневые гидромашины с внешним и внутренним расположением направляющей?
  2. Как работает высокомоментный радиально-поршневой гидромотор многократного действия?
  3. Как устроены и функционируют аксиально-поршневые гидромашины с наклонным диском и наклонным блоком?
  4. Каким образом обеспечивается прижим блока цилиндров к гидрораспределителю?
  5. Как обеспечивается гидростатическая разгрузка поршней в контакте с наклонным диском?

## Лабораторная работа № 8

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАБОЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОДВИГАТЕЛЕЙ (ГИДРОЦИЛИНДРОВ)

#### Цель работы:

1. Изучить устройство, принцип действия гидроцилиндров, провести испытание гидроцилиндра и снять его рабочие характеристики.

#### Основные положения

Испытания цилиндров проводятся для снятия их рабочих характеристик и проверки их герметичности.

Рабочей характеристикой гидроцилиндра называются зависимости усилия на штоке и КПД цилиндра от скорости перемещения штока.

#### Описание установки

Установка для испытаний гидроцилиндра представляет собой часть универсального стенда. На рисунке 8.1 изображена ее принципиальная гидравлическая схема.

Установка состоит из насоса *Н1* с приводным электродвигателем *ЭД1* и предохранительного клапана *ПК1*, распределителя *Р4*, дросселя *Д2*, испытываемого и нагрузочного цилиндра *ГЦ2*, которая оснащена насосом *Н3* с приводным электродвигателем, нагрузочными дросселями *Д5* и *Д6*.

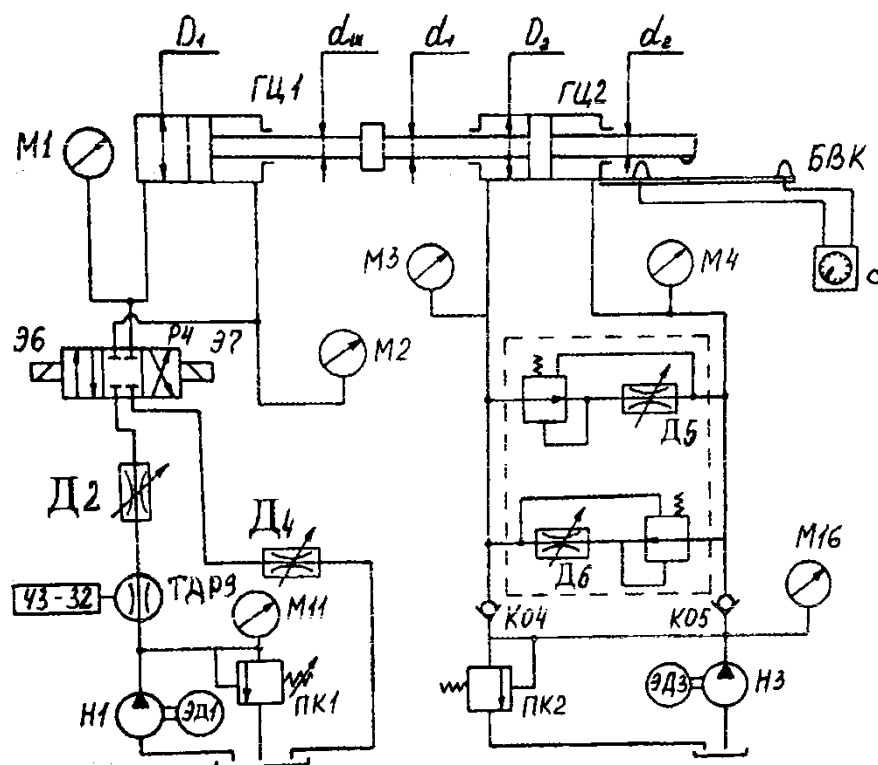


Рисунок 8.1 – Гидросхема установки для испытаний гидроцилиндра

Включение электромагнитов Э7 и Э6 распределителя Р4 позволяет осуществлять возвратно-поступательное движение штока гидроцилиндра ГЦ1.

Контрольно-измерительные приборы: манометры М1...М4, М11, М16, датчик расхода ТДР9, система измерения времени, за которое выходное звено нагрузочного цилиндра ГЦ2 проходит контрольный участок пути длиной 0,160 м. Эта система состоит из двух бесконтактных концевых выключателей типа БВК, включенных в систему электромеханических часов типа ПВ-53Щ, и металлического лепестка, закрепленного на одном из штоков нагрузочного цилиндра.

### Порядок выполнения работы

1. Перед запуском установки необходимо галетный переключатель, расположенный на пульте управления универсального стенда, настроить на программу 4, включить кнопку «Цепи управления», «Программа пуск», наблюдать на мнемосхеме стенда включение лампочек, обозначающих программу 4. Полностью открыть дроссели Д2, Д4, Д5, Д6, закрыть дроссели Д3, Д7. Открыть предохранительный клапан ПК1 (см. рисунок 8.1).

2. Включить гидронасос Н1 нажатием кнопки «Гидронасосы Н1-Н3». Настроить предохранительный клапан ПК1 на давление 3,0...3,5 Мпа (контроль по манометру М11).

3. Включением электромагнита Э7 масло подается в бесштоковую полость гидроцилиндра ГЦ1, шток которого перемещается вправо. При движении штока регистрируются и заносятся в таблицу 8.1 следующие величины:



показания манометров  $M1, M2, M3, M4$ , время перемещения штока  $t$ , показания датчика расхода  $TДР9$ .

4. Включением электромагнита Э6 гидроцилиндр возвращается в исходное положение.

5. Перекрываем дроссели  $D5$  и  $D6$  (6...8 положений), тем самым увеличиваем противодействие в нагрузочном цилиндре  $ГЦ2$ . Для каждого положения дросселей позиции 3...5 повторяем.

Рабочую характеристику снимаем при подаче жидкости в бесштоковую полость испытуемого гидроцилиндра  $ГЦ1$ .

Нагрузка  $P_H$  на штоке  $ГЦ1$  от действия давления в нагрузочном гидроцилиндре вычисляется по формуле

$$P_H = p_4 \frac{\pi}{4} (D_2^2 - d_2^2) - p_3 \frac{\pi}{4} (D_2^2 - d_1^2), \quad (8.1)$$

где  $p_3$  – давление в левой полости  $ГЦ2$ , определяемое показанием манометра  $M3$ , Па;

$p_4$  – давление в правой полости  $ГЦ2$ , определяемое показанием манометра  $M4$ , Па;

$D_2 = 100 \text{ мм}, d_2 = 25 \text{ мм}, d_1 = 50 \text{ мм}$ . (см. рисунок 8.1)

Сила противодействия  $P_{пр}$  определяется по зависимости

$$P_{пр} = p_2 \frac{\pi}{4} (D_1^2 - d_{ш}^2), \quad (8.2)$$

где  $p_2$  – давление в штоковой полости  $ГЦ1$ , определяемое показанием манометра  $M2$ , Па;

$D_1 = 80 \text{ мм}, d_{ш} = 40 \text{ мм}$ .

Усилие, развиваемое гидроцилиндром,

$$P = p_1 \frac{\pi D_1^2}{4} - P_{пр}, \quad (8.3)$$

где  $p_1$  – давление в бесштоковой полости  $ГЦ1$ , определяемое показанием манометра  $M1$ .

Механический КПД гидроцилиндра

$$\eta_M = P_H / P, \quad (8.4)$$

Фактическая скорость перемещения штока цилиндра

$$V_\phi = l/t, \quad (8.5)$$

где  $l$  – ход поршня,  $l = 160 \text{ мм}$ ;

$t$  – время перемещения штока цилиндра из одного крайнего положения в другое, с.

Объемный КПД гидроцилиндра

$$\eta_0 = \frac{Q_T}{Q_\phi} = \frac{4Q_T}{\pi D_1^2 \cdot v_\phi} \cdot 100\%, \quad (8.6)$$

где  $Q_T$  – теоретический расход жидкости, подводимый насосом, необходимый для работы ГЦИ. Определяется датчиком расхода ТДР9,  $Q = a + b \cdot f$ .

$Q_\phi$  – фактический расход к ГЦИ.

Полный КПД гидроцилиндра

$$\eta = \eta_0 \cdot \eta_M. \quad (8.7)$$

По вычисленным значениям  $P, V_\phi, \eta$  строится рабочая характеристика гидроцилиндра,

Таблица 8.1

№ п/п	Показания манометров, Па					Время t, с	Показания дат- чика расхода f, Гц
	М11	М1	М2	М3	М4		

Таблица 8.2

№ п/п	$P_H,$ Н	$P_{пр},$ Н	$P,$ Н	$V_\phi,$ м/с	$Q_T$ м <sup>3</sup> /с	$\eta_M$	$\eta_0$	$\eta$

### Контрольные вопросы

1. С какой целью проводятся испытания гидроцилиндров?
2. Что такое рабочие характеристики гидродвигателей?

### **Список использованных источников:**

1. Свешников В.К. Станочные гидроприводы: Справочник. - С.-П.: Политехника, 2015.- 630с.
2. Башта Т.М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. Издательский дом Альянс, 2010. – 340с.
3. Башта Т.М., Руднев С.С. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы. М. Машиностроение, 1990. 360с.
4. 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.
5. Баранов В.Н. Электрогидравлические следящие приводы вибрационных машин. - М.: Машиностроение, 1998.- 264 с.