

МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ  
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Транспортные и технологические машины»

# ГИДРАВЛИКА, ГИДРОМАШИНЫ И ГИДРОПРИВОД

*Методические рекомендации к практическим занятиям  
для студентов специальности  
1-36 11 01 «Подъемно-транспортные, строительные,  
дорожные машины и оборудование (по направлениям)»  
и направления подготовки 23.03.02 «Наземные  
транспортно-технологические комплексы»  
очной и заочной форм обучения*



Могилев 2021

УДК 532  
ББК 30.123  
Г46

Рекомендовано к изданию  
учебно-методическим отделом  
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой ТТМ «31» августа 2021 г., протокол № 1

Составитель канд. техн. наук, доц. И. В. Лесковец

Рецензент канд. техн. наук А. Е. Науменко

Методические рекомендации к практическим занятиям предназначены для студентов специальности 1-36 11 01 «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование» и направления подготовки 23.03.02 «Наземные транспортно-технологические комплексы», профиль «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование».

Учебно-методическое издание

## ГИДРАВЛИКА, ГИДРОМАШИНЫ И ГИДРОПРИВОД

Ответственный за выпуск	И. В. Лесковец
Корректор	Т. А. Рыжикова
Компьютерная верстка	Н. П. Полевничая

Подписано в печать . Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.  
Печать трафаретная. Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. . Тираж 56 экз. Заказ №

Издатель и полиграфическое исполнение:  
Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования  
«Белорусско-Российский университет».  
Свидетельство о государственной регистрации издателя,  
изготовителя, распространителя печатных изданий  
№1/156 от 07.03.2019.  
Пр-т Мира, 43, 212022, г. Могилев.

© Белорусско-Российский  
университет, 2021

## Содержание

Введение.....	4
1 Практическое занятие № 1. Графическое изображение гидрооборудования на схемах .....	5
2 Практическое занятие № 2. Расчет давлений в неподвижной жидкости.....	13
3 Практическое занятие № 3. Расчет параметров и режима движения жидкости.....	16
4 Практическое занятие № 4. Расчет и выбор гидродвигателей и насосов по силовым и скоростным параметрам .....	19
5 Практическое занятие № 5. Расчет потерь давлений в гидросистеме.....	22
6 Практическое занятие № 6. Проверочный расчет гидродвигателей, расчет мощности и КПД гидропривода .....	25
7 Практическое занятие № 7. Обеспечение работоспособности гидросистем мобильных машин .....	28
8 Практическое занятие № 8. Изучение типовых гидросистем мобильных машин .....	34
9 Практическое занятие № 9. Тепловой расчет гидропривода.....	38
10 Практическое занятие № 10. Гидроприводы с пропорциональным управлением.....	40
Список литературы .....	44
Приложение А .....	45

## Введение

В конструкциях мобильных машин в настоящее время доминирующее положение занял гидропривод, используемый для приведения в действие рабочих органов, вспомогательных устройств и – в некоторых случаях – хода. Гидропривод открывает широкие возможности для автоматизации, контроля и оптимизации рабочих процессов, что в целом в значительной степени облегчает работу оператора, снижает его утомляемость, повышает производительность машины. Гидропривод легко поддается модернизации, состоит в основном из унифицированных деталей, серийно выпускаемых специализированными заводами, и имеет достаточную долговечность.

В методических рекомендациях излагаются основные теоретические положения, используемые для расчета гидропривода строительных, дорожных и других мобильных машин, и содержатся задачи для решения. Методические рекомендации составлены применительно к требованиям рабочих программ по дисциплине «Гидравлика, гидромашины и гидропривод» для студентов специальности 1-36 11 01 «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование» и направления подготовки 23.03.02 «Наземные транспортно-технологические комплексы», профиль «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование».

Для лучшего усвоения материала при решении задач необходимо ознакомиться с теоретическими положениями и подвергнуть каждую задачу тщательному изучению, определяя влияние входящих в нее факторов на конечный результат.

# 1 Практическое занятие № 1. Графическое изображение гидрооборудования на схемах

Цель работы: изучить назначение элементов гидропривода, их условное подробное и упрощенное графические изображения.

## 1.1 Теоретические сведения

Изображение гидропривода с помощью условных обозначений называется принципиальной схемой. **Схема принципиальная** – схема, определяющая полный состав элементов и связей между ними и, как правило, дающая детальное представление о принципах работы изделия ГОСТ 2.701–2008. *ЕСКД. Схемы. Виды и типы. Общие требования к выполнению.*

Схемами принципиальными пользуются для изучения принципов работы изделий, а также при их наладке, контроле и ремонте. Они служат основанием для разработки других конструкторских документов, например, схем соединений (монтажных) и чертежей.

Элементы гидропривода изображаются на схемах в положении «на складе», т. е. в том положении, в котором они находятся при хранении (ГОСТ 2.704–2011. *ЕСКД. Правила выполнения гидравлических и пневматических схем*).

Условные графические обозначения приведены в ГОСТах:

- ГОСТ 2.721–74 *ЕСКД. Обозначения условные графические в схемах. Обозначения общего применения;*
- ГОСТ 2.780–96. *ЕСКД. Обозначения условные графические. Кондиционеры рабочей среды, емкости гидравлические и пневматические;*
- ГОСТ 2.781–96. *ЕСКД. Обозначения условные графические. Аппараты гидравлические и пневматические, устройства управления и приборы контрольно-измерительные;*
- ГОСТ 2.782–96. *ЕСКД. Обозначения условные графические. Машины гидравлические и пневматические;*
- ГОСТ 2.784–96. *ЕСКД. Обозначения условные графические. Элементы трубопроводов.*

Каждый элемент или устройство, входящие в изделие и изображенные на схеме, должны иметь буквенно-цифровое позиционное обозначение, состоящее из буквенного обозначения и порядкового номера, проставленного после буквенного обозначения. Буквенное обозначение должно представлять собой сокращенное наименование элемента, составленное из его начальных или характерных букв, например, клапан – К, дроссель – ДР.

Буквенные позиционные обозначения наиболее распространенных элементов приведены в таблице 1.1. При отсутствии буквенных обозначений в стандартах или в иных нормативных документах на поле схемы должны быть приведены соответствующие пояснения.

Наиболее распространенные условные графические обозначения приведены в таблицах 1.2–1.5.

Таблица 1.1 – Буквенные обозначения основных элементов по ГОСТ 2.704–2011

Основной элемент	Обозначение
Аппарат теплообменный	<i>АТ</i>
Вентиль	<i>ВН</i>
Влагоотделитель	<i>ВД</i>
Гидроаккумулятор (пневмоаккумулятор)	<i>АК</i>
Гидроаппарат золотниковый	<i>РЗ</i>
Гидроаппарат клапанный	<i>РК</i>
Гидробак	<i>Б</i>
Гидродвигатель поворотный	<i>Д</i>
Гидродроссель	<i>ДР</i>
Гидрозамок	<i>ЗМ</i>
Гидроклапан	<i>К</i>
Гидроклапан выдержки времени	<i>КВ</i>
Гидроклапан давления	<i>КД</i>
Гидроклапан обратный	<i>КО</i>
Гидроклапан предохранительный	<i>КП</i>
Гидроклапан редуционный	<i>КР</i>
Гидромотор	<i>М</i>
Гидрораспределитель	<i>Р</i>
Гидроусилитель	<i>УС</i>
Гидроцилиндр	<i>Ц</i>
Делитель потока	<i>ДП</i>
Манометр	<i>МН</i>
Насос	<i>Н</i>
Насос аксиально-поршневой	<i>НА</i>
Насос-мотор	<i>НМ</i>
Насос пластинчатый	<i>НП</i>
Насос радиально-поршневой	<i>НР</i>
Регулятор потока	<i>РП</i>
Реле давления	<i>РД</i>
Термометр	<i>Т</i>
Устройство (общее обозначение)	<i>А</i>
Устройство воздухопускное	<i>УВ</i>
Фильтр	<i>Ф</i>

Таблица 1.2 – Обозначения условные графические по ГОСТ 2.780–96

Наименование	Обозначение
Фильтр	
Охладитель без указания линий подвода и отвода окружающей среды	
Гидробак под атмосферным давлением и с давлением выше атмосферного	
Аккумулятор пневмогидравлический	

Таблица 1.3 – Обозначения условные графические по ГОСТ 2.781–96

Наименование	Обозначение
1	2
Обозначение элементов мускульного и механического управления по ГОСТ 2.721	
Электромагнитное управление с одной обмоткой одностороннего действия и с двумя противодействующими обмотками в одном узле, двухстороннего действия	
Управление подводом или сбросом давления с внутренней линией управления (канал управления находится внутри аппарата) и с наружной линией управления (канал управления находится снаружи аппарата)	
При параллельном управлении (ИЛИ) обозначения механизмов управления показывают рядом друг с другом (электромагнит или нажимная кнопка независимо воздействуют на аппарат), при последовательном управлении (И) обозначения показывают в линию (электромагнит приводит в действие пилот, который приводит в действие основной аппарат)	
Дроссель регулируемый	<i>Детальное</i> <i>Упрощенное</i>
Дроссель с обратным клапаном (со свободным проходом потока в одном направлении, но дросселированием потока в другом направлении)	

Продолжение таблицы 1.3

1	2
<p>Распределитель 4/3 (число основных линий / число позиций) с одноступенчатым пилотным управлением.</p> <p>Пилотная ступень. Четырехлинейный трехпозиционный распределитель, пружинное центрирование, управление одним электромагнитом с двумя противоположными обмотками, с мускульным дублированием, наружным подводом потока управления.</p> <p>Основная ступень. Четырехлинейный трехпозиционный распределитель, центрирование давлением и пружинное, срабатывает от сброса давления управления, линии управления в нейтральной позиции под давлением.</p> <p>На упрощенном обозначении отдельные треугольники показывают центрирующее давление</p>	<p style="text-align: center;"><i>Детальное</i></p>  <p style="text-align: center;"><i>Упрощенное</i></p> 
<p>Клапан обратный без пружины (открыт, если давление на входе выше давления на выходе) и с пружиной (открыт, если давление на входе выше давления на выходе плюс давление пружины)</p>	<p style="text-align: center;"><i>Детальное</i>      <i>Упрощенное</i></p> 
<p>Гидрозамок односторонний и двухсторонний</p>	<p style="text-align: center;"><i>Детальное</i>      <i>Упрощенное</i></p> 
<p>Клапан «ИЛИ» (входная линия, соединенная с более высоким давлением, соединяется с выходом в то время как другая входная линия закрыта)</p>	<p style="text-align: center;"><i>Детальное</i>      <i>Упрощенное</i></p> 



## Окончание таблицы 1.3

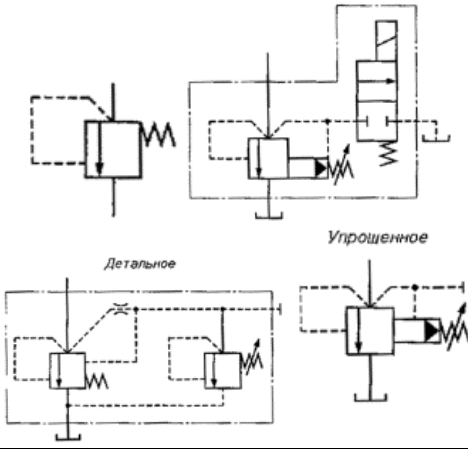

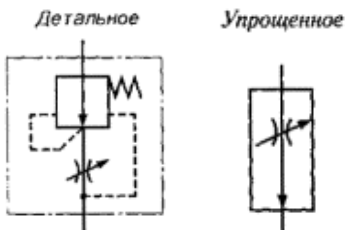
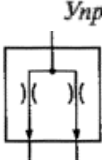
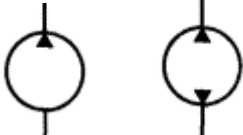


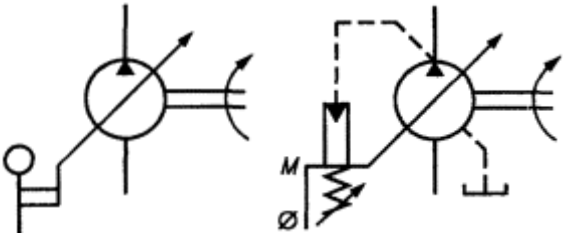
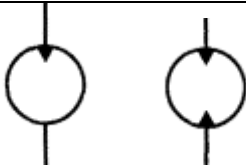
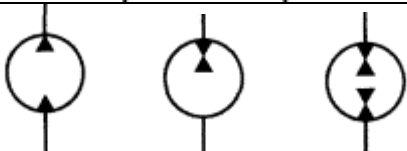
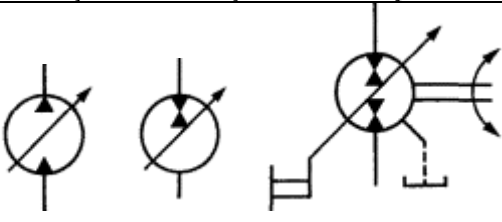
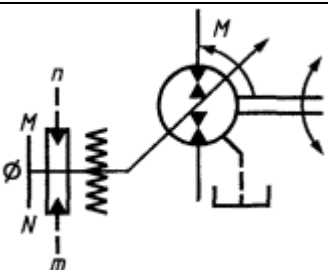
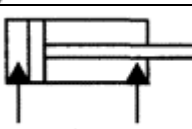
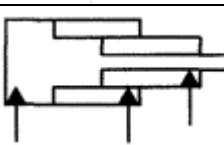
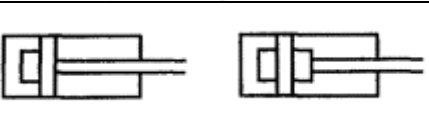
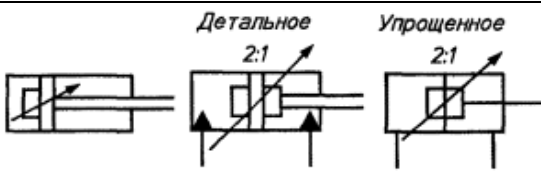



1	2
Клапан напорный (предохранительный или переливной) прямого действия, прямого действия с электромагнитным управлением и непрямого действия – с обеспечением дистанционного управления	
Вентиль	
Регулятор расхода двухлинейный	
Делитель потока (поток делится на две части, расходы которых находятся в установленном соотношении, стрелки обозначают стабилизацию расходов по давлению)	

Таблица 1.4 – Обозначения условные графические по ГОСТ 2.782–96

Наименование 1	Обозначение 2
Насос нерегулируемый с нереверсивным и реверсивным потоком	
Насос регулируемый с нереверсивным и реверсивным потоком	
Поворотный гидродвигатель	
Насос с одним направлением вращения регулируемый с ручным управлением и регулируемый по давлению, с регулируемой пружиной и дренажом	

Продолжение таблицы 1.4

1	2
Гидромотор нерегулируемый с нереверсивным и реверсивным потоком	
Насос-мотор нерегулируемый с одним и тем же направлением потока, с реверсивным направлением потока и с любым направлением потока	
Насос-мотор регулируемый с одним и тем же направлением потока, с реверсивным направлением потока и с любым направлением потока, с ручным управлением, наружным дренажом и двумя направлениями вращения	
Насос-мотор регулируемый, с двумя направлениями вращения, пружинным центрированием нуля рабочего объема, наружным управлением и дренажом (сигнал $n$ вызывает перемещение в направлении $N$ )	
Цилиндр двухстороннего действия с односторонним штоком	
Цилиндр телескопический с односторонним выдвиганием	
Цилиндр двухстороннего действия с постоянным торможением в конце хода со стороны поршня и с двух сторон	
Цилиндр двухстороннего действия с регулируемым торможением в конце хода со стороны поршня и с двух сторон и соотношением площадей 2:1	
Насос ручной	
Насос шестеренный	
Насос пластинчатый	

Окончание таблицы 1.4


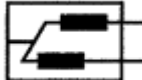
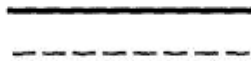
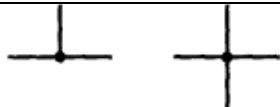
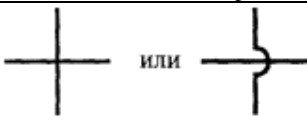
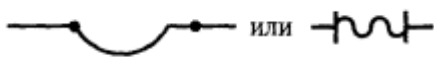
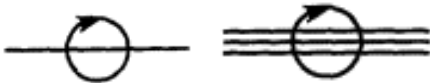
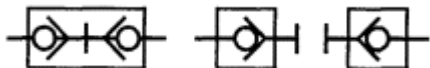
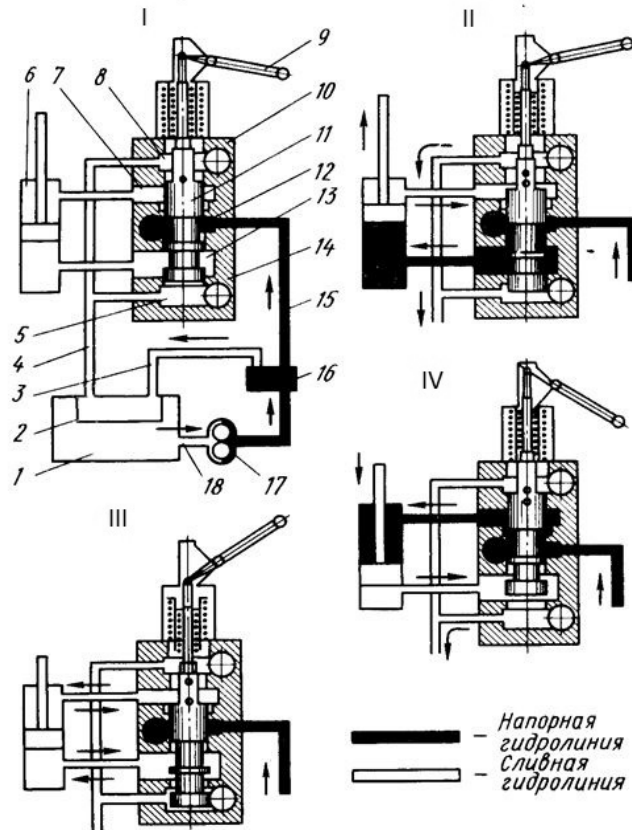
1	2
Насос радиально-поршневой	
Насос аксиально-поршневой	

Таблица 1.5 – Обозначения условные графические по ГОСТ 2.784–96

Наименование	Обозначение
Трубопровод: линии всасывания, напора, слива; линии управления, дренажа, выпуска воздуха, отвода конденсата	
Соединение трубопроводов	
Пересечение трубопроводов без соединения	
Трубопровод гибкий, шланг	
Поворотное соединение: однолинейное; трехлинейное	
Быстроразъемное соединение с запорным элементом (соединенное и разъединенное)	

На рисунке 1.1 изображен реальный гидропривод, а на рисунке 1.2 – его схема гидравлическая принципиальная.



1 – гидробак, 2, 3, 4, 7, 8 – гидролинии; 5, 12, 13 – полости гидрораспределителя; 6 – гидроцилиндр; 9 – рычаг привода золотника; 10, 14 – корпус гидрораспределителя; 11 – золотник гидрораспределителя; 15 – напорная гидролиния; 16 – предохранительный клапан; 17 – гидронасос; 18 – всасывающая гидролиния; I – при нейтральной позиции золотника распределителя; II – при подаче жидкости в поршневую полость гидроцилиндра; III – при подаче жидкости в штоковую полость гидроцилиндра; IV – при плавающем положении гидроцилиндра

Рисунок 1.1 – Гидропривод цилиндра

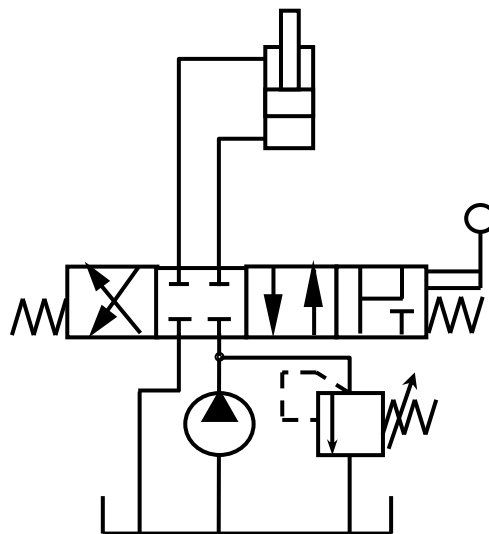


Рисунок 1.2 – Схема гидравлическая принципиальная

## 1.2 Порядок выполнения работы

Изучаются условные графические и буквенные обозначения элементов гидропривода.

В отчете приводятся условные обозначения и схема гидравлическая принципиальная, изображенная на рисунке 1.2. С помощью преподавателя изучается работа этой схемы, и указываются ее недостатки.

## 2 Практическое занятие № 2. Расчет давлений в неподвижной жидкости

Цель работы: изучить методику определения величин давлений в неподвижной жидкости.

### 2.1 Теоретические сведения

*Давление* является одной из самых важных величин в гидравлике. Под давлением понимается сила, действующая на единицу поверхности:

$$p = \frac{F}{S}, \quad (2.1)$$

где  $p$  – давление;

$F$  – сила;

$S$  – площадь.

В гидростатике рассматривается *гидростатическое давление*, которое обладает следующими свойствами:

- всегда направлено по нормали к поверхности;
- в любой точке жидкости одинаково во всех направлениях.

Если давление определяется от абсолютного нуля, то оно называется *абсолютным*, если от условного нуля – *избыточным* (рисунок 2.1). За условный нуль принимается атмосферное давление. Если абсолютное давление меньше атмосферного, то возникает разрежение, и избыточное давление в этом случае называют *вакуум*.

Основное уравнение гидростатики выражает гидростатическое давление в любой точке неподвижной жидкости, находящейся под действием только сил тяжести и внешних давлений и имеет следующий вид (рисунок 2.2):

$$p = p_0 + \rho gh, \quad (2.2)$$

где  $p_0$  – внешнее давление на поверхность жидкости;

$\rho$  – плотность жидкости;

$g$  – гравитационное ускорение;

$h$  – глубина погружения.

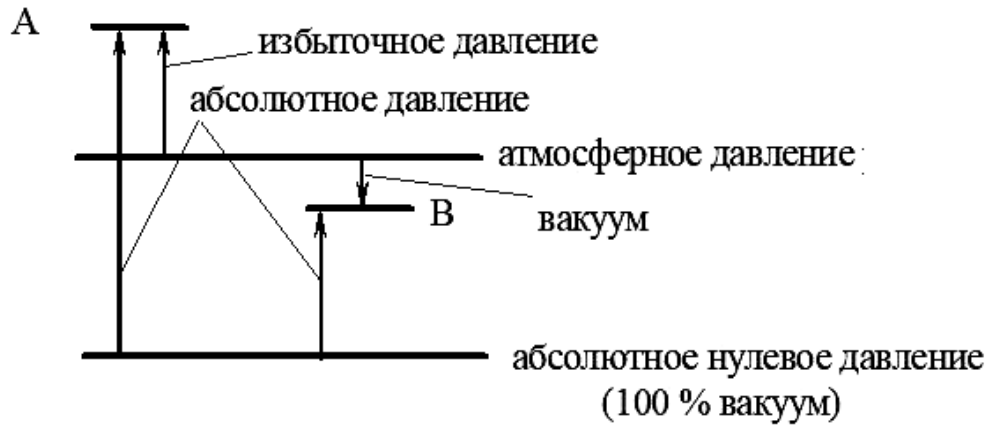


Рисунок 2.1 – Схема для расчета давлений выше (А) и ниже (В) атмосферного

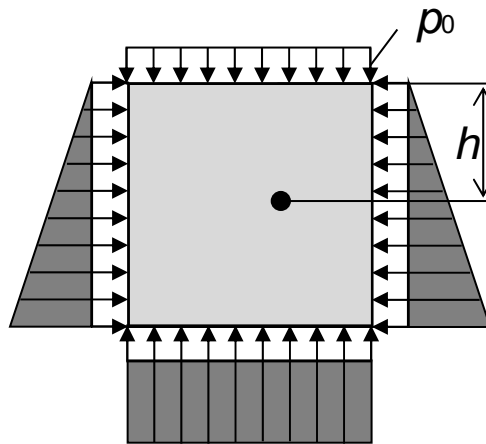


Рисунок 2.2 – Схема для расчета давления в точке внутри покоящейся жидкости

*Давление в точке внутри покоящейся жидкости равно давлению на ее поверхности плюс давление от веса жидкости, находящейся выше точки.*

Гидростатическое давление в любой точке неподвижной жидкости можно выразить через давление в любой другой точке (рисунок 2.3).

$$p_2 = p_1 \pm \rho gh, \quad (2.3)$$

где  $p_1$  и  $p_2$  – давления в соответствующих точках жидкости;  
 $h$  – глубина погружения одной точки относительно второй.

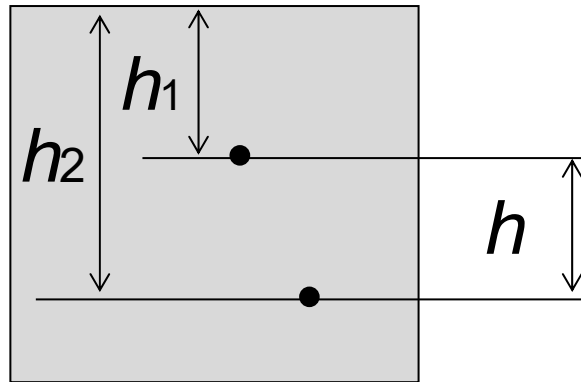


Рисунок 2.3 – Схема для расчета давления в точке внутри покоящейся жидкости, выраженного через давление в другой точке

*Давление в точке покоящейся жидкости равно давлению в любой другой точке плюс/минус давление слоя жидкости, расположенного между глубиной погружения одной точки относительно другой.*

### Задачи.

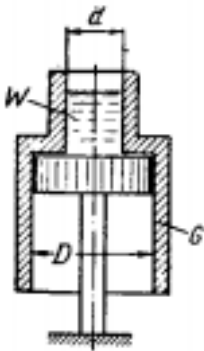


Рисунок 2.4 – К задаче 1

**Задача 1.** Покоящийся при неподвижном поршне и открытый сверху и снизу сосуд массой 16 кг состоит из двух цилиндрических частей, внутренние диаметры которых равны  $D = 0,5$  м и  $d = 0,3$  м. Определить, какой минимальный объем  $W$  воды должен быть налит в верхнюю часть сосуда, чтобы сосуд всплыл над поршнем. Трением сосуда о поршень пренебречь (рисунок 2.4).

*Ответ:*  $W = 0,009$  м<sup>3</sup>.

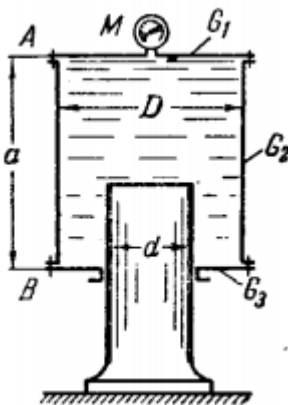


Рисунок 2.5 – К задаче 2

**Задача 2.** Цилиндрический сосуд диаметром  $D = 0,2$  м и высотой  $a = 0,4$  м, заполненный водой, опирается на плунжер диаметром  $d = 0,1$  м. Определить показание манометра  $M$  и усилия в болтовых группах  $A$  и  $B$ , если вес верхней крышки сосуда  $G_1 = 3$  кН, вес цилиндрической части сосуда  $G_2 = 1,5$  кН, вес нижней крышки сосуда  $G_3 = 1,2$  кН (рисунок 2.5).

*Ответ:*  $M = 738$  кПа;  $P_A = 20,2$  кН;  $P_B = 18,7$  кН.

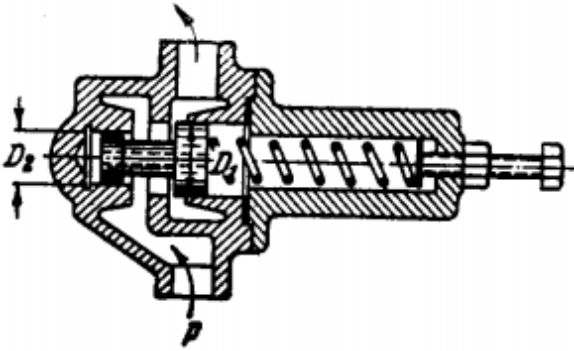


Рисунок 2.6 – К задаче 3

**Задача 3.** Определить предварительное поджатие  $x$  пружины, нагружающей дифференциальный предохранительный клапан, необходимое для того, чтобы клапан открывался при давлении  $p = 3$  МПа. Диаметры поршней:  $D_1 = 22$  мм,  $D_2 = 20$  мм, а жесткость пружины  $C = 8$  Н/мм (рисунок 2.6).

*Ответ:*  $x = 25$  мм.

## 2.2 Порядок выполнения работы

В отчете приводится теоретический материал, изученный на занятиях, и решения задач 1–3.

## 3 Практическое занятие № 3. Расчет параметров и режима движения жидкости

Цель работы: изучить методику определения параметров режимов движения жидкостей в трубопроводах.

### 3.1 Теоретические сведения

*Режимы движения жидкости.*

Существуют два режима движения жидкости – ламинарный и турбулентный. В ламинарном (слоистом) потоке частицы жидкости движутся параллельно стенкам трубопровода, не препятствуя движению друг другу. При турбулентном (возмущенном) движении в потоке появляются завихрения. Частицы движутся беспорядочно, сталкиваясь и мешая движению других частиц жидкости.

Режим движения определяется безразмерным критерием или числом Рейнольдса.

$$Re = \frac{v_{cp} d_z}{\nu} \quad (3.1)$$

где  $v_{cp}$  – средняя скорость потока;

$\nu$  – кинематическая вязкость рабочей жидкости;

$d_z$  – гидравлический диаметр, для круглой трубы он равен внутреннему диаметру трубы, в других случаях



$$d_z = \frac{4S}{U}, \quad (3.2)$$

где  $S$  – площадь сечения трубы;

$U$  – периметр сечения.

Критическое значение числа Рейнольдса для гладких круглых труб  $Re_{кр} \approx 2300$ . При  $Re < Re_{кр}$  режим движения ламинарный, при  $Re > Re_{кр}$  – турбулентный.

*Уравнение неразрывности потока.*

Если жидкость течет через трубу с изменяющимся сечением, то расход  $Q$ , под которым понимается количество жидкости, протекающей в единицу времени через любое сечение, на всех участках будет одинаков:

$$Q_1 = Q_2.$$

Уравнение неразрывности потока для сечений, выделенных на рисунке 3.1, будет иметь вид:

$$S_1 v_1 = S_2 v_2 \quad \text{или} \quad \frac{S_1}{S_2} = \frac{v_2}{v_1},$$

где  $S_1, S_2$  – площади сечений первого и второго трубопровода;

$v_1, v_2$  – средние скорости движения жидкости в сечениях 1 и 2.

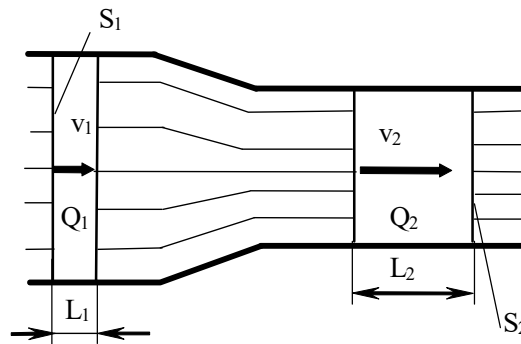


Рисунок 3.1 – Схема движения жидкости

*Уравнение Бернулли для потока идеальной жидкости.*

Сумма скоростного, пьезометрического и геометрического напоров является постоянной величиной для любых сечений потока жидкости.

Уравнение Бернулли имеет вид:

$$\frac{v^2}{2g} + \frac{p}{\rho g} + z = \text{const}, \quad (3.3)$$

где  $\frac{v^2}{2g}$  – скоростной напор;

$\frac{p}{\rho g}$  – пьезометрический напор;

$z$  – геометрический напор.

Для потока реальной жидкости дополнительно учитывается суммарная потеря напора между сечениями 1 и 2 и то обстоятельство, что скоростной напор, подсчитанный по средней скорости жидкости в данном сечении, не равен сумме скоростных напоров элементарных струек, составляющих этот поток. Для этого вводится корректирующий коэффициент Кориолиса.

*Расход жидкости через отверстие малого диаметра (дроссель).*

В гидроприводах мобильных машин нашли широкое применение квадратичные дроссели.

Квадратичный дроссель чаще всего представляет собой шайбу с малым отверстием, установленную на пути движения жидкости. Перепад давления на таком дросселе пропорционален квадрату скорости движения жидкости, что нашло отражение в названии дросселя.

Основным преимуществом квадратичного дросселя является то, что при изменении теплового режима работы расход жидкости через дроссель меняется незначительно.

При установившемся истечении жидкости через круглое отверстие малого диаметра (дроссель) количество жидкости, проходящей через такой дроссель в единицу времени, определяется на основании уравнения Бернулли:

$$Q = \mu S \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (3.4)$$

где  $\mu$  – коэффициент расхода,  $\mu \approx 0,6$ ;

$S$  – площадь проходного отверстия дросселя;

$\Delta p$  – перепад давления на дросселе;

$\rho$  – плотность рабочей жидкости.

Дроссели часто используются для регулирования скорости гидродвигателей, особенно в приводах малой мощности. Дроссельное регулирование скорости основано на том, что через дроссель проходит только часть потока, подаваемого насосом.

### 3.2 Порядок выполнения работы

Используются гидросхемы, изображенные на рисунке 3.2.

Необходимо определить режим движения жидкости в напорном и сливном трубопроводах гидроцилиндра диаметром  $d_{mp} = 20$  мм при выдвигании штока поршня. Потерями давления в гидросистеме пренебречь.

Исходные данные для расчета: подача насоса  $Q = 2$  дм<sup>3</sup>/с; усилие, дейст-

вующее на шток гидроцилиндра  $F = 50$  кН; давление настройки предохранительного клапана  $p_{\max} = 12$  МПа; диаметр поршня гидроцилиндра  $D = 100$  мм, штока  $d = 45$  мм; диаметр отверстия дросселя  $d_{др} = 3$  мм. Кинематическую вязкость рабочей жидкости принять равной  $\nu = 30$  мм<sup>2</sup>/с, плотность  $\rho = 900$  кг/м<sup>3</sup>.

В отчете приводятся результаты расчетов и их анализ.

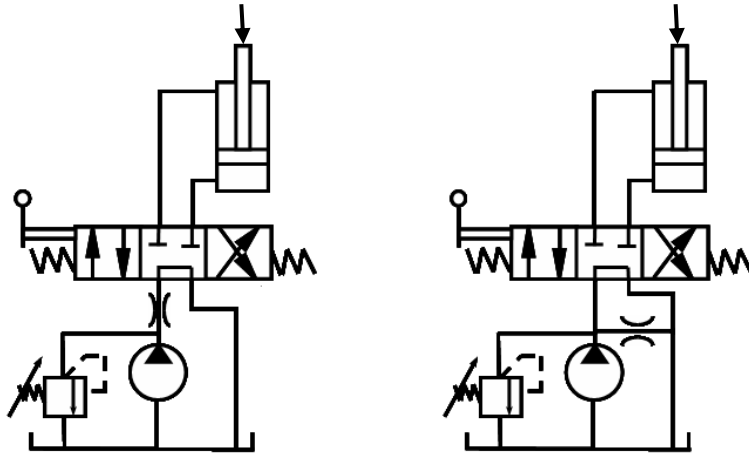


Рисунок 3.2 – Схемы для решения

## 4 Практическое занятие № 4. Расчет и выбор гидродвигателей и насосов по силовым и скоростным параметрам

Цель работы: овладеть навыками определения параметров и выбора гидродвигателей и насосов строительных и дорожных машин.

### 4.1 Теоретические сведения

*Расчет гидроцилиндров.*

Диаметр гидроцилиндра с односторонним штоком  $D$  определяется в зависимости от схемы его нагружения. Для предварительных расчетов можно использовать формулы:

– при выталкивании штока, когда рабочая жидкость подается в поршневую полость гидроцилиндра,

$$D = 2 \sqrt{\frac{F_{\text{выт}}}{\Delta p \pi \eta_{\text{мц}}}}; \quad (4.1)$$

– при втягивании штока, когда рабочая жидкость подается в штоковую полость гидроцилиндра,

$$D = 2 \sqrt{\frac{F_{\text{вм}} \Psi}{\Delta p \pi \eta_{\text{мц}}}}, \quad (4.2)$$

где  $F_{\text{выт}}$ ,  $F_{\text{вм}}$  – заданные усилия соответственно при выталкивании и втягивании штока;

$\Delta p$  – перепад давления на гидроцилиндре, принимаемый для предварительных расчетов на 10 %...20 % меньше выбранного номинального давления  $\Delta p = (0,8 \dots 0,9) p_{\text{ном}}$  (за исключением случая последовательной работы гидродвигателей);

$\eta_{\text{мц}}$  – механический КПД гидроцилиндра;

$\Psi$  – коэффициент мультипликации,

$$\Psi = \frac{S_{\text{пор}}}{S_{\text{шт}}}} = \frac{D^2}{D^2 - d^2}, \quad (4.3)$$

где  $d$  – диаметр штока;

$S_{\text{пор}}$ ,  $S_{\text{шт}}$  – площадь рабочих поверхностей поршня с поршневой и штоковой сторон гидроцилиндра соответственно.

При выборе коэффициента мультипликации принимаются его стандартные значения 1,25 или 1,6. Целесообразно принимать коэффициент мультипликации, равный 1,25, что меньше сказывается на работе гидроцилиндра.

Если гидроцилиндр совершает рабочий ход при выталкивании штока, используется формула (1.1), в противном случае (1.2).

В случае, когда рабочий ход совершается в обе стороны и заданы оба усилия  $F_{\text{выт}}$  и  $F_{\text{вм}}$ , при выборе гидроцилиндра принимается наибольшее значение диаметра, полученное по формулам (1.1) и (1.2). Принятое значение диаметра во всех случаях округляется в большую сторону, до ближайшего стандартного значения.

Максимальный расход, необходимый для обеспечения заданной скорости движения штока гидроцилиндра, будет равен:

– при выталкивании штока

$$Q = \frac{\pi D^2 v z}{4 \eta_{\text{оц}}}, \quad (4.4)$$

– при втягивании штока

$$Q = \frac{\pi D^2 v z}{4 \Psi \eta_{\text{оц}}}, \quad (4.5)$$

где  $\eta_{\text{оц}}$  – объемный КПД гидроцилиндра;

$v$  – заданная скорость штока;

$z$  – число параллельно установленных и одновременно работающих гидроцилиндров.

*Расчет гидромоторов.*

Типоразмер гидромотора по заданному крутящему моменту и частоте вращения выбирается по справочной литературе.

Требуемый рабочий объем гидромотора можно найти по формуле

$$q_m = \frac{2\pi M}{\Delta P \eta_{mm}}, \quad (4.6)$$

где  $M$  – заданный крутящий момент на валу гидромотора;

$\Delta P$  – перепад давления на гидромоторе, значение которого принимается аналогично давлению на гидроцилиндрах;

$\eta_{mm}$  – механический КПД гидромотора.

Для обеспечения заданной скорости вращения гидромотора необходим расход

$$Q_m = q_m n_m z / k_Q, \quad (4.7)$$

где  $n_m$  – частота вращения гидромотора;

$z$  – число параллельно установленных и одновременно работающих гидроцилиндров;

$k_Q$  – коэффициент расхода гидромотора.

В случае невозможности подбора гидромотора по заданным условиям работы необходимо использовать редукторы или другие промежуточные механические передачи.

*Выбор гидронасоса.*

По максимальному расходу  $Q^{\max}$  в данном контуре гидросистемы рассчитывается рабочий объем насоса. Под максимальным расходом понимается расход одновременно работающих от данного насоса гидродвигателей. Для большинства технологичных машин он будет определяться гидродвигателями, управляемыми одним золотником распределителя, если не предусмотрено в схеме иное распределение потока жидкости.

$$q_n = \frac{Q^{\max}}{n_n K_Q}, \quad (4.8)$$

где  $n_n$  – частота вращения вала насоса (как правило, совпадает с частотой вращения вала двигателя внутреннего сгорания);

$K_Q$  – коэффициент подачи насоса (объемный КПД).

Из стандартного ряда принимается гидронасос, рабочий объем которого имеет ближайшее большее значение.

Действительная подача насоса  $Q_n$ , по которой будут вестись дальнейшие расчеты, определяется по формуле

$$Q_n = q_n n_n / K_Q. \quad (4.9)$$

#### 4.2 Порядок выполнения работы

По заданным преподавателем исходным данным составляется гидросистема машины, подбираются гидроцилиндры и гидромоторы и определяется требуемый расход. После этого подбирается типоразмер гидронасоса.

В отчете приводятся результаты расчетов и техническая характеристика выбранных гидродвигателей.

### 5 Практическое занятие № 5. Расчет потерь давлений в гидросистеме

Цель работы: овладеть навыками вычисления потерь давления в гидросистеме.

#### 5.1 Теоретические сведения

*Расчет диаметров трубопроводов.*

Для расчета трубопроводов гидросистема разбивается на отдельные участки исходя из того, что по расчетному участку должен проходить одинаковый расход и участок должен иметь на всем протяжении одинаковый характер работы и одинаковый внутренний диаметр.

Минимальный внутренний диаметр определяется по формуле

$$d = \sqrt{4Q_n / (\pi[v])}, \quad (5.1)$$

где  $Q_n$  – расход жидкости на участке;

$[v]$  – допускаемая средняя скорость рабочей жидкости на участке (таблица 5.1).

Таблица 5.1 – Допускаемая средняя скорость потока жидкости

Климат	Всасывающий трубопровод	Сливной трубопровод	Напорный трубопровод при $P_{ном}$ , МПа			
			10	16	25	32
У – умеренный	1,4	2,25	4,25	5,35	6,8	8,5
ХЛ – холодный	0,85	1,4	2,7	3,5	4,25	5,35

Диаметр трубы, полученный по формуле (5.1), округляется в большую сторону до ближайшего стандартного значения. Длина трубопроводов выбирается исходя из их расположения на машине.

Расчетный расход жидкости для всасывающего и напорного участков трубопроводов определяется подачей насоса. Расчетный расход жидкости в сливной магистрали гидроцилиндров будет меньше подачи насоса в  $\psi$  раз при выталкивании штока и больше в  $\psi$  раз при его втягивании. Расчетный расход жидкости в сливной магистрали гидромотора не изменяется по сравнению с напорной магистралью.

С целью сокращения номенклатуры трубопроводов допускается увеличение их диаметра, особенно для трубопроводов малой протяженности, до диаметра ближайшей группы.

*Расчет потерь давления по длине трубопроводов.*

Гидравлические потери в трубопроводах состоят из потерь на гидравлическое трение  $\Delta P_m$  и потерь в местных сопротивлениях трубопроводов  $\Delta P_{\text{м}}$ .

*Расчет потерь давления на трение в трубопроводах.*

Величина потерь давления на трение для каждого расчетного участка определяется по формуле

$$\Delta P_m = \rho \lambda l v^2 / 2d, \quad (5.2)$$

где  $\rho$  – плотность рабочей жидкости;

$\lambda$  – коэффициент гидравлического трения;

$l, d$  – длина и диаметр трубопровода на расчетном участке;

$v$  – средняя скорость движения рабочей жидкости на расчетном участке.

При ламинарном движении ( $Re < 2300$ ) коэффициент гидравлического трения

$$\lambda = 75 / Re. \quad (5.3)$$

При турбулентном движении ( $Re > 2300$ ) для гладких труб

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}}. \quad (5.4)$$

Для шероховатых труб можно использовать формулу

$$\lambda = 0,114 \sqrt[4]{k_{\text{э}} / d + 68 / Re}, \quad (5.5)$$

где  $k_{\text{э}}$  – эквивалентная абсолютная шероховатость,  $k_{\text{э}} = 0,76\Delta$ ;

$\Delta$  – абсолютная шероховатость.

Для новых стальных труб  $\Delta = 0,05 \cdot 10^{-3}$  м; для труб, находящихся в

эксплуатации,  $\Delta = 0,1 \cdot 10^{-3}$  м.

Трубы из цветных металлов считаются гладкими.

*Расчет потерь давления в местных сопротивлениях трубопроводов.*

Потери давления рассчитываются по формуле

$$\Delta P_m = 0,5 \cdot \xi \rho \cdot v^2 \cdot n, \quad (5.6)$$

где  $\xi$  – коэффициент местного сопротивления, определяемый по справочным таблицам;

$n$  – количество однотипных сопротивлений на участке.

Вид и количество местных сопротивлений определяются в соответствии с гидросхемой и особенностями конструкции машины.

*Определение потерь давления в гидроаппаратах.*

Гидроаппараты подбираются по справочным таблицам по давлению и максимальному расходу, при которых они будут работать. В таблицах приводятся и потери давления в них –  $\Delta P_{га}$ .

*Расчет потерь давления в магистралях гидросистемы.*

При расчете потерь давления следует иметь в виду, что рассчитываются потери в магистралях только при выполнении гидродвигателями рабочих операций.

Суммарные потери давления определяются суммированием потерь на трение  $\Delta P_m$ , в местных сопротивлениях  $\Delta P_m$  и в гидроаппаратах  $\Delta P_{га}$  отдельно для напорных и сливных магистралей гидродвигателей.

## **5.2 Порядок выполнения работы**

Для заданной гидросхемы (рисунок 5.1) рассчитываются потери давления в напорных и сливных магистралях гидродвигателей. Исходные данные задаются преподавателем.

В отчете приводятся таблицы с результатами расчетов и их анализом.



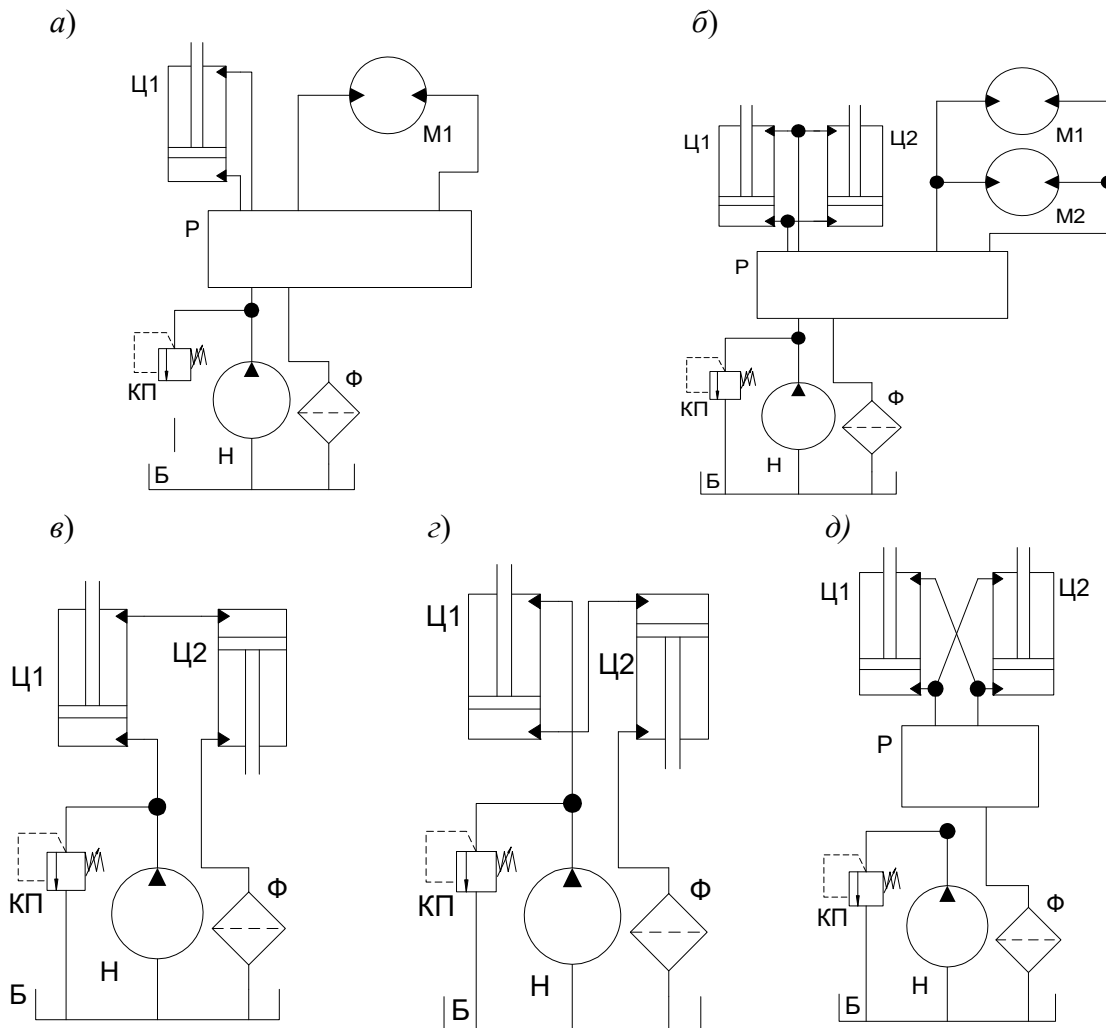


Рисунок 5.1 – Схемы для ремонта

## 6 Практическое занятие № 6. Проверочный расчет гидродвигателей, расчет мощности и КПД гидропривода

Цель работы: освоить методику проверочного расчета гидродвигателей.

### 6.1. Теоретические сведения

#### *Проверочный расчет гидродвигателей.*

Проверочный расчет проводится с целью определения усилий и скоростей, развиваемых гидродвигателями при номинальном давлении, развиваемом насосом.

Усилия, развиваемые в этом случае гидроцилиндрами, будут зависеть от направления движения их штоков.

При выталкивании штока

$$F_{\text{выт}} = \frac{\pi D^2}{4} \left( P_{\text{ном}} - \Delta P_{\text{н}} - \frac{\Delta P_{\text{с}}}{\psi} \right) \eta_{\text{мц}}, \quad (6.1)$$

где  $D$  – диаметр гидроцилиндра;

$P_{\text{ном}}$  – номинальное давление;

$\Delta P_{\text{н}}$ ,  $\Delta P_{\text{с}}$  – потери давления в напорной и сливной магистралях соответственно;

$\psi$  – коэффициент мультипликации;

$\eta_{\text{мц}}$  – механический КПД гидроцилиндра.

При втягивании штока

$$F_{\text{вт}} = \frac{\pi D^2}{4} \left( \frac{P_{\text{ном}} - \Delta P_{\text{н}}}{\psi} - \Delta P_{\text{с}} \right) \eta_{\text{мц}}. \quad (6.2)$$

Крутящий момент, развиваемый гидромотором, определяется по формуле

$$M = \frac{1}{2\pi} \cdot q_{\text{м}} (P_{\text{ном}} - \Delta P_{\text{н}} - \Delta P_{\text{с}}) \eta_{\text{мм}}, \quad (6.3)$$

где  $q_{\text{м}}$  – рабочий объем гидромотора;

$\eta_{\text{м}}$  – механический КПД гидромотора.

Скорость штока гидроцилиндра также зависит от направления его движения.

При выталкивании штока

$$v = \frac{4Q_{\text{ц}} \eta_{\text{оц}}}{\pi D^2 z}, \quad (6.4)$$

где  $Q_{\text{ц}}$  – расход, потребляемый гидроцилиндром;

$\eta_{\text{оц}}$  – объемный КПД гидроцилиндра, для новых гидроцилиндров принимается  $\eta_{\text{оц}} = 1$ ;

$z$  – число параллельно установленных и одновременно работающих гидроцилиндров.

При втягивании штока

$$v = \frac{4Q_{\text{ц}} \eta_{\text{оц}} \psi}{\pi D^2 z}. \quad (6.5)$$

Частота вращения гидромотора определяется по формуле

$$n_M = \frac{Q_M K_Q}{q_M}, \quad (6.6)$$

где  $Q_M$  – расход, потребляемый гидромотором;

$K_Q$  – коэффициент расхода гидромотора.

*Расчет мощности гидродвигателей и КПД гидросистемы.*

Мощность, потребляемая насосом,

$$N = \frac{P_{ном} Q_n}{\eta_n}, \quad (6.7)$$

где  $Q_n$  – подача насоса;

$\eta_n$  – полный КПД насоса.

Полезная мощность определяется по усилиям и скоростям одновременно работающих гидродвигателей. Для гидроцилиндров

$$N_{ц}^{пол} = Fv_z, \quad (6.8)$$

где  $F$  – усилие, развиваемое гидроцилиндром при рабочем ходе.

Для гидромоторов

$$N_M^{пол} = 2\pi M n_M. \quad (6.9)$$

Общий КПД гидросистемы

$$\eta = \frac{N_{пол}}{N}. \quad (6.10)$$

Для объемного гидропривода СДМ значения общего КПД должны удовлетворять требованию  $\eta \geq 0,6...0,8$ .

## **6.2 Порядок выполнения работы**

Для заданной гидросхемы рассчитываются силовые и скоростные параметры гидродвигателей, мощности гидромашин, а также КПД гидросистемы. Используются исходные данные практического занятия № 5.

В отчете приводятся таблицы с результатами расчетов и их анализом.

## 7 Практическое занятие № 7. Обеспечение работоспособности гидросистем мобильных машин

Цель работы: изучить основные положения, определяющие работоспособность строительных, дорожных и подъемно-транспортных машин, оборудованных гидроприводом

### 7.1 Теоретические сведения

Принципиальная гидравлическая схема определяет полный состав элементов и связей между ними и дает детальное представление о принципах работы изделия. Обозначается буквой Г и цифрой 3. Например, для автогрейдера ДЗ-122А это будет выглядеть так: ДЗ-122А 00.00.00 ГЗ.

Все элементы на схеме показываются в исходной позиции, соответствующей отсутствию давления в гидроприводе, а также механических и электрических воздействий (положение «на складе»).

Принципиальная гидравлическая схема для машины с гидроприводом является основным документом, служащим для разработки других конструктивных документов.

*Классификация схем объемного гидропривода.*

По способу циркуляции рабочей жидкости схемы бывают замкнутые и разомкнутые (рисунок 7.1).

В разомкнутой схеме рабочая жидкость подается из гидробака насосом к гидродвигателям, пройдя которые, снова возвращается в бак.

В замкнутой схеме жидкость циркулирует в контуре насос-гидродвигатель.

В замкнутой схеме для компенсации утечек рабочей жидкости в насосе и гидродвигателе устанавливаются подпитывающий насос и система клапанов, обеспечивающие, кроме подпитки, частичное охлаждение и фильтрацию рабочей жидкости (рисунок 7.6). Такие схемы, как правило, используются для привода хода машины.

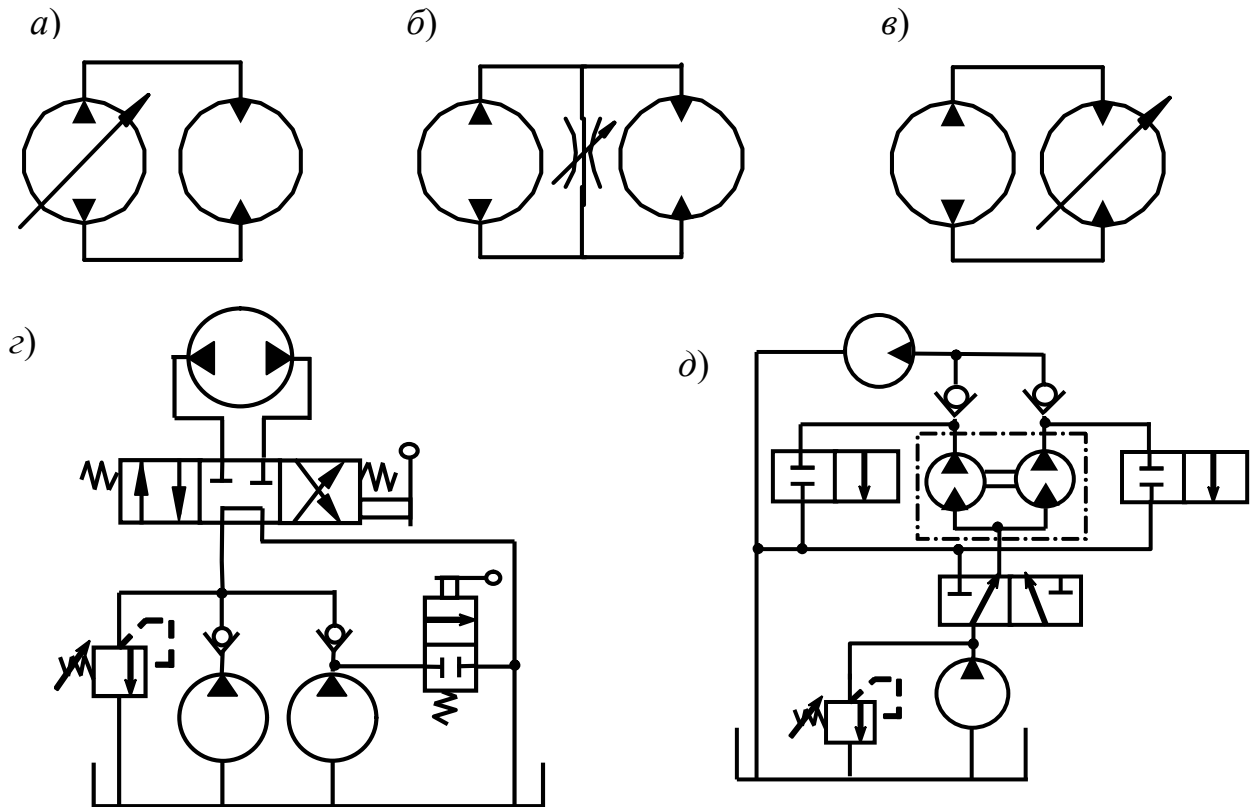
По числу независимо циркулирующих потоков рабочей жидкости схемы можно делить на однопоточные и многопоточные (двухпоточные, трехпоточные и т. д.).

Многопоточные системы обеспечивают совместную работу нескольких гидродвигателей независимо от нагрузок, действующих на них.

*Регулирование скорости гидродвигателя.*

По способу регулирования скорости гидродвигателя схемы обычно бывают с объемным (машинным) и дроссельным, а также ступенчатым и бесступенчатым регулированием.

Объемное регулирование скорости гидродвигателя осуществляется за счет изменения рабочего объема насоса или гидромотора (см. рисунок 7.1). Гидропривод с регулируемым насосом применяется чаще, т. к. использование регулируемых гидромоторов бывает затруднено, ибо они часто располагаются в труднодоступных местах, непосредственно у рабочих органов.



*а* – замкнутая с объемным регулированием насосом; *б* – замкнутая с дроссельным регулированием; *в* – замкнутая с объемным регулированием мотором; *г* – разомкнутая со ступенчатым регулированием насосами; *д* – разомкнутая со ступенчатым регулированием делителем потока

Рисунок 7.1 – Гидросхемы с регулированием скорости гидродвигателей

Дроссельное регулирование скорости применяется в схемах с нерегулируемыми насосами и гидродвигателями и осуществляется за счет изменения проходных сечений дросселей или неполного включения золотников распределителей.

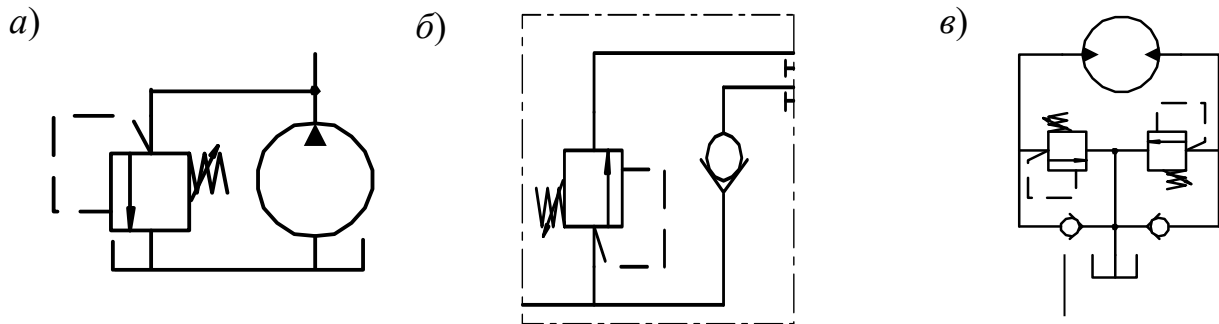
Ступенчатое регулирование осуществляется путем последовательного включения или выключения нерегулируемых насосов либо отвода части потока на слив за счет включения и выключения гидроаппаратов (например, делителей потока, регуляторов расхода).

*Типовые решения, обеспечивающие заданные свойства гидропривода.*

*Предохранение от перегрузки.*

Для защиты от перегрузок используются предохранительные клапаны, которые могут быть прямого (рисунки 7.1 и 7.2) и непрямого действия (например, рисунок 7.7).

По месту установки различают первичные и вторичные клапаны (см. рисунок 7.2). Первичные ограничивают давление, развиваемое насосом, и устанавливаются после насоса или непосредственно в распределителе, а вторичные защищают гидродвигатели от реактивных и инерционных давлений при закрытых отводах в распределителе (нейтральной позиции золотника).



*a* – первичного на выходе из насоса; *б* – первичного в напорной секции распределителя; *в* – вторичных совместно с подпитывающими

Рисунок 7.2 – Варианты установки предохранительных клапанов

#### *Разгрузка насоса.*

Для разгрузки насоса от давлений при неработающих гидродвигателях используются чаще всего два способа – проточная разгрузка (см. рисунок 7.1) и клапанная разгрузка (см. рисунок 7.7).

#### *Фиксация гидродвигателей.*

Для предотвращения самопроизвольного движения гидродвигателя, находящегося под нагрузкой, устанавливают односторонние или двусторонние гидрозамки (рисунки 7.3 и 7.7). Для плавного опускания рабочего органа при попутной нагрузке замки необходимо устанавливать совместно с дросселями.

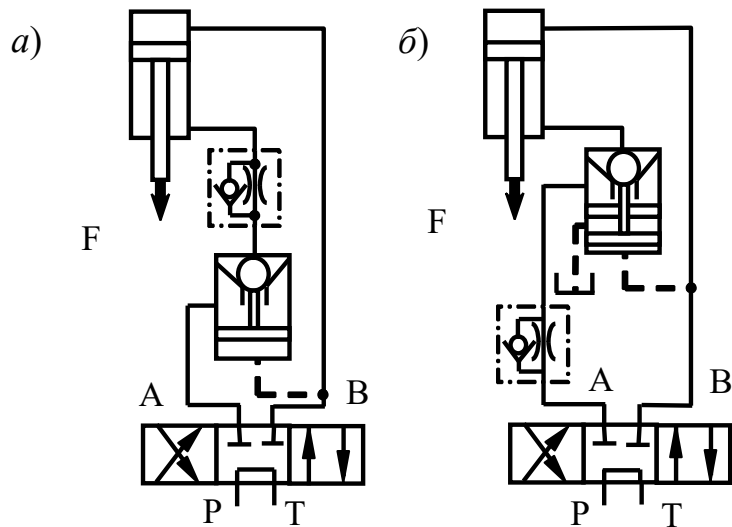
Односторонние гидрозамки неразгруженного типа нельзя устанавливать между цилиндром и дросселем с обратным клапаном, т. к. давление подпора от дросселя будет воздействовать на поршень замка, что приведет к неравномерной скорости движения штока при попутной нагрузке, даже при наличии дросселя.

Гидрозамки разгруженного типа не имеют этого недостатка и могут встраиваться в цилиндр при наличии дросселя.

#### *Обеспечение постоянной скорости гидродвигателей.*

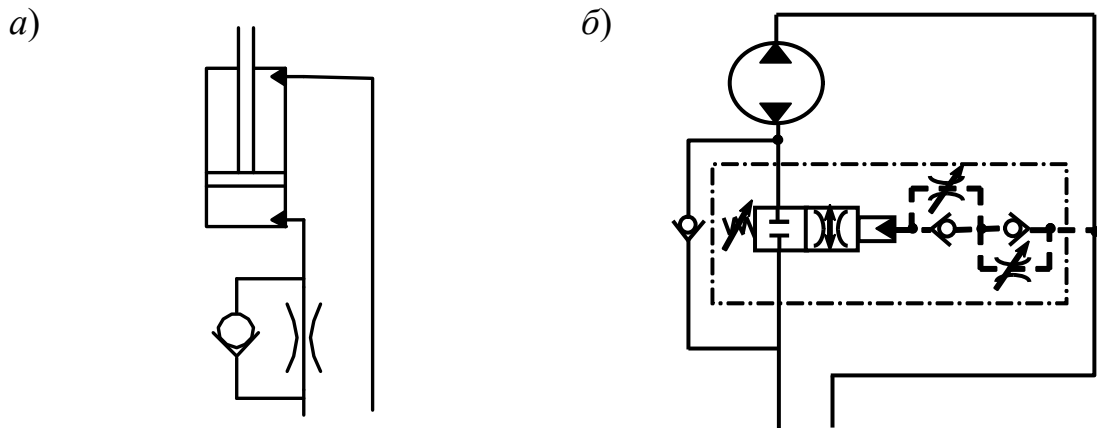
Для исключения быстрого опускания рабочего органа при попутной нагрузке и исключения возникающей при этом в напорной гидролинии кавитации обычно устанавливают замедлительные клапаны, состоящие из дросселя с обратным клапаном, гидрозамки или тормозные клапаны (рисунки 7.3 и 7.4).

Обратные клапаны, установленные совместно с вторичными предохранительными клапанами (рисунок 7.2, *в*), хотя и исключают кавитацию, но не замедляют частоту вращения гидромотора при попутной нагрузке.



*a* – неразгруженного типа; *б* – разгруженного типа

Рисунок 7.3 – Установка гидрозамков



*a* – замедлительный клапан; *б* – тормозной клапан

Рисунок 7.4 – Установка клапанов

#### *Обеспечение совместной работы двух гидродвигателей.*

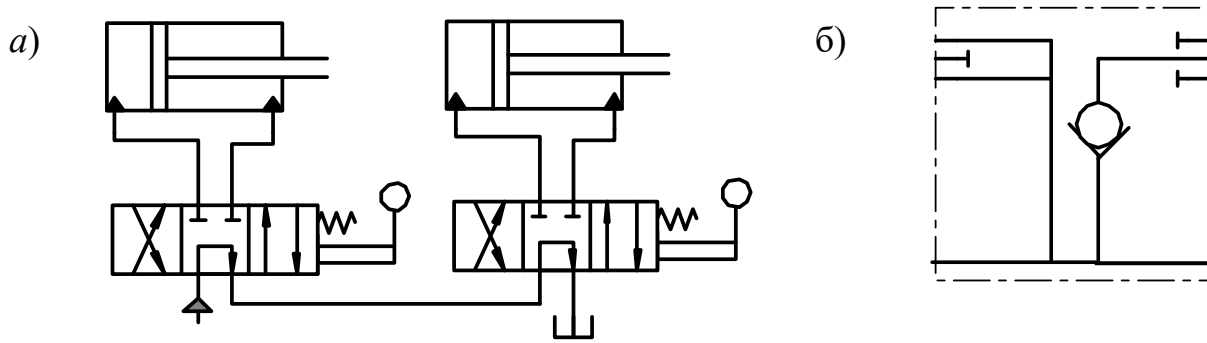
Обеспечить совместную работу двух гидродвигателей при однопоточной схеме можно за счет использования последовательной схемы включения гидродвигателей (рисунок 7.5) (при секционных распределителях это обеспечивается установкой соответствующей промежуточной секции), делителей и регуляторов расхода.

При этом необходимо иметь в виду, что при последовательной схеме соединения гидродвигателей насос должен развивать давление, равное сумме перепадов давлений на гидродвигателях (с учетом потерь давления в гидрелиниях).

#### *Очистка рабочей жидкости.*

Для очистки рабочей жидкости применяются фильтры, устанавливаемые в разомкнутых контурах обычно на сливе, а в замкнутых – в линиях под-

питки (рисунки 7.6 и 7.7).



*а* – двумя последовательно установленными распределителями; *б* – промежуточной секцией распределителя

Рисунок 7.5 – Последовательное включение цилиндров

*Примеры гидравлических схем.*

На рисунке 7.6 представлена типовая принципиальная схема гидрообъемной трансмиссии катка, выполненная по замкнутой схеме, на рисунке 7.7 – бульдозера, выполненная по разомкнутой схеме.

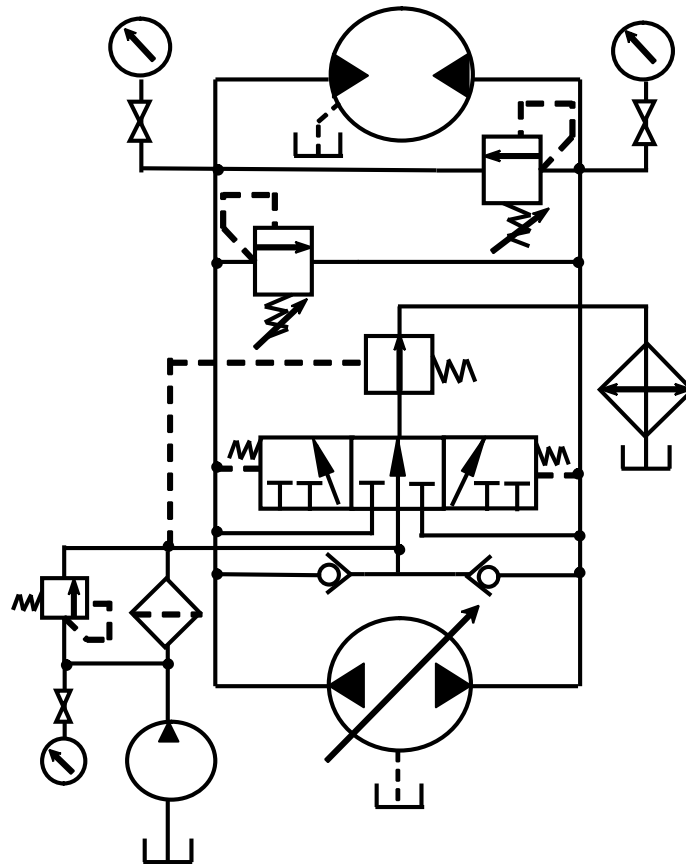


Рисунок 7.6 – Схема гидрообъемной трансмиссии катка



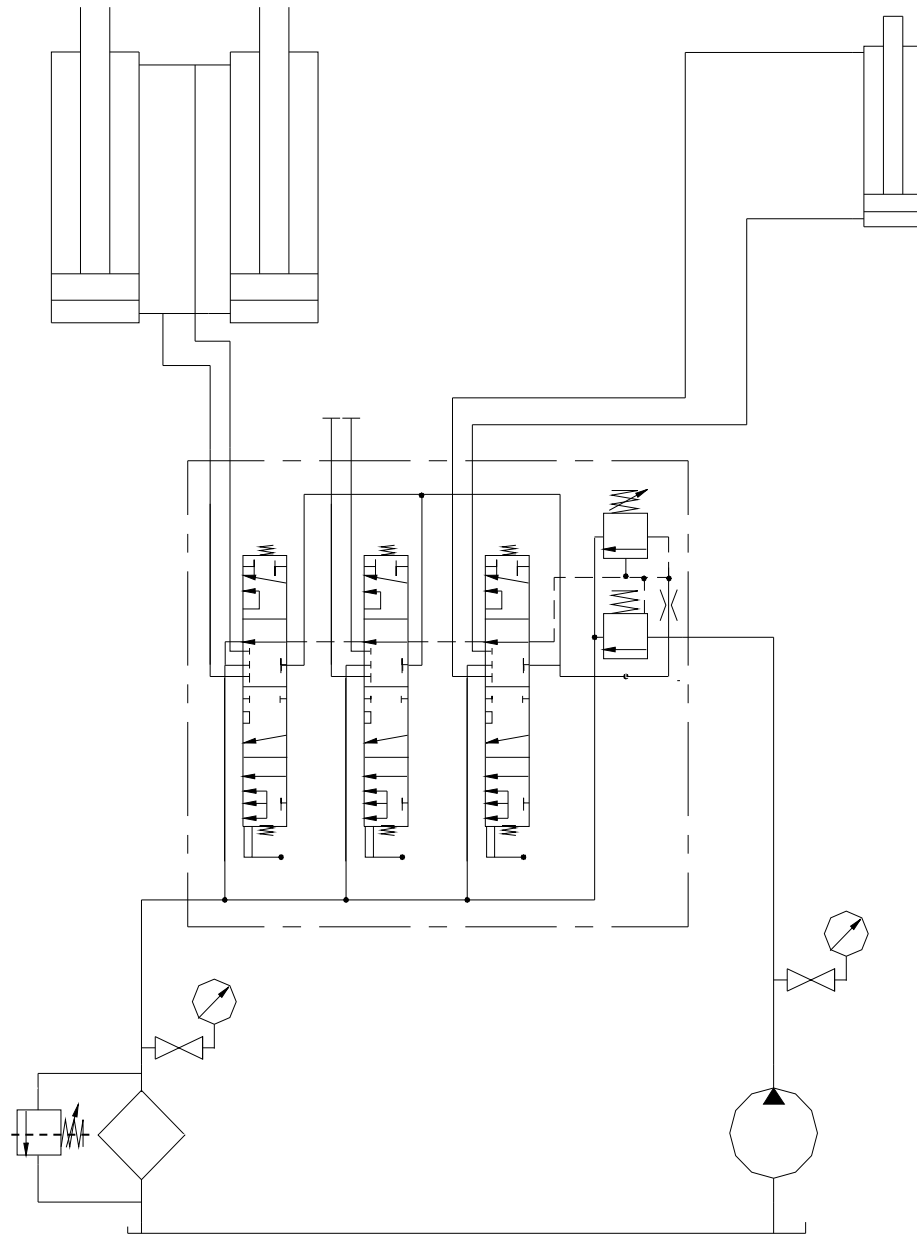


Рисунок 7.7 – Гидросистема бульдозера Б-10М

## 7.2 Порядок выполнения работы

По заданию преподавателя разрабатывается принципиальная гидравлическая схема с заданными свойствами для конкретной машины.

В отчете приводится принципиальная гидравлическая схема машины, разработанная студентом самостоятельно в соответствии с заданием, и дается ее описание.

## 8 Практическое занятие № 8. Изучение типовых гидросистем мобильных машин

Цель работы: приобрести знания и навыки составления гидравлических схем строительных, дорожных и подъемно-транспортных машин.

### 8.1 Общие сведения

Гидравлические системы мобильных строительных и дорожных машин разрабатываются на основании анализа рабочих операций, выполняемых машиной, ее конструктивного исполнения, условий работы с учетом требований, предъявляемых к гидравлическому приводу.

Поэтому гидравлическая система каждого типа машины имеет свои особенности. Гидросистемы мобильных строительных и дорожных машин периодически совершенствуются заводами-изготовителями.

*Гидросистема фронтального погрузчика.* Гидросистема показана на рисунке 8.1 и состоит из гидропривода рабочего оборудования и гидропривода рулевого управления, имеющих общий бак.

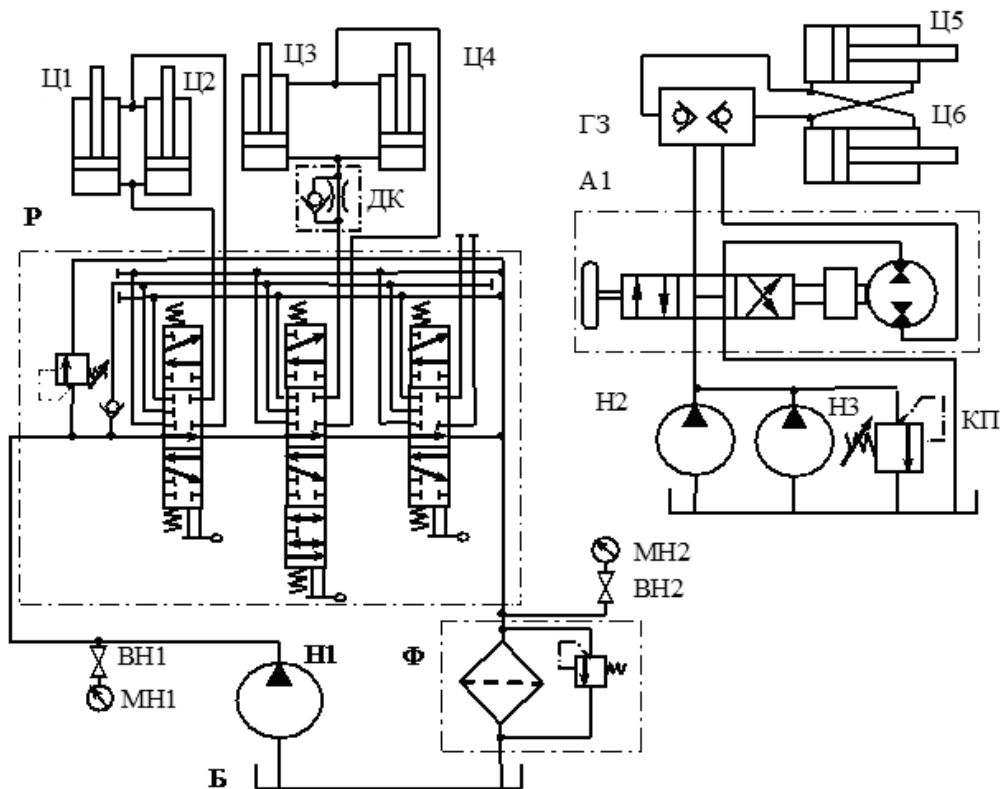


Рисунок 8.1 – Гидросистема фронтального погрузчика

Распределитель Р секционный, причем золотник управления цилиндрами Ц3 и Ц4 подъема стрелы четырехпозиционный (с плавающей позицией), а остальные золотники – трехпозиционные.

Для предотвращения резкого опускания ковша под действием груза и кавитации жидкости, на выходе из поршневых полостей гидроцилиндров стрелы установлен замедлительный клапан.

Гидросистема рулевого управления включает два насоса. Основной шестеренный насос НЗ установлен на редукторе отбора мощности, а аварийный аксиально поршневой насос Н2 – на выходном валу коробки передач.

Гидравлический руль А1 состоит из задающего, распределительного и согласующего устройств.

Задающее устройство выполнено в виде рулевого колеса и связанного с ним вала. Распределительное устройство содержит червяк–золотник, а согласующее устройство состоит из аксиально-поршневого мотор–насоса и дифференциального редуктора.

#### *Гидросистема автогрейдера.*

Гидросистема автогрейдера (рисунок 8.2) состоит из двух контуров: управления рабочими органами и рулевого управления.

Рулевой механизм состоит из рулевой колонки, распределителя и насоса-дозатора. В рулевом механизме автогрейдера установлены вторичные предохранительные клапаны вкуче с подпитывающими, т. к. в рабочем режиме могут возникать значительные реактивные давления в гидроцилиндрах Ц1 и Ц2 поворота автогрейдера.

В гидросистеме управления рабочими органами между насосом и распределителем установлены гидроусилители муфты сцепления УС1 и тормоза УС2. На гидроцилиндрах Ц4, Ц5, Ц9, Ц10 и Ц11 установлены гидрозамки двустороннего действия. Гидрозамки цилиндров Ц9, Ц10 и Ц11 обведены температурными клапанами КП1, КП2 и КП3, исключающими утечки жидкости через уплотнения цилиндров при повышении ее температуры.

#### *Гидросистема скрепера.*

В зависимости от модификации скрепера его гидросистема может содержать разное количество насосов, обычно четыре (рисунок 8.3). При этом два насоса всегда работают на рабочее оборудование, один – на рулевое управление, а один – на рулевое управление в транспортном режиме и на рабочее оборудование – в рабочем. Это обеспечивается за счет специального переключающего устройства ПН.

Отличительной особенностью гидросистемы скрепера типа МоА3 является сокращенное количество трубопроводов, идущих к цилиндрам рабочего оборудования. Это достигается за счет их объединения.

Каналы в распределителе Р выполнены по индивидуальной схеме, поэтому возможно включение только одной пары гидроцилиндров. На трубопроводе, выходящем из штоковых полостей гидроцилиндров Ц3 и Ц4 установлен гидрозамок ГЗ.

В рулевом управлении используется гидроусилитель с механической обратной связью. При повороте ковша на предельный угол (до 90°) необходимо изменять направление подачи жидкости в гидроцилиндры Ц1 и Ц2 поворота на противоположное. Это осуществляется автоматически золотниковой коробкой КЗ.

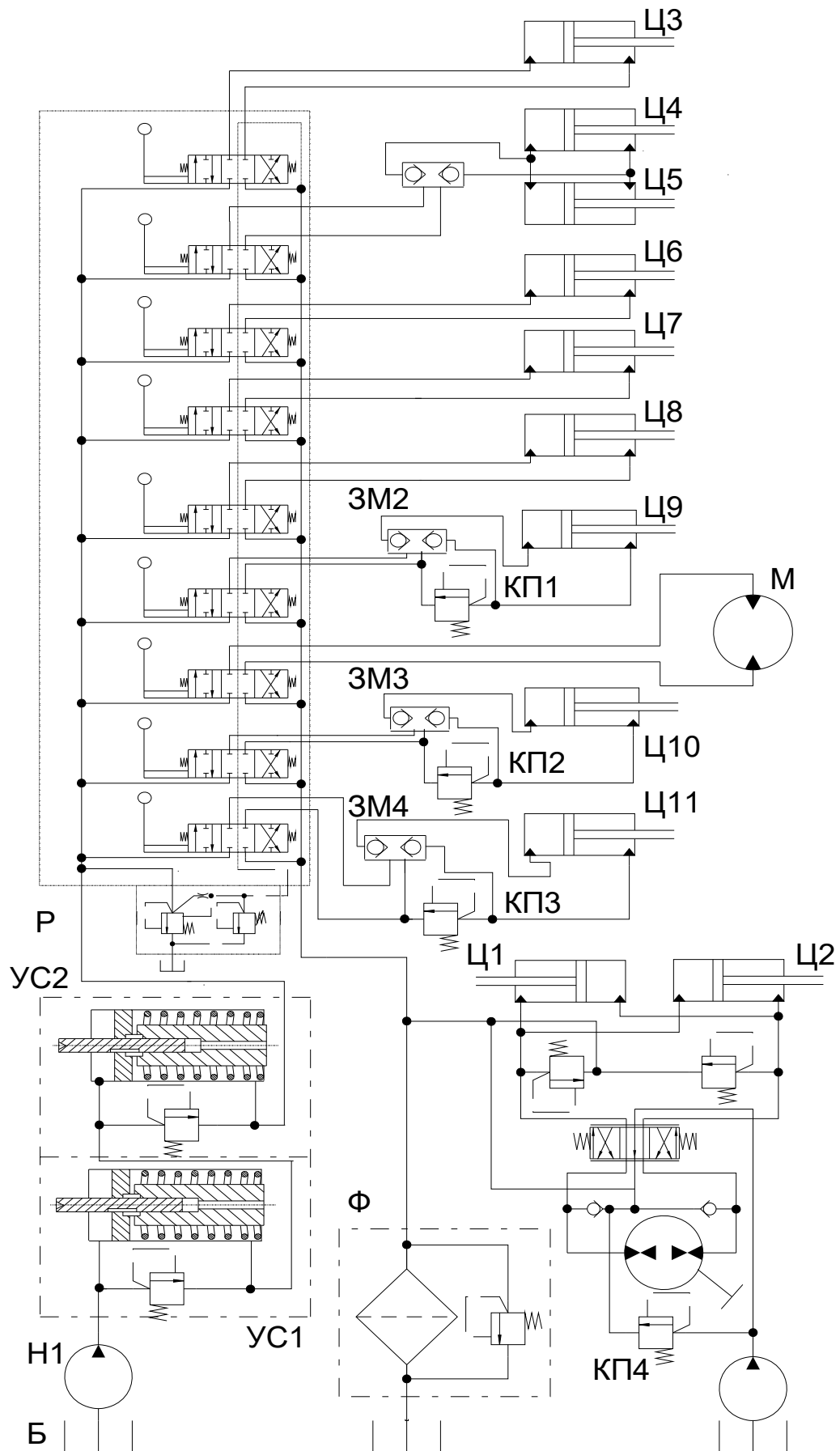


Рисунок 8.2 – Гидросистема автогрейдера

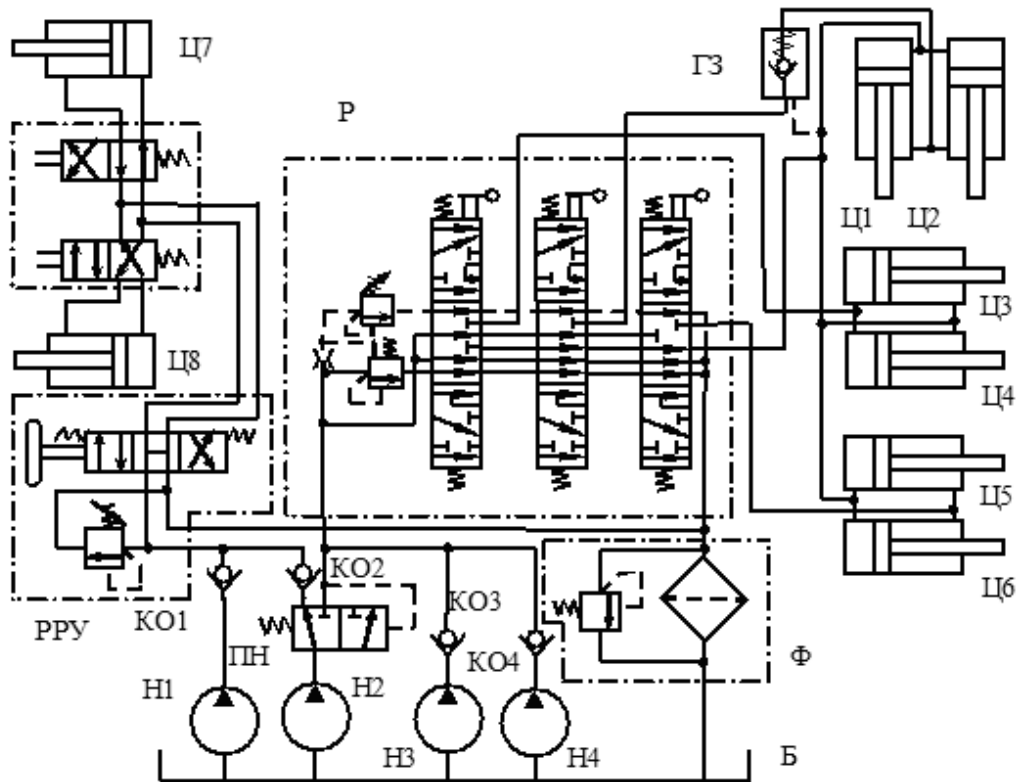


Рисунок 8.3 – Гидросистема скрепера

### *Гидросистема бульдозера.*

Такая гидросистема (см. рисунок 7.7) содержит базовое оборудование трактора – бак, насос, распределитель и фильтр. Распределитель Р-150 моноблочный с предохранительным клапаном непрямого действия.

В зависимости от модификации бульдозера к распределителю подсоединяется необходимое количество гидроцилиндров.

## **8.2 Порядок выполнения работы**

В отчете приводится одна из принципиальных гидравлических схем машины и дается ее описание.

## 9 Практическое занятие № 9. Тепловой расчет гидропривода

Цель работы: освоить методику теплового расчета гидропривода строительных, дорожных и подъемно-транспортных машин.

### 9.1 Теоретические сведения

*Расчет требуемой поверхности теплоотдачи.*

Потери мощности, переходящей в тепло, зависят от режима работы гидропривода дорожной машины. Коэффициенты, характеризующие режим работы гидропривода, приведены в таблице 9.1.

Потери мощности, переходящие в тепло, определяются по формуле

$$G = (N - N_{пол}) \cdot k_n \cdot k_d, \quad (9.1)$$

где  $G$  – тепловой поток, выделяемый гидроприводом;

$k_n, k_d$  – коэффициенты, характеризующие режим работы гидропривода;

$N, N_{пол}$  – полная и полезная мощности гидропривода.

Таблица 9.1 – Показатели режимов работы гидропривода

Режим работы	Коэффициент использования номинального давления $k_d$	Коэффициент продолжительности работы под нагрузкой $k_n$	Тип машины
Легкий	До 0,4	0,1...0,3	Снегоочистители, трубоукладчики, автогрейдеры легкие, рыхлители
Средний	0,4...0,7	0,2...0,4	Бульдозеры легкие, скреперы прицепные, автогрейдеры тяжелые, грейдер-элеваторы
Тяжелый	0,7...0,9	0,3...0,6	Бульдозеры тяжелые, автоскреперы, погрузчики
Весьма тяжелый	0,9...1,2	0,4...0,8	Экскаваторы одноковшовые, катки и др. машины с гидроприводом непрерывного действия

Расчетный температурный перепад

$$\Delta T = T_{дон}^{жс} - T_{max}^в, \quad (9.2)$$

где  $T_{дон}^{жс}$  – максимальная допустимая температура рабочей жидкости, зависящая от типа рабочей жидкости и типа насоса;

$T_{max}^в$  – максимальная температура окружающего воздуха. Для умеренного

климата  $T_{\max}^6 = 40^\circ$ .

Необходимая площадь поверхности теплообмена  $S_{mp}$

$$S_{mp} = \frac{G}{k\Delta T}, \quad (9.3)$$

где  $k$  – коэффициент теплопередачи.

Для гидроприводов СДМ коэффициент теплопередачи не превышает значения  $k = 15$  Вт/(м<sup>2</sup>·град).

*Расчет бака.*

Объем масла в баке определяется по эмпирической зависимости:

$$V_m = (0,3 \dots 1)V_n^1, \quad (9.4)$$

где  $V_n^1$  – минутная подача насоса.

При выборе вместимости бака следует иметь в виду, что масло должно заполнять бак только на 0,8...0,85 его высоты.

Площадь охлаждения бака

$$S_{\bar{o}} = a \sqrt[3]{V_{\bar{o}}^2}, \quad (9.5)$$

где  $V_{\bar{o}}$  – вместимость бака;

$a$  – коэффициент, зависящий от формы бака.

Для баков цилиндрической формы  $a = 5,5$ , для кубических  $a = 6$ , для баков в виде параллелепипеда  $a = 6,6$ .

*Расчет теплоотдающей поверхности.*

Теплоотдающая поверхность гидросистемы, кроме бака, включает в себя трубопроводы, гидроаппараты и гидродвигатели. Для трубопроводов, гидроцилиндров и других цилиндрических гидроаппаратов теплоотдающую поверхность можно определить по формуле

$$S_{mp} = \pi D_n \cdot l, \quad (9.6)$$

где  $D_n$  – наружный диаметр трубопровода или гидроцилиндра;

$l$  – длина трубопровода.

Для остальных гидроаппаратов теплоотдающую поверхность можно оценить ориентировочно по формуле

$$S_{an} = 2(hb + hl + bl) \cdot k_{\phi}, \quad (9.7)$$

где  $b, l, h$  – габариты гидроаппарата;

$k_{\phi}$  – коэффициент, учитывающий форму и степень оребрения гидроаппарата или гидродвигателя.

Окончательно теплоотдающая поверхность определяется как

$$S = S_{\bar{o}} + S_{mp} + S_{an}. \quad (9.8)$$

При этом не суммируется поверхность вспомогательного гидрооборудования или гидрооборудования, редко работающего.

Если условие  $S > S_{mp}$  не выполняется, необходимо принять специальные меры для охлаждения рабочей жидкости. Чаще всего устанавливаются масляные радиаторы (теплообменники).

## **9.2 Порядок выполнения работы**

Для теплового расчета используются исходные данные практических занятий № 6.

В отчете приводятся результаты расчета и их анализ.

# **10 Практическое занятие № 10. Гидроприводы с пропорциональным управлением**

## **10.1 Теоретические сведения**

Для управления гидродвигателями спецтехники на мобильных машинах используются гидрораспределители (ГР) с дискретным включением (включено-выключено) и дросселирующие гидрораспределители (ДГР). Выполняя те же функции остановки и реверса гидродвигателей (ДГР дополнительно с функцией регулирования скорости), эти аппараты имеют кардинальные различия.

Первые отличаются простотой конструкции и низкой стоимостью, способны работать при повышенной степени загрязненности рабочей жидкости, однако для регулирования скорости необходима дополнительная установка дросселей или регуляторов расхода. Вторые отличаются высокими точностными и динамическими характеристиками, однако они значительно сложнее, требуют высокой степени качества очистки рабочей жидкости, что многократно увеличивает их стоимость.

Пропорциональное управление ДГР базируется на простых процессах. Золотник имеет высокоточные прорези на рабочих кромках, как это показано на рисунке 10.1. Фактически они играют роль дросселей, поэтому такие золотники называются дросселирующими.

При постепенном движении дросселирующего золотника пропорционально меняется площадь рабочих окон между его прорезями и расточками в корпусе, что позволяет управлять расходом.

Управление золотниками в гидрораспределителях осуществляется следующими способами:

- механическим рычагом, в том числе тросиком дистанционного управления;
- гидравлическим пропорциональным джойстиком (блоки гидравлического дистанционного управления);
- электрогидравлическими системами.



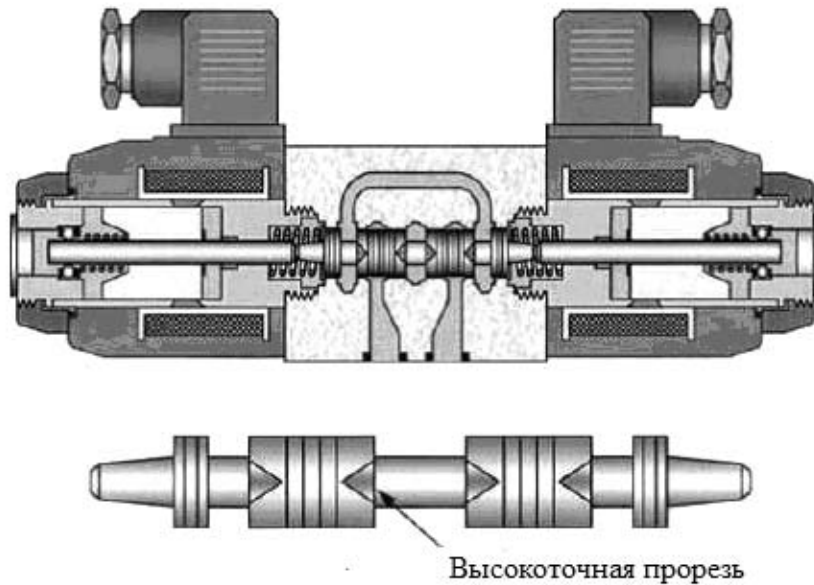
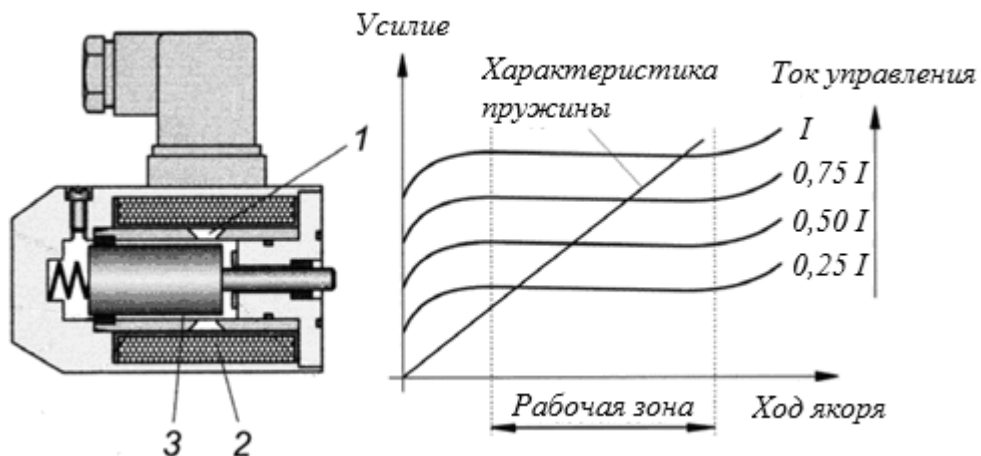


Рисунок 10.1 – ДГР и его золотник с высокоточными прорезями

Основой конструкторского решения, позволяющего объединить преимущества ГР и ДГР, явилось изобретение пропорционального электромагнита. В этом устройстве (рисунок 10.2), в отличие от дискретных электромагнитов постоянного тока, предусмотрена конусная вставка *1* из немагнитного материала, изменяющая форму линий магнитного поля. В результате управляющий ток в катушке *2* создает электромагнитное поле, вызывающее продольное смещение ферромагнитного якоря *3* с силой, пропорциональной силе тока. Якорь взаимодействует с подпружиненным золотником распределителя (конусом предохранительного клапана, втулкой дросселя и т. д.), осевое смещение которых и будет пропорционально току управления.



*1* – вставка конусная немагнитная; *2* – катушка; *3* – якорь

Рисунок 10.2 – Принцип действия пропорционального электромагнита

Установка пропорционального электромагнита на обычный ГР дает возможность «приоткрывания» золотника, т. е. регулирования скорости движения гидродвигателя (аналогично блокам гидравлического дистанционного управления).

Практика показывает, что такое регулирование имеет низкое качество. Причины – недостаточная точность позиционирования, нестабильность расходной характеристики распределителя из-за неточности осевого расположения рабочих кромок золотника, зависимость расхода от перепада давлений и т. д. Вся последующая история пропорциональной электрогидравлики направлена на борьбу с этими недостатками путем дальнейшего усовершенствования пропорциональных электромагнитов и управляющей электроники, установки дополнительных датчиков обратной связи (ДОС), повышения точности изготовления золотниковой пары, использования ДГР в первом каскаде усиления, введения компенсаторов перепада давлений на рабочих кромках. Пределом целесообразности таких усложнений является сохранение конкурентоспособности по сравнению с ДГР.

Аппараты с пропорциональным электроуправлением применяются в основном для дистанционного управления гидроприводом, возможно также их использование в качестве звеньев замкнутых систем автоматического регулирования. В комплект поставки обычно входит встроенный или расположенный отдельно электронный блок, обеспечивающий согласование с ДОС, стабильность тока управления в обмотке магнита независимо от ее нагрева и колебаний напряжения в сети, пропорциональную зависимость тока управления от входного сигнала, возможность линейного нарастания тока управления за время 0,1...5 с при ступенчатом входном сигнале и др.

Сращивание гидроприводов с электронными системами управления, применение «интеллектуальных» гидрокомпонентов со встроенной электроникой и специальных коммутационных средств позволяют успешно сочетать исключительные силовые и динамические качества гидравлики с быстро развивающимися возможностями микроэлектроники и комплексных систем управления. В электрогидравлических приводах растёт использование цифровых электронных устройств, обеспечивающих быструю обработку данных, простое программирование, повышенную надежность, числовое задание настроек и возможность длительного сохранения информации.

Большое значение, особенно в мобильной технике, приобретает существенное уменьшение количества и упрощение трассировки гидролиний. Если при ручном управлении в кабине располагались рукоятки всех гидрораспределителей, соединенных с гидродвигателями (цилиндрами и моторами) многочисленными трубопроводами, то в пропорциональной версии управляющая гидроаппаратура размещена в удобном месте вблизи от соответствующих гидродвигателей, а связь с пультом оператора реализуется электрическими шинами, даже без дополнительных гидролиний управления, как это имеет место у блоков гидравлического дистанционного управления.

Поскольку расход рабочей жидкости через пропорциональный распределитель зависит от проходного сечения дросселирующих кромок золотника и

перепада давлений  $\Delta p$  на этих кромках, распределители могут комплектоваться модульными приставками (компенсаторами), поддерживающими постоянство  $\Delta p$ . Типовая схема компенсатора показана на рисунке 10.3.

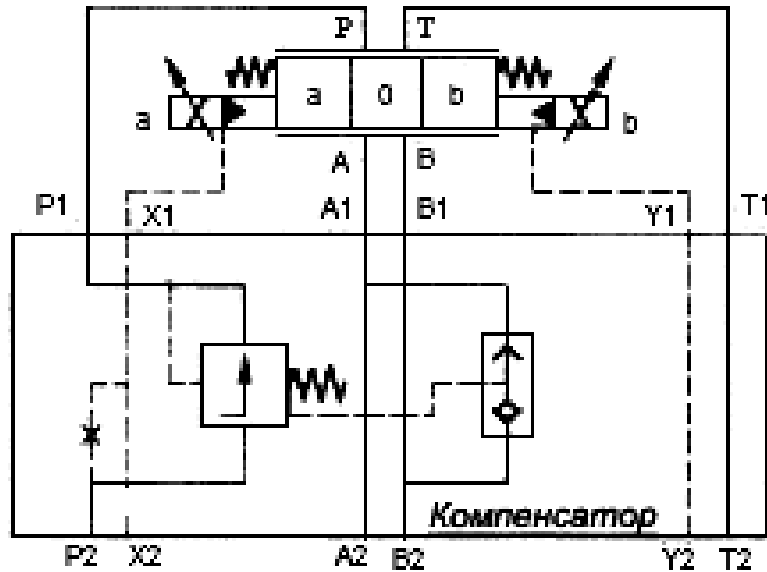


Рисунок 10.3 – Типовая схема компенсатора

Для повышения безопасности в ряде случаев применяют аппараты, в которых пружина в случае отказа устанавливает золотник в крайнюю позицию, обеспечивающую блокировку всех гидролиний.

Якорь пропорционального электромагнита может непосредственно воздействовать на запорно-регулирующий элемент гидроаппарата. Такое решение используется во многих конструкциях предохранительных клапанов, регуляторов расхода. В последние годы появились комбинированные аппараты, обеспечивающие высокоточное пропорциональное регулирование давления и расхода рабочей жидкости.

Большое влияние развитие техники пропорционального управления оказывает и на современные регулируемые насосы. В таких насосах регулирование рабочего объема реализуется с помощью встроенного пропорционального распределителя с датчиком обратной связи по положению.

Широко используются ведущими фирмами в гидроприводах мобильных машин насосы с энергосберегающими регуляторами. При остановке технологических операций центральный контроллер подает команду на электронный блок двигателя и насосы. В результате снижаются обороты коленвала до частоты холостого хода и устанавливаются подачи насосов, близкие к нулевым. Возобновление технологической операции сопровождается увеличением частоты вращения коленвала и установкой насоса в рабочее положение; при этом давление на выходе из насоса стабилизируется на уровне действующего сопротивления нагрузки и внутренних сопротивлений в трубопроводах.

В современных гидроприводах техника пропорционального управления широко применяется и для решения простейших задач, например, плавного изменения законов разгона и торможения гидродвигателей и т. д.

### ***10.2. Порядок выполнения работы***

Изучаются и анализируются сведения о гидроприводах с пропорциональным управлением.

## **Список литературы**

- 1 **Лепешкин, А. В.** Гидравлика и гидропневмопривод. Гидравлические машины и гидропривод / А. В. Лепешкин. – Москва : ИНФРА-М, 2017. – 446 с.
- 2 Гидравлика и гидропневмопривод. Задачник: учебное пособие для вузов / Под ред. Ю. А. Беленкова. – Москва : Экзамен, 2009. – 286 с.
- 3 **Берестов, Е. И.** Гидропривод строительных и дорожных машин / Е. И. Берестов. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2007. – 214 с.
- 4 **Никитин, О. Ф.** Гидравлика и гидропневмопривод: учебное пособие для вузов / О. Ф. Никитин. – Москва: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2010. – 414 с.

## Приложение А (справочное)

Таблица А.1 – Номинальный ряд значений условного прохода трубопровода

Условный проход трубопровода, $d_y$ , мм						
1	2	3	4	5	6	7
2,5	12	50	160	450	4200	2600
3	15	63	175	500	1400	2800
4	16	65	200	600	1600	3000
5	20	80	250	700	1800	3200
6	25	100	300	800	2000	3400
8	32	125	350	900	2200	3600
10	40	150	400	1000	2400	3800
						4000

Таблица А.2 – Значения диаметров трубопроводов

Условный проход, $d_y$ , мм	Номинальное давление в гидросистеме $P_{ном}$ , МПа							
	до 6,3		до 10		до 20		до 32	
	$d_n$ , мм	$d_{вн}$ , мм	$d_n$ , мм	$d_{вн}$ , мм	$d_n$ , мм	$d_{вн}$ , мм	$d_n$ , мм	$d_{вн}$ , мм
6	8	6	10	6	14	7	14	7
8	10	8	14	8	18	9	18	9
10	12	10	18	12	22	12	22	12
12	14	12	20	13	25	15	25	15
16	18	15	22	15	28	16	28	16
20	22	19	28	21	34	22	34	22
25	28	24	34	26	42	28	42	26
32	38	33	42	34	50	36	50	34
40	45	39	50	42	60	44	60	40
50	57	50	60	50	76	56	76	52
63	68	60	76	64	89	67	89	61
80	89	79	102	86	114	86	114	78
100	108	98	114	98	140	108	140	96