

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
Филиал федерального государственного автономного образовательного  
учреждения высшего образования  
«ЮЖНО-УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ  
(национальный исследовательский университет)»  
в г. Миассе  
Факультет «Машиностроительный»  
Кафедра «Технология производства машин»

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ  
Заведующий кафедрой, к.т.н.  
\_\_\_\_\_ А.В. Плаксин  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2017 г.

ЗОЛОТНИКОВЫЙ ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ПРИВОД РУЛЕВОЙ МАШИНЫ С  
ИСТОЧНИКОМ ПИТАНИЯ ВЫТЕСНИТЕЛЬНОГО ТИПА

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА  
ЮУрГУ – \_\_\_\_\_ 15.03.02.2017.370.00.00 \_\_\_\_\_ ПЗ ВКР

Консультант, должность  
\_\_\_\_\_  
Старший преподаватель \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_ / Е.С. Шапранова /  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2017 г.

Консультант, должность  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_/ \_\_\_\_\_ /  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2017 г.

Консультант, должность  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_/ \_\_\_\_\_ /  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2017 г.

Руководитель, должность  
к.ф-м.н., доцент кафедры ТПМ \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_ / А.И. Новиков /  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2017 г.

Автор  
студент группы \_\_\_\_\_ 515 \_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_/ А.А. Маковкина /  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2017 г.

Нормоконтролер, должность  
к.т.н., доцент кафедры ТПМ \_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_/ В.Г. Зезин /  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2017 г.

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
ФИЛИАЛ ФЕДЕРАЛЬНОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО АВТОНОМНОГО  
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО УЧРЕЖДЕНИЯ  
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«ЮЖНО – УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ  
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)»  
в г. Миассе

Факультет «Машиностроительный»  
Кафедра «Технология производства машин»  
Направление Технологические машины и оборудование (151000)

УТВЕРЖДАЮ  
Заведующий кафедрой  
\_\_\_\_\_ А.В. Плаксин  
\_\_\_\_\_ 2017 г.

ЗАДАНИЕ

на выпускную квалификационную работу студента  
Маковкиной Александры Александровны

\_\_\_\_\_ (Ф. И.О. полностью)

Группа 515

1. Тема работы

Золотниковый гидравлический привод рулевой машины с источником  
питания вытеснительного типа

\_\_\_\_\_ (название)

утверждена приказом по университету от 28.04.2017 2017г. № 835

2. Срок сдачи студентом законченной работы 21 июня 2017 г.

3. Исходные данные к работе

1. Давление в источнике питания:

\_\_\_\_\_ в начале работы - 37 МПа (370 кгс/см<sup>2</sup>),

\_\_\_\_\_ в конце работы - 6 МПа (60 кгс/см<sup>2</sup>), рабочее тело – воздух.

2. Давление рабочей жидкости на входе в рулевую машину – 6 МПа (60 кгс/см<sup>2</sup>).  
Давление на сливе рулевой машины – атмосферное.

3. Нагрузка на шток рулевой машины – 100 Н (10 кгс).

4. Тип рулевой машины – золотниковая. Количество рулевых машин – 2. Ход  
штока РМ от упора до упора 50 мм, Частота перемещения от упора до упора - 2



5. Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей, плакатов в листах формата А1)

1. Схема гидравлическая принципиальная – 1 л.
2. Сборочный чертеж клапана пускового –1 л.
3. Чертеж бака с рабочей жидкостью –1 л.
4. Чертеж источника питания вытеснительного типа –1 л.
5. Сборочный чертеж гидрораспределителя машины рулевой –1 л.
6. Сборочный чертеж гидроцилиндра машины рулевой –1л.

---

---

---

---

---

Всего 6 листов

6. Консультанты по работе, с указанием относящихся к ним разделов работы

Раздел	Консультант	Подпись, дата	
		Задание выдал (консультант)	Задание принял (студент)
БЖД	Шапранова Е.С.		

7. Дата выдачи задания 13.02.2017

Руководитель \_\_\_\_\_ А.И. Новиков  
(подпись) (И.О. Ф.)

Задание принял к исполнению \_\_\_\_\_ А.А. Маковкина  
(подпись студента) (И.О. Ф.)

## КАЛЕНДАРНЫЙ ПЛАН

Наименование этапов выпускной квалификационной работы	Срок выполнения этапов работы	Отметка о выполнении руководителя
Сбор материалов для выполнения ВКР	13.02.2017-13.03.2017	
Разработка материалов 1 раздела «Общие сведения о гидроприводе»	14.03.2017- 21.04.2017	
Разработка материалов 2 раздела «Расчет характеристик элементов ГП»	05.04.2017-16.05.2017	
Разработка материалов 3 раздела	17.05.2017-31.05.2017	
Разработка материалов 4, 5 разделов	01.06.2017-14.06.2017	
Разработка и оформление ПЗ и графических материалов.	01.06.2017-21.06.2017	
Сдача ВКР на кафедру	27.06.2017	
Защита ВКР	01.07.2017	

Заведующий кафедрой \_\_\_\_\_/А.В. Плаксин/

Руководитель работы \_\_\_\_\_/А.И. Новиков/

Студент \_\_\_\_\_/А.А. Маковкина/

## АННОТАЦИЯ

Маковкина А.А. Золотниковый гидравлический привод рулевой машины с источником питания вытеснительного типа.

Выпускная квалификационная работа:  
Направление подготовки 15.03.02  
Технологические машины и оборудование / ЮУрГУ  
каф. ТПМ, 2017 – 66 с. Библиогр. назв. –7, чертежей – 6 формат А1

В выпускной квалификационной работе разработан и спроектирован золотниковый гидравлический привод рулевой машины с источником питания вытеснительного типа. В процессе проектирования выпускной квалификационной работы выполнен анализ конструкции золотникового гидравлического привода рулевой машины с источником питания вытеснительного типа. Приведены условия применения и рассмотрен принцип работы гидропривода. Также были проведены расчеты баллона с воздухом, бака с маслом. Проведены расчет гидроцилиндра рулевой машины и потерь давления в гидросхеме. Исходя из расчетов, выбраны компоненты гидросхемы проектируемого гидропривода, выполнены чертежи из перечня графического материала.

В разделе «Безопасность жизнедеятельности» приведены требования техники безопасности при эксплуатации гидропривода.

						<i>15.03.02.2017.370.00.00.ПЗ</i>		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Разраб.		<i>Маковкина А.А.</i>			Золотниковый гидравлический привод рулевой машины с источником питания вытеснительного типа	Лит.	Лист	Листов
Провер.		<i>Новиков А.И.</i>					6	1
Реценз						<i>ЮУрГУ каф. ТПМ</i>		
Н. Контр.		<i>Зезин В.Г.</i>						
Утверд.		<i>Плаксин А.В.</i>						

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	8
1. Общие сведения о гидроприводе.....	10
1.1. Назначение привода.....	10
1.2. Описание привода.....	12
1.3. Принцип работы гидропривода.....	34
2. Расчет характеристик элементов гидропривода.....	40
2.1. Расчет гидроцилиндра рулевой машины.....	40
2.2. Расчет бака с маслом.....	45
2.3. Расчет баллона с воздухом.....	47
2.4. Расчет гидравлического сопротивления трубопроводов.....	49
3. Выбор рабочей жидкости.....	52
4. Надежность гидропривода.....	55
5. Безопасность жизнедеятельности.....	59
Заключение.....	64
Библиографический список.....	66

					<i>15.03.02.2017.370.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		7

## ВВЕДЕНИЕ

В системах управления современных летательных аппаратов в качестве исполнительных устройств применяются гидравлические приводы. Специфика технических требований по компоновке, нагрузке, динамике и надежности приводит к тому, что для каждого нового типа летательного аппарата приходится проектировать специальные рулевые машины и гидравлические системы управления.

В связи с этим большое место отводится теории и расчету гидроусилителей различного класса, гидравлических исполнительных устройств, рулевых машин и следящих гидроприводов.

Гидравлический привод предназначен для приведения в движение рабочих органов системы управления. В системах управления гидравлический привод работает в качестве быстродействующего исполнительного устройства, который преобразовывает и усиливает сигнал управления. Гидравлическим приводом можно достичь усиления сигналов управления в несколько тысяч раз и при этом достичь усилия на органах управления в несколько тонн.

Гидропривод — это совокупность устройств куда входят один или несколько гидродвигателей предназначенных для приведения в движение механизмов и машин рабочей жидкостью под давлением.

Гидравлический привод — это сложная динамическая система, управляющая движением рабочих органов на летательных аппаратах, на которые действуют инерционные, аэродинамические и другие нагрузки.

Гидравлический привод должен обеспечивать высокую надежность и безотказность в работе. Иметь большой диапазон регулирования скорости и минимальные запаздывания при высоком быстродействии, высокий к.п.д. при сравнительно малой массе, удобство в эксплуатации и экономичность.

Преимуществом привода гидравлического является принцип передачи энергии с помощью жидкости, сравнительно малая сила тяжести. Еще одним достоинством является малая сила трения и большая жесткость нагрузочной

									<i>Лист</i>
									8
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>	<i>15.03.02.2017.370.00.00 ПЗ</i>				



характеристики они определяют стабильность скорости при изменении знака преимущественных нагрузок в расчетном диапазоне и их величины.

Гидравлический привод имеет большой коэффициент усиления по мощности и сравнительно высокий к.п.д. Возможность применения простейших гидроцилиндров, что значительно упрощает и удешевляет привод.

К недостаткам гидравлического привода можно отнести:

- сложность и громоздкость источника питания;
- разработку надежного уплотнения подвижных соединений;
- зависимость характеристик от изменения температуры;
- передача гидравлического сигнала (импульса) на большие расстояния вызывает большое запаздывание;
- сложность в эксплуатации и дороговизна изделий при ремонте и монтаже.

Исходя из заданных технических требований и условий работы анализ гидропривода позволяет правильно выбрать тип привода. [2]

									<i>Лист</i>
									9
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>	<i>15.03.02.2017.370.00.00 ПЗ</i>				

# 1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ГИДРОПРИВОДЕ

## 1.1 Назначение привода

Гидравлический привод, или как его еще называют гидропривод, приводит в движение механизмы путем направления потока рабочей жидкости, находящейся под высоким давлением. Гидравлический привод — это совокупность устройств, которые регулируют и реверсируют скорости движения выходного вала гидравлического двигателя и приводят в движение механизмы.

Гидропривод сегодня широко применяется в машиностроении и стал неотъемлемой составной частью современных мобильных машин и промышленного оборудования. В технически развитых странах машину без гидропривода встретить почти невозможно.

Гидравлический привод получил широкое распространение на летательных аппаратах.

С помощью гидравлических приводов можно уменьшить усилия на штурвале управления летчика, улучшить управляемость и маневренные свойства самолета, увеличить устойчивость в режиме стабилизации, осуществить комбинированное управление от штурвала и автопилота и улучшить противофлаттерные свойства рулевых систем.

Гидравлический привод выполняет одновременно функции усилителя – преобразователя мощности сигнала управления и рулевой (исполнительной) машины, приводящей в движение рабочие органы летательного аппарата.

Силовым исполнительным устройством системы управления является рулевая машина, которая представляет собой электрогидравлический агрегат, предназначенный для передачи, преобразования и усиления по мощности входного сигнала, содержащего информацию управления летательным аппаратом. Рулевая машина преобразует регулирующий электрический сигнал в механический, усиливая его по мощности за счет энергии насосной станции,

и приводит в движение исполнительные органы летательного аппарата по заданному сигналу систем управления. [2]

					<i>15.03.02.2017.370.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		11

## 1.2 Описание привода

Гидропривод должен иметь источник питания, устройства управления, вспомогательные устройства и гидролиний.

Источник питания состоит из вытеснительного бака, используемого как источник энергии, клапана предохранительного предназначенного для предотвращения превышения давления воздуха в баке и горловины заправочной предназначенной для герметичного соединения бака с заправочной магистралью.

При помощи управляющих устройств осуществляется управление потоком жидкости или другими устройствами гидропривода. Осуществлением управления потока жидкости называется изменение или поддержание на определенном уровне давления и расхода в гидросистеме и изменение направления движения потока рабочей жидкости. К устройствам управления относятся:

- регулятор давления;
- клапаны отжимные слива и нагнетания, предназначенные для регулирования давления рабочей жидкости в рулевых машинах.

Бак с рабочей жидкостью является вспомогательным устройством, обеспечивающим надежную работу всех элементов гидропривода.

Состав вспомогательных устройств устанавливаются исходя из назначения гидропривода и условий, в которых он эксплуатируется.

Гидролинии (трубы от источника питания до регулятора давления и от регулятора давления до рулевой машины) используются для прохождения рабочей жидкости по ним в процессе работы гидропривода. Гидролинии входящие в общую гидросистему, подразделяются на напорные и сливные.

Вытеснительный бак предназначен для хранения сжатого воздуха, он аккумулирует транспортируемый компрессором сжатый воздух и должен быть

									Лист
									12
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	15.03.02.2017.370.00.00 ПЗ				

готов по сигналу подать сжатый воздух в систему. Вытеснительный бак, как правило, сварен из деталей, изготовленных из листового металла с приваренными к ним резьбовыми штуцерами, предназначенными для подключения трубопроводов, пускового клапана, клапана предохранительного и горловины заправочной.

Предохранительный клапан — предназначен для защиты от механического разрушения оборудования и трубопроводов от избыточного давления путём автоматического выпуска избытка жидкой, паро- и газообразной среды из систем и сосудов с повышением давления сверх установленного. Клапан прекращает сброс жидкой, паро- и газообразной среды при восстановлении рабочего давления. Предохранительный клапан — это арматура прямого действия, работающая непосредственно от рабочей среды, как и большинство конструкций защитной арматуры и регуляторами давления прямого действия.

Высокое избыточное давление может возникнуть в гидросистеме в результате сторонних факторов (неправильная работа оборудования, передача тепла от сторонних источников, неправильно собранная тепломеханическая схема и т. д.), также и в результате внутренних физических процессов, обусловленных аварийным событием, не предусмотренным нормальной эксплуатацией. Предохранительный клапан устанавливается там, где возможно это произойти, то есть практически на любом оборудовании, в особенности они важны в сфере эксплуатации промышленных и бытовых сосудов, работающих под давлением.

Существуют другие виды предохранительной арматуры, клапаны используются наиболее широко исходя из своей простоты и легкости в исполнении конструкции, также они легки в настройке, имеют большое разнообразие видов, размеров и конструктивных исполнений.

Принципом действия предохранительного клапана прямого действия является запорный орган и задатчик, который обеспечивает силовое воздействие на чувствительные элементы, связанные с запорным органом клапана. Запорный орган состоит из седла и затвора. На рисунке рассмотрен простейший случай, где затвором является золотник, а задатчиком выступает пружина. Клапан настраивается с помощью задатчика таким образом, чтобы усилие на золотнике обеспечивало прижатие к седлу запорного органа что препятствовало бы пропуску рабочей среды, в приведенном случае настройку производят специальным винтом.

Когда предохранительный клапан закрыт, на чувствительный элемент воздействует сила от рабочего давления в защищаемой системе, она стремится открыть клапан а сила от задатчика, препятствует открытию. Когда возникают в системе возмущения, вызывающие повышение давления свыше рабочего, уменьшается величина силы прижатия золотника к седлу. В тот момент, когда сила станет равной нулю, наступит равновесие активных сил от воздействия давления в системе и задатчика на чувствительном элементе клапана. Запорный орган открываться, если давление в системе не перестает возрастать, таким образом происходит сброс рабочей среды через клапан.

При понижении давления в защищаемой системе, вызываемой сбросом среды, исчезают возмущающие воздействия. Запорный орган клапана закрывается под действием усилия от задатчика.

Давление закрытия чаще всего оказывается на 10-15 % ниже рабочего давления, это связано с тем, что для создания герметичности запорного органа после срабатывания требуется усилие, которое значительно больше, чем, то, которого было достаточно для поддержания герметичности клапана перед открытием. Это легко объяснить необходимостью преодолеть при посадке силу сцепления молекул среды, проходящей через щель между уплотнительными поверхностями золотника и седла, вытеснить эту среду. Также понижению

					<i>15.03.02.2017.370.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		14

давления может способствовать запаздывание закрытия запорного органа, которое связано с воздействием на него динамических усилий от проходящего потока среды, а также наличия сил трения, требующих дополнительного усилия для его полного закрытия.

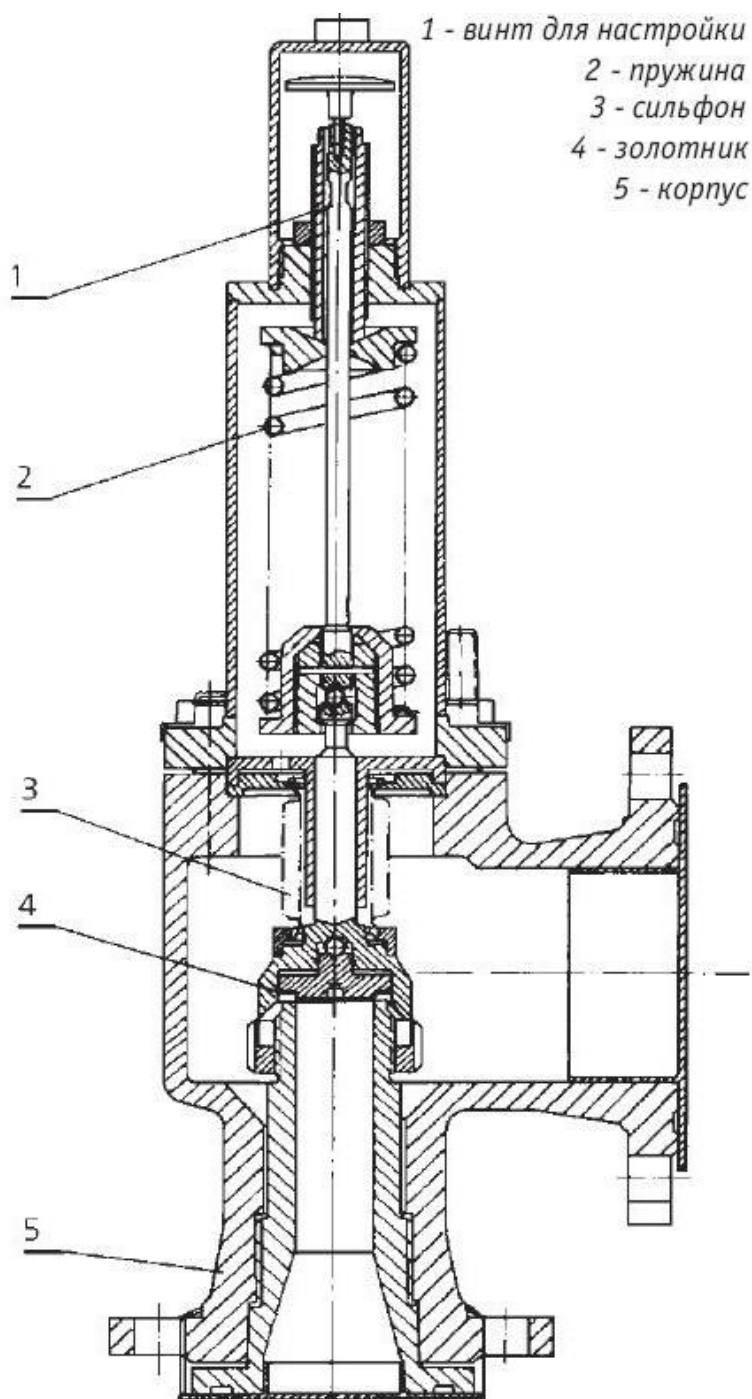


Рисунок 1 – Клапан предохранительный прямого действия.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

15.03.02.2017.370.00.00 ПЗ

Лист

15

Наиболее главным и ответственным требованием, которое предъявляется к предохранительным клапанам, является высокая надёжность, включающая в себя:

- своевременное открытие клапана при заданном превышении рабочего давления в системе и безотказность;
- клапан должен в открытом положении обеспечивать требуемую пропускную способность;
- осуществлять своевременное закрытие с требуемой степенью герметичности при заданной величине понижения давления в системе после аварийного срабатывания и сохранения установленной герметичности при последующем возрастании давления до величины рабочего;
- обеспечивать стабильность работы, это значит сохранение в течение всего срока эксплуатации и заданного числа циклов срабатывания параметров настройки и требуемой степени герметичности запорного органа при рабочем давлении.

Предохранительные клапаны нужно периодически отдавать на поверку в специализированные организации или испытать в действии. Клапаны должны быть испытаны на прочность, плотность, а также герметичность сальниковых соединений и уплотнительных поверхностей до установки на объект.

Клапан пусковой предназначен для стыковки источника питания с агрегатом питания по магистралям «Нагнетание» и «Слив» при изготовлении и испытаниях изделий, а также для сообщения магистралей «Нагнетание» и «Слив» источника питания с соответствующими магистралями изделия при его работе.

									Лист
									16
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	15.03.02.2017.370.00.00 ПЗ				



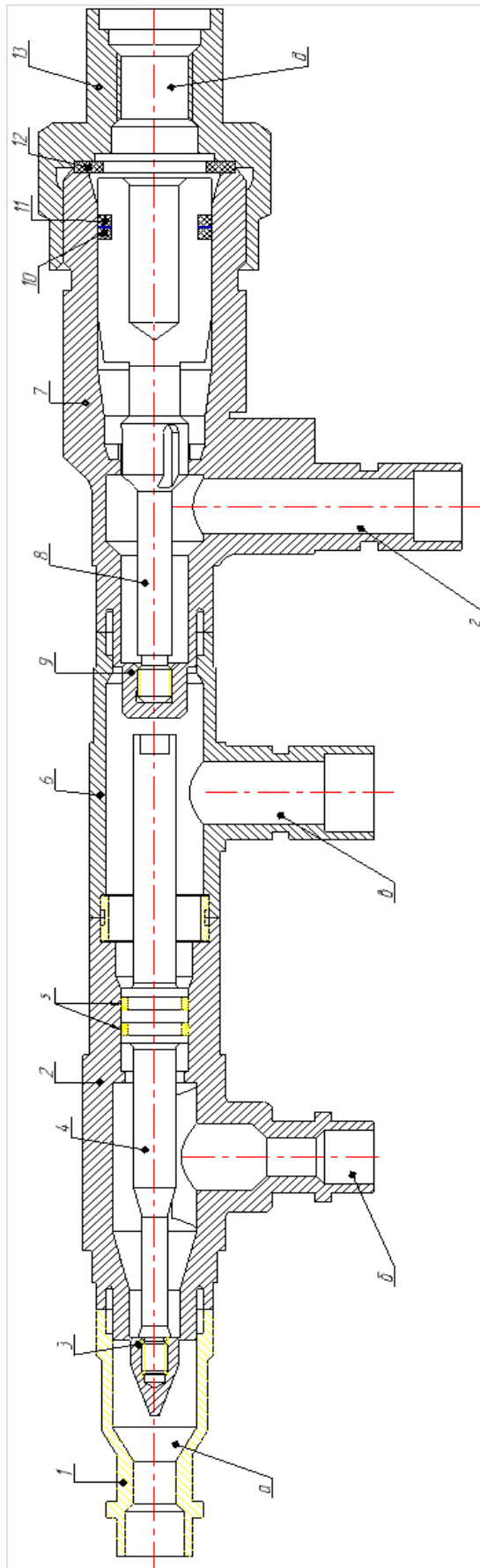


Рисунок 2 – Клапан пусковой

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

15.03.02.2017.370.00.00 ПЗ

Лист

17

Клапан представляет собой устройство, состоящее из:

- подводящего патрубка 1;
- корпуса 2 в состав которого входит мембрана 3;
- штока толкателя 4 на котором установлены резиновые уплотнительные кольца 5;
- тройника 6;
- узла управления 7 в состав которого входят:
  - а. толкатель с пробкой 8,
  - б. мембрана 9,
  - в. кольцо резиновое уплотнительное 10,
  - г. кольцо защитное 11,
  - д. кольцо уплотнительное 12
  - е. крышка 13.

Клапан должен допускать:

- одновременную подачу и сброс давления величиной до 360 кгс/см<sup>2</sup> во все внутренние полости («а», «б», «в», «г», «д»);
- подачу одностороннего давления в полости «а» и «б» величиной не более 20 кгс/см<sup>2</sup>;
- подачу одностороннего давления в полость «г» величиной не более 30 кгс/см<sup>2</sup>;

Клапан срабатывает при подаче команды от системы управления на пиропатрон, установленный в полость «д», при этом вначале толкателем с пробкой 8 разрушается мембрана 9, дальнейшим ходом толкатель с пробкой 8 воздействует на толкатель 4 и разрушает мембрану 3. Пробка с толкателем 8 фиксируется в сработанном положении методом заклинивания пробки в корпусе узла управления. Таким образом после срабатывания полость «а» клапана сообщается с полостью «б», а полость «в» сообщается с полостью «г».

					<i>15.03.02.2017.370.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		18

Разделение полостей «б» и «в» обеспечивается уплотнением, состоящим из двух резиновых колец 5.

Бак с рабочей жидкостью предназначен для хранения и питания гидропривода рабочей жидкостью. Кроме того, через бак с рабочей жидкостью осуществляется теплообмен между рабочей жидкостью и окружающим пространством. Бак с рабочей жидкостью изготавливают сварным из листовой стали толщиной  $1 \div 2$  мм. Форма бака с рабочей жидкостью цилиндрическая.

Бак с рабочей жидкостью (поршневой гидропневмоаккумулятор) это гидропневматический аккумулятор со свободно двигающимся поршнем в качестве разделительного элемента между сжимаемой воздушной подушкой и рабочей жидкостью.

Поршневой гидропневмоаккумулятор – это устройство, применяемое для обмена гидравлической энергии в системе, к которой он присоединен. Энергия, накопленная за счет сжимаемости и изменения объема воздуха, отдается аккумулятором по команде системы управления. Это выражается в виде дополнительного расхода жидкости, который при необходимости мгновенно поступает в систему.

Поршневой гидропневмоаккумулятор состоит из стального цилиндра, закрытого с обоих концов крышками, в котором герметично перемещается поршень. Он разделяет внутреннюю полость цилиндра на две камеры, одна заполнена газом под давлением, другая – рабочей жидкостью из системы.

Гидропневмоаккумуляторы поддерживают на заданном уровне давление, компенсируют утечки, сглаживают пульсацию давления, выполняют функцию демпфера, предохраняют систему от забросов давления. Также используются для достижения большей скорости холостого хода.

Недостатками гидропневмоаккумулятора являются наличие трения поршня о цилиндр и потеря энергии. Этот недостаток полностью отсутствует в

					<i>15.03.02.2017.370.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		19

мембранных и баллонных аккумуляторов. Гидроаккумуляторы можно считать безынерционными если сопротивление диафрагмы или баллона у них мало. Поршневые аккумуляторы всегда в форме цилиндра, а мембранные и баллонные более целесообразно выполнять в виде сферы, таким образом они приобретают компактность и малый вес, таковы особенности сферических форм. Поверхность сферы при том же объеме меньше, чем у других форм, а напряжение в стенках под действием давления в два раза меньше, чем в стенках цилиндра того же диаметра. [2]

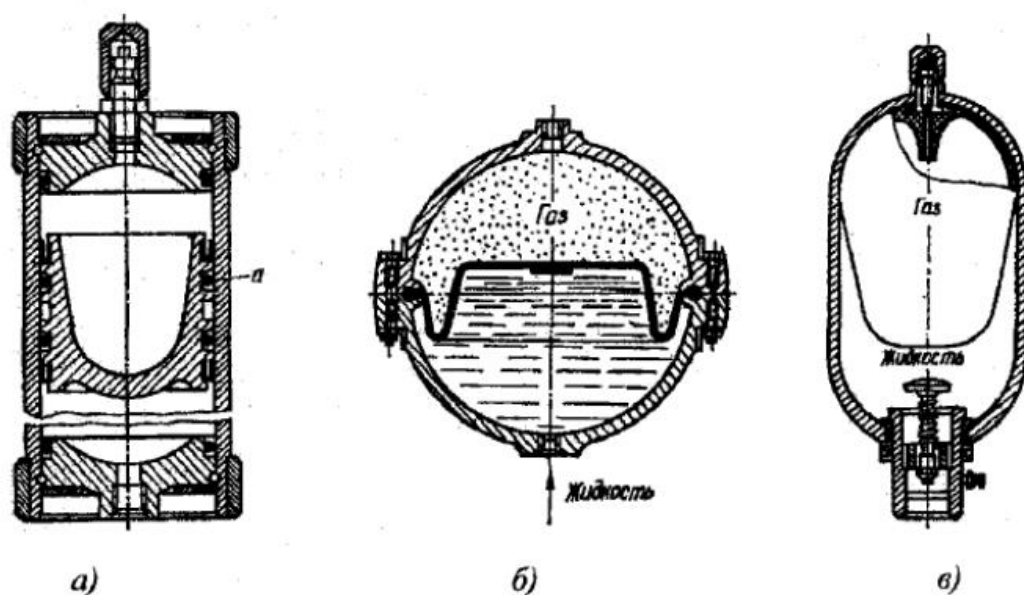


Рисунок 3 – Гидропневмоаккумуляторы: а) поршневой; б) мембранный; в) баллонный

Гидропривод обеспечивает надежное исполнение определенных заданных функций при условии, если будет управляться.

Регулятор давления – это устройство, предназначенное для поддержания заданного давления рабочей жидкости в любой точке гидропривода. Регулятор давления предохраняет гидропривод от перегрузок и может быть использован для разгрузки насоса в определенной части рабочего цикла.

Регулятор предназначен для поддержания заданного более низкого давления рабочей жидкости в отводимом от регулятора потоке по сравнению с давлением подводимого потока.

С помощью трубопроводов различной конструкции осуществляется функциональная связь гидроагрегатов в гидроприводах. Надежность работы гидропривода зависит от простоты конструкции этих элементов и от их правильного выбора.

Трубопроводом называется сооружение, предназначенное для транспортировки жидких, газообразных и твердых продуктов. Трубопроводы состоят из герметично соединённых между собой прямых участков или изогнутых труб, деталей, запорно-регулирующей арматуры, прокладок и уплотнений.

К деталям трубопроводов относятся соединительные детали, которые используют при строительстве трубопроводов различного назначения, необходимые при изгибах, наклонах, поворотах, изменении диаметра труб. Соединение деталей при монтаже трубопровода, как правило выполняется сваркой встык. [1]

Система питания рулевых машин состоит из напорных и сливных трубопроводов со входом и сливом, подсоединенными к пусковому клапану источника питания, и двух отжимных клапанов, предназначенных для подачи рабочей жидкости в рулевой привод.

Трубопроводы для гидроприводов машин изготавливают из труб, выполненных из сталей марок сталь 10 и сталь 20 (качественная сталь) и алюминиевых сплавов типа АМг-6 и др.

Машина рулевая состоит из узла управления, гидрораспределителя золотникового и силового гидроцилиндра двухстороннего действия.

Для изменения направления движения потока рабочей жидкости, осуществления реверса рабочего органа станка или механизма и фиксирования гидродвигателя в заданном положении в системе гидропривода используются распределители потока.

Для изготовления гидрораспределителей применяют стальное литье, модифицированный чугун, высоко- и низкоуглеродистые марки сталей, бронзу. Для защиты отдельных элементов распределителей от износа трения поверхности скольжения цементируют, азотируют и используют химические покрытия типа кадмирования т.п. [4]

От расхода жидкости зависят размеры и масса гидрораспределителей, с увеличением которого они увеличиваются.

Гидрораспределители по способу присоединения к гидросистеме выпускают в трех исполнениях: резьбового, фланцевого и стыкового присоединения.

Способ присоединения зависит от назначения гидрораспределителя и расхода через него рабочей жидкости.

Конструкции запорно-регулирующего элемента гидрораспределители подразделяются на:

Крановые (запорно-регулирующим элементом служит кран), изменение направления потока рабочей жидкости достигается поворотом пробки крана, имеющей плоскую, цилиндрическую, коническую или сферическую форму. Крановые гидрораспределители чаще всего используются в качестве вспомогательных в золотниковых распределителях с гидравлическим управлением.

Клапанные (запорно-регулирующим элементом является клапан), здесь изменение направления потока рабочей жидкости осуществляется путем последовательного открытия и закрытия рабочих проходных сечений

										Лист
										22
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	15.03.02.2017.370.00.00 ПЗ					

клапанами (шариковыми, тарельчатыми, конусными и т.д.) различной конструкции.

Золотниковые (запорно-регулирующим элементом является золотник цилиндрической или плоской формы), изменение направления потока рабочей жидкости здесь осуществляется путем осевого смещения запорно-регулирующего элемента.

Гидрораспределители по управлению подразделяются на гидроаппараты с ручным, электромагнитным, гидравлическим или электрогидравлическим управлением.

Изменение направления потока рабочей жидкости в золотниковых гидрораспределителях осуществляется осевым смещением запорно-регулирующего элемента. Золотниковые гидрораспределители просты по устройству, многопозиционны, легко управляются, статически уравновешены от осевых сил давления жидкости. Гидрораспределители классифицируются по следующим признакам:

- по числу фиксированных положений золотника;
- по числу подводящих линий (ходов);
- по управлению;
- по числу золотников в гидроаппарате.

Принцип работы золотникового гидрораспределителя приведен на рисунке 4.

Поршни золотника (рисунок 4 а) перекрывают отверстия 1, 2; поршень гидроцилиндра фиксируется в заданном положении. При положении поршней золотника, изображенного на рисунке 4 б, рабочая жидкость поступает из насоса через отверстия 4, 1 в поршневую полость гидроцилиндра; поршень перемещается вправо. Рабочая жидкость из поршневой части гидроцилиндра

через отверстия 2, 5 уходит в бак. При смене положения поршней золотника (рисунок 4 в) поршень гидроцилиндра перемещается влево.

Число фиксированных положений золотника гидрораспределителя подразделяется на двухпозиционные, трехпозиционные, четырех- и многопозиционные.

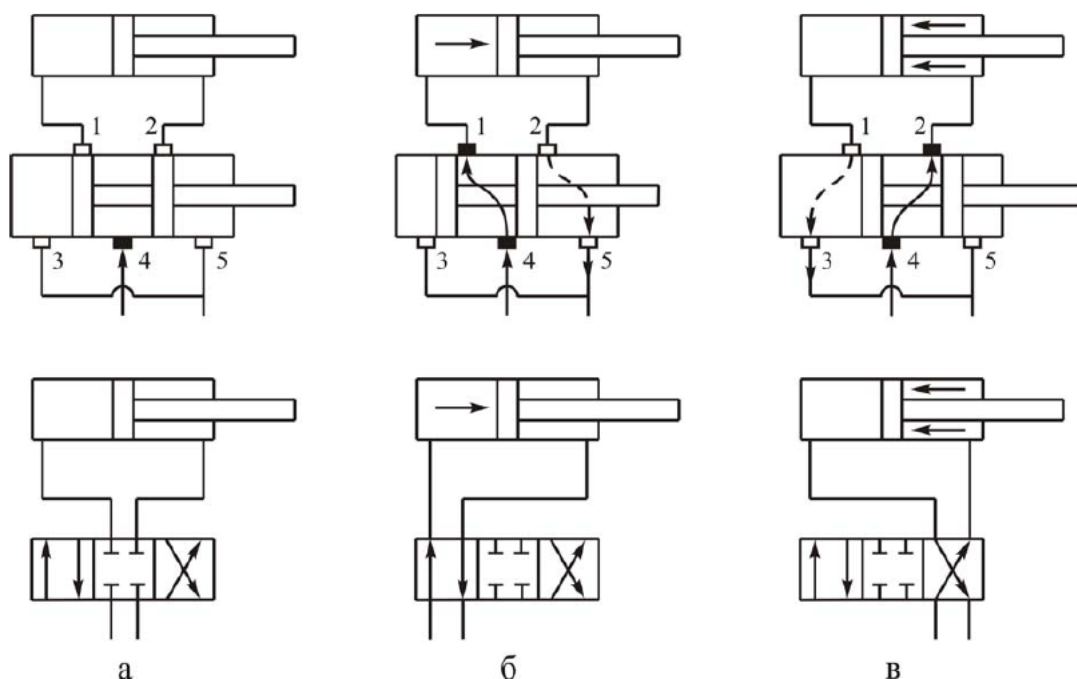


Рисунок 4 – Принципиальная схема работы золотникового распределителя

По числу подводов гидрораспределители могут быть двухходовые (двухлинейные); трехходовые (трехлинейные), четырехходовые (четырёхлинейные) и многоходовые.

В обозначениях гидрораспределителей первая цифра говорит о числе подводов. Например, если разобрать обозначение гидрораспределителя «4/2», то можно понять, что он имеет 4 подвода, т.е. он четырехходовой (четырёхлинейный).

Вторая цифра в обозначении говорит о числе позиций. То же обозначение распределителя «4/2» говорит, что у него две позиции.



Примеры обозначения распределителей приведены на рисунке 5.

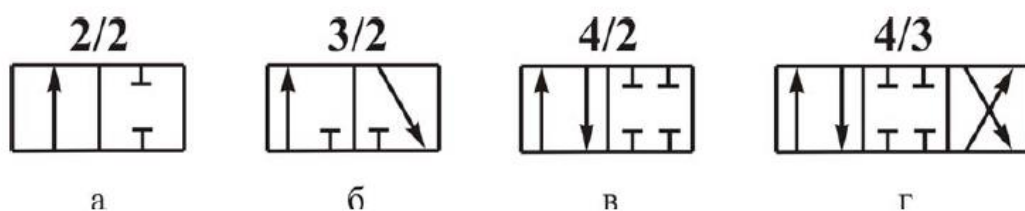


Рисунок 5 – Пример условных обозначений гидрораспределителей: а – двухпозиционный двухходовый; б – двухпозиционный трехходовый; в – двухпозиционный четырехходовый; г – трехпозиционный четырехходовый

Распределители двухходовые являются блокировочными: в одном положении золотника гидрораспределитель блокирует поток рабочей жидкости, а в другом пропускает поток рабочей жидкости. Двухходовый распределитель можно применять для разгрузки насоса и всей гидросистемы от давления.

Трехходовой распределитель используется для управления работой гидроцилиндра одностороннего действия.

Гидрораспределители четырехходовые имеют наибольшее распространение в гидросистемах машин. У этих гидроаппаратов каждая из рабочих полостей гидродвигателя может попеременно соединяться то с линией нагнетания, то с линией слива. Благодаря чему имеется возможность осуществить движение исполнительного механизма в обоих направлениях под действием рабочей жидкости.

Гидрораспределители с ручным управлением нашли большое применение в машинах ручного управления, где продолжительность операций в различные циклы неодинакова (так, гидрораспределитель с ручным управлением применяется на лесном погрузчике: оператор переключает

золотник механизма подъема челюстей лесопогрузчика лишь после того, как убедится в том, что пачка деревьев лежит на них).

В гидрораспределителях с электромагнитным управлением золотник переключается при помощи одного или двух электромагнитов толкающего типа.

С гидравлическим управлением в гидрораспределителях переключение золотника происходит при помощи рабочей жидкости.

Золотники гидрораспределителя выполняются в трех исполнениях (рисунок 6).

Золотники с положительным осевым перекрытием (рисунок 6, а) имеют ширину поясков  $b$  больше, чем ширину проточки  $c$  или диаметр рабочих окон в корпусе. Нейтральное положение золотника гидрораспределителя отделяет напорную гидролинию от линий, соединяющих полости гидродвигателя и слива. Величина перекрытия  $\Pi = (b-c)/2$  зависит от диаметра золотника: при  $d = 10...12$  мм перекрытие принимают равным  $1...2$  мм; при  $d$  до  $25$  мм –  $3...5$  мм; при  $d$  до  $50$  мм –  $6...8$  мм. Золотники с положительным осевым перекрытием позволяют фиксировать положение исполнительного механизма. Одним из недостатков является наличие у них зоны нечувствительности, определяемой величиной осевого перекрытия: в пределах этой зоны при перемещении золотника расход жидкости через гидрораспределитель равен нулю, тогда как исполнительный механизм не движется, несмотря на подаваемый к золотнику сигнал управления.

Золотники с нулевым осевым перекрытием (рисунок 6, б) имеют ширину пояска  $b$  равную ширине проточки  $c$  или диаметру рабочих окон, а осевое перекрытие  $\Pi = 0$ . Эти золотники не имеют зоны нечувствительности и хорошо удовлетворяют требованиям следящих гидросистем. Но изготовление таких золотников связано со значительными технологическими трудностями.

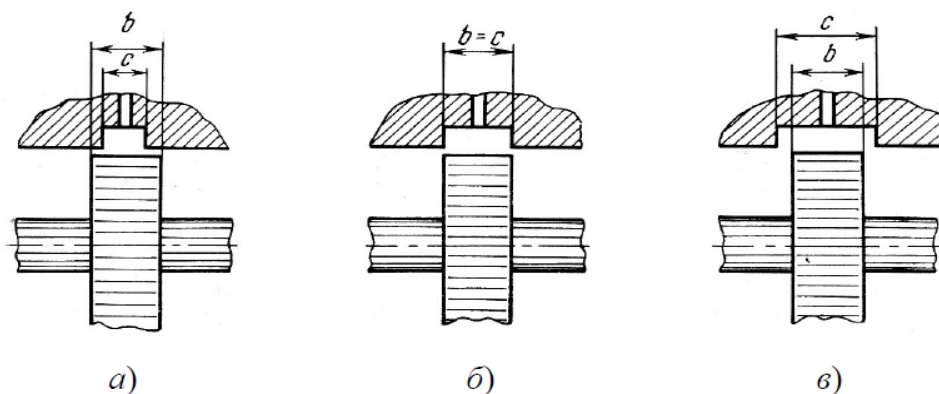


Рисунок 6 – Конструктивные исполнения золотников

Золотники с отрицательным осевым перекрытием (рисунок б, в), у которых  $b < c$ ; при нейтральном положении их напорная гидролиния соединена со сливом и с обеими полостями гидродвигателя. При этом жидкость через зазоры непрерывно поступает на слив, а в обеих полостях гидродвигателя устанавливается одинаковое давление. В гидрораспределителях с отрицательным осевым перекрытием зона нечувствительности сводится к минимуму, но из-за слива рабочей жидкости часть мощности теряется. Гидросистема с таким золотником будет иметь меньшую жесткость, так как из-за перетекания жидкости через начальные зазоры в золотнике будет переходить смещение исполнительного механизма при изменении преодолеваемой нагрузки.

В проекте представлен гидрораспределитель золотниковый трехпозиционный, двухходовый, моноблочный с золотниками с положительным осевым перекрытием.

Гидроцилиндры – это простейшие гидродвигатели, которые применяются в качестве исполнительных механизмов гидроприводов различных машин и механизмов с поступательным движением выходного звена.

Основные схемы гидроцилиндров представлены на рисунке 7. Конструкция и принцип действия их весьма разнообразны. По кинематическим признакам гидроцилиндры делятся на две группы:

- неподвижным корпусом и подвижным штоком;
- подвижным корпусом и неподвижным поршнем.

Гидроцилиндры бывают одностороннего действия (рисунок 7 а, в, д, ж, г) и двустороннего действия (рисунок 7 б, е, з).

Гидроцилиндр одностороннего действия представлен на рисунке 7 а, имеет шток с поршнем, перемещаемый силой давления жидкости в одну сторону. Обратный ход штока осуществляется под действием внешней силы или пружины. Рабочая жидкость подводится только в одну рабочую полость.

Гидроцилиндр двустороннего действия представлен на рисунке 7 б, имеет поршень с односторонним штоком с внутренним и наружным уплотнениями. Рабочая жидкость подводится поочередно в обе рабочие полости. Движение ведомого звена в обе стороны происходит под действием давления жидкости.

Телескопическим называется силовой гидроцилиндр, имеющий несколько штоков, общий ход которых больше длины его корпуса, (рисунок 7 г). Применяются телескопические гидроцилиндры в случаях, когда при малой длине корпуса требуется получить большой ход рабочего звена. Выдвижение штоков начинается с поршня большего диаметра.

Мембранные гидроцилиндры представлены на рисунке 7 ж, применяются там, где требуются незначительные перемещения при высоких усилиях.

В гидроцилиндрах двустороннего действия выходное звено движется в обоих направлениях, осуществляется под действием потока рабочей жидкости. Эти гидроцилиндры выполняются в двух вариантах, представленных на рисунках 7 д, е, з:

					15.03.02.2017.370.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		28

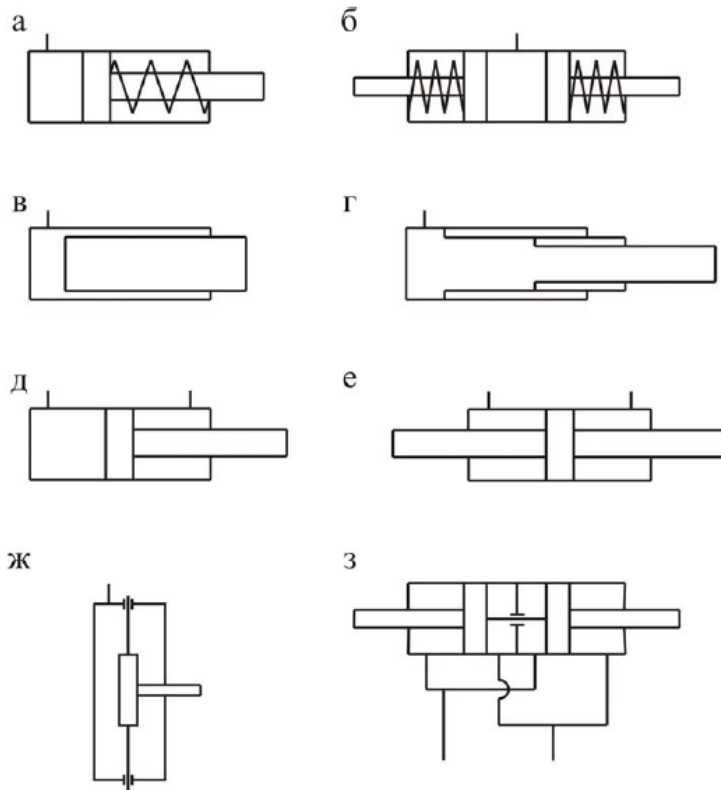


Рисунок 7 – Гидроцилиндры с возвратно-поступательным движением выходного звена: а) с односторонним штоком; б) с двусторонним штоком; в) плунжерный; г) телескопический; д, е) с двусторонним подводом рабочей жидкости; ж) мембранный; з) сдвоенный

– гидроцилиндр с односторонним штоком где шток находится только с одной стороны поршня;

– гидроцилиндр с двусторонним штоком где шток расположен по обе стороны поршня.

Если в обычной схеме подключения гидролинии необходимо получить одинаковое усилие и одинаковую скорость при движении штока в обоих направлениях, то применяют гидроцилиндры с двусторонним штоком. Однако это приводит к увеличению габаритов машины, так как шток выходит по обе стороны корпуса, и, кроме того, они более сложны в изготовлении. Это не рационально поэтому преимущественно применяют гидроцилиндры с

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

15.03.02.2017.370.00.00 ПЗ

Лист

29

односторонним штоком, а соотношение скоростей при движении в разных направлениях обеспечивают схемой подключения и конструктивными размерами.

Для увеличения усилия на штоке применяют сдвоенные гидроцилиндры (рисунок 7 з). Эти гидроцилиндры используются, если для получения необходимого усилия, нельзя установить гидроцилиндр с большим диаметром, но при этом длина цилиндра не ограничивается. Соединение последовательное двух и более гидроцилиндров увеличивает эффективную площадь, а, следовательно, тянущее или толкающее усилие на штоке.

Общая схема устройства гидроцилиндра представлена на рисунке 8.

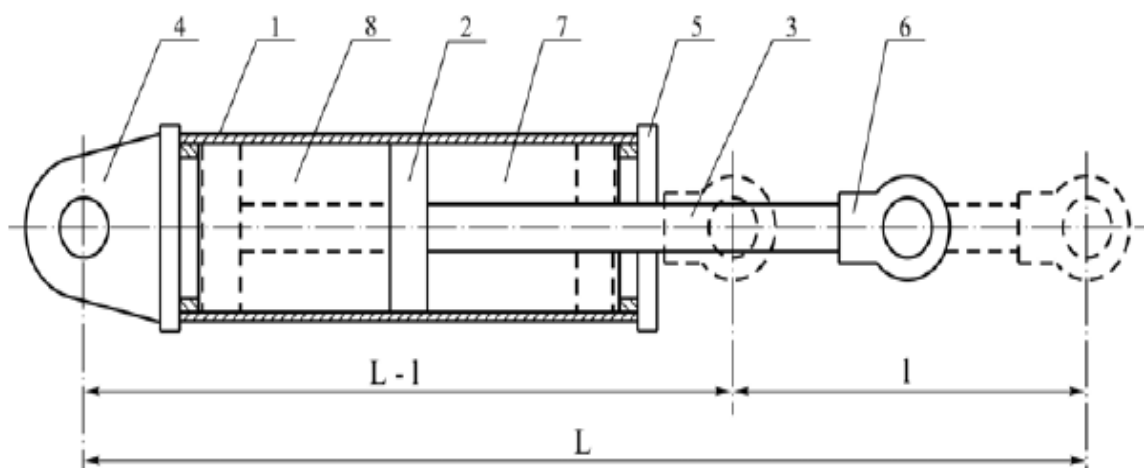


Рисунок 8 – Устройство гидроцилиндра: 1 – цилиндр; 2 – поршень; 3 – шток; 4 – задняя крышка с проушиной; 5 – передняя крышка; 6 – проушина штока; 7 – штоковая полость; 8 – бесштоковая полость

Государственным стандартом определены основные параметры гидроцилиндров:

- а) диаметры гидроцилиндров;
- б) диаметры штоков;

в) ход поршня;

г) коэффициент мультипликации.

Стандартами отраслей (ОСТ) разработаны типовые гидроцилиндры с параметрами Госстандарта.

Коэффициент мультипликации упрощает расчеты при проектировании гидроцилиндров. На практике в редких случаях проектируют гидроцилиндры, но в основном их выбирают из перечня типовых.

Гидроцилиндры общепромышленного назначения (Ц) выпускаются с двумя значениями коэффициента мультипликации  $\phi$ :

– с усиленным диаметром штока  $\phi = 1,6$  (1,65);

– с нормальным диаметром штока  $\phi = 1,33$ .

Гидроцилиндры общепромышленного назначения рассчитаны так же на два уровня давления:

– 16 МПа – с кратковременным увеличением давления до 20МПа;

– 30 МПа – для экскаваторостроения с максимальным увеличением до 40МПа.

Гидроцилиндры сельского хозяйства (ЦС) рассчитаны на давление от 6 до 8 МПа. Гидроцилиндры станкостроения (Г) – от 4 до 6 МПа.

В лесной промышленности используются цилиндры других отраслей и собственного производства. Они не имеют буквенного индекса и производятся для определенных машин. Давление в гидроцилиндрах лесных машин от 16 до 18 МПа, оно не остается постоянным и с усовершенствованием производства растет.

Все типы гидроцилиндров представлены на рисунке 8 и состоят из двух сборочных единиц: корпуса и поршневой группы. Основные конструктивные

										Лист
										31
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	15.03.02.2017.370.00.00 ПЗ					

отличия гидроцилиндров заключаются в способе соединения крышек с гильзой (собственно цилиндром). Такие соединения могут быть разъемным (резьбовым; шпильки, болты) или неразъемным (электродуговая сварка). Поршневые группы отличаются применяемыми типами уплотнений.

Конструкции гидроцилиндров по функциональному назначению могут быть выполнены основной силовой функции или с дополнительными функциями:

- дросселирования потоков;
- демпфирования в конце движения;
- изменения длины хода штока.

Для выполнения этих функций встраиваются специальные устройства в крышки гидроцилиндров.

К конструкциям гидроцилиндров установлены основные требования, указанные в ГОСТ 161514-80 «Технические требования к конструкциям гидроцилиндров». В них оговариваются конструкция и размеры деталей, присоединительные размеры, требования к уплотнениям, проходным сечениям отверстий присоединения шлангов и т.д.

Основные параметры гидроцилиндров установлены ГОСТ 6540-68 (с изменениями 1988 г.) «Гидроцилиндры и пневмоцилиндры – ряды основных параметров». Где указаны: номинальное давление, диаметр поршня (цилиндра), диаметр штока, ход штока.

Стандартом рекомендуются отношения значений площадей штоковой и поршневой полостей цилиндра (коэффициент мультипликации  $\varphi$ ) для определения диаметра штока (ГОСТ 6540-68).

					<i>15.03.02.2017.370.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		32



Заводы – изготовители гидроцилиндров общетехнического назначения, а также некоторые отрасли производят гидроцилиндры двух типов: с увеличенным ( $\phi=1,6$ ) и нормальным диаметром штока ( $\phi=1,33$ ).

Выбор соотношения диаметров штока и цилиндров, является произвольным (в пределах рекомендуемых значений  $\phi$ ) и ограничением в выборе являются значения прочности и устойчивости штока. [1]

В данном проекте представлен гидроцилиндр двухстороннего действия с односторонним штоком.

					<i>15.03.02.2017.370.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		33

### 1.3 Принцип работы гидропривода

1.3.1 Гидропривод состоит из следующих основных составных частей:

- источника питания (ИП);
- клапана пускового (КП);
- бака с рабочей жидкостью (Б2);
- регулятора давления (Р);
- клапана отжимного нагнетания (КОН);
- клапана отжимного слива (КОС);
- системы питания рулевых машин (СПРМ);
- двух золотниковых гидравлических рулевых машин (РМ1 и РМ2).

1.3.2 Источник питания (ИП) состоит из:

#### 1.3.2.1 Бака с воздухом (Б1)

а) Назначение:

бак предназначен для хранения воздуха высокого давления, используемого как источник энергии для питания гидропривода.

б) Описание:

бак представляет из себя толстостенный баллон шарообразной формы.

#### 1.3.2.2 Горловины заправочной (ГЗ1):

а) Состав:

горловина заправочная состоит из собственно горловины и обратного клапана.

б) Назначение:

горловина заправочная предназначена для герметичного соединения бака с заправочной магистралью и предотвращения утечки воздуха при отсоединении заправочной магистрали от горловины

в) Описание:

горловина заправочная обеспечивает герметичную стыковку заправочной магистрали, при подаче воздуха открывается обратный клапан и пропускает воздух в бак, при выключении подачи воздуха обратный клапан под действием

									Лист
									34
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	15.03.02.2017.370.00.00 ПЗ				

пружины и избыточного давления воздуха внутри бака закрывается, тем самым предотвращая утечку воздуха из бака.

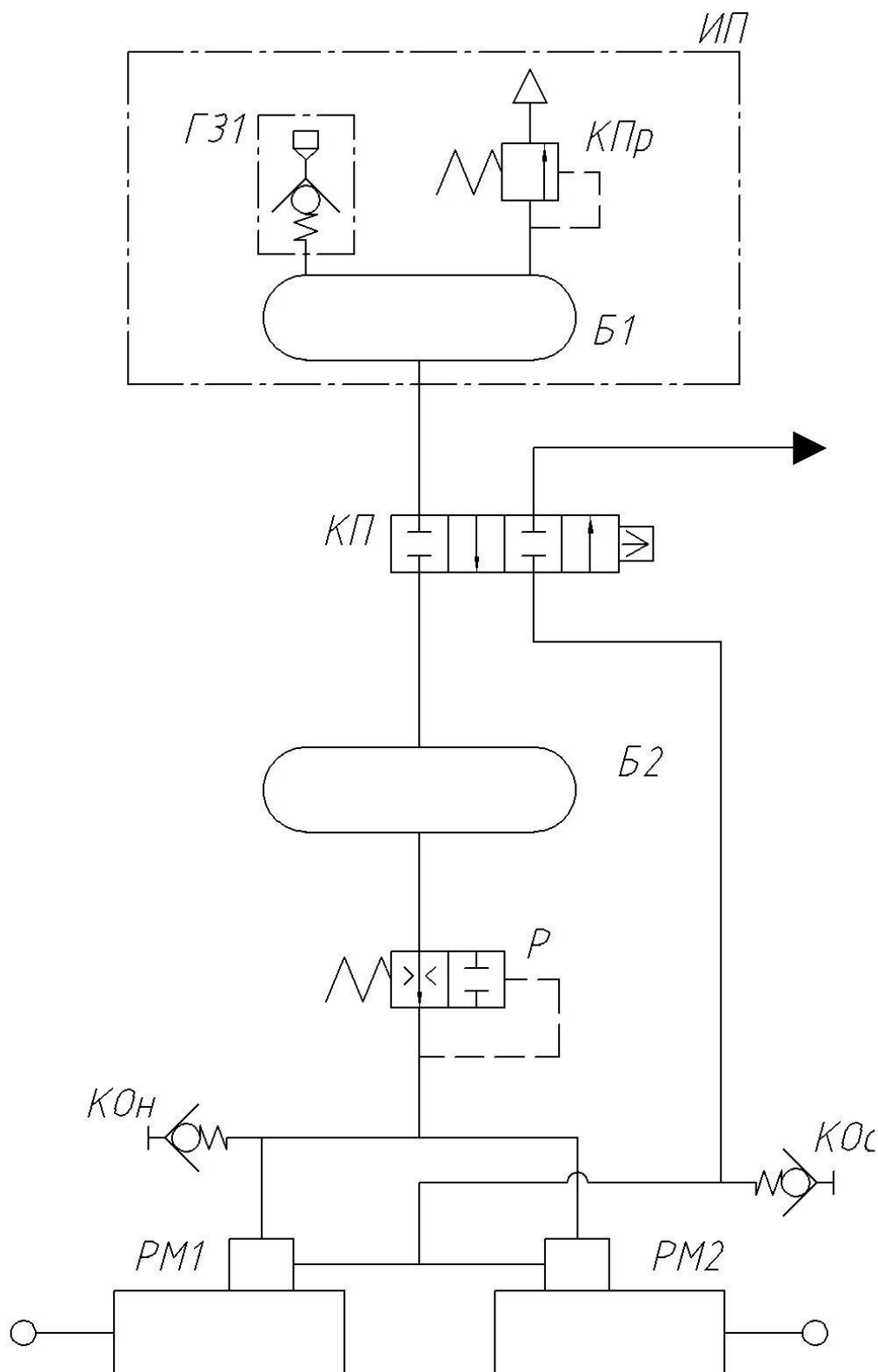


Рисунок 9 – Схема гидравлическая золотникового гидравлического привода рулевой машины с источником питания вытеснительного типа

### 1.3.3 Клапана предохранительного (КПр):

#### а) Назначение:

клапан предохранительный предназначен для предотвращения превышения давления воздуха в баке свыше допустимого.

#### б) Описание:

клапан предохранительный представляет собой устройство обеспечивающее сброс излишнего давления воздуха, поступившего в бак, настройка давления клапана осуществляется пружиной.

### 1.3.4 Клапан пусковой (КП):

#### а) Назначение:

клапан пусковой предназначен:

- в процессе хранения для герметичного разделения бака с воздухом (Б1) источника питания и бака с рабочей жидкостью (Б2), а также герметичного отделения сливной магистрали системы питания рулевых машин (СПРМ) от окружающей среды;

- при работе для поочередного соединения по команде от системы управления сливной магистрали СПРМ с окружающей средой (обеспечивая тем самым сброс отработанной рабочей жидкости) и бака с воздухом (Б1) с баком, содержащим рабочую жидкость (Б2).

#### б) Описание:

клапан пусковой представляет собой двухканальное (пневматический и гидравлический каналы) устройство, управляемое системой управления путем задействования пиропатрона, сначала вскрывается сливная магистраль СПРМ, затем магистраль подачи воздуха.

### 1.3.5 Бак с рабочей жидкостью (Б2):

#### а) Назначение:

бак предназначен для хранения рабочей жидкости и компенсации изменения её объёма от изменений температуры;

#### б) Описание:

									Лист
									36
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	15.03.02.2017.370.00.00 ПЗ				

бак с рабочей жидкостью выполнен в виде цилиндрического, толстостенного сосуда, в качестве элемента разделяющего гидравлическую и пневматическую части бака применен металлический поршень с резиновым уплотнением.

#### 1.3.6 Регулятор (Р):

##### а) Назначение:

регулятор предназначен для снижения рабочей жидкости, поступающей из бака Б2 до рабочего давления, поступающего на вход рулевых машин.

##### б) Описание:

регулятор выполнен в виде устройства обеспечивающего снижение давления жидкости, поступающей из бака с рабочей жидкостью до давления на входе в рулевые машины.

#### 1.3.7 Клапан отжимной нагнетания (КОн):

##### а) Назначение:

клапан отжимной нагнетания предназначен для подачи рабочей жидкости в гидропривод при его заправке рабочей жидкостью и проверках при изготовлении гидропривода.

##### б) Описание:

клапан отжимной нагнетания выполнен в виде устройства обеспечивающего герметичное соединение нагнетающей магистрали при испытаниях во время изготовления гидропривода и герметичного разъединения внутренних полостей гидропривода от окружающей среды после отстыковки нагнетающей магистрали.

#### 1.3.8 Клапан отжимной слива (КОс):

##### а) Назначение:

клапан отжимной слива предназначен для отвода рабочей жидкости из гидропривода при его заправке рабочей жидкостью и проверках при изготовлении гидропривода.

##### б) Описание:

									Лист
									37
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

15.03.02.2017.370.00.00 ПЗ

клапан отжимной слива выполнен в виде устройства обеспечивающего герметичное соединение магистрали отвода рабочей жидкости при испытаниях во время изготовления гидропривода и герметичного разъединения внутренних полостей гидропривода от окружающей среды после отстыковки отводящей магистрали.

#### 1.3.9 Система питания рулевых машин (СПРМ):

##### а) Назначение:

система питания рулевых машин предназначена для подвода рабочей жидкости к рулевым машинам и отвода от них с последующим сбросом её за борт

##### б) Описание:

система питания рулевых машин представляет собой два комплекта трубопроводов: блок высокого давления (трубопроводы, обеспечивающие подвод рабочей жидкости высокого давления от бака с рабочей жидкостью к рулевым машинам) и блок низкого давления (трубопроводы, обеспечивающие отвод использованной рабочей жидкости от рулевых машин и сброс её за борт).

#### 1.3.10 Машина рулевая (PM1, PM2):

##### а) Назначение:

машина рулевая предназначена для органа управления по команде от системы управления, для работы РМ использует рабочую жидкость, поступающую из бака с рабочей жидкостью Б2

##### б) Описание:

машина рулевая состоит из золотникового узла управления и силового гидроцилиндра двустороннего действия

##### Работа рулевого привода

Запуск рулевого привода осуществляется по электрическим командам системы управления на пиропатроны систем запуска.

									Лист
									38
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	15.03.02.2017.370.00.00 ПЗ				

Сначала подается команда на пиропатрон взведения, снимающие предохранение с систем запуска, затем, после снятия предохранения, подаются команды на пиропатроны запуска, действующие воспламенители.

Воздух поступает в вытеснительный бак. При повышении давления, передающегося через поршень на рабочую жидкость, срабатывает пусковой клапан, соединяя слив систем питания рулевых машин с окружающей средой, а затем выход из вытеснительного бака со входом в систему питания рулевых машин. Рабочая жидкость из бака через пусковой клапан поступает на вход рулевой машины и через сливной трубопровод и пусковой клапан, сбрасывается в окружающую среду.

При работе рулевого привода должны соблюдаться следующие условия:

- 1) температура окружающей среды  $20 \pm 5$  °С;
- 2) влажность воздуха до 80 %;
- 3) привод должен быть герметичен как в процессе хранения, так и во время работы;
- 4) работа привода осуществляется при атмосферном давлении окружающей среды.

										Лист
										39
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	15.03.02.2017.370.00.00 ПЗ					

## 2 РАСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕМЕНТОВ ГИДРОПРИВОДА

### 2.1 Расчет гидроцилиндра рулевой машины

Нагрузка на шток рулевой машины – 5000 Н (500 кгс).

Тип рулевой машины – золотниковая. Количество рулевых машин – 2.  
Ход штока РМ от упора до упора 50 мм, Частота перемещения от упора до упора - 2 перемещения в секунду. Время непрерывной работы привода – 20с, при поочередной работе РМ.

Исполнительными двигателями является одноштоковые цилиндры.

Рулевая машина совершает работу преодолевая сопротивление как в прямом, так и в обратном направлении поэтому диаметр поршня рассчитываем со стороны меньшей площади давления.

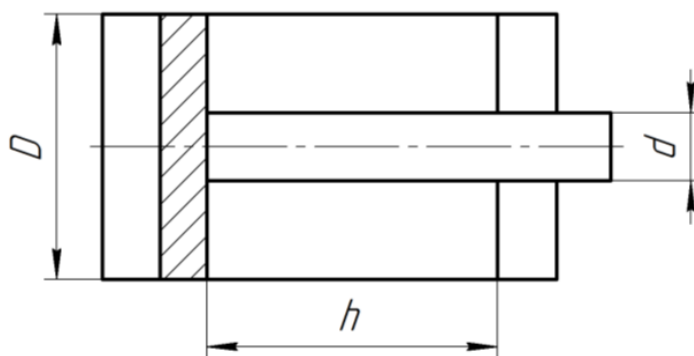


Рисунок 10 – Гидроцилиндр, D – диаметр поршня, d – диаметр штока, h – штоковая полость.

Площадь поршня находим по формуле:

$$S_n = \frac{F}{p_n} \quad (1)$$

где  $S_n$  – площадь поршня;

F – сила, действующая на шток = 5000Н;

$p_n$  – номинальное давление.

$$S_n = \frac{5 \cdot 10^3}{6 \cdot 10^6} = 83,3 \text{ см}^2$$

Диаметр поршня рассчитываем по формуле:

					15.03.02.2017.370.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		40



$$D_n = \sqrt{\frac{4 \cdot S_n}{\pi}} \quad (2)$$

$$D_n = \sqrt{\frac{4 \cdot 83,3}{3,14}} = 10,3 \text{ мм}$$

Диаметр штока принимаем по зависимости:

$$d_{шт} = \varphi \cdot D \quad (3)$$

где  $\varphi = 0,3 - 0,7$  [1], принимаем  $\varphi = 0,5$ , откуда  $d_{шт} = 10,3 \cdot 0,5 = 5,15 \text{ мм}$  [1]

По полученным данным определим стандартные значения диаметров поршня и штока по ГОСТ 6540-68:  $D_n = 12 \text{ мм}$ ,  $d_{шт} = 6 \text{ мм}$ .

Рабочие площади поверхности поршня в надпоршневом пространстве и штоковой полости (Рисунок 11):

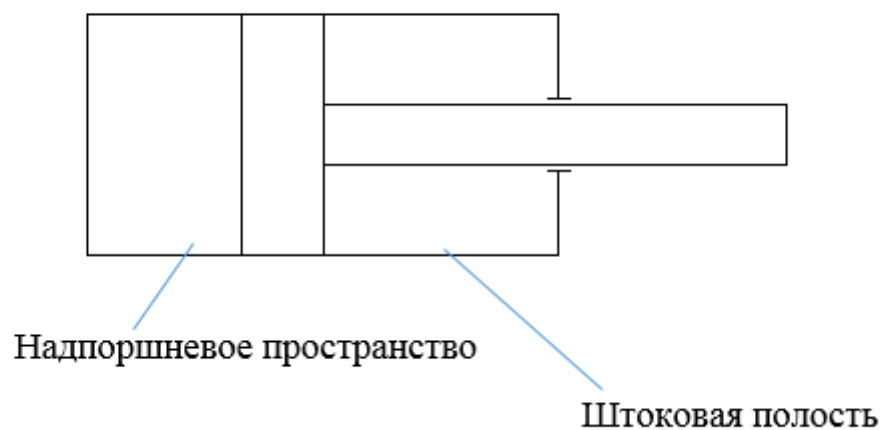


Рисунок 11 – Обозначение полостей гидроцилиндра

$$A_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (4)$$

$$A_1 = \frac{3,14 \cdot 12^2}{4} = 113,04 \text{ мм}^2$$

$$A_2 = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \quad (5)$$

$$A_2 = \frac{3.14 \cdot (12^2 - 6^2)}{4} = 84,78 \text{ мм}^2$$

Скорость хода поршня определяется с учетом длины хода поршня РМ от упора до упора  $l = 50$  мм и частоты перемещения  $f = 2 \cdot \frac{1}{\text{сек}}$ , тогда

$$V_{\text{ш}} = l \cdot f \quad (6)$$

$$V_{\text{ш}} = 50 \text{ (мм)} \cdot 2 \text{ (1/с)} = 100 \text{ мм/с}$$

А с учетом коэффициента потерь на трение  $k_{\text{тр}} = 1,15$

$$V_v = 100 \cdot 1,15 = 115 \text{ мм/с}$$

Зная скорости движения и площади рабочих поверхностей определяем расход в надпоршневой ( $Q_1$ ) и в штоковой ( $Q_2$ ) полостях:

$$Q_1 = V_v \cdot A_1 \quad (7)$$

$$Q_1 = 11,5 \cdot 1,1304 = 13 \text{ см}^3/\text{с} = 0,78 \text{ л/мин}$$

$$Q_2 = 11,5 \cdot 0,8478 = 9,75 \text{ см}^3/\text{с} = 0,5 \text{ л/мин}$$

Суммарный расход за один цикл составляет:

$$Q_{\text{ц}} = Q_1 + Q_2 \quad (8)$$

$$Q_{\text{ц}} = 0,78 + 0,5 = 1,28 \text{ л/мин}$$

Полный объем потребляемой рабочей жидкости: если исходить из того, что два перемещения в секунду, а время непрерывной работы 20 секунд, то всего получается 10 циклов, если за один цикл потребление равно 1,28 л/мин то за 10 циклов:

$$V_{\text{жс}} = Q_{\text{ц}} \cdot 10 \quad (9)$$

$$V_{\text{жс}} = 1,28 \cdot 10 = 12,8 \text{ л/мин}$$

$$V_{\text{жс}} = 12,8 \cdot \frac{20}{60} = 4,2 \text{ л}$$

					15.03.02.2017.370.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		42

Учитывая  $\eta_0=0,9$  [4], а также принимая коэффициент запаса  $k=1,15$  получаем требуемый запас жидкости на основании, которого будет в дальнейшем рассчитан объем бака с жидкостью (Б2):

$$V_{mp} = \frac{V_{ж} \cdot k_{\rho n}}{\eta_0} \quad (10)$$

$$V_{mp} = \frac{4,2 \cdot 1,15}{0,9} = 5,3 \text{ л}$$

С другой стороны,  $V$  объем надпоршневой полости равен:

$$V_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot l \quad (11)$$

$$V_1 = \frac{3,14 \cdot 12^2}{4} \cdot 50 = 5,7 \text{ см}^3$$

Объем штоковой полости равен:

$$V_2 = \left( \frac{\pi \cdot D^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_{ш}^2}{4} \right) \cdot l \quad (12)$$

$$V_2 = \left( \frac{3,14 \cdot 12^2}{4} - \frac{3,14 \cdot 6^2}{4} \right) \cdot 50 = 4,3 \text{ см}^3$$

Суммарный объем заполняемый жидкостью за 1 цикл:

$$V_{\Sigma_{ц}} = V_1 + V_2 \quad (13)$$

$$V_{\Sigma_{ц}} = 5,7 + 4,3 = 10$$

Учитывая, что работают два цилиндра  $V$  суммарное за 1 цикл:

$$V_{\Sigma_{ц}} = (V_1 + V_2) \cdot 2 \quad (14)$$

$$V_{\Sigma_{ц}} = (5,7 + 4,3) \cdot 2 = 20 \text{ см}^3/\text{с}$$

Суммарный объем за весь период работы учитывая, что работают два цилиндра  $V$  суммарное за 10 циклов:

$$V_{\Sigma} = V_{\Sigma_{ц}} \cdot 20 \cdot 10 \quad (15)$$

$$V_{\Sigma} = 20 \cdot 20 \cdot 10 = 4000 \text{ см}^3 = 4 \text{ л}$$

А с учетом объема потерь  $\eta_0=0,9$  и коэффициента запаса  $k=1,15$ :

$$V_{жр} = \frac{4 \cdot 1,15}{0,9} = 5,1 \text{ л}$$

Принимаем для дальнейших расчетов большее из значений,  $V_{жс} = 5,3$  литра.

					15.03.02.2017.370.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		43

Толщина стенки ГЦ РМ определяют по формуле:

$$\delta = \frac{P_y \cdot D}{2.3 [\sigma] - P_y} \quad (16)$$

где  $P_y$  - условное давление, равное (1,2...1,3) Р ; [4]

$[\sigma]$  - допускаемое напряжение на растяжение,  $[\sigma_t] = 210$  МПа, для стали 12Х18Н10Т

$$\delta = \frac{(1.2 \cdot 6) \cdot 120}{2.3 \cdot 210 - (1.2 \cdot 6)} = 1.8 \text{ мм}$$

К определенной по формулам толщине стенки цилиндра прибавляется припуск на обработку материала. Припуск принимают равным 0,5...1 мм. [4] Принимаем толщину стенки ГЦ РМ 2 мм, и припуск берем 1 мм, итоговая толщина стенки равна 3мм.

					<i>15.03.02.2017.370.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		44

## 2.2 Расчет бака с маслом

Для расчета объема бака с маслом требуется  $V_{тр}$  объем требуемый и  $V_{ВП}$  объем воздушной подушки.  $V_{тр}$  объем требуемый рассчитан в пункте 2.1 и равен 5.3 литра.  $V_{ВП}$  объем воздушной подушки равен 20% [4] от  $V_{тр}$  объема требуемого.

Таким образом:

Объем подушки:

$$V_{ВП} = 0.2 \cdot 5.3 = 1.06 \text{ л}$$

Объем рабочего бака с жидкостью:

$$V_{Б2} = 5.3 + 1.06 = 6.36 \text{ л}$$

Определяем толщину стенки бака.

Материал принимаем сталь 12Х18Н10Т. Механические свойства представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Механические свойства стали 12Х18Н10Т

Механические свойства			
$\sigma_b$ , МПа	$\sigma_{0,2}$ , МПа	$\delta$ , %	КСУ, кДж/см <sup>2</sup>
520	210	43	245

Таблица 2 – Химический состав стали 12Х18Н10Т (%)

С	до 0,12
Si	до 0,8
Mn	до 2
Ni	9 - 11
S	до 0,02
P	до 0,035
Cr	17 - 19
Cu	до 0,3
Ti	0,4-1
Fe	~67

Определяем толщину стенки бака.

$$h = \frac{K \cdot P \cdot d}{2 \cdot [\sigma_t]}, [7]. \quad (17)$$

где  $K$  – коэффициента запаса прочности,  $K=2,5$ ;

$P$  – давление баллона,  $P = 37$  МПа;

$D$  – диаметр бака,  $D = 0.23$  м – принимаем конструктивно;

$[\sigma_t]$  – допускаемое напряжение,  $[\sigma_t] = 210$  МПа ,

Определим радиус баллона по формуле 23:

$$R = \sqrt[3]{\left(\frac{V}{\pi}\right) \cdot \left(\frac{3}{4}\right)}$$

$$R = \sqrt[3]{\left(\frac{6360}{3.14}\right) \cdot \left(\frac{3}{4}\right)} = 11.4 \text{ см}$$

Исходя из формулы 23 можно найти диаметр по формуле 24:

$$D_{ш} = R \cdot 2$$

$$D_{ш} = 11.4 \cdot 2 = 23 \text{ см}$$

$$h = \frac{2.5 \cdot 37 \cdot 0,23}{2 \cdot 210} = 0.050 \text{ м} = 5 \text{ мм}$$

Принимаем толщину стенки 5 мм, так как конструкционная прочность с учетом коэффициента запаса составляет 108 МПа, что меньше предела текучести материала 210 МПа.

										Лист
										46
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	15.03.02.2017.370.00.00 ПЗ					

## 2.3 Расчет баллона с воздухом

### Расчет объема баллона

Давление в баллоне с рабочей жидкостью Б2 должно быть всегда равно 37 МПа, это означает что конечное давление в баллоне Б1 не должно быть меньше 37 МПа к концу работы. В практике проектирования берут давление с запасом ( $k = 0,2 \div 0,5$ ) т.е. примем что конечное давление должно быть в баллоне 50 Мпа, с учетом запаса.

Определим массу остаточную воздуха в баллоне по уравнению:

$$P_k \cdot V_б = mRT \quad (18)$$

где  $P_k$  – остаточное давление;

$V_б$  – объем баллона;

$m$  – масса воздуха;

$R$  – газовая постоянная воздуха;

$T$  – температура.

Примем что объем баллона примерно равен объему рабочей жидкости 5 литров, тогда:

$$m_k = \frac{P_k \cdot V_{ж}}{R T} \quad (19)$$

$$m_k = \frac{5 \cdot 10^7 \cdot 5 \cdot 10^{-3}}{2.87 \cdot 2.93 \cdot 10^4} = 2.97 \text{ кг}$$

Определим массу воздуха, которая необходима для вытеснения соответствующего количества жидкости:

$$\Delta m = \frac{P_k \cdot \Delta V_{ж}}{R T} \quad (20)$$

$$\Delta m = \frac{5 \cdot 10^7 \cdot 5.3 \cdot 10^{-3}}{2.87 \cdot 2.93 \cdot 10^4} = 3.15 \text{ кг}$$

Таким образом суммарная масса воздуха которую необходимо закачать в баллон:

$$m_{\Sigma} = m_k + \Delta m \quad (21)$$

$$m_{\Sigma} = 2.97 + 3.15 = 6.12 \text{ кг}$$

									Лист
									47
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	15.03.02.2017.370.00.00 ПЗ				

По формуле  $P_k \cdot V_6 = mRT$  определим начальное давление, которое необходимо закачать в баллон:

$$P_k = \frac{mRT}{V_6} \quad (22)$$

$$P_k = \frac{6.12 \cdot 2.87 \cdot 2.93 \cdot 10^4}{5 \cdot 10^{-3}} = 10.2 \cdot 10^7 = 102 \text{ МПа}$$

Конструкционная прочность ( $\sigma_k$ ) это величина разрушающего баллон напряжения, возникающего при его испытаниях до разрушения под действием заданного внутреннего давления  $P$ .

Определим радиус баллона по формуле:

$$R = \sqrt[3]{\left(\frac{V}{\pi}\right) \cdot \left(\frac{3}{4}\right)} \quad (23)$$

$$R = \sqrt[3]{\left(\frac{5000}{3.14}\right) \cdot \left(\frac{3}{4}\right)} = 10.6 \text{ см}$$

Исходя из формулы 23 можно найти диаметр по формуле:

$$D_{ш} = R \cdot 2 \quad (24)$$

$$D_{ш} = 10.6 \cdot 2 = 21.2 \text{ см}$$

Конструкционную прочность определяем по формуле 17:

$$h = \frac{K \cdot P \cdot d}{2 \cdot [\sigma_t]}, [7].$$

где  $K$  – коэффициента запаса прочности,  $K=2,5$ ;

$P$  – давление баллона,  $P=37$  МПа;

$D$  – диаметр бака,  $D=0.212$  м;

$[\sigma_t]$  – допускаемое напряжение,  $[\sigma_t]=210$  МПа ,

$$h = \frac{2.5 \cdot 50 \cdot 0.212}{2 \cdot 210} = 0.046 \text{ м} = 4.6 \text{ мм}$$

Принимаем толщину стенки 5 мм. Прочность конструкционного материала баллона равна 198,21 МПа, что меньше предела текучести материала 210 МПа.

										Лист
										48
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	15.03.02.2017.370.00.00 ПЗ					



## 2.4 Расчет гидравлического сопротивления трубопроводов

При выборе конструктивных параметров трубопроводов учитывается, что с увеличением внутреннего диаметра трубы при одном и том же расходе уменьшаются потери давления, однако увеличиваются размеры и вес трубопроводов. Внутренний диаметр трубопроводов для различных по назначению участков гидролиний определяется по максимальным расходам, проходящим по ним, и средним скоростям потоков рабочей жидкости в трубопроводах.

Внутренний диаметр принимаем  $d_{вс} = 8$  мм

Длины труб: а) от источника питания до регулятора давления – не более 0,5 м; б) от регулятора давления до рулевой машины не более – 1 м. Диаметры проходных сечений трубопроводов 8 мм. Трубы прямые. Материал труб – сталь 12Х18Н10Т.

Для каждого исполнительного гидравлического органа для линии напора и слива определяют суммарные потери давления на преодоление сил трения, местных сопротивлений и гидроаппаратуры

$$\Delta P_n = \Delta P_{тн} + \Delta P_{мн} + \Delta P_{ан} \quad (25)$$

$$\Delta P_c = \Delta P_{тс} + \Delta P_{мс} + \Delta P_{ас} \quad (26)$$

где,  $\Delta P_n$  и  $\Delta P_c$  – суммарные потери давления в линиях напора и слива;

$\Delta P_{тн}$  и  $\Delta P_{тс}$  потери давления в местных сопротивлениях в трубопроводах напора и слива;

$\Delta P_{ан}$  и  $\Delta P_{ас}$  – потери давления в гидроаппаратах потоков напора и слива.

По средней скорости потока рабочей жидкости в трубопроводе при рабочем ходе определяется число Рейнольдса и устанавливается вид режима ее движения для линии напора и слива.

В зависимости от режима движения жидкости определяется коэффициент сопротивления трению по длине трубопроводов для линий напора и слива и рассчитывается для ламинарного потока ( $Re \leq 2300$ ) по формуле:

									Лист
									49
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	15.03.02.2017.370.00.00 ПЗ				

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \quad (27)$$

При турбулентном режиме движения коэффициент  $\lambda$  зависит в общем случае от числа Рейнольдса  $Re$  и определяются по универсальной формуле Альштуля:

$$\lambda = 0,11 \cdot \left( \frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25} \quad (28)$$

где  $\Delta/d$  – относительная шероховатость;

$\Delta$  – эквивалентная шероховатость.

Среднее значение эквивалентной шероховатости  $\Delta$  труб приведены в таблице 3.

Таблица 3 -Среднее значение эквивалентной шероховатости

Вид трубы	Состояние трубы	$\Delta$ , мм
Бесшовная стальная	Новая и чистая	0,03
	После нескольких лет эксплуатации	0,2
Стальная сварная	Новая и чистая	0,05
	Умеренно заржавленная	0,5

Определяем скорость течения масла в трубе, которая определяется по формуле:

$$v = \frac{4 \cdot Q_H}{\pi \cdot d_{тр}^2}, \quad (29)$$

От регулятора давления до рулевой машинки:

$$v = \frac{4 \cdot 0,053 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,01^2} = 0,67 \text{ м/с}$$

Определяем число Рейнольдса по формуле:

$$Re = \frac{v \cdot d_{тр}}{\nu}, \quad (31)$$

При температуре масла 20°C:

$$Re = \frac{0,67 \cdot 0,053}{20 \cdot 10^{-6}} = 1775$$

Для расчёта коэффициента гидравлического трения при ламинарном режиме воспользуемся формулой Блазиуса:

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad (32)$$

$$\lambda = \frac{0,3164}{1775^{0,25}} = 0,04$$

Потери давления на трение:

$$\Delta p_{\text{тр}} = \lambda \cdot \frac{L}{D_y} \cdot \rho \cdot \frac{v_{\text{ж}}^2}{2} \quad (33)$$

$$\Delta p_{\text{тр}} = 0,04 \cdot \frac{1}{0,008} \cdot 890 \cdot \frac{5,3^2}{2} = 62500 \text{ Па}$$

Потери рабочего давления при прохождении рабочей жидкости через контрольно-регулирующую, распределительную и вспомогательную аппаратуру ДРГ определяются в соответствии с принятой схемой гидропривода. Величина потерь давления в гидроаппаратуре принимается из их технических характеристик или определяется расчетом местных потерь давления в гидроаппаратуре. [1] Для этого необходимо учесть коэффициент местных сопротивлений гидроаппаратуры.

Потери давления в гидроаппаратуре [6]:

- золотник гидравлический  $\Delta p_{\text{зг}} = 0,00025 \text{ МПа}$
- регулятор давления  $\Delta p_{\text{рд}} = 0,00013 \text{ МПа}$
- клапан отжимной слива  $\Delta p_{\text{кот}} = 0,00035 \text{ МПа}$

Суммарные потери давления в гидравлических аппаратах для линий напора и слива соответственно определяются следующим образом:

$$\Delta P = 0,0625 + 0,00025 + 0,00035 = 0,0685 \text{ МПа}$$

						<i>Лист</i>
					<i>15.03.02.2017.370.00.00 ПЗ</i>	51
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

### 3 ВЫБОР РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ

От правильности выбора рабочей жидкости зависит работоспособность и долговечность гидропривода.

Жидкость в гидроприводе предназначена для передачи энергии и надежной смазки подвижных элементов. Жидкость подвергается воздействию высоких давлений, скоростей и температур. Поэтому к ней предъявляются следующие требования:

– хорошие смазывающие свойства по отношению к материалам трущихся пар и уплотнений, поэтому жидкость должна образовывать прочную смазывающую пленку, предохраняющую от износа поверхности трущихся деталей в условиях больших давлений и температур;

– нейтральность по отношению к материалам, используемым в гидроприводе, поэтому жидкость не должна вызывать коррозии материала механизма и разрушений уплотнений;

– совместимость вязкости рабочей жидкости с применяющимися в гидроприводе уплотнительными средствами и зазорами, для избежания чрезмерно больших утечек и больших потерь энергии на преодоление гидравлических сопротивлений (в этом случае к жидкости предъявляются два противоречивых требования: для уменьшения утечек нужно применять более плотную и вязкую жидкость, а для снижения гидравлических потерь – менее вязкую);

– малое изменение вязкости жидкости в широком диапазоне рабочих температур и давлений;

– достаточно низкая температура застывания и достаточно высокая температура вспышки;

– высокая механическая стойкость, стабильность характеристик в процессе хранения и эксплуатации;

					<i>15.03.02.2017.370.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		52

- пожаробезопасность, нетоксичность, хорошие диэлектрические свойства.

В гидросистемах нашли применение рабочие жидкости в виде минеральных масел или синтетических жидкостей. Свойства рабочих жидкостей характеризуются удельным весом, вязкостью, сжимаемостью и плотностью.

Вязкость – это наиболее важное физическое свойство жидкости. От величины вязкости зависят утечки в системе, а соответственно и объемный КПД. Вязкость рабочей жидкости зависит от температуры и давления; но при давлении в гидросистемах до 25 МПа вязкость можно считать независимой от давления.

Самое большое влияние вязкость жидкости оказывает на потери давления в местных сопротивлениях: тройниках, разветвлениях, изгибах. При выборе рабочей жидкости необходимо иметь ввиду:

- минеральные масла с вязкостью 20 – 40 сСт при 50 °С применяют для гидравлических систем с давлением до 7 МПа; для давлений до 20 МПа используют масла с вязкостью 60 – 110 сСт; для давлений до 60 МПа выбирают рабочую жидкость с вязкостью 100 – 175 сСт;

- применение смеси масел в системах с высоким рабочим давлением не рекомендуется;

- температура застывания масла должна быть на 15 – 20 °С ниже минимальной рабочей температуры гидросистемы;

- в гидроприводах, работающих в условиях низких температур, обычно применяют морозостойкие рабочие жидкости, у которых температура застывания ниже 60 °С.

При выборе рабочей жидкости к соответствующим гидроагрегатам необходимо знать граничные температуры окружающего воздуха, которые зависят от климатической зоны эксплуатации гидропривода.

Нижний предел температур рабочих жидкостей определяется минимальной температурой климатической зоны, где работает машина.

Верхний предел зависит от максимальной температуры окружающей среды.

Масло МГЕ – 46В (ТУ 38 001347-83) для гидрообъемных передач изготавливают на базе селективноочищенных промышленных масел с антиокислительной, противоизносной, депрессорной и антипенной присадками. Характеризуется высокой стабильностью вязкостных веществ, обладает хорошими противоизносными показателями, длительно работоспособно при температурах от минус 10 до плюс 80 °С.

Масло МГЕ-46В применяется в качестве рабочей жидкости для гидросистем в технике, работающей при давлении до 35 МПа с кратковременным повышением до 42 МПа. [3]

Таблица 7 – Основные характеристики рабочей жидкости МГЕ – 46В

Показатель	МГЕ – 46В
Вязкость кинематическая, мм <sup>2</sup> /с (сСт):	
при 100°С, не менее	6,0
при 40°С, в пределах	41,4-50,6
Индекс вязкости, не менее	90
Температура вспышки, определяемая в открытом тигле, °С, не ниже	190
Температура застывания, °С, не выше	-30
Кислотное число, мг КОН/г, не более	0,05-0,15
Плотность при 20°С, кг/м <sup>3</sup> , не более	890
Содержание механических примесей и воды	отсутствует
Испытание на коррозию металлов	выдерживает

#### 4 НАДЕЖНОСТЬ И ДИАГНОСТИКА ГИДРОПРИВОДА

Проблема надежности является технической, так как непосредственно связана с процессами проектирования, производства и эксплуатации техники.

Общие методы, позволяющие создать изделие с высокой надежностью и рассчитать ее количественные показатели, составляет основу теории надежности. Поэтому в проблеме надежности существуют два направления: обеспечение надежности и ее расчет. К первому направлению относятся конструкторские и технологические методы создания высококачественных изделий, с их отработкой по результатам испытаний и правильной эксплуатацией. При втором направлении связано с использованием специальных математических методов, таких как теория вероятности, математическая статистика и др.

Противопоставление этих двух направлений которое возникло еще в начальный период развития теории надежности, в определенной мере продолжает сохраняться и сегодня. Практикой установлено, что высокое качество техники может быть достигнуто только с помощью всесторонних ее испытаний и с использованием диагностики в период рядовой эксплуатации.

Техническая диагностика относится к основной части технического обслуживания техники. Отсюда цель технической диагностики — это повышение надежности техники. Техническая диагностика исходя из раннего обнаружения дефектов или прогноза приближающихся отказов, позволяет устранить или предупредить их при техническом обслуживании, что повышает надежность техники в эксплуатации, позволяет обслуживать технику по фактическому состоянию, повышая, в конечном итоге, эффективность их эксплуатации.

Эффективность их эксплуатации достигается, в частности, за счет оптимизации номенклатуры и объема регламентируемых работ при техническом обслуживании, так как их завышение приводит к неэффективному

									Лист
									55
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	15.03.02.2017.370.00.00 ПЗ				

использованию квалифицированных рабочих, а занижение - к росту простоев техники в неплановых ремонтах. Техническая диагностика решает большой круг задач, некоторые из которых являются смежными с задачами других технических дисциплин.

При проектировании для повышения надёжности прежде всего необходимо оптимизировать принципиальную гидравлическую схему в соответствии с требованиями технического задания, минимизировать количество гидрокомпонентов, входящих в состав изделия.

Далее подбираются необходимые гидроаппараты с учётом технического задания величин нагрузок на исполнительные механизмы, максимальных скоростей и ускорений, требуемой точности отработки и линейности характеристик.

Исходя из максимальных нагрузок выбираются размеры гидроаппаратов от величины давления питания и расхода рабочей жидкости.

Также необходимо учитывать и весовые нагрузки элементов конструкции, инерционную и упругую составляющие, сопротивление подводящих и отводящих каналов. Обязательно предусмотреть защиту от перегрузки гидропривода, в том числе отдельных гидролиний и гидроаппаратов, с помощью предохранительных, переливных или других клапанов.

Основными характеристиками при выборе компонентов гидропривода являются вес, цена, срок службы и надёжность.

Но эти характеристики противоречивы. Выигрывая в одном, можем проиграть в другом.

Простота конструкции является лучшей гарантией надёжности. При конструировании нужно выбирать минимум гидроаппаратов, минимум

					15.03.02.2017.370.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		56



уплотнений, предохраняющих от наружных утечек, и учитывать минимальную длину гидролиний, что повышает надёжность гидропривода.

При проектировании гидропривода желательно разработать его математическую модель, с помощью которой можно проанализировать и динамические свойства системы с учётом инерционных нагрузок, также сжимаемости рабочей жидкости и нежёсткости механической передачи между гидравлическим исполнительным механизмом и нагрузкой.

Необходимо определить условия, в которых могут возникнуть нежелательные резонансные явления.

Надёжность изделия в определённых условиях работы, определяется числом, которое выражает процент числа нормально работающих изделий к общему числу изделий, подвергнутых испытаниям.

Известно, что тщательный контроль за изготовлением деталей и сборочными операциями правильно сконструированных изделий, позволяет устранить большинство возникающих при эксплуатации отказов, вызываемых неправильной сборкой или плохим качеством изготовления деталей.

Поэтому качество контроля является существенным фактором в части обеспечения одного из основных свойств изделия, важного при анализе надёжности – постоянного значения величины безотказной работы изделия.

Для оценки показателей надёжности необходимо проводить испытания нескольких образцов изделия.

Как правило, в первые часы испытаний могут наблюдаться частые отказы вследствие дефектов производства и контроля.

После устранения выявленных дефектов наступает период, когда отказы наступают только в результате действия случайных причин. Этот период продолжается до тех пор, пока не начинаются отказы, вызванные износом отдельных элементов, входящих в состав изделия.

Правильная оценка надёжности по результатам испытаний малого количества образцов зависит от того, насколько типичны возникшие в процессе испытаний отказы.

Качество применяемых материалов и комплектующих, тщательный контроль изготавливаемых деталей на предмет соответствия требованиям рабочих чертежей и технических условий, наличие испытательных стендов для проверки отдельных узлов и изделия в целом, оснащённых необходимыми приборами контроля выходных параметров имеют одно из главных значение.

Оптимальный процесс технического обслуживания и ремонта при эксплуатации можно построить, располагая статистическими данными, полученными в процессе стендовых и эксплуатационных испытаний с учётом условий работы гидропривода.

Для обеспечения своевременного и грамотного диагностирования возникающих неисправностей гидропривод должен быть оснащён достаточным количеством, так называемых измерительных штуцеров, к которым можно оперативно присоединять измерительную аппаратуру – манометры, датчики давления.

Записывая в память компьютера сигналы современных средств технической диагностики, включающие расходомеры, тензометрические датчики давления, позволяют эффективно анализировать даже быстро протекающие рабочие процессы и выявлять причины отказов и неисправностей, а в некоторых случаях предвидеть возможное наступление отказа.

На основании инструментальных измерений параметров гидропривода позволяет принимать обоснованные конструкторские решения при модернизации изделия. [5]

					15.03.02.2017.370.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		58

## 5 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ

При проектировании приводов большое внимание следует обращать на соответствие конструктивных решений установленным требованиям и нормативам по безопасности оборудования. Безопасность производственного оборудования включает свойство оборудования сохранять безопасное состояние при выполнении заданных функций в определенных условиях в течение установленного времени.

Безопасность конструкции приводов и их элементов при проектировании обеспечивается (ГОСТ 12.2.003—74) оптимальным выбором принципиальных схем и безопасных элементов конструкции, выполнением эргономических требований, применением в конструкции средств защиты, включением требований к безопасности оборудования в конструкторскую и эксплуатационную документацию.

Физический смысл требований к безопасности конструкции — это необходимость проанализировать возможные опасные и вредные производственные факторы, которые могут возникнуть в процессе испытаний и эксплуатации оборудования. Опасные факторы могут привести к травме работающего, вредные — к заболеванию. При проектировании приводов необходимо стремиться к устранению причин, которые способствуют к возникновению опасных и вредных производственных факторов, а при невозможности ограничивать их вредное воздействие до регламентированных уровней.

Общие требования безопасности к оборудованию гидроприводов и пневмоприводов соответственно регламентируют ГОСТ 12.2.040—79 и ГОСТ 12.3.001—73.

На прочность должны быть рассчитаны детали и сборочные единицы приводов, работающие под избыточным давлением рабочей среды.

					<i>15.03.02.2017.370.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		59

Конструкционная прочность изделий включает в себя как прочностные характеристики материала конструкции, так и прочность их крепежных соединений. Расчет на прочность проводят для режимов с максимальными нагрузками. Трубопроводы приводов должны быть спроектированы таким образом, чтобы была рассчитана возможность температурного удлинения труб без нарушения надежности и герметичности соединений.

Все конструкции приводов необходимо выполнять с учетом эргономические требования. Усилия нажатия на органы управления (маховики, рычаги, кнопки и т. д.) не должны превышать значений, установленных нормативными документами. Для органов ручного управления нужно иметь надежное фиксирование в заданном положении, исключающее самопроизвольное включение. Для переключения органов управления необходимо чтобы оно происходило плавно (без заеданий). На органах управления должны быть нанесены четкие надписи или символы, которые указывают управляемый объект, к которому они относятся, его назначение и состояние (Включено, Выключено и т.п.), соответствующее данному положению органа управления.

Требования к средствам защиты, входящим в конструкцию.

Средства защиты нужно использовать для предотвращения или уменьшения воздействия на работающих опасных и вредных производственных факторов. В зависимости от назначения средства защиты классифицируют на предохранительные, стопорные, тормозные, оградительные, амортизационные, защитные, блокировки, средства автоматического контроля и сигнализации, средства дистанционного управления, знаки безопасности и специальные.

К предохранительным средствам защиты приводов относят предохранительные клапаны, которые предназначены для защиты гидросистем и пневмосистем от разрушения при увеличении давления рабочих сред сверх

					15.03.02.2017.370.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		60

допустимых значений. Периодически необходимо проверять или совершать поверку работы предохранительных клапанов. В случае отклонения давления срабатывания клапана от настроечного более чем на 10% клапан должен быть заменен новым. В рабочих условиях запрещается настраивать клапаны. Настройка и поверка должна производиться только на специальных стендах.

В приводах применяют также электрические (предохранители электроустановок) предохранители.

Стопорные средства защиты (стопоры) используются для остановки и фиксации составных частей приводов при определенном положении. По принципу действия стопоры делятся на механические, электрические, гидравлические, пневматические и комбинированные.

Все резьбовые соединения должны быть обеспечены надежными видами стопорения для предотвращения самоотвинчивания. Чтобы предотвратить самопроизвольную расстыковку гидро- и пневморазъемов применяют стопорные кольца. В приводах должны быть применены механические (например, ограничители поворота запорно-регулирующих элементов гидро- и пневмоаппаратов), а также электрические (конечные выключатели) упоры.

Тормозные средства защиты в приводах широко применяются в виде демпферов, например, в цилиндрах для торможения поршня при его подходе к крышке корпуса, а также в виде дросселей, предназначенных для регулирования частоты вращения гидро- и пневмомоторов или скорости перемещения штоков цилиндров в приводах.

Необходимо иметь оградительные средства защиты (кожухи, щиты, экраны и т. п.) для применения в приводах при ограждении открытых подвижных частей оборудования (соединительных вращающихся муфт), токоведущих частей электроустановок, доступных прикосновению; опасных зон испытательных стендов, предназначенных для испытаний приводов на прочность и герметичность. При эксплуатации гидроприводов с высоким

					<i>15.03.02.2017.370.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		61

давлением (более 10 МПа) необходимо создать безопасные условия для обслуживающего персонала от поражения струей жидкости. Для этого ограждают кожухом все участки гидрولينей, которые не заключены в общий корпус машины. При обнаружении внешних утечек жидкости немедленно останавливают насос и устраняют утечки.

При наличии давления в гидросистеме категорически запрещается устранять утечки, подтягивать соединения трубопроводов, штуцеров и т. д.

Запрещается при заправке гидропривода использовать неисправный манометр. На шкале или корпусе манометра должна быть нанесена красная метка, которая соответствует наибольшему допустимому давлению в этой точке.

Необходимо иметь амортизаторы, предназначенные для смягчения ударов в конструкциях изделий (защиты их от вибрации и больших нагрузок). По принципу действия амортизаторы делятся на механические, гидравлические и пневматические. В механических амортизаторах в качестве упругих элементов применяют пружины и резинотехнические изделия, а в гидравлических и пневматических— рабочие среды. Примером пневматических амортизаторов могут служить гидропневмоаккумуляторы, применяемые в гидроприводах как средства защиты от гидравлических ударов.

На этапе разработки приводов кроме выполнения рабочих чертежей необходимо разработать технические условия (ТУ) на изделие. В соответствии с требованиями ГОСТ 1.26—77 ТУ должны иметь раздел «Требования безопасности». В разделе «Требования безопасности» конкретно указать требования к средствам защиты, допустимые уровни опасных и вредных производственных факторов, создаваемых оборудованием; требования по удалению и снижению опасных и вредных производственных факторов в местах их образования, требования электро-, пожаро- и взрывобезопасности,

									Лист
									62
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	15.03.02.2017.370.00.00 ПЗ				

эргономические требования, а также требования к надписям и знакам безопасности (ГОСТ 12.4.026—76).

Гидроприводы с гидроаккумуляторами должны иметь устройства, которые отключают их от гидросистемы.

Шум, возникающий при работе насосных агрегатов с установленной мощностью до 12,5 кВт, не должен превышать уровень звуковой мощности 75—95 дБ при частоте 63—8000 Гц, а с установленной мощностью свыше 12,5 кВт—85—100 дБ при тех же частотах.

При работе гидропневмопривода в полуавтоматическом или автоматическом режиме, на пульте управления необходимо предусмотреть устройство для переключения привода на ручное управление в наладочном режиме и соответствующая сигнализация об этом.

При соблюдении необходимых мер предосторожности от поражения высоконапорными струями работа с нефтяными маслами и другими жидкостями гидроприводов безопасна. Но при длительной работе с маслами необходимо использовать рукавицы или применять защитные мази, пасты для рук. При вскрытии тары с маслом нельзя пользоваться инструментами, издающими при ударе искрообразование. При завершении работы с маслами необходимо вымыть руки теплой водой с мылом.

В случае возгорания масел допускаются все средства тушения, кроме воды, поэтому в местах хранения масел и расположения насосных станций должны быть огнетушители, ящики с песком и лопаты. Промасленную ветошь следует складировать в металлические ящики с крышками, которые необходимо систематически освобождать от использованной ветоши.

Предельно допустимая концентрация масляного тумана в воздушной среде составляет 5 мг/м<sup>3</sup>, предельно допустимая концентрация паров углеводородов масла в воздухе—300 мг/м<sup>3</sup>.

					<i>15.03.02.2017.370.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		63

Очень опасны ожоги рабочей жидкостью. По этой причине категорически запрещается заменять плавкие защитные пробки в гидромурфтах неплавкими заглушками. Несоблюдение этого требования может привести к ожогам даже при соприкосновении с кожухом гидромурфты, а иногда и к возникновению пожара. [1]

					<i>15.03.02.2017.370.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		64



## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В выпускной квалификационной работе разработан золотниковый гидравлический привод рулевой машины с источником питания вытеснительного типа. Время непрерывной работы привода 20 секунд. Тип рулевой машины – золотниковая. Количество рулевых машин – 2.

Были проведены прочностной, силовой и эксплуатационный расчеты гидроцилиндра рулевой машины, также рассчитана толщина стенки гидроцилиндра рулевой машины. Для определения объема рабочей жидкости провела расчет бака с маслом и определила толщину стенки бака. Исходя из результата полученного при расчете объема бака рассчитала баллон с воздухом, для которого был определен объем воздушной подушки. На основании своих данных сделала расчет прочностной. Провела расчет гидравлического сопротивления трубопроводов.

В разделе «Выбор рабочей жидкости» я описала методы выбора рабочей жидкости в зависимости от работоспособности гидропривода.

Надежность гидропривода. В этом разделе рассмотрены проблемы надежности, непосредственно связанные с процессами проектирования, производства и эксплуатации гидропривода.

Безопасность жизнедеятельности. Этот раздел содержит как требования к оборудованию для сохранения безопасного состояния при выполнении заданных функций в определенных условиях в течение установленного времени, так и требования к рабочему персоналу при работе с гидропневмосистемами, вредными и опасными приемами работы.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Корпачев В.П. Основы проектирования объемного гидропривода: Учебное пособие для студентов направления 250400.62 «Технология лесозаготовительных и деревоперерабатывающих производств» профиля подготовки «Лесоинженерное дело» очной и заочной форм обучения. – 3-е изд., перераб. и доп. / В. П. Корпачев А.А. Андрияс А.И. Пережилин. Красноярск: СибГТУ, 2012 – 164 с.
2. Гамынин Н.С. Гидравлический привод систем управления. М.: «Машиностроение», 1972 – 376 с.
3. Башта Т.М. Гидравлические приводы летательных аппаратов. М.: «Машиностроение», 1967 – 495 с.
4. Туманов А.Т. Конструкционные материалы. Справочник. М.: Государственное научное издательство «Советская энциклопедия», 1963 – 416.
5. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. – М.: «Машиностроение», 1982. – 423 с.
6. Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод. Учебное пособие для студентов высших учебных заведений. – М.: Академия, 2008. – 536 с. Артемьева Т.В., Лысенко Т.М. и др.
7. Анурьев В.И. Справочник конструктора – машиностроителя. М.: «Машиностроение», 1974 – 416 с.

										Лист
										66
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

15.03.02.2017.370.00.00 ПЗ