

МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Металлорежущие станки и инструменты»

ГИДРО- И ПНЕВМОПРИВОД ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

*Методические рекомендации к лабораторным работам
для студентов специальности
1-36 01 03 «Технологическое оборудование
машиностроительного производства»
дневной формы обучения*



Могилев 2023

УДК 621.9:621.22
ББК 34.63-5:34.447
Г46

Рекомендовано к изданию
учебно-методическим отделом
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Металлорежущие станки и инструменты»
«20» декабря 2022 г., протокол № 5

Составитель канд. техн. наук, доц. В. Б. Попов

Рецензент канд. техн. наук, доц. Д. М. Свирепа

Методические рекомендации к лабораторным работам предназначены
для студентов специальности 1-36 01 03 «Технологическое оборудование машиностроительного производства» дневной формы обучения.

Учебно-методическое издание

ГИДРО- И ПНЕВМОПРИВОД ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Ответственный за выпуск

С. Н. Хатетовский

Корректор

И. В. Голубцова

Компьютерная верстка

Е. В. Ковалевская

Подписано в печать . Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. . Тираж 44 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, 2023

Содержание

Меры безопасности при проведении лабораторных работ.....	4
1 Ручное управление гидроприводом поступательного и вращательного движений.....	5
1.1 Основные гидросхемы с ручным управлением.....	5
1.2 Конструкция элементов гидропривода.....	6
1.3 Монтажная схема.....	11
2 Регулирование скорости выходного звена при помощи дросселя.....	13
2.1 Сведения о дроссельном регулировании.....	13
2.2 Дроссельное регулирование гидропривода при последовательном включении дросселя.....	14
2.3 Дроссельное регулирование гидропривода при параллельном включении дросселя.....	16
2.4 Стабилизация движения выходных звеньев.....	18
2.5 Монтажная схема.....	21
3 Регулирование давления в гидроприводах.....	24
3.1 Типы гидроклапанов.....	24
3.2 Гидроклапаны прямого действия.....	25
3.3 Клапаны непрямого действия.....	27
4 Электрогидравлический шаговый привод.....	29
5 Насосные установки.....	32
5.1 Виды насосных установок.....	32
5.2 Установка с двухпоточным насосом и разделительной гидропанелью.....	34
5.3 Насосная установка с нерегулируемым насосом и пневмогидравлическим регулятором.....	34
6 Гидропривод плоскошлифовального станка.....	35
6.1 Схема гидравлическая принципиальная.....	35
6.2 Описание работы.....	35
6.3 Очистка рабочей жидкости в гидросистеме.....	40
6.4 Отладка гидросистемы.....	40
7 Смазочные системы станочного оборудования.....	42
7.1 Классификация смазочных систем и устройств.....	42
7.2 Последовательная система смазки.....	44
Список литературы.....	46

Меры безопасности при проведении лабораторных работ

1 Перед началом занятий проветрить помещение.

2 Прежде чем приступить к работе, необходимо установить исправность механизмов, инструментов, приспособлений, наличие ограждений пусковых устройств.

3 Путем осмотра токоведущих частей электроаппаратуры и кнопочного управления проверить исправность оборудования, состояние смазки оборудования, состояние заземляющего провода и плотность его прилегания.

4 При обнаружении неисправности оборудования или плохого заземления ограждений не начинать работу, а доложить об этом ответственному по лаборатории.

5 При монтаже и демонтаже гидро- и пневмосхем необходимо пользоваться только исправным инструментом. Размер ключей должен соответствовать размерам гаек и шурупов.

6 Перед включением оборудования убедиться в надежности и герметичности соединений трубопроводов.

7 Следить за рабочим давлением в системе оборудования (в пневмосистеме – не более 0,6 МПа, в гидросистеме – 1 МПа).

8 Не допускается останавливать и тормозить движущиеся и вращающиеся звенья гидро- и пневмостендов руками.

9 По окончании работы:

- отключить оборудование;
- разборку, очистку и смазку оборудования производить только при отключенной системе питания с соответствующей табличкой на рубильнике;
- убрать рабочее место;
- не допускается убирать пролившееся масло руками, для этого используется совок и ветошь;
- промасленную ветошь убирать в специальную тару и регулярно выносить из помещения в специально отведенное место;
- обо всех недостатках, обнаруженных во время работы, поставить в известность заведующего кафедрой.

1 Ручное управление гидроприводом поступательного и вращательного движений

Цель работы: ознакомиться с конструкциями элементов гидропривода и изучить гидросхемы с ручным управлением.

1.1 Основные гидросхемы с ручным управлением

Очень часто в технологическом оборудовании находит применение нерегулируемый гидропривод с ручным управлением, который прост по конструкции и надежен в эксплуатации. Он может использоваться для управления прямолинейного и вращательного движений при помощи распределителей различных конструкций.

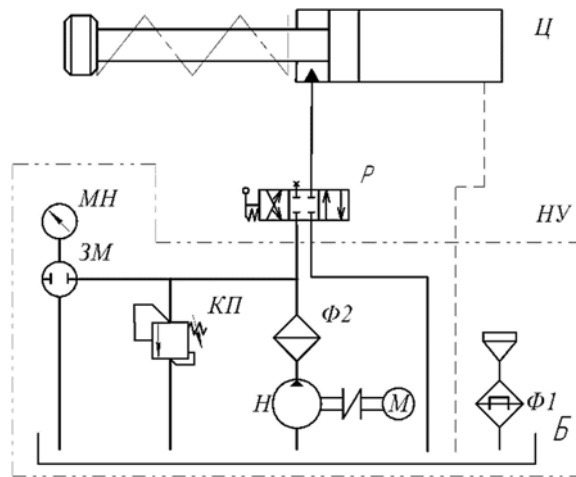
На рисунках 1.1–1.4 изображены принципиальные гидросхемы с ручным управлением возвратно-поступательного и возвратно-вращательного движений при помощи техпозиционного распределителя с ручным управлением. При установке распределителя в крайние позиции происходит реверсирование выходного звена гидродвигателя, а при установке в нейтральное положение – рабочая жидкость заливается в рабочие полости гидродвигателя, вызывая остановку и фиксирование выходного звена гидродвигателя.

Гидросхема с гидроцилиндром одностороннего действия (см. рисунок 1.1) находит применение в зажимных устройствах. Шток при помощи пружины и при отсутствии давления в штоковой полости производит выдвигание подачей рабочей жидкости в ту же полость. Поршневая полость соединяется дренажной гидролинией с окружающей атмосферой (гидробаком).

Гидросхема с одноштоковым гидроцилиндром обеспечивает движение штока с различной скоростью в обе стороны.

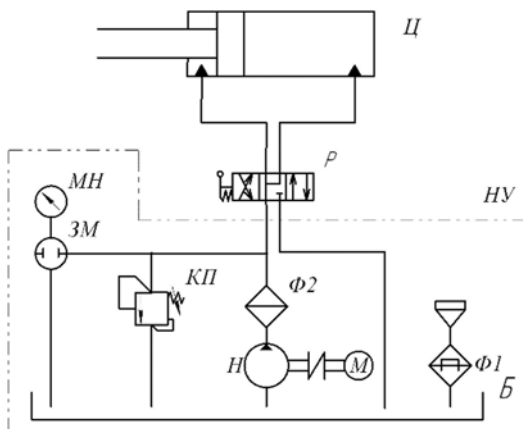
Дифференциальная схема включения одноштокового гидроцилиндра (см. рисунок 1.2) обеспечивает движение штока с одинаковой скоростью в обе стороны, если $F_1 = 2F_2$. В этом случае для преодоления нагрузки F_2 включается правое положение распределителя P , соединяя штоковую полость гидроцилиндра с напорной линией, а поршневую – со сливом. Для преодоления нагрузки F_1 в случае дифференциальной схемы включения цилиндра (см. рисунок 1.3) включается центральное положение распределителя P , соединяя обе полости гидроцилиндра с напорной линией; в этом случае за счет разности эффективных площадей поршня шток гидроцилиндра будет выдвигаться. Для свободного выдвигания штока распределитель P включается в левое положение и поршневая полость соединяется с напорной линией, а штоковая – со сливной магистралью.

Гидросхема для обеспечения вращательных движений (см. рисунок 1.3) при использовании гидромотора предназначена для разного рода установочных поворотных движений.



Ц – гидроцилиндр одностороннего действия $\varnothing 36$ мм; P – распределитель золотниковый, трехпозиционный ВЕ6.44.31/Г24Н; насосная установка НУ: Н – насос пластинчатый Г12-31М; Ф1 – фильтр заливной Г42-12Ф; Ф2 – фильтр щелевой пластинчатый 8-80-1К; ЗМ – золотник включения манометра ПМ2-1-320; КП – клапан предохранительный ПГ54-32; МН – манометр МТ-100/4-40-2,5

Рисунок 1.1 – Управление гидроцилиндром одностороннего действия с помощью трехпозиционного распределителя



P – распределитель золотниковый, трехпозиционный ВЕ6.24.31/Г24Н

Рисунок 1.2 – Дифференциальная схема включения одноштокового гидроцилиндра

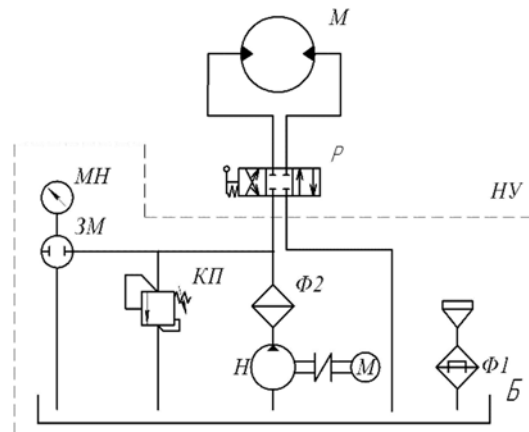


Рисунок 1.3 – Управление реверсивным гидромотором при помощи трехпозиционного распределителя

1.2 Конструкция элементов гидропривода

Насос. Основными деталями насосов являются: корпус с крышкой; приводной вал с подшипниками и рабочий комплект (см. рисунок 1.4), состоящий из распределительных дисков 1 и 7, статора 3, ротора 4 и пластин 5. Диски и статор, зафиксированные в угловом положении относительно корпуса штифтом 9, прижимаются друг к другу пружинами (не показаны), а также давлением масла в напорной линии. При вращении ротора 4, связанного через шлицевое соединение

с приводным валом, в направлении, указанном стрелкой, пластины 5 центробежной силой и давлением масла, подведенного в отверстия 11, прижимаются к внутренней поверхности 10 статора 3, имеющей форму овала, и, следовательно, совершают возвратно-поступательное движение в пазах ротора.

Во время движения пластин от точки *A* до точки *B* и от *C* до *D* объемы камер, образованных двумя соседними пластинами, внутренней поверхностью статора, наружной поверхностью ротора и торцовыми поверхностями дисков 1 и 7, увеличиваются, и масло заполняет рабочие камеры через окна 2 и 12 диска 1, связанные со всасывающей линией. При движении в пределах участков *BC* и *DA* объемы камер уменьшаются, и масло вытесняется в напорную линию гидросистемы через окна 6 и 8 диска 7. Поскольку зоны нагнетания (*BC* и *DA*) и всасывания (*AB* и *CD*) расположены диаметрально относительно ротора, на него не действуют радиальные усилия, что положительно сказывается на долговечности подшипников приводного вала.

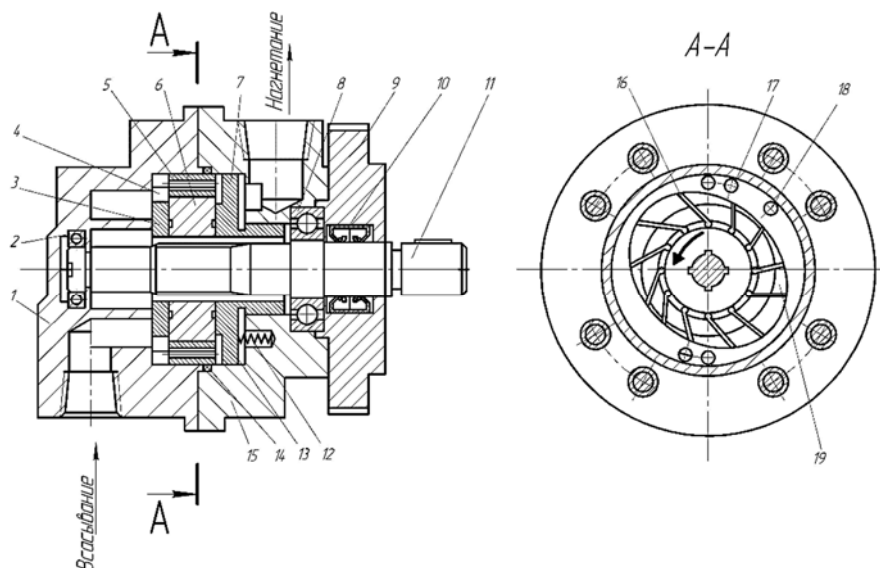


Рисунок 1.4 – Пластинчатый нерегулируемый насос

Гидромотор. В станочных гидроприводах преимущественно применяют нерегулируемые аксиально-поршневые гидромоторы, которые в ряде случаев имеют существенные преимущества перед электромоторами. Гидромоторы в среднем в 6 раз меньше по занимаемому объему и в 4–5 раз по массе. При наибольшей частоте вращения 2500 об/мин наименьшее значение частоты может составлять 20...30 об/мин, а у гидромоторов специального исполнения до 1...4 об/мин и меньше, причем легко осуществимо плавное регулирование во всем диапазоне. Время разгона и торможения вала гидромотора не превышает обычно нескольких сотых долей секунды; возможны режимы частых включений и выключений, реверсов, изменения частоты вращения. Крутящий момент гидромотора легко регулируется изменением перепада давлений в его камерах, при подходе рабочего органа к упору вращение гидромотора останавливается, а развиваемый им крутя-

щий момент остается неизменным. Закон разгона и торможения приводимого гидромотором рабочего органа может легко изменяться в зависимости от профиля кулачка, установленного на рабочем органе и воздействующего на дроссель регулирования частоты вращения гидромотора.

Гидромоторы аксиально-поршневые типа Г15-2 Н (ГОСТ 21229–75) состоят из следующих основных деталей и узлов: ротора 10 (рисунок 1.5) с семью поршнями 17; барабана 7 с толкателями 19; радиально-упорного подшипника 6; вала 1; опирающегося на подшипники 5 и 16; опорно-распределительного диска 13; корпусов 4 и 9; фланца 3 с манжетой 2; пружины 11 и торцевой шпонки 8.

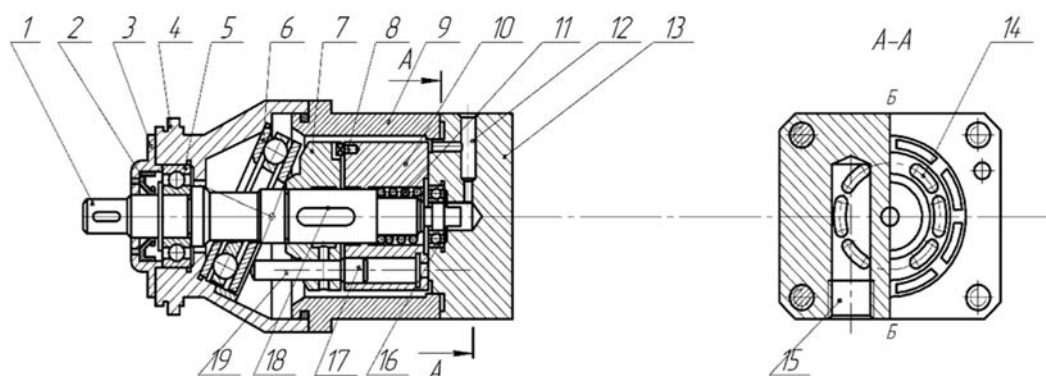


Рисунок 1.5 – Конструкция аксиально-поршневого гидромотора

При работе гидромотора масло из напорной линии через отверстие 15 и один из пазов 14 поступает в рабочие камеры, расположенные по одну сторону от оси Б–Б. Осевое усилие, развиваемое поршнями, через толкатели 19 передается на подшипник 6. Поскольку последний расположен наклонно, на толкателях возникают тангенциальные силы, заставляющие поворачиваться барабан 7, а вместе с ним вал 1 и ротор 10, связанные с барабаном шпонками 18 и 8. Одновременно поршни, расположенные по другую сторону от оси Б–Б, вдвигаются в ротор, вытесняя масло из соответствующих рабочих камер через полукольцевой паз и другое отверстие 15 в сливную линию, в которой должен быть подпор для поджима толкателей к радиально-упорному подшипнику.

Ротор прижимается к диску 13 пружиной 11 и давлением масла, действующим на дно рабочих камер. Конструкция ходовой части гидромотора обеспечивает возможность самоустановки ротора относительно опорно-распределительного диска, что позволяет частично компенсировать износ трущихся поверхностей и деформацию деталей под нагрузкой, а также снизить требования к точности изготовления. Частота вращения гидромотора определяется количеством проходящего через него масла, направление вращения зависит от того, какое из отверстий 15 соединено с напорной линией, а величина крутящего момента примерно пропорциональна разности давлений в подводном и отводном отверстиях.

Гидроцилиндры. Поршень во время работы перемещается внутри гильзы (рисунок 1.6). Его максимальное перемещение ограничено упором в крышки и называется ходом поршня. Внутреннее пространство гидроцилиндра заполнено

рабочей жидкостью – маслом, обеспечивающим хорошее смазывание поверхностей поршня и гильзы. Материалы поршня и гильзы выбирают так, чтобы уменьшить их изнашивание, исключить появление задиров, поэтому для работы со стальной гильзой поршень выполняют из чугуна. Наружную цилиндрическую поверхность поршня обрабатывают шлифованием.

Для нормальной работы гидроцилиндра должны быть очень малые перетечки рабочей жидкости в зазоре между поршнем и гильзой из полости 20 в полость 17 или наоборот. Для этого необходимо точное изготовление гильзы и поршня, обеспечивающее зазор между ними 0,02...0,04 мм, либо установка на поршне уплотнений в виде чугунных поршневых колец 6, круглых резиновых колец или U-образных манжет. Поршень 7 жестко соединяют со штоком гайкой 18. При этом должна быть исключена возможность отвинчивания гайки при работе. В данном случае гайка выполнена с наклонной прорезью и стянута дополнительным фиксирующим винтом.

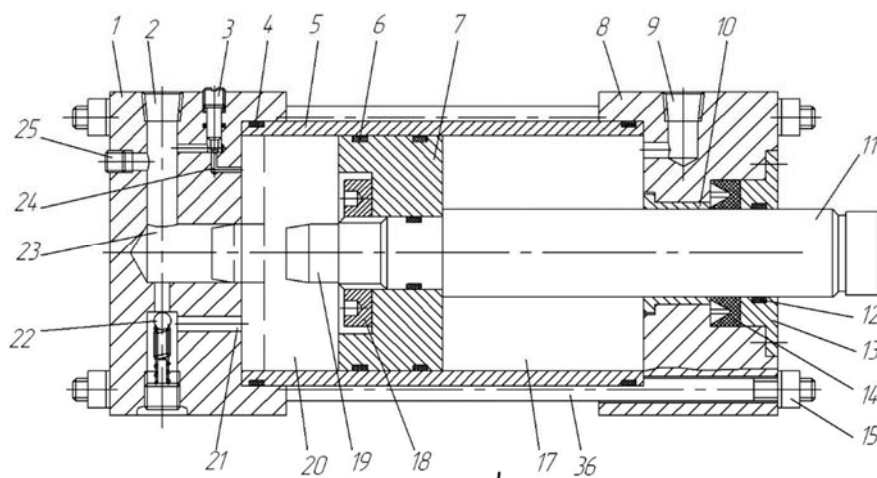


Рисунок 1.6 – Конструкция одноштокового гидроцилиндра

Шток 11, передающий усилие от поршня к проводимому рабочему органу оборудования, во время работы выдвигается наружу или перемещается внутрь цилиндра. Штоки изготавливаются из качественной конструкционной стали, наружную поверхность подвергают твердому хромированию, азотированию или другим видам термохимической обработки и для обеспечения износостойкости и антикоррозионных свойств, а также шлифуют и полируют.

Направляющую втулку 10 изготавливают из антифрикционного материала (бронза). U-образная резиновая манжета 14 уплотняет шток. При качественном изготовлении и монтаже манжеты шток при работе выносит на своей поверхности тончайшую масляную пленку, которая приводит к образованию малых утечек рабочей жидкости. На манжету 14 действует давление рабочей жидкости в полости 17, поэтому крепление фланга 13 к крышке 8 должно быть рассчитано на усилие, действующее на манжету. Кольцо 12 из резины служит для удаления загрязнений с поверхности штока, когда он перемещается внутрь цилиндра.

Гидроцилиндры могут иметь встроенные устройства для торможения поршня и штока в конце хода. При подводе жидкости под давлением через канал 9

в полость 17 поршень и шток перемещаются влево. При этом жидкость из полости 20 вытесняется, в основном, через расточку 23 к крышке 1 и частично через канал 24 и щель между иглой дросселя 3 и кромкой прилегающего отверстия в крышке 1. Проход жидкости из полости 20 через канал 21 в расточку 23 перекрыт обратным клапаном, выполненным в виде подпружиненного шарика 22.

В конце хода хвостик 19 входит в расточку 23, плавно перекрывая проход жидкости из полости 20 в расточку 23, и с этого момента жидкость из полости 20 может вытесняться в канал 2 только через канал 24. Движение штока и поршня замедляется, т. е. происходит плавное торможение, и остаток пути они перемещаются с замедленной скоростью, которую регулируют игольчатым дросселем 3. Во время разгона поршня при его движении вправо жидкость под давлением проходит из канала 2 в полость 20 сначала через обратный клапан и канал 21, а после выхода хвостика 19 из расточки 23 – через эту расточку прямую. На рисунке 1.6 показана технологическая заглушка 25 с конической резьбой, которая при завинчивании в крышку 1 обеспечивает герметичное перекрытие канала. Такие заглушки применяют для перекрытия каналов в гидроустройствах при давлениях рабочей жидкости до 20 МПа и более.

Направляющие распределители. Гидрораспределители предназначены для изменения пуска и остановки потока масла в двух или более линиях в зависимости от наличия внешнего управляющего воздействия. Они позволяют реверсировать движение рабочих органов, останавливать рабочие органы (трехпозиционные распределители), а также выполнять другие операции в соответствии с гидросхемой распределителя. Запорно-регулирующий элемент выполняется в виде золотника с осевым движением или крана с поворотным движением (рисунок 1.7). В положении золотника распределителя *ГР*, показанном на рисунке, основной поток масла *О* из напорной линии *А* поступает в штоковую полость гидродвигателя *ГД*, а из поршневой полости вытесняется через линию *В* и распределитель в сливную линию *Т*. После переключения распределителя вправо (или поворота ручки на 45°) направление потока реверсируется (*Р-ГР-В-ГД-А-ГР-Т*), в результате чего изменяется направление движения рабочего органа. Трехпозиционные распределители имеют дополнительную позицию, в которой возможна остановка *ГД*.

Распределители типа *В6* имеют чугунный литой корпус 1 (рисунок 1.8), в котором выполнены каналы для подключения линий *Р*, *Т*, *А* и *В* (напорная магистраль, сливная и подключение к рабочим полостям гидродвигателя). Корпус имеет пять маслоподводящих канавок, причем две крайние (сливные) в четырехлинейных аппаратах объединены. В центральном отверстии корпуса расположен золотник 3, который через толкатели перемещается узлом управления (рукояткой).

В электроуправляемых аппаратах (см. рисунок 1.8) имеется кнопка 4 для ручного наладочного (или аварийного) переключения золотника, при включении узла управления золотник перемещается в крайнюю позицию, соединяя с напорной линией линию *А* (или *В*), расположенную дальше от включенных линий. После снятия управляющего усилия в распределителях с пружинным возвратом золотник возвращается в исходную позицию, а в исполнении с фиксацией золотника остается в прежней позиции.

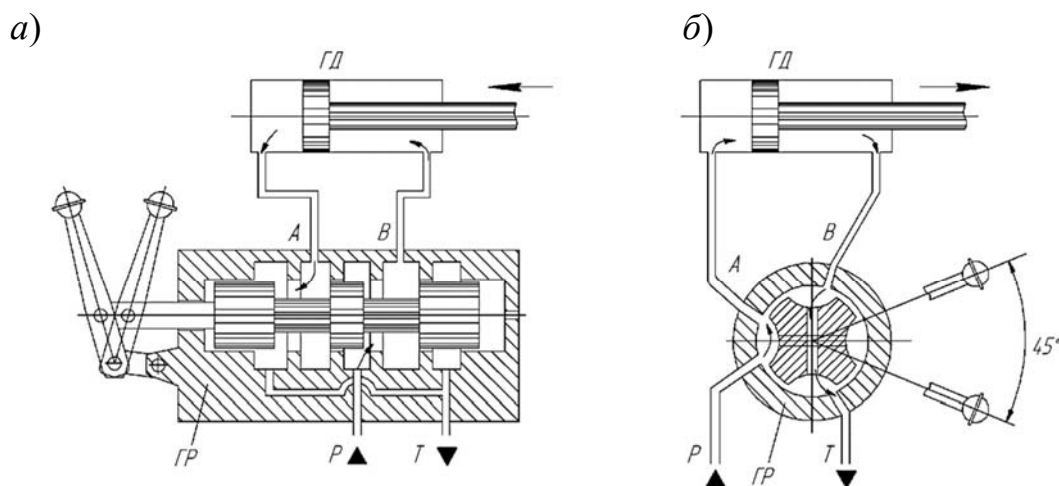


Рисунок 1.7 – Схема действия распределителей золотникового (а) и кранового (б) типов

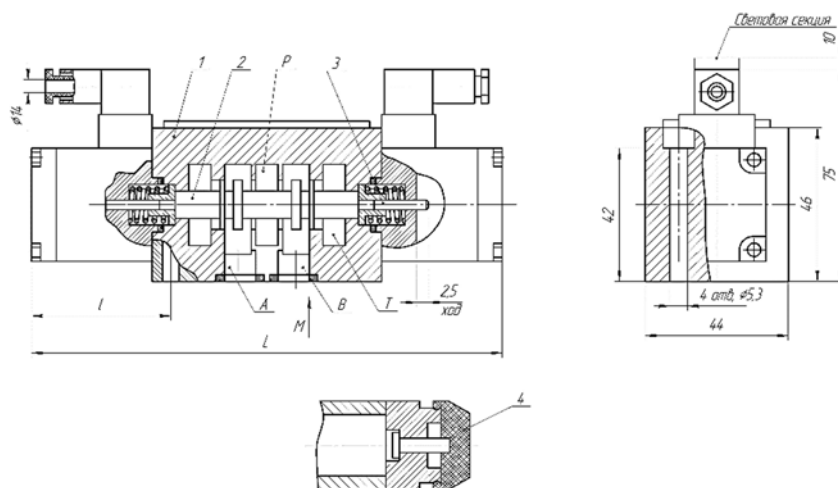


Рисунок 1.8 – Распределитель с электроуправлением

1.3 Монтажная схема

Для сборки (монтажа) иногда пользуются монтажными схемами, разработанными на основе принципиальных схем. Для примера по принципиальной схеме на рисунке 1.2 составлена монтажная схема, изображенная на рисунке 1.9. Отличие лишь в гидродвигателях. На первой схеме в качестве гидродвигателя изображен гидромотор, на второй – гидроцилиндр. Аппаратура смонтирована стыковым способом. У таких аппаратов рабочие каналы выведены на одну стыковую (монтажную) плоскость и уплотнены резиновыми кольцами. Назначение рабочих отверстий аппаратов представлено на рисунке 1.10. Аппарат прижимается по стыковой плоскости к монтажной плите с помощью крепежных болтов и может легко демонтироваться без разборки трубопроводов. Исключение составляет фильтр Φ , присоединенный к трубопроводам при помощи конической (самоуплотняющейся) резьбы.

Для удобства изучения на схемах (см. рисунки 1.2 и 1.9) цифрами обозначены точки присоединения трубопроводов к элементам гидропривода.

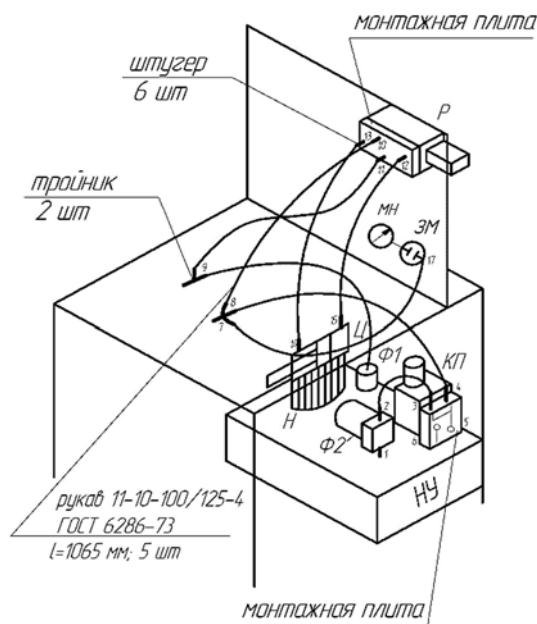
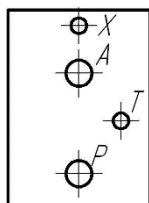
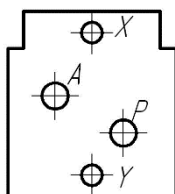


Рисунок 1.9 – Монтажная схема

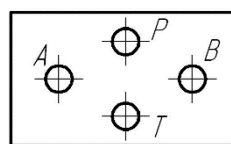
*Клапан редукционный
типа 10-100-2*



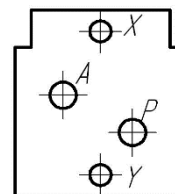
*Регулятор потока
типа МПГ55-32*



Распределители



*Клапан давления
типа ПГ54-32*



P – отверстия подвода; *T* – отверстия слива; *A, B* – отверстия отвода; *X, Y* – отверстия дистанционного управления

Рисунок 1.10 – Назначение присоединительных отверстий

Порядок выполнения работы

- 1 Ознакомиться с содержанием настоящих методических рекомендаций.
- 2 Смонтировать схемы 1.1–1.4 на стенде, подключить к насосной установке и убедиться в их работоспособности.
- 3 Изучить движение потоков жидкости в схемах.

Содержание отчета: цель работы, монтажные схемы, выводы.

Контрольные вопросы

- 1 Движение потоков жидкости в гидросхемах 1.1–1.4.
- 2 Устройство и принцип работы насоса.
- 3 Устройство и принцип работы гидромотора.
- 4 Устройство и принцип работы гидроцилиндра.

2 Регулирование скорости выходного звена при помощи дросселя

Цель работы: ознакомиться со способами регулирования скорости выходного звена при помощи дросселя.

2.1 Сведения о дроссельном регулировании

Принцип дроссельного регулирования заключается в том, что часть подачи нерегулируемого насоса отводится через дроссель или клапан на слив, минуя гидродвигатель.

При дроссельном регулировании возможны два принципиально разных способа включения регулирующего дросселя: последовательно с гидродвигателем и параллельно гидродвигателю.

Конструкция гидравлического дросселя. Дроссели позволяют изменять расход рабочей жидкости, проходящей через гидролинию.

Дроссели ПГ77-1 состоят из следующих основных деталей (рисунок 2.1): корпуса 1, втулки 2, втулки-дросселя 3, винта 4, валика 6, лимба 8, контргайки 7, пробки 11, пружины 10, указателя оборотов 5 и штифта 9. Масло из гидросистемы подводится к отверстию *Подвод* аппарата, проходит через дросселирующую щель, образованную фасонным отверстием во втулке 2 и торцом втулки-дросселя 3 (вид Б), и отводится через отверстие *Отвод*. Расход регулируется путем осевого перемещения втулки-дросселя с помощью винта 4 в одну сторону и пружины 10 – в противоположную. Винт поворачивается от лимба 8 через валик 6 (при вращении по часовой стрелке расход увеличивается).

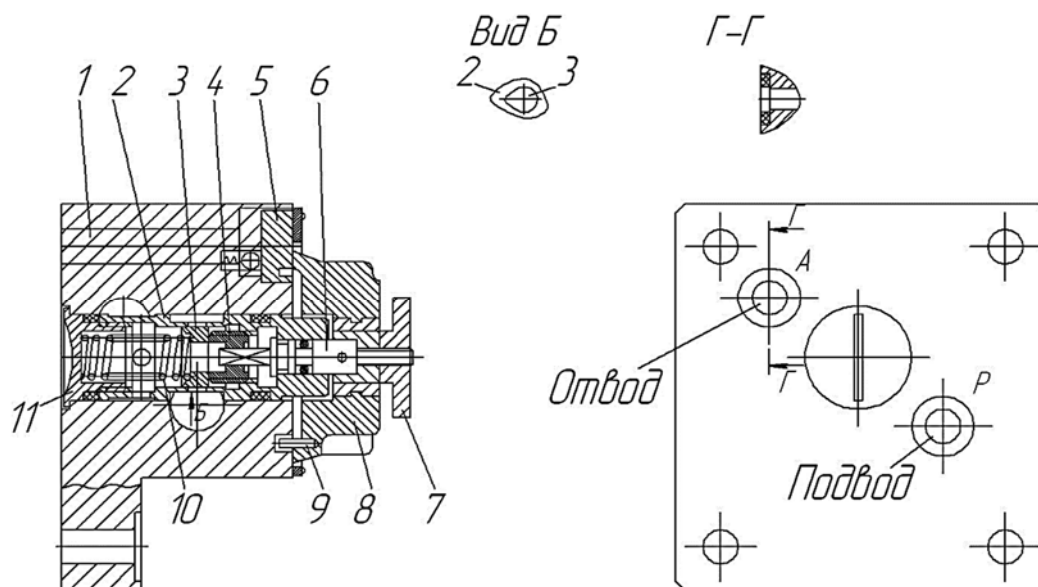


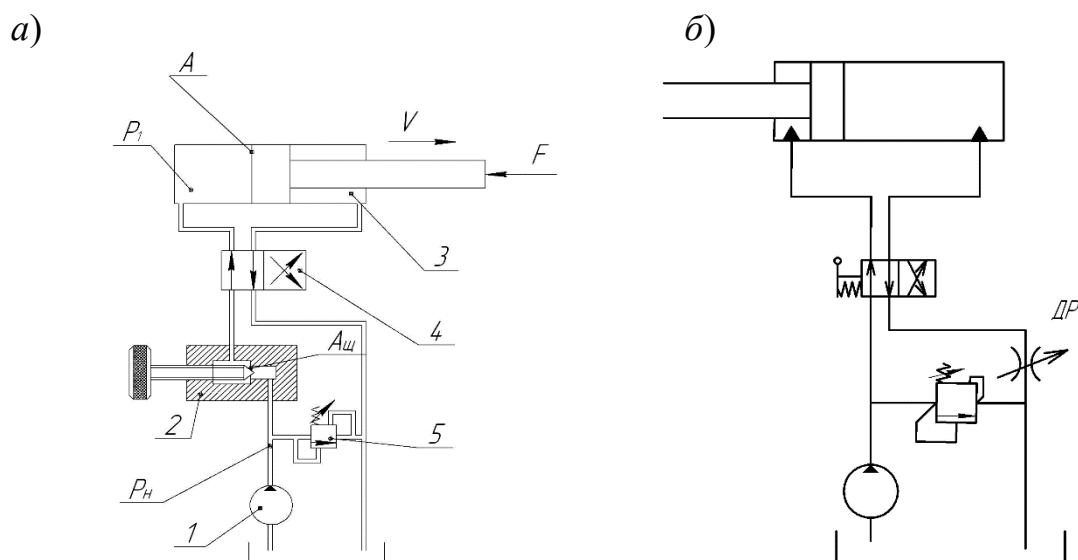
Рисунок 2.1 – Дроссель марки ПГ77-1

Между винтом и валиком установлена втулка с зубчатым зацеплением, позволяющим так устанавливать лимб относительно валика, что при полностью закрытом дросселе утечка через него не превышает $50 \text{ см}^3/\text{мин}$. Полному осевому

перемещению втулки-дресселя соответствуют четыре оборота лимба, что позволяет плавно регулировать расход масла. После каждого оборота лимб с помощью штифта 9 поворачивает на 1/4 оборота указатель 5, на торце которого имеются цифры 1–4; самопроизвольный поворот указателя предотвращает шариковый пружинный фиксатор. Острые кромки по всему периметру дресселирующей щели практически исключают зависимость установленного расхода от температуры масла, а треугольная форма проходного сечения при малых открытиях уменьшает опасность засорения.

2.2 Дрессельное регулирование гидропривода при последовательном включении дресселя

Последовательное включение регулирующего дресселя может быть осуществлено в следующих вариантах: дрессель установлен на входе в гидродвигатель (рисунок 2.2, а) и на выходе из гидродвигателя (рисунок 2.2, б).



а – на входе; б – на выходе (на слив)

Рисунок 2.2 – Типовая схема установки дресселя

В гидроприводе (см. рисунок 2.2, а) масло от нерегулируемого насоса 1 через дрессель 2 и распределитель 4 поступает в рабочую полость цилиндра 3, а из противоположной полости сливается в бак. Скорость движения штока цилиндра регулируется с помощью дресселя, который ограничивает расход масла, поступающего в цилиндр, причем оставшееся масло сливается в бак через предохранительный клапан 5. Последний настроен на давление, достаточное для преодоления нагрузки F на штоке цилиндра. Так как через клапан 5 постоянно проходит часть потока масла, насос постоянно работает под максимальным давлением независимо от нагрузки F . Расход масла определяется как

$$Q = 1,9 \cdot A_{щели} \cdot \sqrt{\Delta p}, \quad (2.1)$$

где $A_{щели}$ – площадь проходного сечения дросселирующей щели;

Δp – перепад давления.

При постоянной настройке дросселя ($A_{щели} = \text{const}$) расход масла зависит от Δp , поскольку в рассматриваемом гидроприводе $\Delta p = p_n - p_t$ ($p_t = F/A$ – давление в рабочей полости цилиндра; A – площадь поршня), расход Q масла через дроссель и скорость движения штока $V = Q/A$ будут изменяться в зависимости от нагрузки F , причем при $F \rightarrow 0$, $\Delta p \rightarrow p_n$.

При установке дросселя на выходе $p_n = \text{const}$, а давление в штоковой полости цилиндра $p_2 = (p_n \cdot A_1 - F) / A_2 = \Delta p$, т. е. Q также зависит от F , причем при $F \rightarrow 0$ (или изменении направления действия нагрузки) Δp может превышать p_n . В случае установки дросселя в ответвлении $\Delta p = p_n = p_1 = F / A_2 \neq \text{const}$, что позволяет снизить энергетические потери в гидроприводе (масло через предохранительный клапан может проходить лишь при перегрузке или остановке гидроцилиндра на упоре, если дроссель не пропускает всего потока масла, нагнетаемого насосом, при давлении настройки предохранительного клапана).

Однако в этом случае V также зависит от F , причем в большей степени, т. к. с ростом p_n увеличивается расход масла через дроссель и одновременно несколько снижается подача масла (возрастают объемные утечки в насосе).

Схема с дросселем на выходе обеспечивает более плавное движение рабочего органа и может использоваться, в том числе, в гидроприводах с изменяющимся направлением действия нагрузки F . Однако при применении этой схемы возрастает опасность рывков штока цилиндра в направлении подачи в момент пуска в работу.

Таким образом, при всех схемах установки V зависит от F , а A_n может достигать большого значения, что затрудняет получение малых расходов, т. к. для этого приходится чрезмерно уменьшать площадь проходного сечения дросселирующей щели $A_{щели}$, что приводит к ее быстрому засорению. Вообще щели с площадью сечения менее 0,1...0,3 мм² (при условии, что форма щели близка к кругу, квадрату или равностороннему треугольнику, т. е. имеет минимальный периметр) стараются не делать даже при хорошей фильтрации масла. Это значит, что при максимальном давлении в гидроприводе $P_n = 10$ МПа минимальный расход масла через дроссель составляет 0,6 л/мин, тогда как в гидроприводах современных станков требуется стабильное поддержание расходов, которые на порядок меньше.

Зависимость между скоростью поршня и нагрузкой F , пренебрегая всеми гидравлическими сопротивлениями, кроме дросселя (или окон дросселирующего распределителя), находится из формулы

$$V_n = \mu \frac{f_{оп}}{F_n} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(P_n \frac{F}{A_n} \right)}, \quad (2.2)$$

где μ – коэффициент расхода;

f_{dp} – площадь проходного отверстия дросселя;

P_n – давление, развиваемое насосом;

A_n – рабочая площадь поршня.

Из формулы (2.2) видно, что скорость V_n при этом не зависит от того, расположен ли дроссель на напорной или сливной магистрали.

При дроссельном регулировании и любом случае включения дросселя полный КПД гидропривода определяется как потерями в насосе и гидродвигателе, так и потерями, обусловленными процессом управления. Под КПД процессом управления η_{ny} понимается отношение мощности потока $N_r = P_r Q_r$, затраченной в гидродвигателе, к мощности потока $N_n = P_n Q_n$, подаваемого насосом, т. е.

$$\eta_{ny} = \frac{P_r Q_r}{P_n Q_n}, \quad (2.3)$$

где $P_n Q_n$ – давление, развиваемое насосом при его подаче;

$P_r Q_r$ – перепад давления на гидродвигателе и расход, потребляемый им.

Величина η_{ny} оценивает потери мощности на регулирование скорости выходного звена гидропривода.

Полный КПД гидропривода равен произведению КПД насоса на КПД процесса управления и на КПД гидродвигателя, т. е.

$$\eta_{rn} = \eta_n \eta_{ny} \eta_r. \quad (2.4)$$

Таким образом, в данном случае КПД η_{ny} процесса управления однозначно определяется относительным расходом жидкости через дроссель или же степенью открытия дросселя.

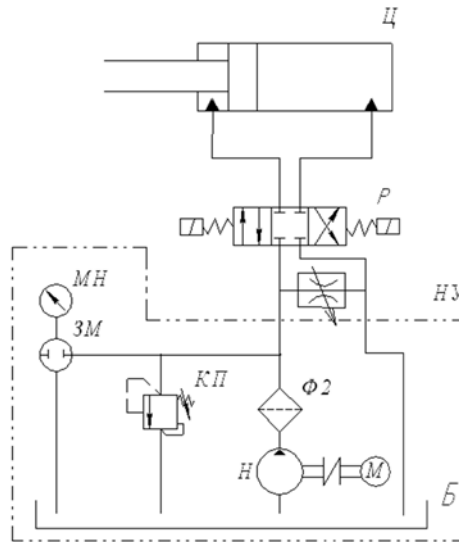
2.3 Дроссельное регулирование гидропривода при параллельном включении дросселя

На рисунке 2.4 дана схема гидропривода при включении регулирующего дросселя параллельно гидродвигателю. В точке M поток рабочей жидкости разветвляется: один поток через распределитель P направляется в гидроцилиндр $Ц$, а другой – в регулирующий дроссель $ДР$. Клапан $КП$ в этом случае является предохранительным. Он открывается при чрезмерном повышении давления в системе.

Скорость V_n выходного звена – штока гидроцилиндра – регулируется изменением степени открытия дросселя. Чем она меньше, тем большая доля подачи насоса направляется в гидроцилиндр и тем больше скорость V_n . При полном закрытии дросселя скорость V_n наибольшая. При полном открытии дросселя скорость поршня уменьшается до нуля или до минимального значения в зависимости от нагрузки.

Для параллельного включения дросселя, предполагая, что потери в распределителе и гидрелиниях отсутствуют, зависимость между скоростью поршня V_n и нагрузкой P находится из формулы

$$V_n = \frac{1}{F_n} \left(Q_n - \mu f_{dp} \sqrt{\frac{2}{\rho} \frac{P}{F_n}} \right). \quad (2.5)$$



Ц – гидроцилиндр одностороннего действия $\text{Ø} 36$ мм; P – распределитель золотниковый, трехпозиционный ВЕ6.44.31/Г24Н; ДП – дроссель ПГ77-12; S1 и S2 – путевые переключатели; Y1 и Y2 – толкающие эл. магниты; НУ – рисунки 3.5 и 3.6

Рисунок 2.4 – Гидравлическая схема с установкой дросселя параллельно гидродвигателю

В отличие от характеристик при последовательном включении дросселя, характеристики гидропривода при его регулировании параллельно включенным дросселем имеют противоположную кривизну и выходят из одной точки, соответствующей V_{max} и $P = 0$. Нагрузка P_{max} , вызывающая торможение выходного звена, уменьшается с увеличением степени открытия дросселя и при $\bar{f}_{dp} \rightarrow 0$; $P_{\text{max}} \rightarrow \infty$. При параллельном включении исключается возможность регулирования при направлении преодолеваемой силы вдоль штока в сторону его перемещения.

КПД гидропривода при параллельном включении дросселя определяется так же, как и при последовательном включении (формула (2.4)). КПД процесса управления находится из формулы

$$\eta_{ny} = 1 - \frac{Q}{Q} = 1 - \bar{f}_{dp}. \quad (2.6)$$

Таким образом, в данном случае КПД η_{ny} процесса управления однозначно определяется относительным расходом жидкости через дроссель или же степенью

открытия дросселя. Параллельное включение дросселя по сравнению с последовательным снижает гидравлические потери и повышает КПД гидропривода. Масло через предохранительный клапан может проходить лишь при перегрузке или остановке гидроцилиндра на упоре, если дроссель не пропускает всего потока масла, нагнетаемого насосом, при давлении настройки предохранительного клапана. Однако в этом случае скорость поршня зависит от нагрузки в большей степени, т. к. с ростом давления увеличивается расход масла через дроссель, и одновременно несколько снижается подача насоса (возрастают объемные утечки в насосе).

2.4 Стабилизация движения выходных звеньев

В большинстве гидроприводов установленная скорость движения гидродвигателей должна быть постоянной в широком диапазоне изменения нагрузок на рабочих органах, что может быть обеспечено постоянством пропускаемого расхода через дросселирующую щель, на которой необходимо поддерживать неизменный перепад давлений (разность между давлением до дросселирующей щели и после нее). Это следует из формул (2.2) и (2.5). Указанная щель достигается применением регуляторов расхода (потока), которые представляют собой комбинацию дросселя с регулятором, поддерживающим постоянный перепад давлений на дросселирующей щели. Чтобы снизить влияние температуры масла на установленный расход кромки дросселирующей, щели выполняют острыми. Схема работы регулятора расхода представлена на рисунке 2.5.

Уравнение равновесия сил, действующих на золотник l в статике, имеет вид

$$P_1 = (A_1 + A_2) = P_2A + F_{np}, \quad (2.7)$$

где P_2 – давление на выходе из дросселирующей щели;

P_1 – давление на входе.

Учитывая, что

$$P_{np} = CZ \text{ и } F = F_1 + F_2, \quad (2.8)$$

формула (2.10) приводит к виду

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \frac{CZ}{A}, \quad (2.9)$$

где C – жесткость пружины;

Z – деформация пружины при работе регулятора, изменяющаяся незначительно.

Поэтому

$$\Delta p = \frac{CZ}{A} \text{ const}, \quad (2.10)$$

т. е. на рабочей щели регулятора поддерживается независимо от нагрузки постоянный перепад давлений, что обеспечивает постоянство скорости движения выходного звена гидропривода.

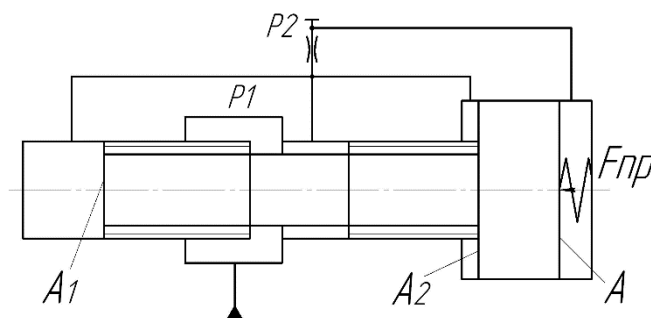


Рисунок 2.5 – Схема работы регулятора расхода

Конструкция регулятора потока. Регуляторы потока МПГ 55-2 представляют собой комбинацию дросселя с регулятором, поддерживающим постоянный перепад давления $\sim 0,2 \dots 0,25$ МПа на дросселирующей щели, благодаря чему практически исключается зависимость расхода масла, проходящего через дроссель, от нагрузки. Регуляторы потока МПГ 55-3 с обратным клапаном применяются для регулирования скорости движения рабочих органов станка в одном направлении независимо от нагрузки и возврата в исходное положение без регулирования скорости с минимальной потерей давления в аппарате. Конструкция аппарата аналогична вышеописанной конструкции регулятора расхода типа МПГ 55-2, однако отводное и подводное отверстия в аппаратах МПГ 55-3 дополнительно соединены обратным клапаном, который с помощью пробки и пружины прижат к коническому седлу корпуса.

В схеме, показанной на рисунке 2.7, регулятор расхода 5 подключен на выходе из цилиндра. Масло, подаваемое насосом 1 под давлением, определяемым настройкой предохранительного клапана 2, поступает через распределитель 3 в поршневую полость цилиндра 4, а из его штоковой полости через распределитель и регулятор расхода сливается в бак. Регулятор обеспечивает постоянство скорости движения цилиндра независимо от нагрузки F .

Расчеты показывают, что КПД привода управления не превышает $\eta_{ny} = 0,385$ при оптимальной скорости $\bar{V}_{onm} = 0,58$ и преодолеваемой нагрузке $\bar{P}_{onm} = 2/3$. Столь низкое значение КПД η_{ny} объясняется тем, что даже при оптимальном режиме работы гидропривода только 58 % подачи насоса направляется в гидродвигатель (остальное идет через клапан) и лишь 2/3 давления насоса используется в гидродвигателе (остальное теряется в дросселе), т. е. потери мощности происходят одновременно в дросселе и насосе.

Следует иметь в виду, что общий КПД гидропривода будет еще ниже за счет потерь мощности в насосе и гидродвигателе.

В отношении потерь давления и КПД при регулировании последовательно включенным дросселем безразлично, где производится дросселирование потока: на входе в гидродвигатель или на выходе; или на входе и выходе одновременно.

Однако дросселирование потока на выходе имеет свои преимущества. При этом гидродвигатель работает более устойчиво, особенно при знакопеременной нагрузке. Имеется возможность регулирования гидропривода при остальных нагрузках, т. е. при направлении преодолеваемой силы P в сторону перемещения поршня. Кроме того, при установке дросселя в сливной гидролинии тепло, выделяющееся при дросселировании потока жидкости, отводится в бак без нагрева гидродвигателя, как это имеет место в схеме с дросселем на входе. В результате гидродвигатель работает в более благоприятных условиях. Однако при применении этого варианта включения дросселя возрастает опасность рывков штока цилиндра в направлении подачи в момент запуска гидропривода в работу.

Типовая схема применения делителя потока. В схеме, показанной на рисунке 2.8, делитель потока 2 обеспечивает синхронное движение цилиндров 5 и 6 в обе стороны. При выключенных магнитах распределителей 4 и 7 насос частично разгружается. При переключении распределителей вправо цилиндры синхронно поднимаются, однако из-за ошибки деления потока одного из цилиндров (например, 6) первым подойдет к упору. При этом делитель перекроет поток масла, поступающего в цилиндр 5, и цилиндр также остановится, давление в системе возрастет, откроется клапан 8 и перепустит часть масла в бак, давая возможность цилиндру 5 дойти до упора.

Конечные выключатели дают сигнал на реверсирование движения. Перепускные клапаны 3 и 8 настраиваются на давление, превышающее рабочее, однако ниже давления настройки предохранительного клапана 1. Подпорный клапан 9 исключает возможность опускания цилиндров под действием силы тяжести. Переключая один из распределителей, можно обеспечить независимое движение соответствующего цилиндра. Как видим, гидравлические схемы с применением делителей расхода получаются достаточно сложными конструктивно и трудоемкими в настройке, а следовательно, недостаточно надежными в эксплуатации, поэтому делители расхода не получили широкого распространения в станочных гидроприводах.

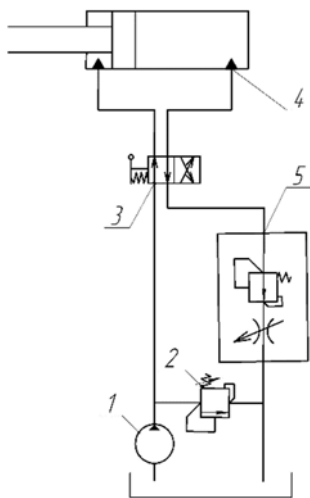


Рисунок 2.7 – Типовая схема применения регулятора расхода

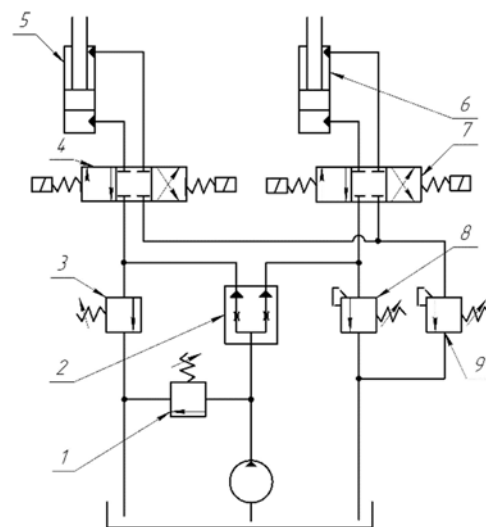


Рисунок 2.8 – Типовая схема применения делителя потока МКД

Конструкция делителя потока. Делители потока МКД (рисунок 2.9) состоят из корпуса 4, делительного золотника 2 со сменными диафрагмами 1 (каждый типоразмер аппарата комплектуется тремя парами диафрагм, обеспечивающими три настройки), уравнивающего золотника 3 и пробок.

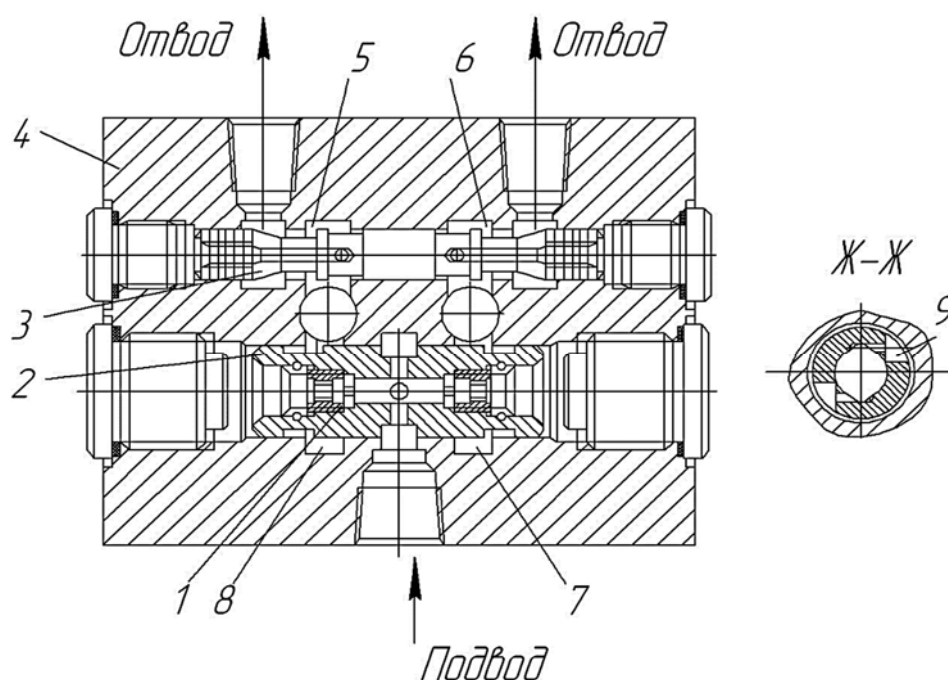


Рисунок 2.9 – Конструкция делителя потока МКД

При равном давлении в отводах золотники 2 и 3 находятся в средних положениях, перепады давлений на диафрагмах одинаковые, и поток масла из подводного отверстия, делясь на две равные части, поступает в отводные линии. Если давление в одной из отводных линий (например, правой) увеличивается, возрастает давление в правой торцевой полости золотника 3. Последний смещается влево, увеличивая сопротивление дросселирующей щели 5 и уменьшая сопротивление щели 6 до тех пор, пока давления на выходе из диафрагм 1 не станут опять равными, причем возможные ошибки компенсируются за счет дополнительного осевого смещения золотника 2, изменяющего дросселирование потока в щелях 7 и 8. Поскольку делительная ступень работает при незначительной разнице давлений в отводах, и трение исключается путем вращения золотника 2 под действием потока масла, проходящего через тангенциальные отверстия 9, обеспечивается высокая точность деления. Установкой диафрагм с различными проходными сечениями достигается деление потока на неравные части.

2.5 Монтажная схема

На рисунках 2.10–2.13 изображены принципиальные гидравлические схемы. Для сборки (монтажа) требуются монтажные схемы, разработанные на основе принципиальных схем. Для примера составлена монтажная схема, изображенная на рисунке 2.14, аппаратура смонтирована стыковым способом.

У таких аппаратов рабочие каналы выведены на одну стыковую (монтажную) плоскость и уплотнены резиновыми кольцами. Назначение рабочих отверстий аппаратов показано на рисунке 2.15.

Для удобства изучения на схеме 2.14 цифрами обозначены точки присоединения трубопроводов к элементам гидропривода.

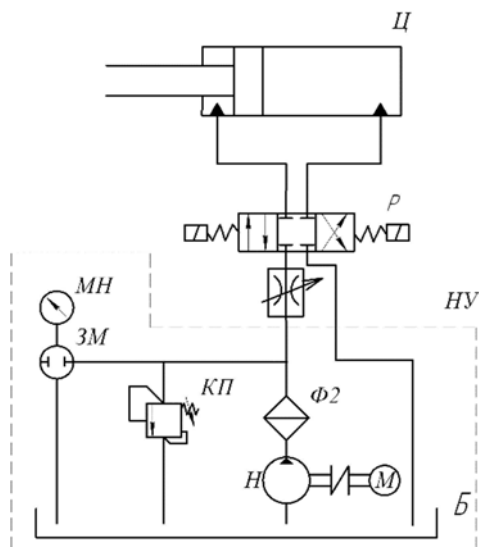


Рисунок 2.10 – Гидравлическая схема с установкой дросселя на напорной магистрали

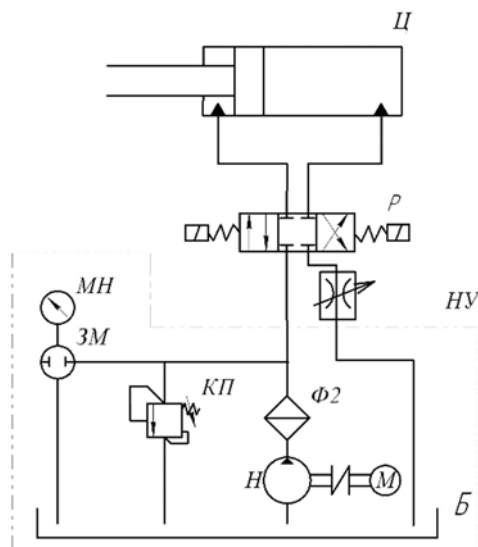


Рисунок 2.11 – Гидравлическая схема с установкой дросселя на сливной магистрали

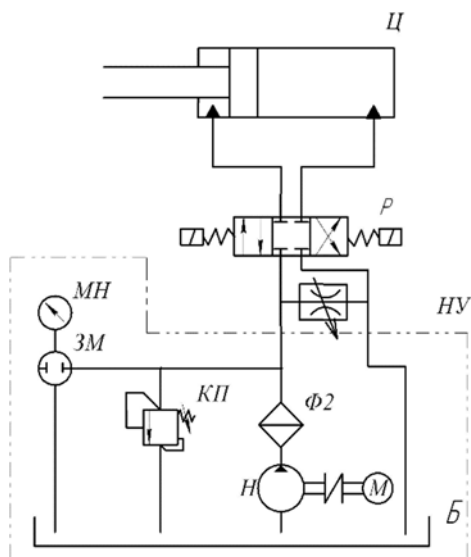


Рисунок 2.12 – Гидравлическая схема с установкой дросселя параллельно гидродвигателю

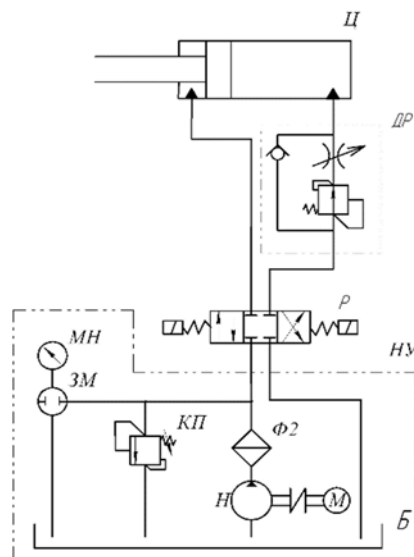


Рисунок 2.13 – Гидравлическая схема применения регулятора потока с обратным клапаном

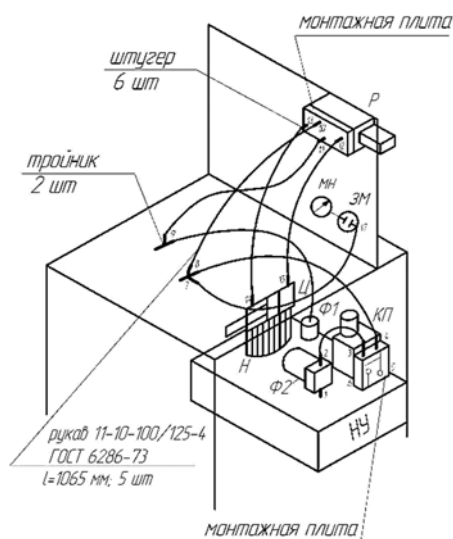
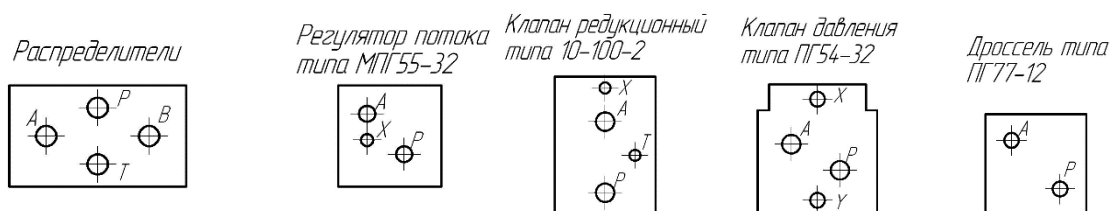


Рисунок 2.14 – Монтажная схема



P – отверстия подвода; T – отверстия слива; A, B – отверстия отвода; X, Y – отверстия дистанционного управления

Рисунок 2.15 – Назначение присоединительных отверстий

Порядок выполнения лабораторной работы

- 1 Ознакомиться с содержанием настоящих методических рекомендаций.
- 2 Смонтировать на стенде схемы по рисункам 2.10–2.13.
- 3 Изучить движение потоков жидкости в названных выше схемах.

Содержание отчета: цель работы, монтажные схемы согласно варианту, выданному преподавателем, выводы.

Контрольные вопросы

- 1 Назначение и принцип работы дросселя.
- 2 Особенности работы гидропривода при различных способах подключения дросселя.
- 3 Назначение и принцип работы регулятора потока.
- 4 Назначение и принцип работы делителя потока.
- 5 Движение потоков жидкости в разрабатываемых схемах.
- 6 Сущность стыкового монтажа аппаратуры.
- 7 Устройство насосной установки.

3 Регулирование давления в гидроприводах

Цель работы: изучить способы регулирования давления в гидроприводах и принцип работы гидроклапанов.

3.1 Типы гидроклапанов

Управление давлением производится гидроаппаратами, носящими название «гидроклапаны давления». Существует много конструкций гидроклапанов давления, но всех их объединяет общий принцип работы – условия протекания рабочей жидкости через клапан давления зависят от давления в каналах управления клапана. Силы, возникающие на запорно-регулирующем элементе клапана от действия давлений управления, сравнивают с усилием пружины, которое также приложено к этому элементу.

В зависимости от того, какие из этих сил больше, запорно-регулирующий элемент перемещается в корпусе клапана в ту или другую сторону и открывает или перекрывает проход рабочей жидкости через гидроклапан. Если пружина клапана действует в сторону перекрытия потока, то такой клапан называют нормально закрытым, если пружина открывает проход для потока жидкости, то нормально открытым.

В клапанах прямого действия рабочее проходное сечение изменяется в результате непосредственного воздействия потока рабочей жидкости на запорно-регулирующий элемент. Клапаны непрямого действия представляют собой совокупность двух клапанов: основного и вспомогательного, причем рабочее проходное сечение основного клапана изменяется в результате воздействия потока рабочей жидкости на запорно-регулирующий элемент вспомогательного клапана.

Напорный клапан предназначен для ограничения давлений в подводимом к нему потоке рабочей жидкости. Напорные клапаны разделяют на предохранительные и переливные.

Предохранительные клапаны служат для предохранения гидропривода от давления рабочей жидкости, превышающего установленное. Это клапаны эпизодического действия, т. е. при нормальных нагрузках гидроприводов они закрыты и открываются лишь при давлении рабочей жидкости в гидросистеме, превышающем установленное. Основные технические требования к предохранительным клапанам: высокая герметичность сопряжения седла клапана и стабильность давления настройки клапана.

Переливные клапаны предназначены для поддержания заданного давления и напорной линии путей непрерывного слива рабочей жидкости во время работы. Переливные клапаны отличаются от предохранительных характеристикой пружин. Для обеспечения слива рабочей жидкости в большом диапазоне изменения расхода необходимо обеспечить как можно меньшее изменение давления в напорной линии. Для этого используют пружины с возможно меньшей жесткостью. К герметичности переливных клапанов не предъявляют высоких требований. Для промышленного оборудования централизовано не изготавливаются

клапаны для работы только в аварийном режиме, в таком случае предохранительные клапаны, как правило, работают в режиме переливных клапанов.

Редукционным называется клапан давления, предназначенный для поддержания давления в отводимом от него потоке рабочей жидкости более низкого, чем давление в подводимом потоке. Редукционные клапаны применяют в гидроприводах, в которых от одного источника питаются несколько потребителей при разных давлениях.

Клапаны давления имеют различные исполнения по конструкции, типу управления, диаметру условного прохода, присоединению и номинальному давлению. Большинство клапанов имеют ручное управление и лишь некоторые исполнения предохранительных клапанов имеют электрическое управление разгрузкой.

Клапаны, применяемые в станкостроении, имеют диаметры условных проходов 10, 20, 32 мм. Промышленностью выпускаются такие аппараты с диаметрами условных проходов 40 и 50 мм.

Клапаны имеют резьбовое стыковое исполнения по присоединению. При резьбовом присоединении отверстия корпуса имеют коническую или метрическую резьбу, в клапанах стыкового присоединения отверстия выводятся на стыковую плоскость и оканчиваются цевками под кольца для уплотнения стыка между аппаратом и специальными панелями или промежуточными плитами, в которых нарезана резьба для монтажа штуцеров.

По номинальному давлению клапаны имеют исполнения на 1; 2,5; 6,3; 10; 20 и 32 МПа.

3.2 Гидроклапаны прямого действия

Получили распространение гидроклапаны давления типа Г54-3 и такой же клапан, но с обратным клапаном типа Г66-3.

Гидроклапан давления Г54-3. Состоит из следующих основных деталей (рисунок 3.1): корпуса 3, колпачка 5, золотника 2, пружины 6, регулировочного винта 8 и втулки 7.

Масло подводится к аппарату через отверстие *P* и отводится через отверстие *A*. В исполнении, показанном на рисунке 3.1, линия *P* через канал 10 и малое отверстие (демпфер) 11 соединены с полостью 1, а полость 9 через канал 4 – с отверстием *A*. Когда усилие от давления масла на торец золотника в полости 1 преодолевает усилие пружины 6 (регулируется винтом 8) и усилие от давления масла на противоположный торец золотника 9, золотник перемещается вверх, соединяя линии *P* и *A*. Если линия *A* соединена с баком, аппарат работает в режиме предохранительного клапана. Аппараты стыкового присоединения отличаются конструкцией корпуса. В состоянии поставки гидроклапаны дав-

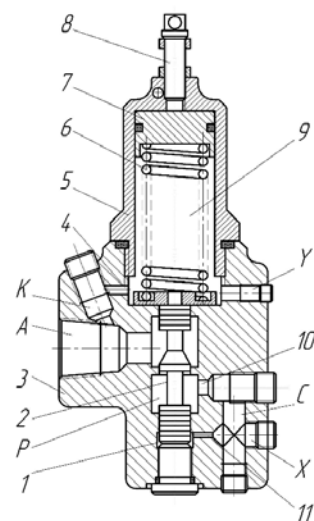


Рисунок 3.1 – Гидроклапан давления

ления имеют конструкцию, показанную на рисунке 3.1, при необходимости потребитель может переставлять пробки К1/8 в отверстиях У, К и Х, изменяя исполнение.

В схеме (рисунок 3.2, а) гидроклапан давления 4 используется в качестве переливного клапана и служит для поддержания определенного давления масла в линии 3, а клапан 2 – в качестве регулируемого клапана разности давлений, который обеспечивает превышение давления в линии 1 над давлением в линии 3 на определенную величину, определяемую настройкой его пружины.

Клапан обеспечивает в гидросистеме (рисунок 3.2, б) блокировку по давлению. Масло от насоса 1 через распределитель 2 поступает в цилиндры зажима 3 и подачи 4, однако первым начинает движение цилиндр 3, а цилиндр 4 – лишь после открытия клапана 5. Гидроклапан (см. рисунок 3.2, б) защищает систему от перегрузки. При выключении электромагнита скорость ограничивается дросселем 5. Гидроклапан давления 4 (рисунок 3.2, в) обеспечивает возможность движения цилиндра 3 лишь при заданной частоте вращения гидромотора 2, при которой перепад давлений на дросселе 1 достаточен для преодоления усилия пружины клапана 4. Гидроклапан давления 1 (рисунок 3.2, г) настроен на более высокое давление, чем клапан 4, причем давление в линии 2 практически не зависит от давления в линии 3. В гидросистеме (рисунок 3.2, д) гидроклапан давления 2 используется в качестве регулируемого клапана последовательности, обеспечивающего начало движения цилиндра 3 лишь после того, как цилиндр 1 доходит до упора, и давление в напорной линии возрастает.

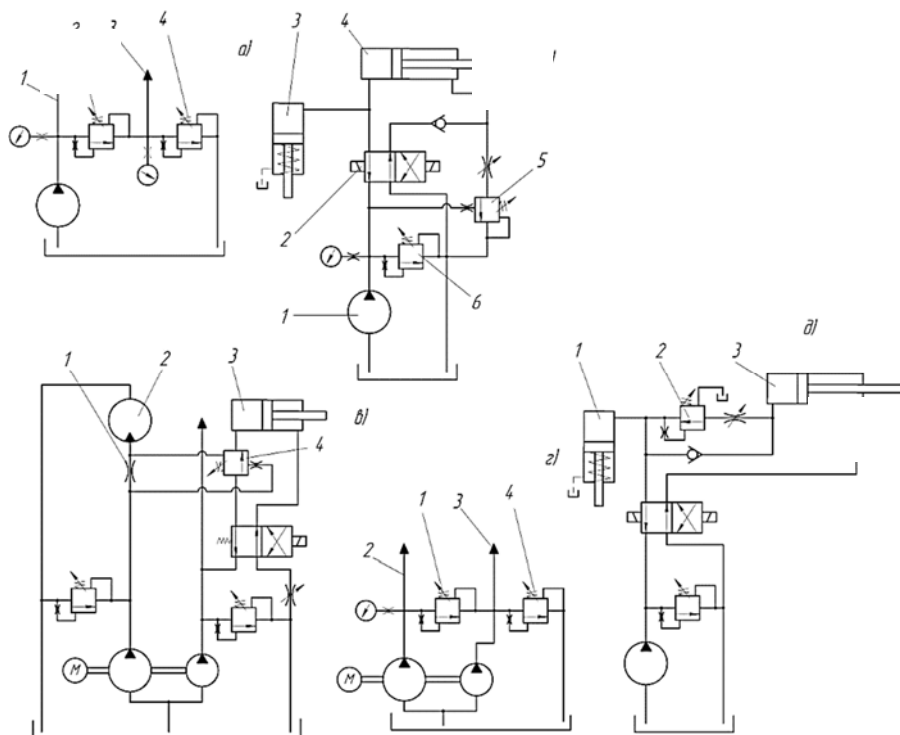


Рисунок 3.2 – Типовые схемы применения гидроклапанов давления

Гидроклапан давления с обратным клапаном. Гидроклапаны давления с обратным клапаном типа Г66-3 дополнительно комплектуются обратным клапаном, пропускающим поток из линии А в линию Р с минимальным

сопротивлением. Линия управления $У$ всегда имеет отдельный вывод, а линия $Х$ может соединяться с линией $Р$ или выводиться отдельно. Примером применения гидроклапана давления с обратным клапаном может служить гидропривод перемещения пиноли 2 токарного станка (рисунок 3.3).

При зажиме детали масло свободно проходит в поршневую полость цилиндра 1 через обратный клапан аппарата 2, причем скорость движения пиноли определяется дросселем 3, а усилие зажима – клапаном 4. Обратный ход пиноли возможен тогда, когда давление в напорной линии достаточно для преодоления усилия пружины аппарата 2; при случайном падении давления в гидросистеме клапан запирает поршневую полость, исключая возможность самопроизвольного отхода центра от обрабатываемой детали в процессе аварийного торможения шпинделя (далее давление в цилиндре падает из-за утечек в цилиндре и клапане).

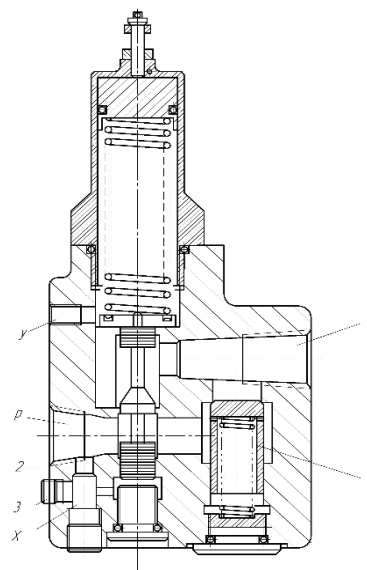


Рисунок 3.3 – Гидроклапан давления с обратным клапаном

3.3 Клапаны непрямого действия

Клапаны непрямого действия бывают предохранительные и редукционные.

Предохранительные клапаны непрямого действия состоят из следующих основных деталей и узлов: корпуса 4 (рисунок 3.4), переливного золотника 5, пружины 9, вспомогательного клапана 13, а в исполнении с электрическим управлением разгрузкой – пилота 16. Масло из напорной линии подводится в полость 6 клапана и отводится из него в сливную линию через отверстие 3. Полость 6 каналом 2 соединена с полостью и через малое отверстие 7 – с полостью 10, откуда масло через клапан 13 может поступать в сливную линию по каналу 11. Если давление в гидросистеме не превышает давления настройки клапана 13 (регулируется винтом 15, сжимающим пружину 14), последний закрыт, давления в торцовых полостях золотника 5 одинаковы, и золотник прижат пружиной 9 к своему конусному седлу, разъединяя напорную и сливную линии.

Когда усилие от давления масла на конус 12 вспомогательного клапана превышает усилие его пружины, конус отходит от седла, и масло в небольшом количестве из полости по каналам 7 и 11 проходит в сливную линию. Из-за потери давления в отверстии 7 давление в полости 10 уменьшается, и золотник усилием от давления в полостях 6 и 1 перемещается вниз, сжимая пружину 9 и соединяя напорную линию со сливной. Перемещение золотника вниз происходит до тех пор, пока усилия от давления в полостях 1 и 6 не уравновесят усилие от давления в полости 10 и усилие пружины 9, после чего давление в полости 6 (в напорной линии) автоматически поддерживается постоянным.

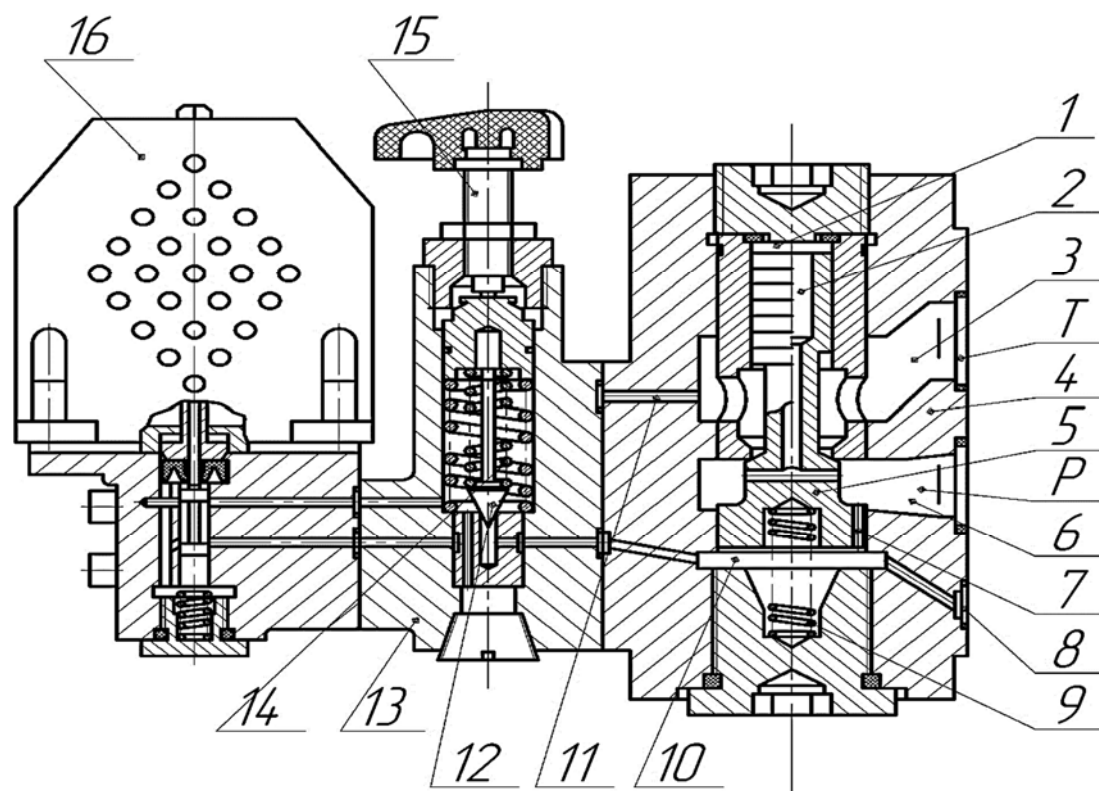


Рисунок 3.4 – Предохранительный клапан непрямого действия

Клапан может использоваться для разгрузки системы от давления. Если отверстие 8 соединить с линией слива, давление в полости 10 упадет, и золотник 5 под действием небольшой пружины 9 и соединя напорную и сливную линии. При этом все масло, подаваемое насосом, сливается в бак. В аппаратах с электрическим управлением разгрузка производится при выключенном (нормально открытое исполнение) или включенном (нормально закрытое исполнение) электромагните пилота 16.

Схемы применения клапанов показаны на рисунке 3.5. В гидросистеме (см. рисунок 3.5, а) масло от регулируемого насоса 1 через распределитель 4 поступает в поршневую полость цилиндра 5, а из штоковой вытесняется в бак. Давление масла определяется нагрузкой на цилиндре и контролируется манометром 2. Предохранительный клапан 3 срабатывает лишь в случае перегрузки. Предохранительный клапан 3 (см. рисунок 3.5, б) работает в переливном режиме, т. к. дроссель 6 ограничивает поток масла, поступающего от нерегулируемого насоса 1 в цилиндр 5, а оставшаяся часть масла через клапан 3 возвращается в бак, причем давление в гидросистеме определяется настройкой клапана и практически не зависит от нагрузки на цилиндре. В гидросистеме (см. рисунок 3.5, в) насос разгружается от давления при выключении магнита 7 клапана 3 с электрическим управлением разгрузкой.

Порядок выполнения лабораторной работы

- 1 Ознакомиться с содержанием настоящих методических рекомендаций.
- 2 Изучить схемы применения клапанов.
- 3 Смонтировать на стенде схемы по рисунку 3.2. Изучить движение потоков жидкости в названных выше схемах.

Содержание отчета: цель работы, монтажные схемы, выводы.

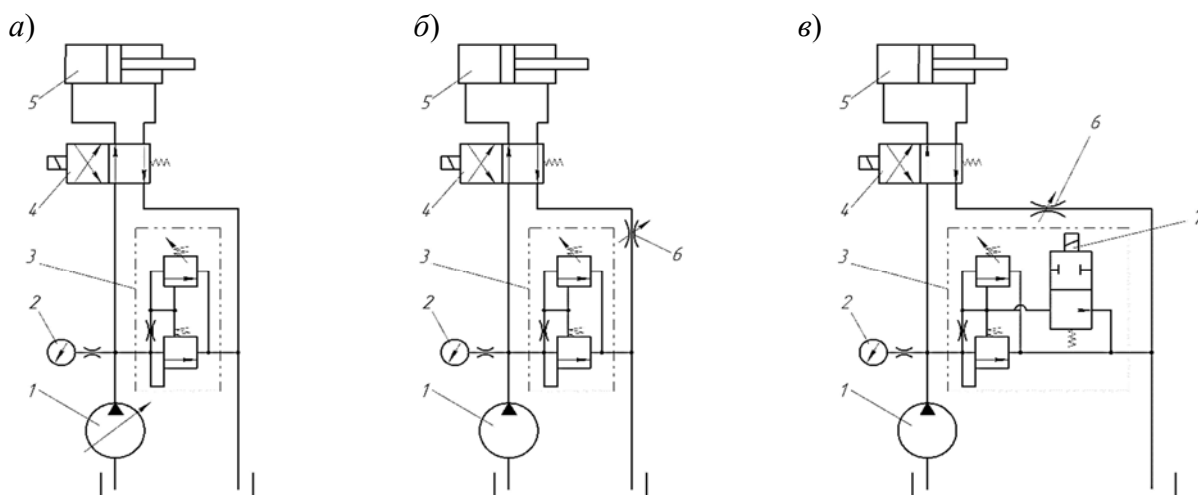


Рисунок 3.5 – Типовые схемы применения предохранительных клапанов непрямого действия

Контрольные вопросы

- 1 Назначение и принцип работы предохранительных клапанов.
- 2 Назначение и принцип работы переливных клапанов.
- 3 Назначение и принцип работы редуционных клапанов.
- 4 Клапаны прямого и непрямого действия.
- 5 Устройство предохранительного клапана непрямого действия.

4 Электрогидравлический шаговый привод

Цель работы: изучить способы регулирования давления в гидроприводах и принцип работы гидроклапанов.

В электрогидравлических шаговых приводах (гидравлических крутящих моментов с шаговым двигателем) шаговый двигатель *ШД* малой мощности поворачивает входной вал гидравлического усилителя *ГУ* крутящего момента, а выходной вал последнего повторяет с незначительной ошибкой все движения входного вала, развивая крутящий момент, достаточный для перемещения рабочих органов станков или оборудования через винтовую, реечную или кулачковую передачи. Усилие крутящего момента обеспечивается за счёт энергии

потока масла, подводимого к ГУ. В ШД подаётся импульсный ток, причем каждый импульс соответствует повороту его вала на определенный угол-шаг (угловую дискрету), которая чаще всего составляет $1,5^\circ$. Таким образом, угол поворота определяется числом поданных импульсов, а частота вращения – частотой их следования.

В электрогидравлических шаговых приводах ЭГШП надежно гарантируется обработка выходного валом заданного угла поворота, обычно не возникают проблемы устойчивости. В приводах подачи в связи с падающей характеристикой трения трудно обеспечить малые скорости движения. Для ЭГШП такой проблемы не существует, поскольку мгновенная скорость движения в процессе обработки отдельных шагов значительно выше средних скоростей движения в режиме медленных перемещений. Шаговый характер движения при частотах свыше 10 Гц практически исчезает. ЭГШП отличаются также отсутствием накопленной ошибки, простотой обслуживания и ремонта, компактностью, незначительной стоимостью, возможностью питания от насосной установки; которая реализует также другие движения, необходимые для оборудования.

Вместе с тем в оборудовании с ЭГШП на точность обработки влияет кинематические ошибки привода подачи, зазоры в передачах и деформаций узлов оборудования под действием усилий резания (из-за отсутствия датчиков положения рабочего органа). ЭГШП имеют некоторые ограничения по приведенному выходному валу моменту инерции механизма, а также по величине приемистости (наибольшей частоте импульсов, мгновенно подаваемой на ЭГШП, при которой он нормально функционирует).

ЭГШП находят применения в приводах подач фрезерных, токарных, шлифовальных и других станков с ЧПУ, где они соединяются с рабочим органом обычно через многоступенчатую шестеренную и винтовую передачу и при линейных дискретах 0,001; 0,005 и 0,01 мм позволяют получать ускоренное перемещение со скоростями 0,48; 2,4 и 4,8 м/мин соответственно. Линейная дискрета 0,01 мм при угловой, равной $1,5^\circ$, может быть получена, например, при передаточном отношении шестерённой передачи 1:5 и шаге винта 12 мм. В промышленных работах при дискрете 0,2 мм максимальные скорости достигают 96 м/мин, а ЭГШП соединяются с рабочим органом чаще всего через шестерённо-реечную передачу. В зубообрабатывающих станках с помощью ЭГШП могут быть реализованы кинематические связи.

Электрогидравлические шаговые приводы типа Э32Г18-2 (рисунок 4.1) в качестве следящего устройства имеют четырехкромочный следящий золотник 5. Последний через упорные подшипники связан с оправкой которая с одной стороны оканчивается шлицевой втулкой 6, взаимодействующей со шлицевым концом вала гидромотора 7 типа Г15-2, а с другой стороны – прецизионным винтом 4, взаимодействующей с гайкой 3. Гайка установлена в подшипниках, исключая возможности её осевого перемещения, и через муфту 2 связана с валом шагового двигателя 1. При повороте ШД золотник смещается в осевом направлении, соединяя одну из камер гидромотора (I и II) с напорной линией и одновременно другую – со сливной, поэтому вал гидромотора поворачивается в ту же сторону, что и вал ШД, и через шлицевые соединения и винтовую пару

возвращает золотник в среднее положение, после чего гидромотор останавливается. При вращении с постоянной частотой вращения между валами ШД и гидромотора имеется угол отставания. В случае резкого изменения частоты вращения отставание может превышать 360° , и дросселирующие кромки золотника свободно пропускают поток масла, что положительно сказывается на приемистости ЭГШП.

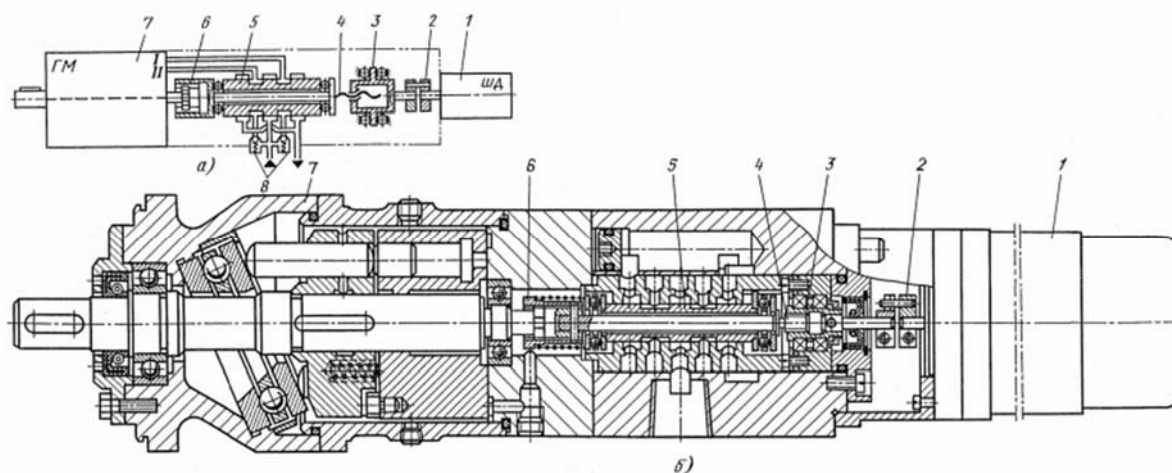


Рисунок 4.1 – Схема действия (а) и конструкции (б) ЭГШП типа Э32Г18-2

Ряд специальных конструктивных исполнений приводов позволяет существенно расширить возможности их применения.

Приводы исполнения *П* дополнительно комплектуются клапанами 8 (см. рисунок 4.1, а), которые при нормальной работе станка заперты давлением масла. В случае резкого торможения золотник проходит через среднее положения и перескакивает своими рабочими кромками линии I и II, идущие к гидромотору, в то время, когда последний, работая в режиме насоса, интенсивно вытесняет масло в одну из этих линий (особенно при большой инерционностью приводимого механизма). Если пик давления превышает давление в напорной линии, масло перепускается через один из клапанов.

Приводы исполнения *ПБ*, кроме клапанов 8, имеют механизм электроблокировки максимального рассогласования, выдающий систему управления сигнал остановки в случае, когда отставание превышает предельно допустимую величину и возможен сбой ЭГШП с потерей информации.

Приводы исполнения *Н* отличаются от привода исполнения *ПБ* наличием двух гидромоторов, валы которых стремятся поворачиваться в разных направлениях, что обеспечивает высокую точность позиционирования рабочих органов за счет выборки зазоров зубчато-реечной передаче.

Приводы исполнения *В* содержат экранизирующий устройства, защищающее ШД от попадания масла в случае установки ЭГШП шаговым двигателем вниз.

Разгон ЭГШП до частоты, превышающей приемистость, производится за время $0,2 \dots 0,6$ с, зависящая от нагрузки и инерционности механизма. Закон разгона определяется системой управления.

При монтаже во избежание попадания масла в шаговый двигатель ЭГШП (кроме исполнения *В*) следует устанавливать шаговый двигатель или наклонять

на угол не более 105° от вертикали. Для питания ЭГШП применяются насосные установки типов Г48-1, Г48-4, Г48-44, обеспечивающие требуемую очистку масла и тепловой режим.

Порядок выполнения лабораторной работы

- 1 Ознакомиться с содержанием настоящих методических рекомендаций.
- 2 Изучить схему действия ЭГШП.
- 3 Изучить конструкцию электрогидравлического шагового двигателя.

Содержание отчета: цель работы, схема действия ЭГШП, выводы.

Контрольные вопросы

- 1 Назначение ЭГШП.
- 2 Принцип работы ЭГШП.
- 3 Схема действия ЭГШП.

5 Насосные установки

Цель работы: изучить различные типы насосных установок и принцип их работы.

5.1 Виды насосных установок

Насосные установки представляют собой совокупность из одного или нескольких насосных агрегатов и гидробака, конструктивно оформленных в одно целое. Как правило, насосные установки комплектуются гидроаппаратурой, манометрами и кондиционерами рабочей среды (фильтрами, маслоохладителями). В баке рекомендуется иметь смотровые люки. Маслоуказатель должен иметь отметки предельно допустимых уровней.

Вместимость и конструкция насосной установки оказывает существенное влияние на тепловой режим гидропривода. При выборе вместимости бака следует учитывать количество масла, поступающего в гидросистему, во избежание чрезмерного падения уровня при заполнении цилиндров, аккумуляторов и т. п. Объем масла не должен превышать 80 %...90 % полного объема бака для компенсации теплового расширения масла и улучшения условий отделения воздуха (деаэрации).

Гидравлическая схемы насосной установки Г48-1 показана на рисунке 5.1. В установках типа Г48-1 масло от пластинчатого насоса *НП*, приводимого электродвигателем *ЭД*, через фильтр *Ф* и обратный клапан *КО1*, исключая возможность слива масла радиатор *АТ*, из гидросистемы при неработающем насосе, поступает в гидросистему под давлением, определяемым настройкой гидроклапана давления *ГД* (или сопротивлением гидросистемы). Масло, сливающееся из гидросистемы и *ГД*, через подпорный клапан *КО2* поступает в защищенный от перегрузки клапаном *КО3*. Давление в напорной и сливной линиях контролируется манометрами *МИ*, подключённым через золотник *ЗМИ*.

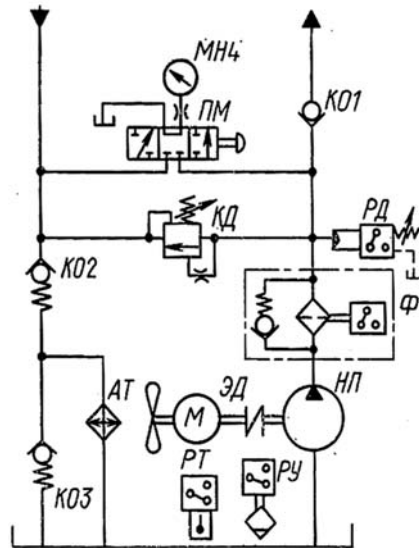


Рисунок 5.1 – Гидравлическая схема насосной установки Г48-1

В установках с диагностикой дополнительно контролируются давление в напорной линии (реле давления *РД*), уровень (реле *РУ*) и температура (реле *РТ*) масла в баке. Установки типа Г48-2 комплектуются двухпоточным насосом и подают в гидросистему два независимых потока. В напорной линии дополнительного насоса установлен обратный клапан *К04*, давление регулируется клапаном *ГД2*. В насосных установках типа Г48-3 (в) напорные линии двухпоточного насоса коммутируются разделительной панелью *РПН* таким образом, что при низком давлении в гидросистему поступает масло от двух насосов, а при высоком – только от насоса меньшей подачи (насос большей подачи разгружается).

В гидросистемах, работающих при постоянном рабочем давлении (копировальные системы, электрогидравлические приводы и др.), существенное сокращение потерь мощности может быть достигнуто за счёт применения установок типа Г48-4 с двухпоточным насосом и гидропанелью *А*, автоматически переключающей насосы в зависимости от расхода масла в гидросистеме. Для уменьшения колебаний давления в моменты переключения насосов служит пружинный аккумулятор *АК*. В установках типа Г48-5 применяется регулируемый пластинчатый насос, дистанционно управляемый от клапана *ГД*; клапан *ПК* снимает пики давления (> 6 МПа) при запуске.

Насосные установки типа Г48-6 имеет однопоточный нерегулируемый насос, пневмогидравлический аккумулятор *АК* и разгрузочный клапан *КР*. При низком давлении масла в гидросистеме управляющий золотник клапана *КР* находится в правом (на схеме) положении, коммутирующий золотник – в верхнем положении, и насос нагнетает масло в гидросистему, одновременно подзаряжая *АК*. Когда давление достигает величины, определяемой настройкой пружины управляющего золотника, последний смещается влево, коммутирующий золотник переключается, и насос разгружается (клапан *К01* при этом заперт), а *АК* подпитывает гидросистему. Когда давление вновь падает, цикл повторяется. При работе установки электромагнит распределителя *Р1* включен; при остановке электромагнит отключается, и масло из *АК* сливается в бак.

Применение установок типа Г48-6 предпочтительно в гидроприводах зажимных механизмов, которые в течение длительного времени потребляют минимальное количество масла (равно величине утечек в гидросистеме). В случаях, когда по циклу обработки детали кратковременно требуются большие потоки масла, а в остальное время потребления значительно меньше, взамен клапана *КР* могут устанавливаться гидроклапаны давления, имеющие аналогичные присоединительные размеры.

5.2 Установка с двухпоточным насосом и разделительной гидрпанелью

Секция *НП1* постоянно работает на систему и поддерживает рабочее давление, которое настраивается клапаном *КД1*. Клапан *КД2* настраивается на давление, которое ниже давления настройки клапана *КД1*. В технических рабочих переходах, когда давление понижается ниже настройки клапана *КД2*, например, при ускоренных холостых перемещениях узлов станка, клапан *КД2* закрывается и секция насоса *НП2* с большей рабочей подачей нагнетает масло в систему через клапан *КД2*. Расход равняется сумме расходов обеих секций насосов. После окончания быстрых перемещений давление в системе повышается до настройки клапана *КД1*. Клапан *КД2* открывается полностью и пропускает поток масла от секции *НП2* в линию слива. Конструктивно клапаны *КД1*, *КД2* и *КО2* объединены в гидрпанель, которую называют разделительной панелью.

5.3 Насосная установка с нерегулируемым насосом и пневмогидравлическим регулятором

Реле давления *РД1* настроено на наибольшее давление в системе, *РД2* – на наименьшее. Если давление в системе ниже минимального, то по команде от *РД2* включается электромагнит распределителя. Предохранительный клапан *КП* настроен на давление несколько больше, чем *РД1*. Насос нагнетает масло по линии 1 через фильтр по линии 2, линию 3 в систему. По мере заполнения аккумулятора *АК* давление в системе повышается до давления настройки *РД1*. По команде от этого реле электромагнит распределителя отключается и распределитель переключается пружиной в положение, при котором надклапанная полость соединяется через распределитель с линией 5. Клапан открывается и соединяет линию 2 через линию 4 с линией 5, что соответствует разгрузке насоса до давления 0,3 МПа. В то же время давление в линии 3 поддерживается гидроаккумулятором. По мере разрядки аккумулятора давление понижается до уровня настройки *РД2*. После чего подается команда на включение магнитара-распределителя, клапан *КП* закрывается, прекращается разгрузка и насос начинает работать на системе одновременно осуществляя подзарядку аккумулятора. Наибольший эффект гидроаккумуляторы дают тогда, когда по циклограмме работы станка требуется кратковременно подавать ограниченный объем масла с большим расходом, а в остальное время достаточен значительно меньший расход.

При соблюдении необходимых требований к чистоте гидросистемы удается повысить надёжность гидропроводов и уменьшить эксплуатационные расходы в среднем на 50 %. Фильтры обеспечивают в процессе эксплуатации гидропривода необходимую чистоту масла, работая в режимах полнопоточной или пропорциональной фильтрации во всасывающей, напорной или сливной линиях гидросистемы. Фильтры могут оснащаться средствами визуальной или электрической индикации загрязнённости, а также перепускным клапаном. Наличие последнего позволяет защитить фильтроэлемент от разрушения, однако часто приводит к опасному заблуждению – уверенности эксплуатационников в чистоте гидросистемы в то время, как фильтр почти не работает.

Порядок выполнения работы

- 1 Ознакомиться с содержанием настоящих методических рекомендаций.
- 2 Изучить схему действия ЭГШП.
- 3 Изучить конструкцию электрогидравлического шагового двигателя.

Содержание отчета: цель работы, схема действия ЭГШП, выводы.

Контрольные вопросы

- 1 Назначение ЭГШП.
- 2 Принцип работы ЭГШП.
- 3 Схема действия ЭГШП.

6 Гидропривод плоскошлифовального станка

Цель работы: изучить принцип действия гидропривода плоскошлифовального станка 3Д711ВФ11.

6.1 Схема гидравлическая принципиальная

Реализовать прямолинейное возвратно-поступательное движение подачи с необходимым разделением припуска конструктивно проще всего с помощью гидропривода. В данной работе рассмотрим гидропривод плоскошлифовального станка модели 3Д711ВФ11 производства завода «Красный Борец» (г. Орша).

Схема гидравлическая принципиальная изображена на рисунке 6.1, а перечень ее элементов приведен в таблице 6.1.

6.2 Описание работы

Возвратно-поступательное перемещение стола. Привод стола осуществляется двухштоковым цилиндром *Ц1*, управляемым блоком управления. Блок управления состоит из реверсивного распределителя *Р1*, обеспечивающего непосредственно изменение подвода давления и слива к полостям гидроцилиндра *Ц1*

Таблица 6.1 – Перечень элементов схемы гидравлической станции 3Д711ВФ11

Обозначение	Наименование	Кол-во	Примечание
1	2	3	4
<i>А1</i>	Станция 3Д711ВФ11	1	
<i>Б1</i>	Гидробак	1	$V = 125 \text{ дм}^3(\text{л})$
<i>ДК1</i>	Дроссель с обратным клапаном ДКМ6/3	1	Регулировка плавности реверса стола
<i>ДР1</i>		1	Дроссель скорости стола блока управления
<i>ДР2</i>	Дроссель регулировки подачи смазки	1	
<i>НП1</i>	Насос пластинчатый регулируемый	1	$Q = 0,83 \text{ дм}^3/\text{с}$ (50 л/мин) $P = 2,5 \text{ МПа}$ (25 кгс/см ²)
<i>НП1</i>	Насос пластинчатый регулируемый	1	Регулятор подачи насоса
<i>НП1.2</i>		1	Регулятор давления насоса
<i>НП1.1.1</i>		1	Дроссель-клапан регулятора подачи насоса $P_{\text{max}} = 32 \text{ МПа}$ (320 кгс/см ²)
<i>ПМ1</i>	Переключатель манометра 3Г58-802	1	
<i>Р1</i>		1	Гидрораспределитель реверса стола
<i>Р1.1</i>		2	Дроссель-клапан регулировки плавности реверса стола
<i>Р1.2</i>			
<i>Р2</i>		1	Гидрораспределитель пуска-стопа стола
<i>Р2.1</i>		2	Дроссель-клапан регулировки плавности пуска и остановки стола
<i>Р2.2</i>			
<i>Р.3</i>	Гидрораспределитель ВЕ6.34/Г24НМ ГОСТ 24679–81	1	Управление перемещением гидрораспределителя <i>Р2</i>
<i>Р.4</i>	Гидрораспределитель ВЕ6.34/Г24НМ ГОСТ 24679–81	1	Управление перемещением гидрораспределителя <i>Р1</i>
<i>Р.5</i>	Гидрораспределитель ВЕ6.574А/Г24НМ	1	Управление гидроцилиндром
<i>Р.6</i>	Гидрораспределитель ВЕ6.44.31/Г24НМ	1	Управление гидроправкой
<i>Д.2</i>	Гидромотор Г15-21Р УХЛ4	1	
<i>ДР3</i>	Дроссель ОШ-400Ф11.70.2.020	1	Дроссель скорости правки шлиф. круга
<i>Ф1</i>	Фильтр ФМ6-25	1	
<i>МН1</i>	Манометр МТП-1-2, 5-6 Мра	1	
<i>Ф2</i>	Фильтр заливной	1	Входит в состав гидробака
Линия связи			
<i>1-32</i>	Всасывания, нагнетания слива	32	
<i>44, 46</i>	Слива дренажей	2	
Гидрооборудование на аппараты, расположенные вне станции 3Д711ВФ11			
<i>БВК1</i>	Выключатель бесконтактный		

Окончание таблицы 6.1

1	2	3	4
<i>БВК2</i>	Конечный	2	
<i>УВ1</i>	Устройство воздухопусканий	1	
<i>Ц1</i>	Гидроцилиндр стола	1	$D = 40 \text{ мм}; d = 20 \text{ мм}$
<i>Ц2</i>	Гидроцилиндр блокировки ручного перемещения	1	
<i>Д1</i>	Гидродвигатель	1	$D = 90 \text{ мм}; d = 60 \text{ мм}$
<i>Ц3</i>	Гидроцилиндр фиксации суппорта	1	Для станков с фиксацией суппорта

Давление от насоса *НП1* по магистралям 2–12 поступает в правую (по схеме) полость управления стопового распределителя *P2*, который устанавливается в положение пуска стола. Давление от насоса *НП1* по магистралям 2–3 поступает к реверсионному распределителю *P1* и в зависимости от его положения – в правую или в левую полость цилиндра *Ц1* привода стола. По магистралям 4–7–8 соединяется с баком. Начинается перемещение стола с настроенной дросселем *ДР1* скоростью.

Реверс стола. Реверс стола происходит при переключении электромагнитов *A3* и *A4* распределителя *P4*. Его цилиндрические отводы *13* и *14* соединены с полостями управления распределителя *P1*, который переключается в зависимости от переключения распределителя *P4*, тем самым производя реверс стола. Команды на переключение электромагнитов *A3* и *A4* поступают из системы управления реверсом стола.

Остановка стола. Остановка стола выполняется при отключении электромагнитов *A1* и *A2* распределителя *P3*. последний устанавливается в среднем положение, при котором полости управления стопового распределителя по магистралям *11* и *12* соединяются со сливной гидролинией.

Под действием пружины плунжер стопового распределителя *P2* устанавливается в положение (среднего по схеме), при котором:

- магистраль 2 нагнетания насоса *НП1* запирается, что вызывает резкое возрастание давления в полости насоса, действующее на статорное кольцо и направленное в сторону пружинного регулятора давления *НП1.2*. Это усилие сжимает пружину регулятора и смещает статорное кольцо в положение «нулевой» подачи, компенсируя при этом только утечки в гидросистеме и насосе;

- сливная магистраль 8 отсекается от сливной полости цилиндра, что вызывает торможение стола;

- по окончании торможения стола полости цилиндра объединяются между собой (магистрали 3 и 4).

Вывод стола из зоны обработки. Вывод стола из зоны обработки в зону осуществляется следующим образом. Включается электромагнит *A2* распределителя *P3* и давление от насоса *НП1* по магистралям 2–11 поступает в левую (по схеме) полость управления распределителя *P2*, который устанавливается в положение вывода стола из зоны обработки. При этом магистраль 2 запрета, а давление по магистралям 11–5–3 и далее по магистралям 25 или 26 поступает

в правую или левую полость цилиндра *Ц1* привода стола. Благодаря дросселированию вывод стола из зоны обработки обеспечивается на пониженной скорости (5...8 м/мин). Слив из противоположной полости цилиндра *Ц1* сводится по магистралям 4–7–8 в бак. Стол начинается перемещаться с замедленной, фиксированной скоростью в зону загрузки.

Регулирование скорости перемещения стола. Регулирование скорости перемещения стола производится с помощью дросселя *ДР1*.

При изменении настройки дросселя *ДР1* изменяется перепад давления на нем, а следовательно, и усилие, действующее на статорное кольцо насоса *НП1* со стороны цилиндра *НП1.1*, т. к. его полость соединена магистралью 7 с входа дросселя *ДР1*.

Статорное кольцо начинается смещаться, изменяя при этом подачу насоса, а значит, и скорость стола до тех пор, пока не восстановится перепад давления на дросселе *ДР1*. В момент реверса стола, при переключении распределителя *Р1*, нагнетание насоса (магистрали 2–3) запирается, и в этой гидролинии возрастает давление до максимального, определяемого настройкой пружины регулятора насоса *НП1.1.1*.

Статорное кольцо смещается в положение «нулевой» подачи и сжимая пружину-насос, переходит в режим управления по давлению нагнетания.

Так как в момент реверса слив из цилиндра через дроссель *ДР1* прекращается, перепад на нем уменьшается до нуля, т. е. усилие на цилиндре *НП1.1* исчезает. По окончании переключения распределителя *Р1* напорные магистрали 2 и 3 насоса *НП1* соединяются с противоположной полостью цилиндра *Ц1* привода стола – начинается разгон стола.

В первый момент разгона давление в полости нагнетания цилиндра максимальное, что обеспечивает эффективность разгона стола. По мере разгона стола увеличивается расход через дроссель *ДР1*, а следовательно, и перепад давления на нем. Это соответствует возрастанию усилия на цилиндре *НП1.1*, который воздействует на статорное кольцо насоса *НП1* и переводит насос в режим работы с управлением по перепаду давления на дроссель *ДР1* стола.

Для исключения влияния колебания давления перед дросселем, связанного с колебаниями нагрузки на привод стола, полость *НП1.1* соединена с входом дросселя *ДР1* через дроссельный клапан *НП1.1.1*.

Автоматическая вертикальная подача. Автоматическая вертикальная подача осуществляется на двойной ход стола или на реверс суппорта. Давление от напорной гидролинии 2 поступает в гидрораспределитель *Р5* с электромагнитным управлением. При включении *А5* гидрораспределителя *Р5* давление масла по гидролинии 27 поступает в полость поворотного гидродвигателя *Д1* механизма вертикальной подачи. Гидродвигатель *Д1* поворачивается и приводит во вращение посредством рычага с собачкой храповое колесо.

Слив из гидродвигателя *Д1* осуществляется по цепи 28–*Р5*–8. При выключении *А5* масло в гидролиниях 27 и 28 меняет свое направление и поворотный гидродвигатель возвращается в исходное положение.

Гидравлическая фиксация суппорта. Для станков с шаговым приводом механизма вертикальной подачи гидравлическая фиксация суппорта осуществляется с

помощью гидрораспределителя *P5*. При включенном электромагните *A5* рабочая жидкость по гидролиниям 2–27 поступает в верхнюю полость гидроцилиндра. Происходит зажим суппорта. При выключенном электромагните *A5* рабочая жидкость поступает по гидролиниям 27–8 на слив. Происходит отжим суппорта.

6.3 Очистка рабочей жидкости в гидросистеме

Для обеспечения надежной работы гидросистемы в гидростанции осуществляется полнопоточная фильтрация всего подаваемого насосом потока жидкости через фильтр тонкой очистки *Ф1* (тонкость фильтрации 25 мкм).

Подача рабочей жидкости на смазку направляющих стола осуществляется только при пуске стола при включенном электромагните *A1* по гидролиниям 12–15–30 через дроссель смазки *ДР2*, встроенный в гидропанель блока управления.

Контроль и настройка давления в станции производится по показаниям манометра *MН1*, который подключен к соответствующей точке системы с помощью переключателя манометра *ПМ1*.

6.4 Отладка гидросистемы

Отладка гидросистемы:

- установить длину хода стола 400...500 мм;
- включить насосную установку;
- повернуть дроссель скорости стола против часовой стрелки на 15...20 град. (при этом электромагниты *YA1* и *YA2* не должны быть включены). Регулирующим винтом регулятора давления *НПП.2* предварительно настроить давление на 1,8 МПа. Контроль осуществлять по манометру *MН1*, установив переключатель манометра *ПМ1* в положение 2;
- включить электромагнит *YA1* гидрораспределителя *P3*, что соответствует пуску стола;
- включить попеременно движение стола влево и вправо, переместив его на максимальную длину до упора в крышку гидроцилиндра, при этом отрегулировать предварительно систему смазки стола с помощью дросселя смазки *ДР2*;
- произвести 10–12 двойных ходов между крышками цилиндра стола, при этом открыть воздухоспускные клапаны полостей гидроцилиндра стола, обеспечив выход из них воздуха. В случае неустойчивого движения стола произвести демпфирование на входе в регулятор подачи насоса *НПП.1* регулировочным винтом *НПП.1.1* до появления устойчивого движения стола;
- увеличив скорость перемещения стола до 10...15 м/мин обеспечить работу стола в течение 3–5 минут для окончательного удаления воздуха, в том числе из системы управления. При этой скорости, если необходимо, отрегулировать плавность реверса стола дросселями 4, установленными в крышках гидрораспределителя 2, с помощью регулировочных винтов *P1.1* и *P1.2*. При вращении этих регулировочных винтов против часовой стрелки плавность реверса стола повышается.

Затем постепенно увеличивая скорость перемещения стола, проверить обеспечение плавности реверса стола на всем диапазоне скоростей (2...35 м/мин). Максимальное ускорение должно быть не более 7 м/с^2 при наибольшей скорости стола. При необходимости выполнить соответствующие регулировки плавности реверса.

Одновременно с указанными проверками и регулировками проверить обеспечение максимальной скорости перемещения стола. Если она не обеспечивается, давление настройки следует постепенно повышать до величины, обеспечивающей максимальную скорость стола, но не более 2,3 МПа.

Настройка давления выполняется регулировочным винтом *НП1.2.1* регулятора давления *НП1.2* насоса *НП1*. При вращении регулировочного винта *НП1.2.1* по часовой стрелке давление увеличивается.

Увеличение плавности реверса стола, полученной регулировки дросселей с помощью регулировочных винтов *Р1.1* и *Р1.2*, выполняется дополнительной настройкой дросселей *ДК1.1* и *ДК1.2* (вращением по часовой стрелке).

Следует учесть, что проверка и выполнение при необходимости указанных выше регулировочных операций по обеспечению плавности реверса стола должны выполняться при одновременном обеспечении устойчивого движения стола на всем диапазоне скоростей, т. е. стол должен перемещаться на всей длине хода плавно, без скачков. Это можно определить визуально как по характеру движения стола, так и по пульсации давления по показаниям манометра.

Устойчивое движение стола обеспечивается демпфированием регулятора подачи насоса.

Настройку регулятора подачи *НП1.1* насоса *НП1* дросселем – клапаном *НП1.1.1* рекомендуется производить от максимальной до минимальной скорости в несколько этапов: уменьшить скорость движения стола до появления неустойчивого движения: вывертывая винт дросселя регулятора подачи насоса, добиться устойчивого движения стола (при необходимости подвернуть винт, увеличивающий сжатие пружины обратного клапана регулятора подачи насоса). Переходы повторить до получения устойчивого движения на минимальной скорости. После регулировки регулировочные винты законтрить гайками.

Порядок выполнения работы

- 1 Изучить гидравлическую схему станка.
- 2 Ознакомиться с основными узлами станка.
- 3 На практике ознакомиться с работой станка.
- 4 Ответить на контрольные вопросы.

Содержание отчета: цель работы, принцип действия гидравлической станции плоскошлифовального станка, выводы.

Контрольные вопросы

- 1 Пуск, реверс, остановка, вывод из зоны обработки стола.
- 2 Регулирование скорости перемещения.

- 3 Автоматическая вертикальная подача.
- 4 Очистка рабочей жидкости.
- 5 Гидропанель реверса.
- 6 Возвратно-поступательное движение стола.
- 7 Отладка гидросистемы.

7 Смазочные системы станочного оборудования

Цель работы: изучить принцип действия смазочных систем станочного оборудования.

7.1 Классификация смазочных систем и устройств

В процессе работы машины между соприкасающимися поверхностями подвижных деталей возникают силы трения, которые преобразуют часть энергии в тепло и вызывают износ этих деталей. В результате изнашивания уменьшается КПД и точность оборудования. Повышенный износ деталей понижает безопасность использования оборудования, особенно транспортных средств.

Обеспечение надежности машин и механизмов неразрывно связано с проблемой смазывания их пар трения. При наличии смазочного материала между трущимися поверхностями коэффициент трения резко снижается, значительно улучшаются и облегчаются условия работы подвижных деталей машины и механизмов. В сопрягаемых деталях, воспринимающих ударную нагрузку, смазочный материал работает как гидравлический буфер или амортизатор. Наличие смазочной пленки на трущихся поверхностях защищает рабочие поверхности от интенсивных молекулярных процессов, возникающих при трении. Смазочная пленка устраняет непосредственный контакт между трущимися поверхностями, охлаждает их и уносит вредные продукты износа. Отсутствие смазочного материала между трущимися деталями, хотя бы на короткое время, приводит к значительному ухудшению процесса трения и к повышенным износам, а иногда и к серьезным поломкам. При любых режимах работы оборудования и различных внешних условиях смазочный материал должен своевременно и в достаточном количестве поступать к трущимся поверхностям.

Необходимость резкого повышения надежности, долговечности пар трения машин, предъявляет жесткие требования к свойствам смазочной техники. Наиболее полно эти требования выполняются централизованными автоматизированными смазочными системами, которые обеспечивают автоматизацию подачи к большому числу точек заданного количества жидкого или пластичного смазочного материала в определенное время и централизованный контроль за его подачей. Такие системы применяют для смазывания пар трения машин, работающих на переменных режимах, с частыми пусками и остановками, когда получить эффект газо- и гидродинамической смазки практически невозможно, и наиболее удобными системами для выполнения этих требований являются централизованные последовательные смазочные системы.

Развитие смазочных устройств шло совместно с развитием машин и механизмов в направлении от ручного смазывания к автоматизированному, от индивидуального смазывания к централизованному, от принципа «чем больше смазочного материала, тем лучше» к точной дозировке и периодичности подачи, от бесконтрольной подачи смазочного материала к контролируемой и далее – к системам с обратной связью от пар трения (такие системы позволяют автоматически подавать оптимальное количество смазочного материала в зависимости от режима работы и состояния пар трения).

В смазочных устройствах для подачи смазочных материалов к трущимся поверхностям используют следующие силы:

- силу тяжести (смазывание самотеком из заливных масленок и баков, капельные и т. д.);
- силу капиллярного давления (смазывание при помощи фитилей), войлочных и фетровых «подушек», металлокерамических и пластмассовых пористых втулок и т. п.);
- силу вязкостного трения между смазочным материалом и перемещающимся в нем твердым телом (смазывание с помощью фрикционных насосов, кольцом, погружением вращающихся деталей в масляную ванну и т. д.);
- силу давления на свободную поверхность смазочного материала, заключенного в емкость (смазывание при помощи колпачковых масленок и т. п.);
- центробежную силу и силу скоростного напора жидкости (смазывание посредством винтовых устройств, с неподвижной и вращающейся трубкой Пито, с конусными вращающимися насадками);
- перепад сил давления, создаваемый смазываемым механизмом (смазывание самозасасыванием);
- перепад сил давления, создаваемый насосными механизмами;
- силу инерции частиц смазочного материала (смазывание разбрызгиванием или распылением).

Современные машины, комплексы машин, технологическое оборудование имеют большое количество пар трения, к которым надо подавать определенные смазочные материалы в необходимых количествах и в требуемое время. В этих условиях наиболее рационально применять различного рода централизованные смазочные системы.

Существует несколько классификаций смазочных систем. Основным классификационным признаком для систем является конструкция и принцип действия распределительных устройств. По указанному признаку наиболее распространенные смазочные системы разделяются на системы с насосным распределением, дроссельного дозирования, двухмагистральные, последовательные, импульсные, аэрозольные, комбинированные. Относительно недавно разработаны принципиально новые распределительные устройства и новые разновидности систем. К ним относятся системы кольцевые, параллельно-последовательные, двухмагистральные последовательные, импульсные последовательные и др.

Смазочные устройства, входящие в системы и применяемые самостоятельно, подразделяются на смазочные насосы и нагнетатели, смазочные

аппараты, смазочные емкости, кондиционеры смазочного материала и смазочные линии.

7.2 Последовательная система смазки

Принципиальная гидросхема. Последовательная смазочная система – одномагистральная система, в которой смазочный материал подается к поверхностям трения последовательно.

В общем случае система включает нагнетатели, последовательные питатели, контрольно-регулирующую аппаратуру.

Рассмотрим устройство и принцип работы последовательной системы смазки, принципиальная схема которой изображена на рисунке 7.1.

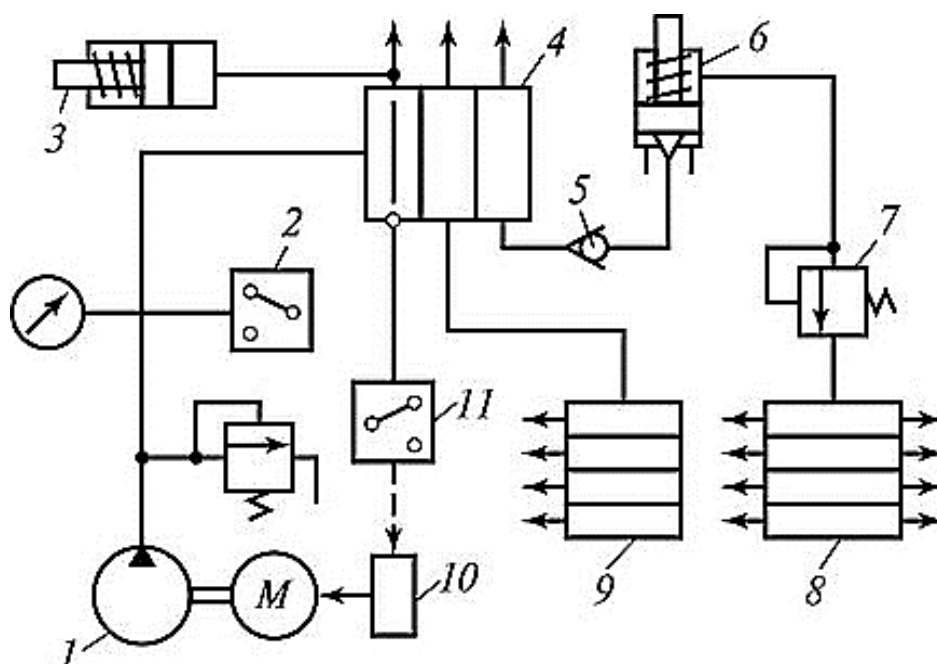


Рисунок 7.1 – Гидравлическая схема последовательной смазочной системы

Масло от насоса *1* подается к центральному питателю *4*. Затем от него идет к вторичным питателям *8* и *9*. От питателей в свою очередь масло может подаваться к питателям третьего каскада и т. д. Отводы питателей любого каскада могут подавать масло в точку смазывания. Повторное поступление масла в данную точку возможно только после завершения подачи к остальным точкам.

После отработки заданного числа циклов в прибор управления *10* поступает сигнал от датчиков циклов *11*, в соответствии с которым насос отключается и начинается отсчет времени паузы до следующего включения. При неисправности в любой точке системы сигнал от датчика циклов отсутствует, а золотники всех питателей блокируются. Место неисправности обнаруживается посредством штоков-индикаторов *3*, которые указывают на наличие избыточного давления. Контроль обрыва трубопровода осуществляется индикатором разры-

ва линии. Он состоит из обратного клапана 5, указателя разрыва 6 и напорного клапана 7.

Если давление в напорной магистрали уменьшается, шток 6 опускается, закрывая подачу масла в трубопровод из указателя. При очередном цикле центральное реле давления 2 фиксирует резкое повышение давления перед указателем, сигнализируя о неисправности.

Порядок проведения лабораторной работы

1 Ознакомиться с настоящими методическими рекомендациями.

2 Изучить принципиальную и монтажную схемы последовательной системы смазки.

3 По таблице вариантов индивидуального задания (таблица 7.1) составить монтажную схему последовательной системы смазки.

4 Подготовить ответы на контрольные вопросы.

Таблица 7.1 – Варианты индивидуальных заданий

Вариант	Количество точек смазки	МИ	М	МХ	МГ
		Смазываемые точки			
1	10	1–5	6–10	–	–
2	12	1–4	–	5–12	–
3	11	–	1–7	–	8–11
4	13	–	1–8	9–13	–
5	14	1–4	5–10	11–14	–
6	15	1–10	–	–	11–15
7	16	–	1–10	–	11–16
8	17	1–5	6–10	–	11–12

Содержание отчета: цель работы, монтажная схема последовательной системы смазки, выводы.

Контрольные вопросы

1 Классификация систем смазки оборудования.

2 Устройство и принцип работы последовательной системы смазки.

3 Устройство и принцип работы смазочной станции.

4 Устройство и принцип работы питателей.

Список литературы

- 1 **Свешников, В. К.** Станочные гидроприводы : справочник / В. К. Свешников. – 6-е изд., перераб. и доп. – Санкт-Петербург : Политехника, 2015. – 627 с.
- 2 Гидравлика : учебник: в 2 т. Т. 1 : Основы механики жидкостей и газов / В. И. Иванов [и др.]. – Москва : Академия, 2012. – 192 с.
- 3 Гидравлика : учебник: в 2 т. Т. 2 : Гидравлические машины и приводы / В. И. Иванов [и др.]. – Москва : Академия, 2012. – 288 с.
- 4 Гидравлика в машиностроении: учебное пособие для вузов: в 2 ч. / А. Г. Схиртладзе [и др.]. – Старый Оскол : ТНТ, 2011. – Ч. 1. – 392 с.
- 5 Гидравлика в машиностроении: учебное пособие для вузов: в 2 ч. / А. Г. Схиртладзе [и др.]. – Старый Оскол : ТНТ, 2011. – Ч. 2. – 496 с.
- 6 **Нагорный, В. С.** Средства автоматизации гидро- и пневмосистем : учебное пособие / В. С. Нагорный. – Санкт-Петербург; Москва; Краснодар: Лань, 2019. – 448 с.
- 7 Гидравлика : учебник и практикум для академ. бакалавриата / В. А. Кудинов [и др.] ; под ред. В. А. Кудинова. – 4-е изд., перераб. и доп. – Москва : Юрайт, 2018. – 386 с.