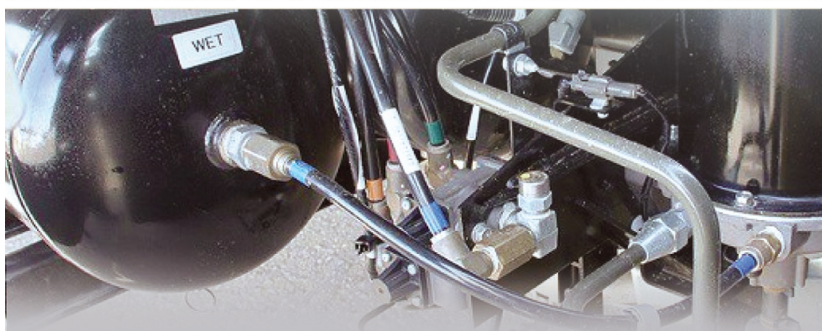


**Министерство образования и науки Российской Федерации
Дальневосточный федеральный университет
Инженерная школа**

В.М. Акуленко, В.А. Компанец, О.Э. Суров, С.М. Угай

**ПРАКТИЧЕСКИЕ И КОНТРОЛЬНЫЕ РАБОТЫ
ПО ДИСЦИПЛИНЕ
«ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ И ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ
ТРАНСПОРТНЫХ И ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ
МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ»**

**Учебное электронное издание
Учебно-методическое пособие**



**Владивосток
Дальневосточный федеральный университет
2018**

Министерство образования и науки Российской Федерации
Дальневосточный федеральный университет
Инженерная школа

**В.М. Акуленко, В.А. Компанец,
О.Э. Суров, С.М. Угай**

**ПРАКТИЧЕСКИЕ И КОНТРОЛЬНЫЕ
РАБОТЫ ПО ДИСЦИПЛИНЕ
«ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ
И ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ
ТРАНСПОРТНЫХ
И ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ
МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ»**

Для студентов направления
23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов»
очной и заочной форм обучения

Учебное электронное издание
Учебно-методическое пособие



Владивосток
Дальневосточный федеральный университет
2018

УДК 629.1
ББК 39.1
А44

Авторы

Акуленко Вера Михайловна, к.т.н., доцент кафедры электроэнергетики и электротехники
Компанец Василий Андреевич, доцент кафедры транспортных машин
и транспортно-технологических процессов

Суров Олег Эдуардович, к.т.н., доцент кафедры кораблестроения и океанотехники

Угай Сергей Максимович, к.т.н., доцент,
заведующий кафедрой транспортных машин и транспортно-технологических процессов
Инженерная школа

Дальневосточный федеральный университет

Акуленко В.М., Компанец В.А., Суров О.Э., Угай С.М. Практические и контрольные работы по дисциплине «Гидравлические и пневматические системы транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования»: для студентов направления 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» очной и заочной форм обучения: учебно-методическое пособие [Электронный ресурс] / Инженерная школа ДВФУ. – Электрон. дан. – Владивосток: Дальневост. федерал. ун-т, 2018. – [87 с.]. – 1 CD. – Систем. требования: процессор с частотой 1,3 ГГц (Intel, AMD); оперативная память от 1 ГБ, Windows (XP; Vista; 7 и т.п.); Acrobat Reader, Foxit Reader либо любой другой их аналог. – ISBN 978-5-7444-4206-4

Пособие содержит материалы для подготовки и выполнения практических занятий и контрольных работ по дисциплине «Гидравлические и пневматические системы транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования». Представлены задания к практическим и контрольным работам, контрольные вопросы для самостоятельной проверки знаний, приведены список литературы, необходимый для подробного рассмотрения тем теоретической части курса, и перечень нормативно-правовых материалов, рекомендуемых к изучению.

Предназначено для студентов направления 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» очной и заочной форм обучения. Также может быть использовано при подготовке студентов направления 23.03.02 «Наземные транспортно-технологические комплексы» по дисциплинам «Гидропривод строительной техники», «Гидропривод транспортных машин».

Ключевые слова: гидравлика, пневматика, гидропривод, транспортные машины.

*Публикуется по решению кафедры
транспортных машин и транспортно-технологических процессов
Инженерной школы ДВФУ*

Редактор И.А. Гончарук

Верстка Л.С. Виляевой

Дизайн CD Г.П. Писаревой

Опубликовано 30.04.2018

Объем 4,9 МБ [Усл. печ. л. 10,11]

Тираж 30 экз.

Издание подготовлено редакционно-издательским отделом Инженерной школы ДВФУ
[Кампус ДВФУ, корп. С, каб. С714]

Изготовитель CD: Дальневосточный федеральный университет

690091, Владивосток, ул. Суханова, 8

(типография Издательства ДВФУ)

690091, г. Владивосток, ул. Пушкинская, 10)

ISBN 978-5-7444-4206-4

© Акуленко В.М., Компанец В.А.,
Суров О.Э., Угай С.М., 2018
© ФГАОУ ВО «ДВФУ», 2018

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	4
ПРАКТИЧЕСКИЕ РАБОТЫ	5
Практическая работа № 1. Условные графические обозначения гидравлических систем.....	5
Практическая работа № 2. Условные графические обозначения пневматических систем	22
Практическая работа № 3. Чистота рабочей жидкости	33
Практическая работа № 4. Аксиально-поршневой насос	39
Практическая работа № 5. Изучение гидрораспределителей.....	43
Практическая работа № 6. Анализ работы гидросистемы по гидросхеме.....	53
КОНТРОЛЬНЫЕ РАБОТЫ	59
Контрольная работа № 1. Гидродинамические передачи.....	59
Контрольная работа № 2. Определение производительности погрузчика с гидравлическим приводом.....	66
Контрольная работа № 3. Расчет и выбор насоса.....	69
Контрольная работа № 4. Определение основных параметров гидропривода поступательного движения	78
Перечень вопросов для контроля и самоподготовки.....	82
Список литературы.....	86

Введение

Ряд существенных преимуществ гидравлических и пневматических систем перед другими типами послужил основанием для их широкого применения в различных областях, включая транспорт.

Основным достоинством гидросистем и пневмосистем является возможность получения больших усилий и мощностей при ограниченных размерах силовых исполнительных двигателей, что облегчает компоновку в механизмах. Гидро- и пневмосистемы имеют высокое быстродействие и возможность работы в динамических режимах при частых включениях, остановках, реверсах движения или изменениях скорости.

Расширение области применения гидравлических и пневматических систем, непрерывный рост и совершенствование производства машин, аппаратов и вспомогательного оборудования требуют от современного сотрудника, имеющего дело с техникой, включающей пневматическое и гидравлическое оборудование, теоретических знаний и практических навыков, необходимых для ее рационального использования.

Цель дисциплины – изучение структуры и принципов построения гидравлических и пневматических систем (в том числе с использованием современных автоматизированных программ), функционального назначения, конструктивных особенностей, принципов действия, элементов их графического изображения; усвоение методики проектирования и расчета рассматриваемых систем и их элементов; изучение вопросов монтажа, наладки и эксплуатации гидравлических и пневматических систем транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования (ТиТТМиО).

Учебным планом указанной выше дисциплины предусмотрено выполнение практических и контрольных работ. Каждая работа оценивается отдельно в соответствии с фондом оценочных средств учебно-методического комплекта дисциплины (ФОС УМКД).

В случае невыполнения программы практических и / или контрольных работ студент не допускается к экзамену (зачету).

ПРАКТИЧЕСКИЕ РАБОТЫ

Практическая работа № 1 Условные графические обозначения гидравлических систем

1. Изучить теоретические аспекты работы и нормативную документацию по условным графическим обозначениям (УГО) гидравлических систем.
2. Проанализировать изображение УГО указанных элементов.
3. Изобразить представленный ряд УГО.
4. Оформить отчет.
5. Защитить работу.

Теоретическая часть

Принципиальная схема гидравлической системы (схема соединения элементов) воспроизводит ее структурную схему и показывает с помощью стандартизованных символов, называемых условными графическими обозначениями (УГО), как соединены между собой отдельные конструктивные элементы системы. Обычно для большей наглядности ее вычерчивают без учета действительного пространственного расположения составляющих элементов. Принципиальную схему строят по вертикали, как и структурные схемы. Направление движения потока гидравлической энергии на схемах принимается снизу-вверх, слева-направо.

УГО конструктивных элементов гидропривода регламентируются стандартами и документацией производителей. Располагают УГО на принципиальной схеме в направлении потока энергии:

- внизу – элементы энергообеспечивающей части или условное обозначение источника энергии;
- в середине – устройства направляющей и регулирующей подсистемы;
- вверху – исполнительные механизмы.

Все устройства изображают на принципиальных схемах в исходном положении, т.е. в состоянии, которое необходимо для запуска системы в работу.

Согласно ГОСТ 2.704 на принципиальных гидравлических схемах рядом с условным графическим обозначением каждого устройства проставляют буквенно-цифровое позиционное обозначение (см. табл. 1.1). По возможности обозначения располагают справа и сверху относительно УГО элемента. Введение в принципиальные гидравлические схемы индексов упрощает работу со схемами и устанавливает однозначное соответствие между конкретными моделями гидравлических аппаратов и устройств, перечисленных в спецификации гидравлического оборудования, и местом каждого из них в системе.

В иностранных гидравлических схемах привода элементам и подсистемам присваивают цифровой индекс. Исполнительные механизмы и их цепи управления нумеруют по порядку, а элементы той или иной цепи управления обозначают индексами, состоящими из порядкового номера цепи и кодового числа. Энергообеспечивающая часть привода питает одновременно несколько цепей управления, поэтому ей присваивают на схемах порядковый номер «0».

Элементы, входящие в состав законченных функциональных блоков, выделяют на принципиальных схемах тонкими штрихпунктирными линиями с указанием позиционного обозначения блока (см. рис. 1.1).

Буквенные коды элементов гидравлических систем

Буква кода (обозначения)	Элемент	Буква кода (обозначения)	Элемент
А	Устройство (общее обозначение)	МС	Масленка
АК	Гидроаккумулятор	МФ	Гидравлическая муфта
АТ	Аппарат теплообменный	Н	Насос
Б	Гидробак	НА	Насос аксиально-поршневой
ВД	Влагоотделитель	НМ	Насос-мотор
ВН	Вентиль	НП	Насос пластинчатый
ВТ	Вытеснитель	НР	Насос радиально-поршневой
Г	Пневмоглушитель	ПГ	Пневмогидропреобразователь
Д	Гидродвигатель поворотный	ПР	Гидропреобразователь
ДП	Делитель потока	Р	Гидрораспределитель (пневмораспределитель)
ДР	Гидравлический дроссель	РД	Реле давления
ЗМ	Гидрозамок	РЗ	Гидроаппарат золотниковый
К	Гидравлический клапан	РК	Гидроаппарат клапанный
КВ	Гидроклапан выдержки времени	РП	Регулятор потока
КД	Гидравлический клапан давления	С	Сепаратор
КО	Гидроклапан обратный	С	Сумматор потока
КП	Гидроклапан предохранительный	Т	Термометр
КР	Гидроклапан редукционный	ТР	Гидродинамический трансформатор
М	Гидромотор	УВ	Устройство воздухопускное
МН	Манометр	УС	Гидроусилитель
МП	Гидродинамическая передача	Ф	Фильтр
МР	Маслораспылитель	Ц	Цилиндр

Присвоение кодового числа конкретному элементу может осуществляться разными способами: для сложных схем применяется сквозная порядковая нумерация, для более простых схем код формируют по определенным правилам (табл. 1.2).

Такой подход облегчает чтение принципиальных схем, поскольку сужает поле отслеживания линий связи между элементами схемы и дает представление о расположении конкретного элемента.

Некоторые условные графические обозначения конструктивных элементов гидросистем представлены в табл. 1.3.

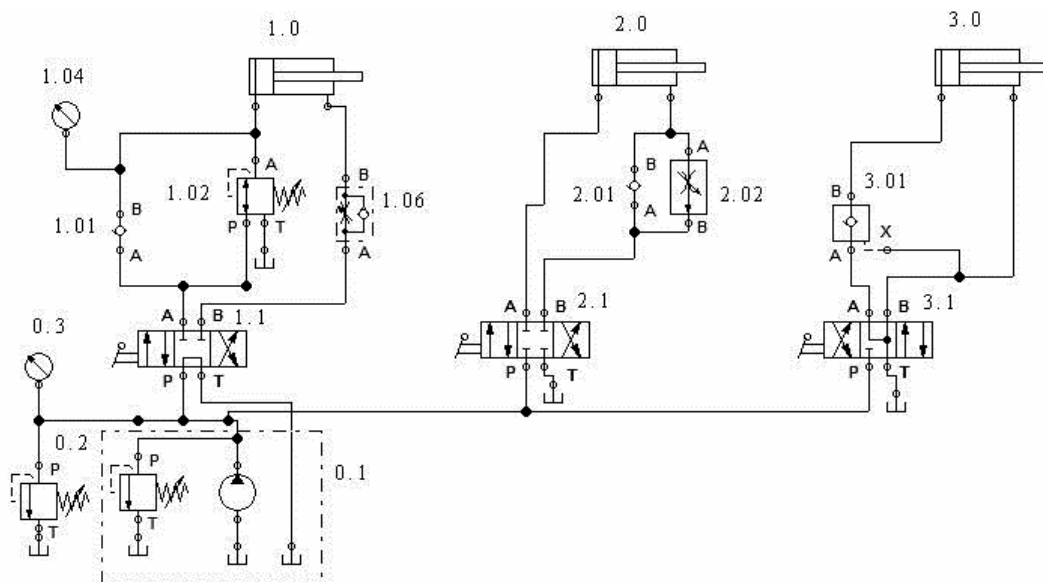


Рис. 1.1. Пример схемы гидравлической системы

Таблица 1.2

Коды элементов гидравлических систем

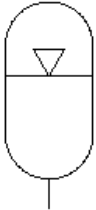
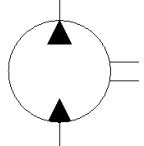
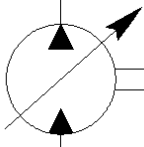
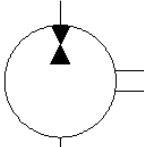
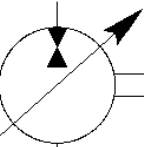
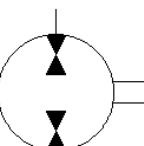
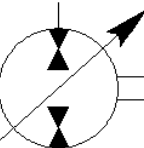
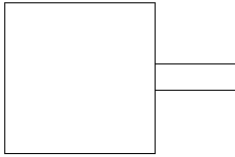
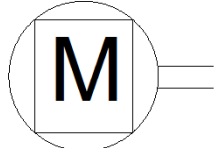
Наименование устройства	Индекс
Аппаратура энергообеспечивающей подсистемы	0.1; 0.2; 0.3; ...
Исполнительные механизмы (ИМ)	1.0; 2.0; 3.0; ...
Исполнительные распределители	1.1; 2.1; 3.1; ...
Устройства, подающие сигналы на выдвижение штока цилиндра (после точки – четное число)	1.2; 1.4; 1.6; ... (для 1-го ИМ) 2.2; 2.4; 2.6; ... (для 2-го ИМ)
Устройства, подающие сигналы на втягивание штока цилиндра (после точки – нечетное число)	1.3; 1.5; 1.7; ... (для 1-го ИМ) 2.3; 2.5; 2.7; ... (для 2-го ИМ)
Устройства регулирования скорости и устройства, расположенные между исполнительными механизмами и исполнительными распределителями	1.01; 1.02; 1.03; ... (для 1-го ИМ) 2.01; 2.02; 2.03; ... (для 2-го ИМ)


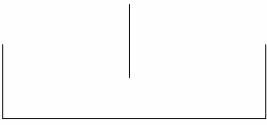

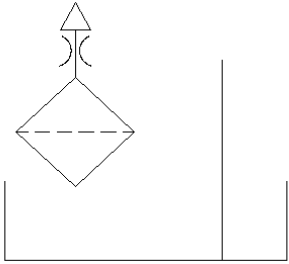

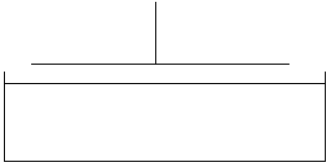

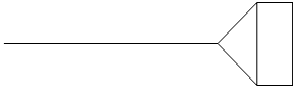
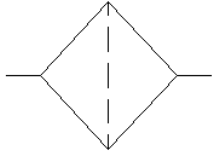
Таблица 1.3

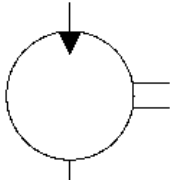
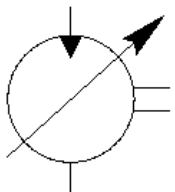
УГО элементов гидросистем

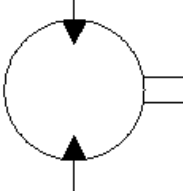
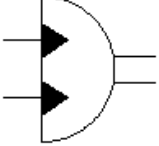
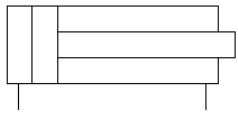
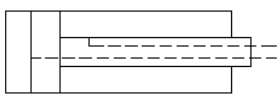
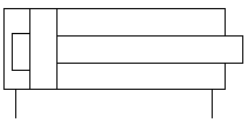
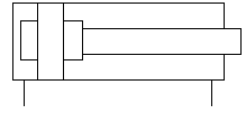
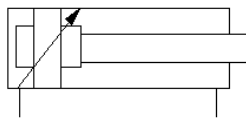
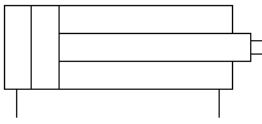
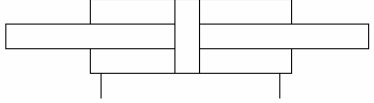
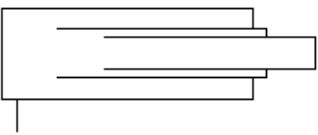
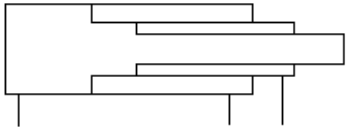
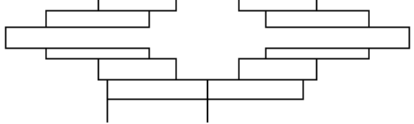
Источники гидравлической энергии (энергообеспечивающая подсистема)	
Насос нерегулируемый с постоянным направлением потока	
Насос нерегулируемый с реверсом потока	
Насос регулируемый с постоянным направлением потока	

<p>Насос регулируемый с реверсом потока</p>	
<p>Насос регулируемый с ручным управлением</p>	
<p>Насос, регулируемый по давлению, с регулируемой пружиной и дренажем</p>	
<p>Насос регулируемый многоотводный</p>	
<p>Поступательный преобразователь с двумя видами среды</p>	
<p>Пневмогидравлический поступательный вытеснитель с разделителем</p>	
<p>Аккумулятор гидравлический без указания принципа действия</p>	
<p>Аккумулятор гидравлический грузовой</p>	
<p>Аккумулятор гидравлический пружинный</p>	

Аккумулятор пневмогидравлический	
Насос-мотор с одним направлением потока, нерегулируемый	
Насос-мотор с одним направлением потока, регулируемый	
Насос-мотор с реверсивным направлением потока, нерегулируемый	
Насос-мотор с реверсивным направлением потока, регулируемый	
Насос-мотор с любым направлением потока, нерегулируемый	
Насос-мотор с любым направлением потока, регулируемый	
Двигатели (привод элементов энергообеспечивающей подсистемы)	
Двигатель (общее обозначение)	
Двигатель (мотор) тепловой (общее обозначение)	

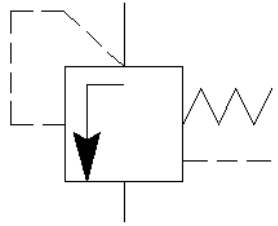
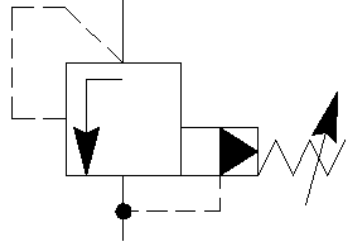
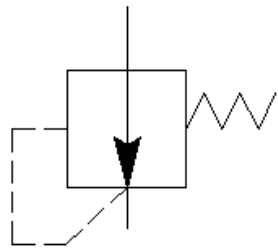
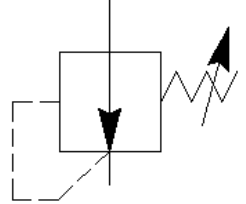
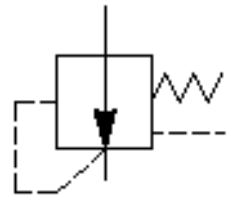
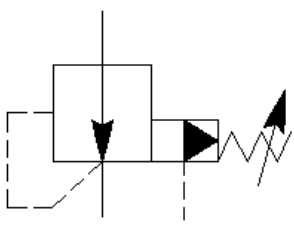
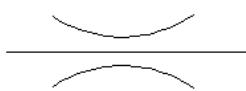
Гидравлические баки (энергообеспечивающая подсистема)	
Общее обозначение бака	
Бак со сливным трубопроводом выше уровня жидкости	
Бак со сливным трубопроводом ниже уровня жидкости	
Бак со сливным трубопроводом ниже уровня жидкости с фильтром	
Бак с мешалкой	
Бак с механическим поджимом жидкости	
Бак с давлением выше атмосферного	
Бак с давлением ниже атмосферного	
Заливная горловина, заправочный штуцер	
Кондиционеры рабочей жидкости	
Фильтр	

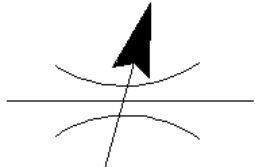
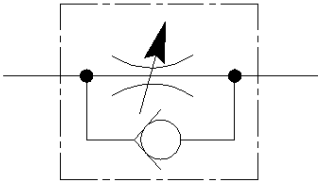
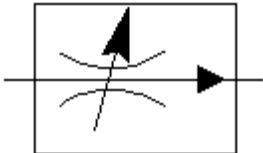
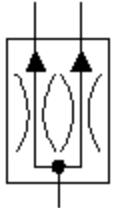
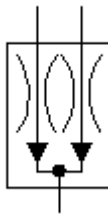
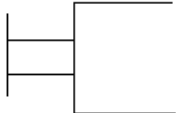

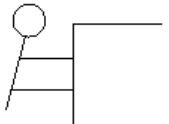
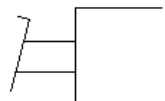
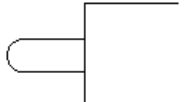
Фильтр с магнитным сепаратором	
Фильтр с индикатором загрязненности	
Подогреватель	
Охладитель	
Охладитель с указанием линий подвода и отвода охлаждающей среды	
Охладитель и подогреватель	
Газификатор (для преобразования жидкости в газ)	
Исполнительные механизмы (исполнительная подсистема)	
Гидромотор с нереверсивным потоком, нерегулируемый	
Гидромотор с нереверсивным потоком, регулируемый	

Гидромотор с реверсивным потоком, нерегулируемый	
Поворотный гидродвигатель	
Гидроцилиндр двустороннего действия:	
с односторонним штоком	
с подводом жидкости через шток	
с постоянным торможением в конце хода со стороны поршня	
с постоянным торможением в конце хода с двух сторон	
с регулируемым торможением в конце хода с двух сторон	
дифференциальный	
с двусторонним штоком	
Гидроцилиндр телескопический одностороннего действия	
Гидроцилиндр телескопический двустороннего действия	
Гидроцилиндр телескопический двустороннего действия с двусторонним выдвижением	

Гидроцилиндр одностороннего действия плунжерный	
Гидроцилиндр одностороннего действия поршневой с возвратом штока пружиной	
Гидроцилиндр одностороннего действия поршневой с выдвижением штока пружиной	
Гидравлические распределители (направляющая и регулирующая подсистема)	
2/2 распределитель	
3/2 распределитель	
3/2 клапанный распределитель	
4/2 распределитель	
5/2 распределитель	
3/2 распределитель, переход через промежуточную позицию	
3/3 распределитель	
4/3 распределитель	
5/3 распределитель	

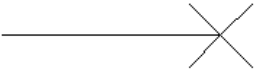
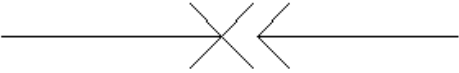

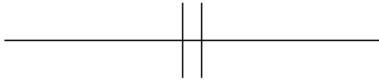
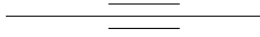
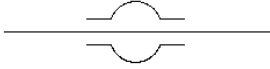
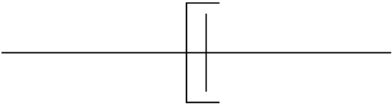
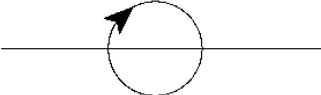
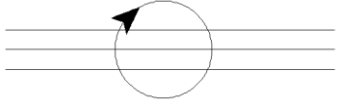
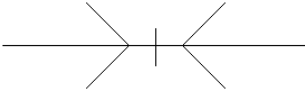
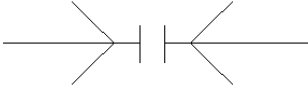
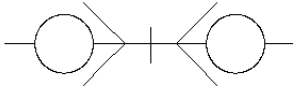

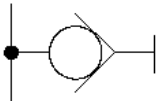

Дросселирующий распределитель	
Направляющие гидроклапаны (направляющая и регулирующая подсистема)	
Обратный клапан	
Обратный клапан с пружиной	
Обратный клапан с поджимом рабочей средой (управление рабочей средой позволяет закрывать клапан без возвратной пружины)	
Гидрозамок одностороннего действия (управляемый гидроклапан)	
Гидрозамок двустороннего действия	
Логический клапан ИЛИ	
Регулирующие гидроклапаны (направляющая и регулирующая подсистема)	
Напорный гидроклапан прямого действия, нерегулируемый	
Напорный гидроклапан прямого действия, регулируемый	

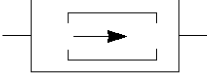
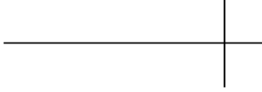


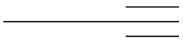
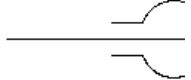

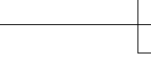
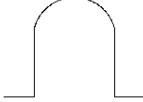
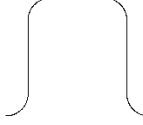
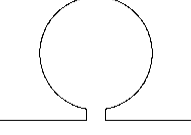
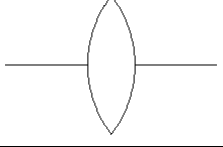


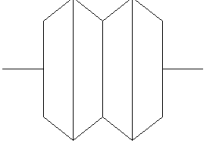
<p>Напорный гидроклапан прямого действия с дистанционным управлением</p>	
<p>Напорный гидроклапан непрямого действия, регулируемый</p>	
<p>Редукционный гидроклапан двухлинейный прямого действия нерегулируемый</p>	
<p>Редукционный гидроклапан двухлинейный прямого действия регулируемый</p>	
<p>Редукционный гидроклапан двухлинейный прямого действия с дистанционным управлением</p>	
<p>Редукционный гидроклапан двухлинейный непрямого действия регулируемый</p>	
<p>Устройства управления расходом (направляющая и регулирующая подсистема)</p>	
<p>Дроссель нерегулируемый</p>	

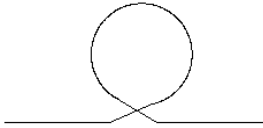
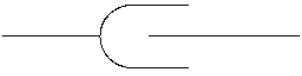
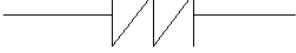
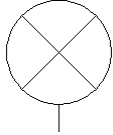
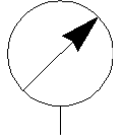
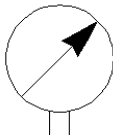
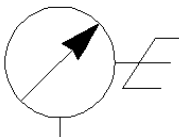
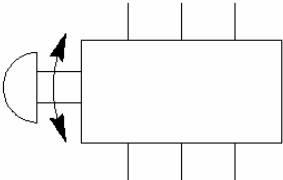
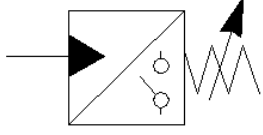
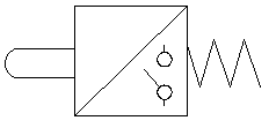
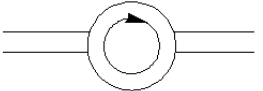
Дроссель регулируемый	
Дроссель с обратным клапаном	
Двухлинейный регулятор расхода	
Делитель потока	
Сумматор потока	
Устройства управления гидроаппаратами (направляющая и регулирующая подсистема)	
Управление мускульной силой без уточнения типа	
Управление мускульной силой: кнопка	
Управление мускульной силой: рычаг	
Управление мускульной силой: педаль	
Механическое управление: толкатель (кулачок)	

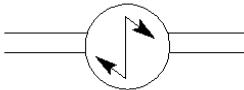
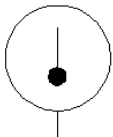
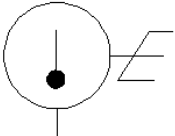
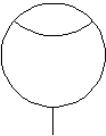
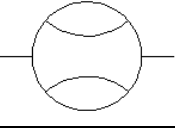
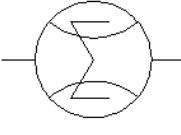
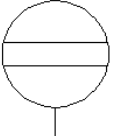
Механическое управление: ролик	
Механическое управление: ролик с ломающимся рычагом	
Механическое управление: пружина	
Механическое управление: фиксатор	
Гидравлическое управление: прямое нагружением	
Гидравлическое управление: не прямое нагружением	
Гидравлическое управление: не прямое разгрузкой	
Гидравлическое управление: за счет разности площадей	
Электрическое управление: электромагнит с одной обмоткой	
Электрическое управление: электромагнит с двумя встречными обмотками	
Электрическое управление: электромагнит с пропорциональным управлением	

Электрическое управление: электромагнит с пропорциональным управлением и обратной связью	
Электрическое управление: шаговый электродвигатель	
Комбинированное управление: электромагнитное и не прямое гидравлическое	
Комбинированное управление: электромагнитное или не прямое гидравлическое	
Комбинированное управление: не прямое гидравлическое с ручным дублированием	
Комбинированное управление: электромагнитное и пружина	
Элементы трубопроводов (направляющая и регулирующая подсистема)	
Место присоединения к источнику гидравлической энергии	
Линия всасывания, нагнетания, слива	
Линия управления, дренажа	
Соединение трубопроводов	
Пересечение трубопроводов без соединения	
Гибкий трубопровод, шланг	

Место присоединения несоединенное	
Место присоединения соединенное	
Общее обозначение разъемного соединения	
Фланцевое соединение	
Муфтовое резьбовое соединение	
Муфтовое эластичное соединение	
Штуцерное резьбовое соединение	
Поворотное (шарнирное) соединение однолинейное	
Поворотное (шарнирное) соединение трехлинейное	
Быстроразъемное соединение без запорного элемента соединенное	
Быстроразъемное соединение без запорного элемента несоединенное	
Быстроразъемное соединение с запорным элементом соединенное	
Быстроразъемное соединение с запорным элементом несоединенное	
Место присоединения измерительного прибора (контрольная точка)	
Вентиль	

Гаситель гидравлического удара	
Конец трубопровода под разъемное соединение: общее обозначение	
Конец трубопровода под разъемное соединение: фланцевое	
Конец трубопровода под разъемное соединение: штуцерное резьбовое	
Конец трубопровода под разъемное соединение: муфтовое резьбовое	
Конец трубопровода под разъемное соединение: муфтовое эластичное	
Конец трубопровода с заглушкой (пробкой): фланцевый	
Конец трубопровода с заглушкой (пробкой) резьбовой	
Компенсатор: общее обозначение	
Компенсатор: П-образный	
Компенсатор: лирообразный	
Компенсатор: линзовый	
Компенсатор: волнистый	
Компенсатор: Z-образный	
Компенсатор: сифонный	

Компенсатор: кольцеобразный	
Компенсатор: телескопический	
Вставка амортизационная	
Устройства контроля и индикации (информационная подсистема)	
Указатель давления	
Манометр	
Манометр дифференциального типа	
Манометр электроконтактный	
Переключатель манометра	
Реле давления	
Конечный выключатель	
Тахометр	

Моментомер (измеритель крутящего момента)	
Термометр	
Термометр электроконтактный	
Указатель расхода	
Расходомер	
Расходомер интегрирующий	
Указатель уровня жидкости (изображается только вертикально)	

Практическая работа № 2

Условные графические обозначения пневматических систем

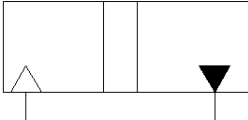
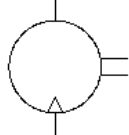
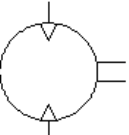
1. Изучить теоретические аспекты работы и нормативную документацию по УГО пневматических систем.
2. Проанализировать изображение УГО указанных элементов.
3. Изобразить представленный ряд УГО.
4. Оформить отчет.
5. Защитить работу.

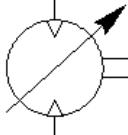
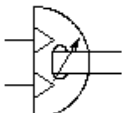
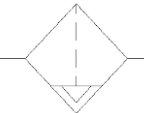
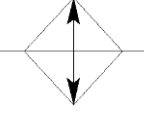
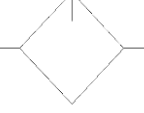
Теоретическая часть

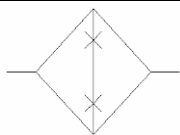
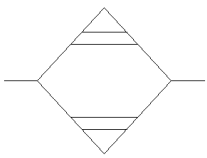
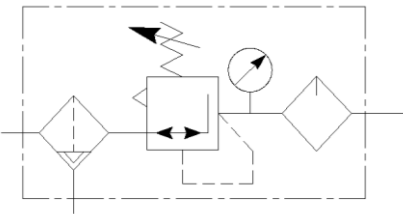
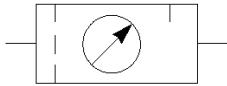


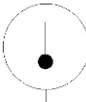



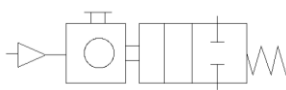
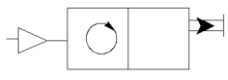
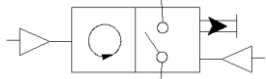
Принципиальная схема пневматической системы воспроизводит ее структурную схему и показывает с помощью УГО, как соединены между собой отдельные конструктивные элементы системы. Обычно для большей наглядности ее вычерчивают без учета действительного пространственного расположения составляющих ее элементов и строят по вертикали, как и структурные схемы. Общие правила изображения пневматических схем аналогичны правилам изображения гидравлических схем.

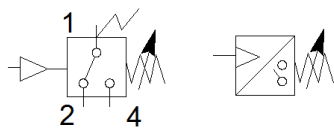

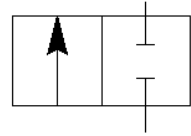
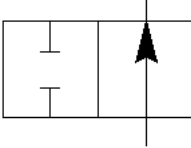
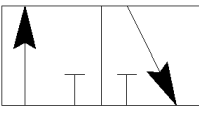
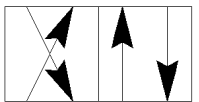
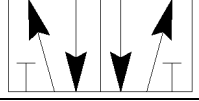
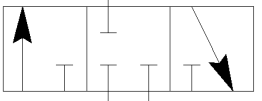
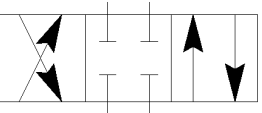
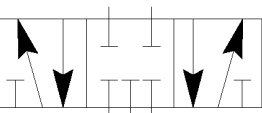
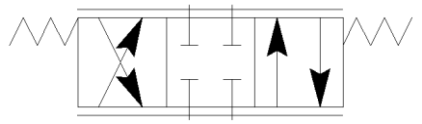
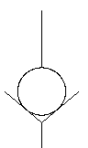
Некоторые условные графические обозначения конструктивных элементов пневмосистем представлены в табл. 2.1. Маркировка присоединительных отверстий пневматических систем – в табл. 2.2.

УГО элементов пневматических систем

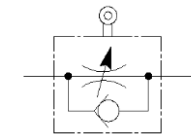

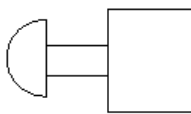
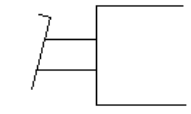
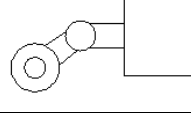
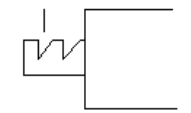
Преобразователи энергии (энергообеспечивающая подсистема)	
Компрессор	
Вакуум-насос	
Усилитель давления	
Поступательный преобразователь с одним видом рабочей среды	
Поступательный преобразователь с двумя видами рабочей среды	
Пневмогидравлический поступательный вытеснитель с разделителем	
Элементы исполнительной подсистемы	
Пневмомотор нереверсивный нерегулируемый	
Пневмомотор нереверсивный регулируемый	
Пневмомотор реверсивный нерегулируемый	

Пневмомотор реверсивный регулируемый	
Поворотный пневмодвигатель без демпфирования	
Поворотный пневмодвигатель с демпфированием в конце хода	
Устройства подготовки сжатого воздуха	
Фильтр	
Влагоотделитель с ручным отводом конденсата	
Влагоотделитель с автоматическим отводом конденсата	
Фильтр-влагоотделитель	
Осушитель	
Охладитель	
Нагреватель	
Маслораспылитель	
Конденсатоотводчик (конденсационный горшок)	

Увлажнитель	
Регенератор (восстановитель первоначальных свойств рабочей среды)	
Блок подготовки воздуха (детальное обозначение – вариант)	
Блок подготовки воздуха (упрощенное обозначение)	
Ресивер	
Контрольно-измерительные устройства (информационная подсистема)	
Манометр	
Термометр	
Указатель (индикатор) давления	
Указатель расхода	
Расходомер	
Счетчик импульсов с ручной установкой нуля и пневматическим выходным сигналом	
Счетчик импульсов с ручной установкой нуля (нестандартизованное обозначение)	
Счетчик импульсов с пневматической установкой нуля и пневматическим выходным сигналом (нестандартизованное обозначение)	

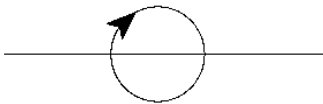
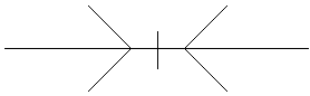
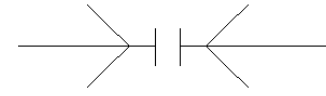
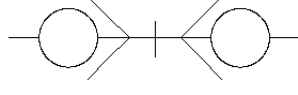
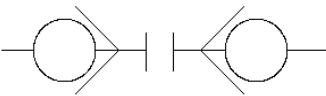
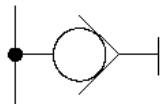
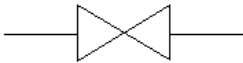
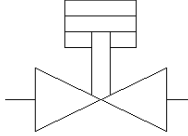
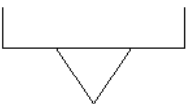
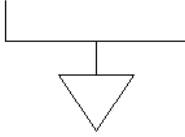
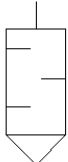

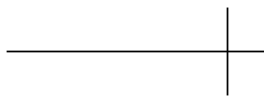
Реле давления	
Гигрометр (измеритель влажности)	
Пневматические распределители (направляющая и регулирующая подсистема)	
2/2 распределитель нормально закрытый	
2/2 распределитель нормально открытый	
3/2 распределитель	
4/2 распределитель	
5/2 распределитель	
3/3 распределитель	
4/3 распределитель	
5/3 распределитель	
Дросселирующий распределитель	
Направляющие пневмоклапаны (направляющая и регулирующая подсистема)	
Обратный клапан	



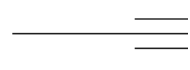
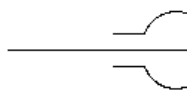


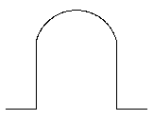
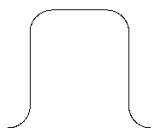
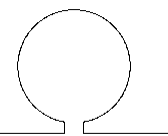
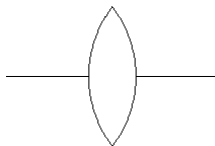
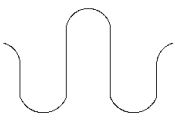

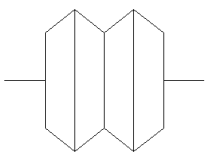
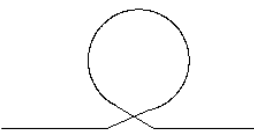

Обратный клапан с пружиной	
Пневмозамок с управлением закрытием	
Пневмозамок с управлением открытием	
Логический клапан ИЛИ	
Логический клапан И	
Устройства управления расходом (направляющая и регулирующая подсистема)	
Дроссель нерегулируемый	
Дроссель регулируемый	
Дроссель с обратным клапаном	
Делитель потока пневматический на два потока	
Сумматор потока пневматический двух потоков	

Путевой дроссель	
Выхлопной дроссель	
Устройства управления пневмоаппаратами (направляющая и регулирующая подсистема)	
Управление мускульной силой без уточнения типа	
Управление мускульной силой: кнопка	
Управление мускульной силой: рычаг	
Управление мускульной силой: педаль	
Управление мускульной силой: поворотная рукоятка	
Механическое управление: толкатель (кулачок)	
Механическое управление: ролик	
Механическое управление: ролик с ломающимся рычагом	
Механическое управление: пружина	
Механическое управление: фиксатор	

<p>Пневматическое управление: прямое нагружением</p>	
<p>Пневматическое управление: прямое разгрузением</p>	
<p>Пневматическое управление: не прямое нагружением</p>	
<p>Пневматическое управление: за счет разности площадей</p>	
<p>Электрическое управление: электромагнит с одной обмоткой</p>	
<p>Электрическое управление: электромагнит с двумя встречными обмотками</p>	
<p>Электрическое управление: электромагнит с пропорциональным управлением</p>	
<p>Электрическое управление: шаговый электродвигатель</p>	
<p>Комбинированное управление: электромагнитное и не прямое пневматическое</p>	
<p>Комбинированное управление: электромагнитное или не прямое пневматическое</p>	
<p>Комбинированное управление: не прямое пневматическое с ручным дублированием</p>	

Комбинированное управление: электромагнитное и пружина	
Элементы трубопроводов (направляющая и регулирующая подсистема)	
Место присоединения к источнику сжатого воздуха	
Заборник воздуха из атмосферы	
Линия всасывания, нагнетания, слива	
Линия управления, дренажа	
Соединение трубопроводов	
Пересечение трубопроводов без соединения	
Гибкий трубопровод, шланг	
Место присоединения несоединенное	
Место присоединения соединенное	
Общее обозначение разъёмного соединения	
Фланцевое соединение	
Штуцерное резьбовое соединение	

Поворотное (шарнирное) соединение однолинейное	
Быстроразъемное соединение без запорного элемента соединенное	
Быстроразъемное соединение без запорного элемента несоединенное	
Быстроразъемное соединение с запорным элементом соединенное	
Быстроразъемное соединение с запорным элементом несоединенное	
Место присоединения измерительного прибора (контрольная точка)	
Вентиль	
Вентиль с пневмоприводом	
Выхлоп без возможности присоединения	
Выхлоп с возможностью присоединения	
Пневмоглушитель	
Мембрана прорыва	
Конец трубопровода под разъемное соединение: общее обозначение	

Конец трубопровода под разъемное соединение: фланцевое	
Конец трубопровода под разъемное соединение: штуцерное резьбовое	
Конец трубопровода под разъемное соединение: муфтовое резьбовое	
Конец трубопровода под разъемное соединение: муфтовое эластичное	
Конец трубопровода с заглушкой (пробкой): фланцевый	
Конец трубопровода с заглушкой (пробкой) резьбовой	
Компенсатор: общее обозначение	
Компенсатор: П-образный	
Компенсатор: лирообразный	
Компенсатор: линзовый	
Компенсатор: волнистый	
Компенсатор: Z-образный	
Компенсатор: сильфонный	
Компенсатор: кольцеобразный	
Компенсатор: телескопический	

Вставка амортизационная	
-------------------------	---

Таблица 2.2

Маркировка присоединительных отверстий пневматических систем

Основное входное отверстие (подвод питания)	P	1
Выходные отверстия (подача рабочей среды)	A, B, C, ...	2, 4, 6, ...
Выхлопные отверстия	R, S, T, ...	3, 5, 7, ...
Отверстия каналов управления	X, Y, Z, ...	10, 12, 14, ...

Практическая работа № 3 Чистота рабочей жидкости

1. Изучить теоретические аспекты работы и нормативную документацию по оценке чистоты рабочих жидкостей ТИТТМиО.
2. Произвести оценку чистоты рабочей жидкости (РЖ).
3. Оформить отчет.
4. Защитить работу.

Теоретическая часть

При соблюдении требований к чистоте гидросистемы удается повысить ее надежность и уменьшить эксплуатационные расходы в среднем на 50%. Повышение тонкости фильтрации РЖ в гидросистеме с 25 до 5 мкм увеличивает ресурс насосов в 10 раз и гидроаппаратуры в 5–7 раз. Однако очистка обеспечивает наибольший эффект лишь при соблюдении требований по типам применяемых масел, правилам их хранения и транспортирования, качеству очистки и герметизации гидросистем, регламентам их эксплуатации.

Для предварительной оценки степени загрязненности может применяться метод, при котором на белую бумагу с хорошим влагопоглощением наносится несколько капель масла из работающего гидропривода. При свежем масле образуется светлое желтое пятно, а по мере загрязнения цвет пятна становится более темным, причем на бумаге хорошо видны частицы грязи. Содержание воды может оцениваться по результатам кипячения пробы (если мутное масло становится прозрачным, значит, имеется вода и использование масла недопустимо). Для количественной оценки степени загрязненности в настоящее время существует большое число приборов, в том числе портативных.

В процессе эксплуатации гидропривода фильтры обеспечивают 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 загрязненности, 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 практически не работает. Поскольку фильтр эффективно защищает лишь элемент гидросистемы, установленный непосредственно после него (остальные элементы защищены частично), схемы фильтрации обычно содержат комбинацию фильтров на разных линиях гидросистемы: всасывающей и напорной; всасывающей и сливной; напорной и сливной; всасывающей, напорной и сливной.

При выборе типа фильтра и места его установки следует учитывать, что приемные (всасывающие) фильтры ухудшают всасывающую способность насосов, поэтому их тонкость фильтрации обычно составляет 80...160 мкм (грубая очистка). Всю гидросистему (за исключением насоса) защищают напорные фильтры, однако они отличаются повышенной матери-

алоемкостью, а следовательно, стоимостью. Сливные фильтры исключают возможность попадания загрязнений (в том числе продуктов износа гидроагрегатов) в бак и во многих случаях являются предпочтительными. Для высоконадежной защиты наиболее ответственных узлов гидропривода (например, дросселирующих гидрораспределителей) непосредственно перед ними устанавливаются напорные фильтры без перепускного клапана с фильтроэлементом, выдерживающим полный перепад давлений. Рекомендуемая пропускная способность полнопоточных напорных и сливных фильтров – не менее $\frac{1}{3}$ объема гидробака в минуту, а когда через фильтр может проходить дополнительный поток РЖ (из аккумулятора, при работе дифференциального цилиндра и т.п.), пропускная способность должна, соответственно, увеличиваться. Впрочем, в пределах имеющегося для размещения фильтра рабочего пространства всегда лучше устанавливать фильтр с запасом по пропускной способности и грязеемкости.

Следует отметить, что чистота гидросистемы напрямую связана с ее герметичностью, поскольку замена или доливка РЖ всегда сопровождается внесением дополнительных загрязнений. Установлено, что в состоянии поставки РЖ (даже лучших иномарок) имеет класс чистоты не выше 12 по ГОСТ 17216-2001 или 17/16 по ИСО 4406, поэтому в процессе заправки гидросистем рекомендуется использовать специальные агрегаты обслуживания, обеспечивающие тонкую очистку заливаемой РЖ; возможна также заправка через сливной фильтр или фильтр байпасного контура. В процессе эксплуатации гидросистем периодически проверяют чистоту РЖ с помощью счетчиков частиц загрязнений. При этом проба берется обычно из сливной линии перед фильтром во время работы гидросистемы или сразу после ее выключения с целью обеспечения необходимого уровня перемешивания жидкости.

Для фильтроэлементов, изготовленных из материалов с неупорядоченной структурой (бумаги, стекловолокна и др.), применяют три оценочных критерия: коэффициент эффективности фильтрования β_x , перепад давлений Δp и грязеемкость. Коэффициент β_x (табл. 3.1.) характеризует отношение числа частиц определенного размера x в пробе РЖ перед фильтром и после него.

Таблица 3.1

Значения коэффициента эффективности фильтрования β_x

β_x	1	2	5	10	20	75	100	200	1000	5000
Уровень очистки, %	0	50	80	90	95	98,7	99	99,5	99,98	99,99

При $\beta_x = 2$ фильтр задерживает 50% частиц размером x . Такую тонкость фильтрации принято считать номинальной. При $\beta_x \geq 75$ имеем абсолютную тонкость фильтрации.

Перепад давлений Δp характеризует гидравлическое сопротивление фильтра и складывается из сопротивления корпуса и фильтроэлемента. Фильтроэлементы обладают достаточной прочностью; их разрушающее давление всегда выше давления срабатывания перепускного клапана. Специальные исполнения напорных фильтров для сервотехники способны выдерживать $\Delta p = 21$ МПа. Грязеемкость определяет время работы фильтроэлемента до его очистки или замены.

Требованиями к чистоте РЖ устанавливается либо тонкость фильтрации, либо класс чистоты. В соответствии с ГОСТ 17216–2001 установлены 19 классов чистоты (табл. 3.2).

По стандарту ИСО 4406 в 1 см^3 пробы РЖ определяется количество загрязняющих частиц размером свыше 5 и свыше 15 мкм, после чего по табл. 3.3 задаются коды (классификационные числа), которые в виде дроби (в числителе код для частиц более 5 мкм, в знаменателе – более 15 мкм) указываются в классе чистоты по ИСО (по новой версии ИСО устанавливаются размерные группы частиц больше или равными 4, больше или равными 6 и больше или равными 14 мкм, а в обозначении класса чистоты последовательно указываются их коды, например 9/7/5). Пример обозначения класса чистоты РЖ представлен в табл. 3.3.

Классы чистоты и индексы загрязненности

Класс чистоты	Количество частиц загрязнений в $100 \pm 0,5 \text{ см}^3$ жидкости, не более, при размере частиц, мкм									Масса загрязнений, %, не более	z		
	от 0,5 до 1	св. 1 до 2	св. 2 до 5	св. 5 до 10	св. 10 до 25	св. 25 до 50	св. 50 до 100	св. 100 до 200	волокна				
00	800	400	32	8	4	1	Отсутствие**	АО*		Не нормируется	-		
0	1600	800	63	16	8	2		Отсутствие**	АО*				
1	Не нормируется	1600	125	32	16	3			Отсутствие**			Отсутствие**	
2	Не нормируется		250	63	32	4						1	Отсутствие**
3	Не нормируется			125	63	8	2	Отсутствие**					
4	Не нормируется			250	125	12	3	Отсутствие**					
5	Не нормируется			500	250	25	4	1	Отсутствие**				
6	Не нормируется			1000	500	50	6	2	1			0,00003	
7	Не нормируется			2000	1000	100	12	4	2			0,00003	
8	Не нормируется			4000	2000	200	25	6	3			0,000125	105
9	Не нормируется			8000	4000	400	50	12	4			0,00025	210
10	Не нормируется			16000	8000	800	100	25	5			0,0005	415
11	Не нормируется			31 500	16 000	1600	200	50	10			0,001	830
12	Не нормируется			63 000	31 500	3150	400	100	20			0,002	1645
13	Не нормируется				63 000	6300	800	200	40			0,004	3275
14	Не нормируется				125 000	12 500	1600	400	80			0,008	6520
15	Не нормируется					25 000	3150	800	160			0,016	
16	Не нормируется					50 000	6300	1600	315	0,032			
17	Не нормируется						12500	3150	630	0,64			

* АО – абсолютное отсутствие частиц загрязнений.

** При взятии нескольких проб число обнаруженных частиц меньше числа взятия проб.

Примечания:

1. Масса загрязнений для классов 6–12 не является обязательным контрольным параметром.
2. Волокнами считаются частицы толщиной не более 30 мкм при отношении длины к толщине не менее 10:1.
3. Частицы загрязнений размером более 200 мкм (не считая волокон) в жидкости не допускаются.
4. Поскольку приведенные ГОСТ 17216-2001 соотношения между количествами частиц различных размерных групп в реальной жидкости обычно не соблюдаются, допускается устанавливать классы чистоты 8–14 по индексу загрязненности, который вычисляются по формуле:

$$z = (10 \cdot n_{10} + 25 \cdot n_{25} + 50 \cdot n_{50} + 100 \cdot n_{100} + 200 \cdot n_{200} + 400 \cdot n_B) \cdot 10^{-3},$$

где n_{10} , n_{25} , n_{50} , n_{100} , n_{200} и n_B – число частиц и волокон в 100 см жидкости с размером частиц, соответственно, в интервалах 5...10, 20...25, 25...50, 50...100, 100...200 мкм.

Таблица 3.3

Коды ИСО для обозначения классов чистоты

Код ИСО	Количество частиц в 1 см^3	Код ИСО	Количество частиц в 1 см^3	Код ИСО	Количество частиц в 1 см^3
1	Св. 0,01 до 0,02	10	Св. 5 до 10	19	Св. 2500 до 5000
2	Св. 0,02 до 0,04	11	Св. 10 до 20	20	Св. 5000 до 10 000

3	Св. 0,04 до 0,08	12	Св. 20 до 40	21	Св. 10 000 до 20 000
4	Св. 0,08 до 0,16	13	Св. 40 до 80	22	Св. 20 000 до 40 000
5	Св. 0,16 до 0,32	14	Св. 80 до 160	23	Св. 40 000 до 80 000
6	Св. 0,32 до 0,64	15	Св. 160 до 320	24	Св. 80 000 до 160 000
7	Св. 0,64 до 1,3	16	Св. 320 до 640	25	Св. 160 000 до 320 000
8	Св. 1,3 до 2,5	17	Св. 640 до 1300	26	Св. 320 000 до 640 000
9	Св. 2,5 до 5	18	Св. 1300 до 2500	27	Св. 640 000 до 1300 000

Пример обозначения класса чистоты по ИСО показан в табл. 3.4.

Таблица 3.4

Пример обозначения класса чистоты РЖ

Типовая проба	
Размер частиц x , мкм	Количество частиц размером более x в 1 см ³ пробы РЖ
2	5120
5	89
10	43
15	21
25	3
50	0,4

При такой характеристике пробы класс чистоты РЖ по ИСО обозначается 14/12

В табл. 3.5 приведены соотношения между различными системами оценки чистоты РЖ в гидросистемах.

Таблица 3.5

Соотношения между различными системами оценки чистоты РЖ в гидросистемах

Код ИСО	Количество частиц, не более в 1 см ³ при размере		Класс чистоты по ГОСТ 17216-2001	ACFTD Gravimetric Level, mg/L	NAS 1638 (1964)	Disavowed «SAE» Level (1963)
	≥ 5 мкм	≥ 15 мкм				
26/23	640 000	80 000		1000		
25/23	320 000	80 000				
23/20	80 000	10 000		100		
22/20	40 000	10 000	17*			
21/19	20 000	5000	16*			
21/18	20 000	2500			12	
20/18	10 000	2500	15*			
20/17	10 000	1300			11	
20/16	10 000	625		10		
19/16	5000	625	14*		10	
18/16	2500	625	13*			
18/15	2500	312			9	6
17/14	1250	156	12		8	5
16/13	625	78	11	1	7	4
15/13	312	78	10			

15/12	312	39			6	3
14/12	156	39	9			
14/11	156	19,5			5	2
13/10	78	9,7	8	0,1	4	1
12/9	39	4,9	7		3	0
11/9	19,5	4,9	6			
11/8	19,5	2,44			2	
10/8	9,7	2,44	5			
10/7	9,7	1,22			1	
10/6	9,7	0,6		0,01		
9/7	4,9	1,22	4			
8/6	2,44	0,6	3			

* Сравнение по количеству частиц более 15 мкм.

Классы чистоты масла для различных узлов гидропривода приведены в табл. 3.6.

Таблица 3.6

Классы чистоты масла для различных узлов гидропривода

Узлы гидропривода	Номинальная тонкость фильтрации, мкм	Класс чистоты по ГОСТ 17216-2001
Насосы шестеренные ($p \leq 2,5$ МПа); насосы пластинчатые нерегулируемые ($p \leq 6,3$ МПа)	40	14...15
Насосы пластинчатые нерегулируемые ($p = 12,5...16$ МПа); насосы пластинчатые регулируемые ($p \leq 6,3$ МПа); насосы и моторы аксиально-поршневые регулируемые и нерегулируемые ($p = 6,3...16$ МПа); гидроцилиндры; направляющая гидроаппаратура ($p \leq 20$ МПа); регулирующая гидроаппаратура ($p \leq 20$ МПа)	25	12...14
Комплектные ЭГШП (электрогидравлические шаговые приводы), дросселирующие гидрораспределители, сервотехника	5...10	10...12
Системы и устройства для гибких автоматизированных производств	5	9...10

Уровень загрязненности масла в гидросистемах при полнопоточной фильтрации зависит от характеристик фильтра и давления p , развиваемого насосом (табл. 3.7). Всасывающие фильтры, работающие в режиме полнопоточной фильтрации, предотвращают попадание в насос сравнительно крупных частиц, а в остальные элементы гидросистемы – более мелких частиц. Поскольку приемные фильтры ухудшают условия всасывания насосов, перепад давлений на фильтроэлементе не должен превышать 0,018...0,02 МПа. Предпочтительно использование приемных фильтров с указателем загрязненности.

Для безкавитационной работы насоса необходимо соблюдать условие:

$$\Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3 \pm \gamma h 10^{-6} \leq 0,02 \text{ МПа},$$

где Δp_1 – потери давления на прямых участках всасывающей линии, МПа; Δp_2 – потери давления в местных сопротивлениях, МПа; Δp_3 – потери давления на фильтре, МПа; γ – удельный вес РЖ, Н/м³; h – высота всасывания, м; знак «+», если насос расположен над баком.

Таблица 3.7

Достижимые классы чистоты масла по ГОСТ 17216-2001 в гидросистемах

p, МПа	Номинальная тонкость фильтрации, мкм				p, МПа	Номинальная тонкость фильтрации, мкм			
	40	25	10	5		40	25	10	5
0,25	11	11	10	9	4	15	14	13	12
0,63	13	12	11	10	10	16	15	14	13
1,6	14	13	12	11	16	17	16	15	14

Приемные сетчатые фильтры монтируются непосредственно на нижнем конце всасывающей трубы насоса (возможна параллельная установка нескольких фильтров). Фильтры рекомендуется выбирать с запасом по пропускной способности, так как их техническое обслуживание затруднено. При очистке фильтроэлементы погружаются в растворитель и загрязнения удаляются металлической щеткой, после чего производится продувка сетки сжатым воздухом. В обозначении фильтра указываются разделенные дефисом условный проход D_y (мм), номинальная тонкость фильтрации (мкм), а в исполнении фильтра с перепускным клапаном – дополнительно цифра 2 (например 10-160-2 ТУ РБ 1045.67-2006).

В табл. 3.8 приведены рекомендуемые фирмой "Vickers" классы чистоты РЖ.

Таблица 3.8

Рекомендуемые классы чистоты

Узлы гидропривода	Классы чистоты при рабочем давлении, МПа		
	14	до 21	св. 21
Насосы шестеренные и пластинчатые нерегулируемые	20/18/15	19/17/15	
Насосы поршневые нерегулируемые	19/17/15	18/16/14	17/15/13
Насосы регулируемые	18/16/14	17/15/13	16/14/12
Распределители с электроуправлением		20/18/15	19/17/14
Регулирующие аппараты		19/17/14	19/17/14
Встраиваемая аппаратура		18/16/13	17/15/12
Пропорциональная аппаратура		17/15/12	16/14/11
Сервоаппаратура		16/14/11	15/13/10
Гидроцилиндры	20/18/15	20/18/15	20/18/15
Гидромоторы	20/18/15	19/17/14	18/16/13
Гидростатические передачи	17/15/13	16/14/12	16/14/11

Для немасляных РЖ коды уменьшаются на 1 (например, если код для масла 17/15/13, то для водно-гликолевой смеси он должен быть 16/14/12). Коды уменьшаются еще на 1, если имеют место хотя бы два условия из нижеперечисленных:

- частый запуск при температуре ниже -18 °С;
- случаи работы при температуре выше +70 °С;
- повышенные вибрации и пульсирующая нагрузка;
- большие потери из-за простоя оборудования;
- возможность опасности для оператора при повреждении гидропривода.

После определения класса чистоты выбирают код тонкости фильтрации и место установки фильтра в соответствии с рекомендациями табл. 3.9.

Таблица 3.9

Выбор кода тонкости фильтрации и места установки фильтра в зависимости от требуемого класса чистоты (по данным Vickers)

Класс чистоты	Код тонкости фильтрации при месте установки*					
	Р или Т	Р или Т	Р и R (20%)	Р, Т и R	R (20%)	R (10%)
14/12/10		03	03	03		
15/13/11		03	03	05		
16/14/12	03	05	05	05	03	
17/15/13	03	05	05	05 или 10	03	03
18/16/14	05	10	05 или 10	10	05	03
19/17/15	05 или 10	10	10	10	05 или 10	05
20/18/15	10					
21/19/16					10	

* Р – напорная линия; Т – сливная линия; R – рециркуляционный контур (пропорциональная фильтрация) или контур с дополнительным насосом и фильтром (возможно – с теплообменником после фильтра); в скобках указывается поток через контур в процентах от подачи насоса. Для всех систем необходим герметичный резервуар с сапуном (тонкость фильтрации – 3 мкм). Заливаемая в систему РЖ должна быть очищена фильтром с кодом 05. Место установки (Р и Т) рекомендуется для систем с высокими нагрузками и нерегулируемым насосом; Р и R (20%) – для систем с регулируемым насосом; Р, Т и R – для систем с высокими нагрузками и регулируемым насосом.

Компания "Parker" рекомендует метод оптимального выбора фильтрующих средств, разработанный Британской ассоциацией гидравлической мощности (BFPA), который использует «общую весовую надбавку» в качестве оценочного критерия. При этом оптимальная тонкость фильтрации выбирается, исходя из технико-экономических параметров.

Практическая работа № 4 Аксиально-поршневой насос

1. Изучить теоретические аспекты работы.
2. Ознакомиться с представленными в аудитории моделями и макетами (рис. 4.1), используя руководства по эксплуатации. Особое внимание уделить системе управления подачей насоса. Сравнить системы управления насосами KOMATSU и HITACHI на основании руководств по эксплуатации машин.
3. Оформить отчет.
4. Защитить работу.

Теоретическая часть работы

Аксиально-поршневые насосы являются насосами роторно-поршневого типа с аксиальным расположением поршней в цилиндрах, когда продольные оси цилиндров параллельны друг другу и оси вращения ротора. Рабочие камеры у таких насосов образованы поверхностями цилиндров и поршней, оси которых параллельны оси блока цилиндров или составляют с ней угол не более 45°. Если указанный угол превышает 45°, то такие насосы относят (согласно ГОСТ 17398-72) к радиально-поршневым.

Аксиально-поршневые насосы нашли применение в гидроприводах, работающих при давлении жидкости до 20 МПа.

Различают аксиально-поршневые насосы двух типов: с наклонным диском и с наклонным блоком цилиндров. У насосов с наклонным диском ось приводного вала и ось вращения

ротора совпадают, а у насосов с наклонным блоком эти оси расположены под углом друг к другу.



Рис. 4.1. Макеты аксиально-поршневых регулируемых насосов KOMATSU

На рис. 4.2 представлен аксиально-поршневой насос с наклонным диском.

В корпусе 2 расположен блок цилиндров 6, шлицами соединенный с приводным валом 1 и поджатый пружиной 7 к крышке 8. В расточках блока цилиндров 6 размещены поршни 5, опирающиеся на наклонный диск 3 через шаровые шарниры 4.

При вращении вала 1 приходит во вращение и блок цилиндров 6 (ротор). Поскольку опорная поверхность диска 3 расположена под углом к оси вращения приводного вала 1, поршни 4 осуществляют сложное движение: вращаются вместе с ротором 6 и одновременно совершают в цилиндрах ротора возвратно-поступательные движения. При этом последовательно происходят процессы всасывания и нагнетания жидкости через торцевые окна и каналы *S* и *P*, выполненные в крышке 8.

Насосы, у которых наклонный диск имеет неизменный угол наклона, называются насосами с нерегулируемой подачей. В регулируемых насосах подача может быть изменена углом наклона диска 3 перемещением поршней 5. При максимально допустимом угле наклона диска насос обеспечивает наибольшую подачу, а при перпендикулярном его расположении относительно оси вращения вала 1 подача насоса становится равной нулю.

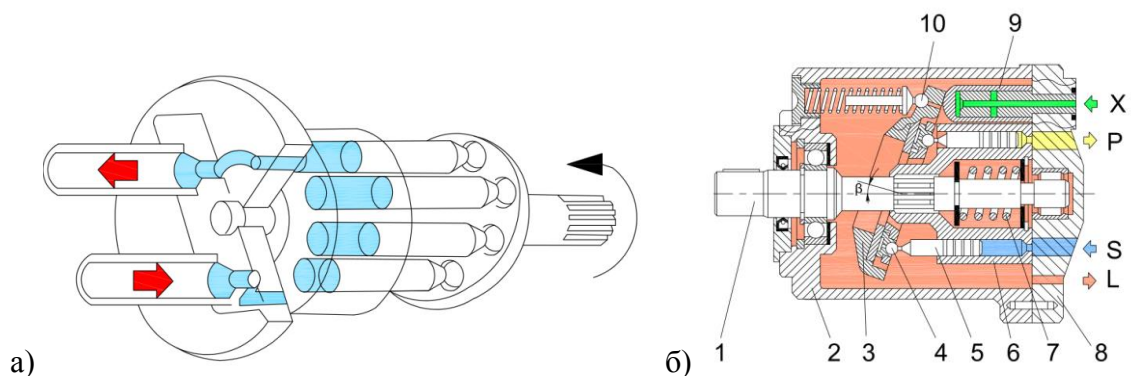


Рис. 4.2. Аксиально-поршневой насос с наклонным диском:

а) схема работы; б) устройство: 1 – приводной вал, 2 – корпус, 3 – наклонный диск, 4 – шаровый шарнир, 5 – поршень, 6 – блок цилиндров, 7 – пружина, 8 – крышка, 9 – управляющий поршень, 10 – подпружиненная опора

Для изменения угла наклона диска обычно применяют механические или гидравлические установочные механизмы, которые могут приводиться в действие механическим, электрическим или гидравлическим способами.

В аксиально-поршневом насосе применен гидравлический способ регулирования подачи. С этой целью в конструкцию введен управляющий поршень 9, который при подаче давления управления в канал X передает усилие на подпружиненную опору 10 и, смещая ее, меняет угол наклона диска 3. Возможные утечки жидкости из рабочих цилиндров осуществляются через дренажный канал L.

Насосы с наклонным блоком цилиндров (рис. 4.3) также выпускаются в регулируемом и нерегулируемом исполнении.

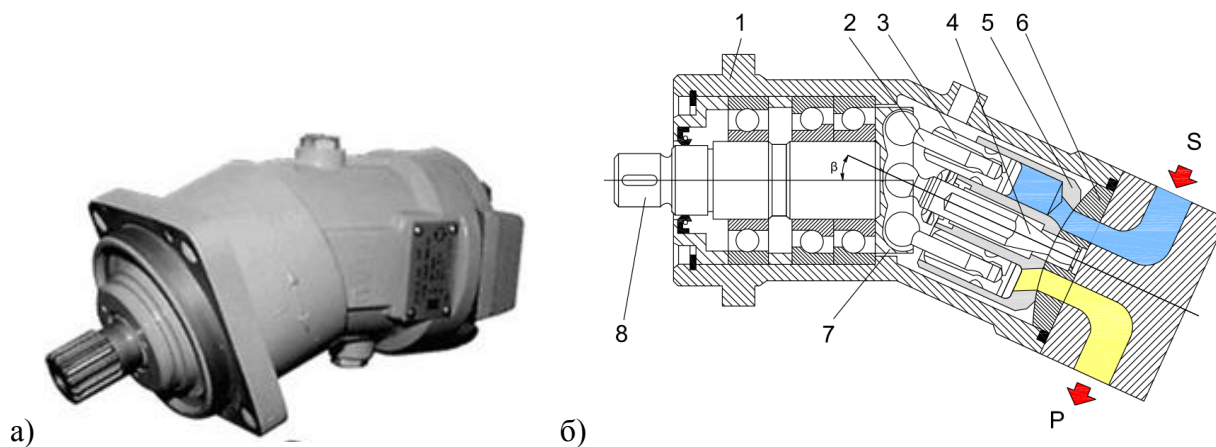


Рис. 4.3. Аксиально-поршневой насос с наклонным блоком цилиндров:

а) общий вид; б) устройство: 1 – корпус, 2 – толкатель, 3 – поршни, 4 – оправка, 5 – блок цилиндров, 6 – распределительный диск, 7 – диск, 8 – вал

В аксиально-поршневых насосах с наклонным блоком цилиндров оси приводного вала 8 и блока цилиндров 5 расположены в корпусе 1 под некоторым углом β , а поршни 3 связаны с диском 7 посредством толкателей 2 со сферическими шарнирами.

Вращательное движение приводного вала 8 передается на блок цилиндров 5 через толкатель 2 и поршни 3, при этом блок цилиндров 5 центрируется относительно распределительного диска 6 с помощью оправки 4. Поршни 3 движутся относительно блока цилиндров 5 возвратно-поступательно, обеспечивая забор РЖ из линии всасывания S и нагнетание ее в линию P.

Устройство нерегулируемого аксиально-поршневого насос-гидромотора с реверсивным потоком и наклонным блоком представлено на рис. 4.4.

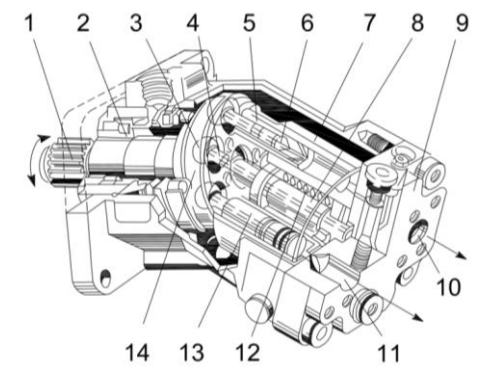


Рис. 4.4. Аксиально-поршневой нерегулируемый насос-гидромотор с реверсивным потоком и наклонным блоком:

1 – вал; 2 – уплотнение; 3 – сферическая головка; 4 – шатун; 5 – юбка поршня; 6 – шарнир; 7 – блок цилиндров; 8 – шип; 9 – крышка; 10, 11 – окна; 12 – пружина; 13 – поршень; 14 – диск

Рабочий объем аксиально-поршневых насосов, см^3 , определяют по следующей формуле:

$$V_0 = A_n h z m \cdot 10^{-3} = (\pi d^2 / 4) (D \operatorname{tg} \beta) z \cdot 10^{-3},$$

где A_n – площадь поршня, мм^2 ; d – диаметр поршня, мм; h – максимальный ход поршня, мм; D – диаметр окружности блока цилиндров, мм; β – угол наклона диска (блока цилиндров); z – количество поршней.

К *достоинствам* аксиально-поршневых насосов относят:

– возможность плавно и в широких пределах регулировать рабочий объем и объемную подачу;

- способность создавать высокие рабочие давления в гидроприводе;
- более высокую частоту вращения в сравнении с радиально-поршневыми насосами;
- компактность, высокий КПД при большом давлении;
- малая инерционность;
- малые масса и габариты;
- значительная удельная энергоемкость;
- удобство монтажа, обслуживания и ремонта.

Недостатки аксиально-поршневых насосов:

– сложность конструкции и связанная с этим низкая надежность;

– повышенные требования к обработке поверхностей и подгонке сопрягаемых деталей, что определяет их высокую стоимость;

– необходимость в тонкой фильтрации РЖ;

– значительные пульсации подачи (для насосов) и расхода (для гидромоторов), что приводит к скачкам давления в гидросистеме.

Объединение двух и более насосов в одном корпусе – тандемные гидронасосы (рис. 4.5) – позволяет достигать наиболее высокой экономичности и компактности в мобильных машинах.

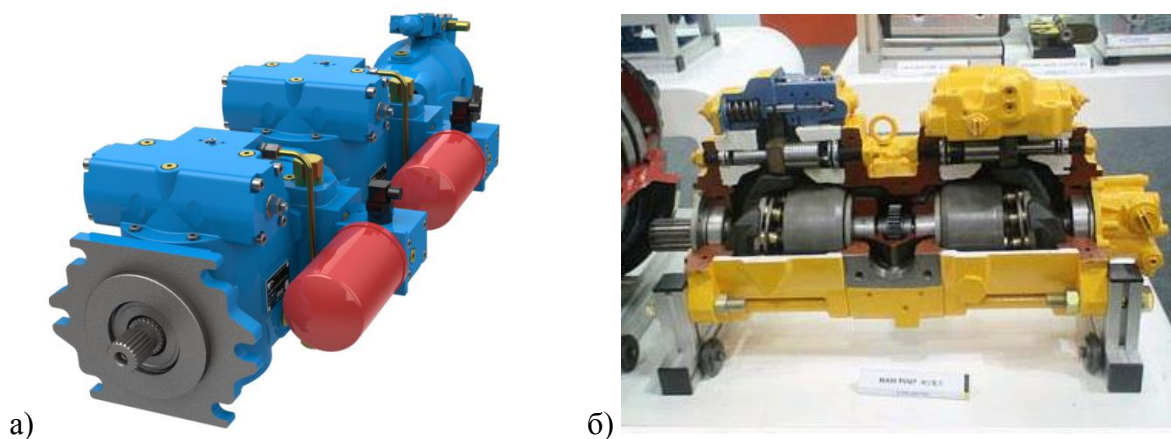


Рис. 4.5. Тандемный аксиально-поршневой гидронасос:
а) общий вид; б) вид в разрезе

Практическая работа № 5 Изучение гидрораспределителей

1. Изучить теоретические аспекты работы.
2. Ознакомиться с представленными в аудитории моделями и макетами (рис. 5.1), используя руководства по эксплуатации.
3. Оформить отчет.
4. Защитить работу.

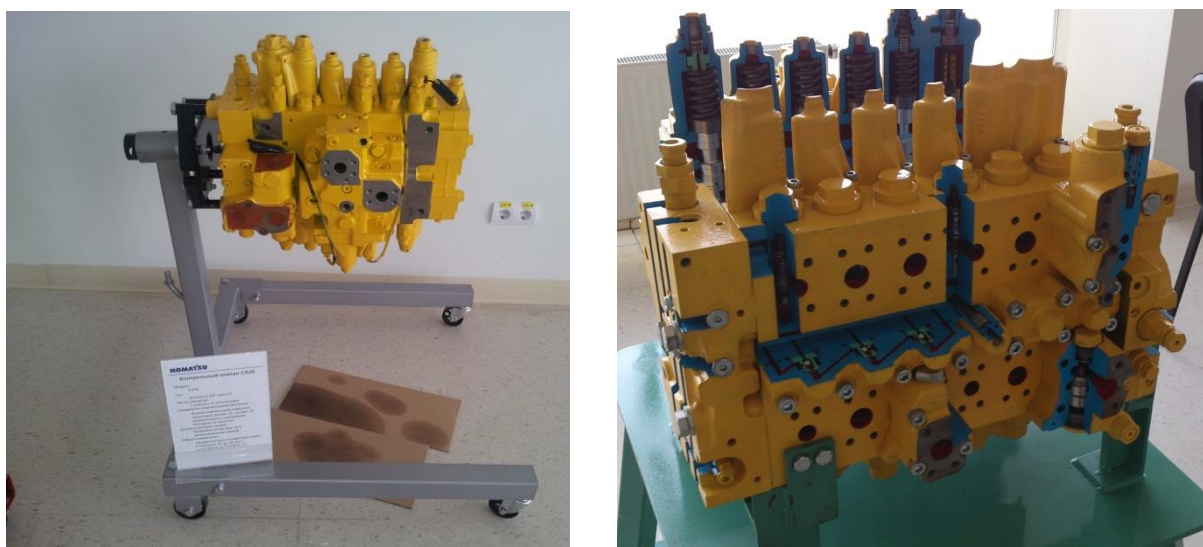


Рис. 5.1. Макеты гидрораспределителей KOMATSU

Теоретическая часть работы

Для изменения направления движения гидравлических двигателей применяют гидравлические распределители.

Гидрораспределители предназначены для управления пуском, остановкой и направлением потока жидкости в двух или более гидролиниях в зависимости от наличия внешнего управляющего воздействия на их ЗРЭ (запорно-регулирующий элемент). При этом ЗРЭ из одной позиции, которая обеспечивает заданную коммутацию внутренних каналов, связанных с присоединительными отверстиями в корпусе распределителя, перемещается в другую по-

зицию, в которой коммутация каналов меняется. Изменение направлений протекания потоков РЖ через распределители позволяет реверсировать и останавливать движение исполнительных механизмов, разгружать насосы и гидросистемы от давления, а также выполнять другие операции в соответствии с гидросхемой распределителя.

Распределители (золотники) делятся на золотниковые (плунжерные) распределители и вращающиеся золотники. Наиболее часто применяется золотниковый (плунжерный) распределитель, обладающий рядом преимуществ:

- простота конструкции;
- большая разрывная мощность по сравнению с вращающимся золотником;
- отличная компенсация давления и, следовательно, малое усилие управления;
- малые потери;
- большое число функций управления.

Функциональные возможности распределителей характеризуются рядом параметров, таких как количество коммутируемых гидролиний, число позиций переключения, нормальная позиция (позиция, занимаемая распределителем при отсутствии управляющего воздействия), способ управления, и отображаются в УГО распределителей, где каждая из возможных позиций его ЗРЭ обозначается квадратом, внутри которого показана схема внутренних соединений: линиями со стрелками изображают направления потока РЖ, а тупиковой линией с поперечной чертой – закрытые каналы (рис. 5.2).

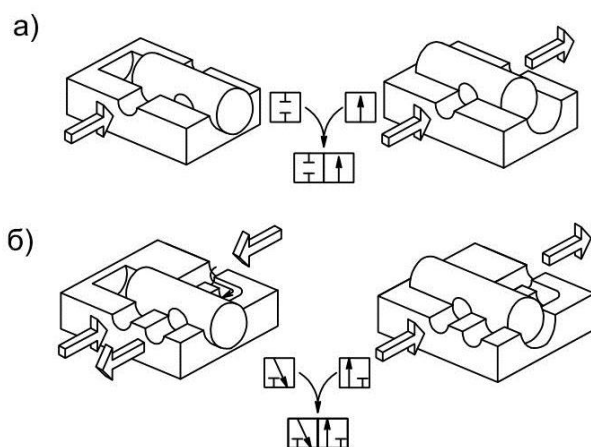


Рис. 5.2. Принцип формирования УГО распределителей [28]:

а) модель и условное обозначение 2/2 распределителя; б) модель и условное обозначение 3/2 распределителя

Гидрораспределитель обеспечивает направление потока жидкости в соответствующие трубопроводы гидравлических исполнительных органов.

Поскольку рассмотренная модель распределителя осуществляет коммутацию двух гидролиний (A и P), а его ЗРЭ при этом может занимать две позиции (левая – поток РЖ перекрыт, правая – поток РЖ пропускается), то такой распределитель можно назвать двухлинейным двухпозиционным распределителем.

Для того чтобы компактным образом охарактеризовать возможности распределителей по коммутации подведенных к ним гидролиний, используют дробное цифровое обозначение, где в числителе указывают количество коммутируемых распределителем гидролиний, а в знаменателе – число занимаемых позиций его ЗРЭ.

Переключение распределителей выполняется посредством перемещения их ЗРЭ из одной позиции в другую в результате внешних управляющих воздействий. Способы таких воздействий достаточно многообразны и подразделяются на перечисленные ниже виды управления:

- мускульной силой оператора;

- механическое;
- гидравлическое или пневматическое;
- электрическое (с помощью электромагнитов);
- комбинированное.

Обозначения управляющих устройств вычерчивают в любой удобной позиции с соответствующей стороны базового обозначения распределителя. При этом следует обращать внимание на то, что изменение стороны расположения обозначения управляющего устройства приводит к изменению «функционирования» распределителя.

На принципиальных гидравлических схемах условные графические обозначения распределителей изображают так, чтобы линии связи (рабочие гидролинии) были подведены к квадрату, обозначающему исходную позицию распределителя, которая может не совпадать с его нормальной позицией.

Чтобы получить представление о работе распределителя, следует мысленно передвинуть относительно линий связи соответствующий квадрат в обозначении на то место, которое на схеме занимает квадрат, изображающий исходную позицию распределителя. При этом имитируется переключение распределителя, наглядно показывая, какая связь гидролиний осуществляется в новой позиции и каким образом направляется поток РЖ (рис. 5.3).

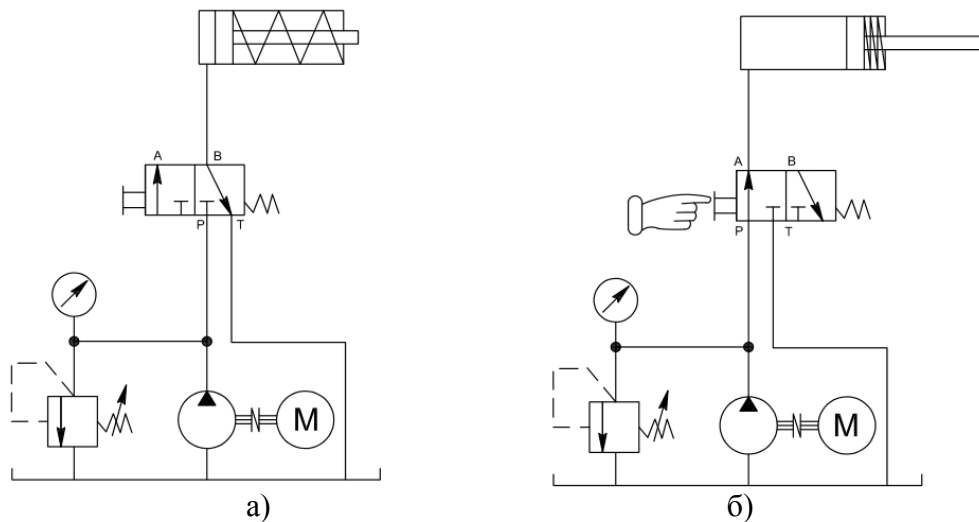


Рис. 5.3. Управление гидроцилиндром одностороннего действия

В исходной позиции (рис. 5.3, а) 3/2-распределитель перекрывает поток РЖ от насоса к гидроцилиндру, весь расход через предохранительный клапан поступает в бак (исходной является позиция В распределителя, поскольку справа на него «действует» пружина). Поршневая полость гидроцилиндра одностороннего действия связана с линией слива, под действием возвратной пружины его шток втянут.

Читать приведенную схему следует следующим образом. При появлении управляющего воздействия распределитель переключается в позицию А (рис. 5.3, б). РЖ под давлением, определяемом нагрузкой на гидроцилиндре и наличием в нем возвратной пружины, поступает в цилиндр, его шток выдвигается. При полностью выдвинутом штоке давление в цилиндре будет определяться настройкой предохранительного клапана.

После отпускания кнопки распределитель под действием возвратной пружины переключается в исходную позицию, и гидроцилиндр возвращается в первоначальное положение.

Различают гидравлические распределители линейные и дросселирующие. Линейные распределители при своей работе открываются на всю величину своих проходных окон и изменяют направление движения потока. Дросселирующие распределители изменяют не только направление движения, но и величину потока жидкости, проходящего через их окна, т.е.

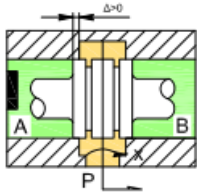

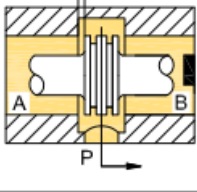

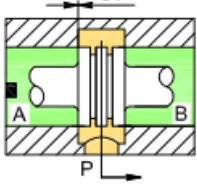
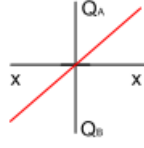
они являются одновременно и дросселями. Такие распределители применяются в следящих системах (с обратной связью).

Тип распределителя принято условно обозначать в виде простой дроби, в которой числитель показывает линейность распределителя (число гидролиний, подсоединенных к аппарату), а знаменатель – количество его позиций.

Важной характеристикой аппарата является тип перекрытия распределителя. Различают положительное, отрицательное и нулевое перекрытия (табл. 5.1). Если ширина пояска на плунжере меньше ширины расточки (полости), то имеем распределитель с отрицательным перекрытием (поясок на плунжере не перекрывает полость). Если ширина пояска больше ширины расточки, то получим распределитель с положительным перекрытием. Если ширина пояска равна ширине расточки, то распределитель имеет нулевое перекрытие. В связи с технологическими сложностями получения последнего равенства распределитель с нулевым перекрытием изготовить достаточно трудоемко и дорого.

Таблица 5.1

Типы перекрытий золотников

Тип перекрытия	Характеристика	Описание
<p>Положительное</p> 		<p>При переключении такого распределителя все гидролинии, подсоединенные к нему на короткое время отсекаются одна от другой. Такое перекрытие характеризуется надежным отсечением коммутируемых каналов и «жестким» пуском – резким повышением давления в каналах при их соединении.</p>
<p>Отрицательное перекрытие</p> 		<p>При таком типе перекрытия каналы А, Р и В сообщаются между собой в момент переключения распределителя, что сопровождается «мягким» пуском – плавным изменением давления в выходных каналах.</p>
<p>Нулевое перекрытие</p> 		<p>Данный тип перекрытия требует высокой точности изготовления сопрягаемых деталей и применяется в основном в дросселирующих распределителях, которые позволяют не только менять направление потока рабочей жидкости, но и его расход. Малейшее смещение золотника приводит к смене коммутации каналов.</p>

Изменив перекрытие распределителя, можно получить другую схему коммутации (соединения) каналов. Многообразие возможных конструктивных исполнений плунжера и схем соединения каналов распределителей представлено на рис. 5.4.

Для систематизации разнообразных схемных решений распределителей каждому из них присвоен номер исполнения по гидросхеме. Нумерация регламентируется стандартами или документацией отдельного производителя.

Рассмотрим основные схемы коммутаций гидролиний, реализуемые распределителями золотникового типа (в соответствии с ГОСТ 2.781-96) (рис. 5.5).

2-х линейные	201	202	203	204	205					
3-х линейные	301	302	306	307	308	309	313	314	315	
4-х линейные	401	402	403	404	405	406	407	408	412	414
	415	416	421	422	423	424	425	426	430	431
	432	437	438	439	440	441	442	443	444	445
	448	449	450	451	452	456	457	458	459	463
	464	465	466	467	468	472	473	474	482	

Рис. 5.4. Схемы гидрораспределителей

Номер схемы	Схема распределителя ГОСТ 2.781-96	Соединение каналов в переходных положениях	Номер схемы	Схема распределителя ГОСТ 2.781-96	Соединение каналов в переходных положениях
14			94		
24			124		
34			134		
44			154		
54			573		
64			573E		
64A			574		
74			574A		
84			574E		

Рис. 5.5. Схемы гидрораспределителей согласно ГОСТ 2.781-96

В процессе переключения распределителей по ходу перемещения золотников также возможны различные варианты коммутации каналов. На УГО распределителей переходные позиции, если это необходимо, обозначают прерывистыми линиями между рабочими позициями, изображенными сплошными.

Так, например, распределители, выполненные по схемам 64 и 64А, отличаются друг от друга не рабочими позициями, а переходными. Это означает, что при переключении распределителя, выполненного по схеме 64, давление в выходных линиях *A* и *B* будет возрастать плавно, так как в переходных позициях оно начинает подаваться одновременно во все каналы. Переключение же распределителя, изготовленного по схеме 64А, может сопровождаться гидравлическим ударом в выходных гидролиниях из-за резкого увеличения давления в них. Применение того или иного схемного решения определяется в каждом отдельном случае в зависимости от требований заданного гидропривода.

Большое разнообразие схем коммутации каналов в рабочих и переходных позициях обеспечивается различным конструктивным исполнением ЗРЭ, по типу которого различают гидроаппараты клапанного, золотникового, кранового, конусного, тарельчатого типов. Сравнение наиболее распространенных золотниковых и клапанных гидрораспределителей представлено в табл. 5.2.

Таблица 5.2

Сравнение золотниковых и клапанных гидрораспределителей

Критерии	Золотниковые гидрораспределители	Клапанные (седельные) гидрораспределители
Допустимые рабочие давления	В зависимости от материала корпуса и конструкции возможно давление до 350 бар	В зависимости от конструкции возможно давление до 1000 бар
Особенности конструкции	Простая конструкция. Предпочтителен для сложных исполнений по гидросхемам. Четкое срабатывание. Хорошее уравнивание давления, значительный ресурс. Для прохождения РЖ открываются большие относительно размера золотника окна. Потери давления незначительны. Направление потока переменное. Возможна реализация большого количества вариантов схем	Конструкция проста для исполнений 2/2 и 3/2. Схема 4/3 реализуема только для больших давлений. Направление потока <i>определенное</i> . Насос и гидродвигатель всегда должны быть подключены к <i>определенным</i> линиям для точного управления
Действие	В корпусе с центральным осевым отверстием на определенном расстоянии выполнены радиальные каналы. Эти каналы выведены наружу и образуют гидролинии подключения. В осевом отверстии расположен золотник с кольцевыми канавками, который устанавливается в определенные позиции управляющим устройством так, чтобы каналы могли изолироваться или соединяться друг с другом через кольцевые канавки	В корпусе имеется один или более ЗРЭ в виде шариков или конусов. ЗРЭ автоматически прижимаются к седлам пружинами и отжимаются от седел плунжерами. Каналы для РЖ расположены перед и после ЗРЭ. Поток всегда движется от ЗРЭ к седлу
Герметичность	Всегда имеются утечки из линий высокого давления в линии низкого давления. Герметичное уплотнение возможно	Места контакта между ЗРЭ и седлом всегда герметичны. Отлично подходит для зажим-

	только с использованием гидрозамков. Плохо подходит для зажимных механизмов	ных и фиксирующих механизмов
Чувствительность к засорению	Не чувствителен к большим частицам загрязнений из-за больших проходных сечений потока. Чувствителен к микрочастицам, способным вызывать облитерацию, особенно при больших давлениях	Не чувствителен к микрочастицам загрязнений. Чувствителен к попаданию больших частиц загрязнений между седлом и ЗРЭ. Жесткого заклинивания (как у золотника) при загрязнении не происходит

Гидрораспределители мобильных машин выполняют:

- моноблочными (рис. 5.6, а);
- секционными (рис. 5.6, б).

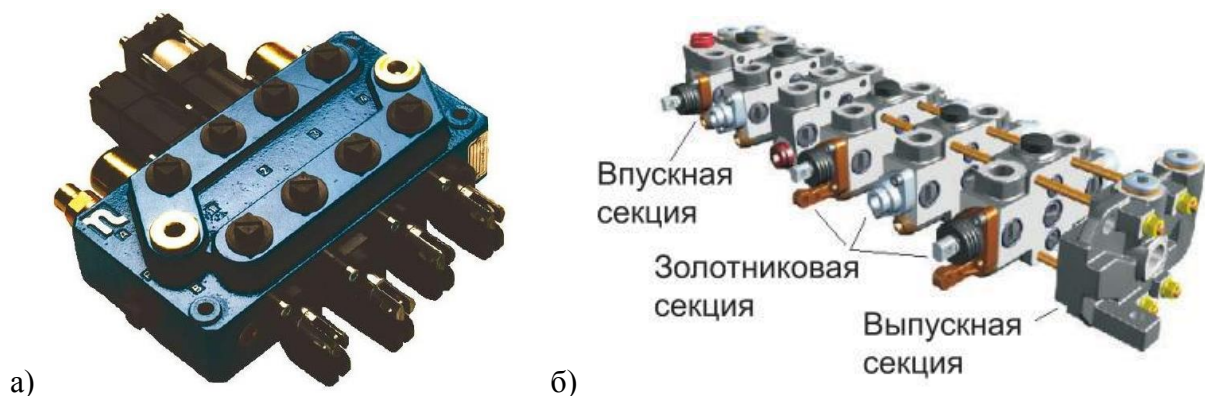


Рис. 5.6. Типы гидрораспределителей по конструкции корпуса:
а) моноблочный; б) секционный

Моноблочные гидрораспределители имеют корпуса для размещения одного и более золотников. Некоторые конструкции допускают соединение вместе двух и более моноблочных распределителей с целью получения определенных конфигураций, например в многонасосных системах.

Секционные распределители обычно имеют одну или две золотниковые секции (возможно больше) и соединяются болтами. Между двумя секциями секционного распределителя могут быть установлены специальные клапанные блоки, содержащие опциональные и (или) указанные заказчиком функции, например, уравновешивающие клапаны, элементы регулирования давления и т.д.

Моноблочные распределители могут иметь до шести секций, а секционные – до 12. По сравнению с секционным моноблочный распределитель отличается рядом особенностей:

- 1) меньше по размеру и имеет более жесткий корпус (меньше риск заедания золотника);
- 2) менее склонен к внешней утечке (меньше потенциальных путей утечки);
- 3) более сложный в изготовлении (литье, механообработка);
- 4) имеет негибкую внутрисистемную конструкцию;
- 5) дороже в обслуживании, ремонте и при замене.

Для получения более жесткого корпуса некоторые небольшие секционные распределители изготавливаются из двухсекционных блоков.

Золотниковые гидравлические распределители

В золотниковых распределителях (рис. 5.7) изменение коммутации подведенных к ним гидролиний осуществляется при осевом смещении цилиндрического ЗРЗ – золотника.

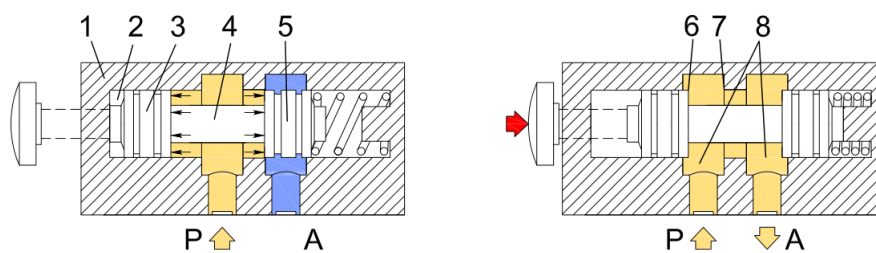


Рис. 5.7. Золотниковый распределитель:

1 – корпус; 2 – продольная цилиндрическая расточка; 3, 5 – буртики; 4 – золотник; 6 – кромка буртов; 7 – кромка продольной цилиндрической расточки; 8 – кольцевые расточки

Золотник 4, имеющий два соединенных между собой буртика 3 и 5, расположен в продольной цилиндрической расточке 2 корпуса 1. Рабочие каналы P и A связаны с кольцевыми расточками 8, между кромками которых 7 и кромками буртов 6 образуется проходное сечение распределителя. Перемещение золотника в цилиндрической расточке возможно только при наличии диаметрального зазора между ним и корпусом, что сопровождается утечками РЖ при наличии разности давлений в рабочих каналах распределителя. Ограничить утечки можно путем уменьшения диаметрального зазора, однако обеспечить зазор меньше 10 мкм технологически трудно.

При приложении управляющего воздействия на золотник распределителя приходится преодолевать только силы трения и возвратной пружины (при ее наличии). Силы, создаваемые давлением РЖ, уравниваются благодаря равенству площадей противолежащих торцов золотника (золотник гидравлически разгружен).

Сила трения в золотниковой паре (золотник – корпус) зависит от времени пребывания золотника в состоянии покоя под давлением и возникает вследствие защемления буртиков, по которым происходит утечка РЖ. Защемление золотника обусловлено неравномерным распределением давления в диаметральном зазоре (рис. 5.8, а).

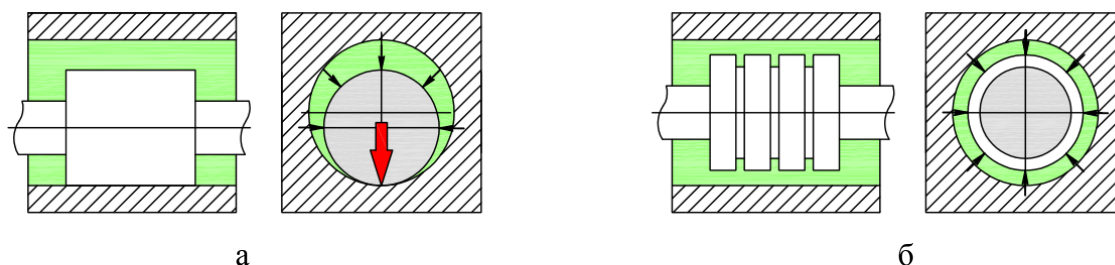


Рис. 5.8. Действие давления на буртик золотника:

а) без цилиндрических разгрузочных проточек; б) с цилиндрическими разгрузочными проточками

При работе гидравлических распределителей плунжерного (золотникового) типа возможно заклинивание (защемление) плунжера в его втулке. Чаще всего это может быть связано с перекосом плунжера относительно отверстия втулки, вызванного чрезмерными зазорами. Заклинивание происходит также из-за больших сил трения, малых диаметральных зазоров между втулкой и плунжером, загрязненности рабочей среды и интенсивного износа плунжерной пары. Поэтому важно при изготовлении плунжерных распределителей правильно выбрать материал втулки и плунжера, обеспечить твердость поверхностей и качество их обработки, назначить необходимую фильтрацию РЖ. Следует также учесть температурные деформации материала плунжера и втулки. Плунжер распределителя омывается нагревающейся РЖ со всех сторон и отвод теплоты от него затруднен, в то время как втулка распределителя омывается изнутри, а отвод теплоты от нее облегчен наличием корпуса, контактирующего как с окружающей воздушной средой, так и с другими агрегатами гидравлической установки.

В ответственных приводах для снижения вероятности заклинивания плунжер распределителя может быть приведен во вращательное движение, что исключает влияние сил трения покоя на процесс переключения распределителя.

Чтобы избежать защемления золотника, на его буртиках выполняют цилиндрические разгрузочные проточки (рис. 5.8, б), в которых гарантировано наличие жидкости (РЖ) под давлением. Под действием давления по всему периметру буртика золотник оказывается «вывешен» в расточке на масляной пленке, что обеспечивает его подвижность.

Для страгивания с места золотника, который долго не двигался, необходимо большее усилие, чем для дальнейшего перемещения, еще и в связи с облитерацией – зарастанием зазора адсорбированными на поверхностях золотника и корпуса молекулами.

Главным недостатком золотниковых распределителей является их негерметичность. Величина перетечек зависит от диаметрального зазора между золотником и корпусом, вязкости РЖ и особенно от величины давления. Обычно эти перетечки незначительны, однако в ряде случаев, когда они недопустимы, распределители такого типа не используют.

Клапанные гидрораспределители

Существует широкий класс задач, решение которых требует отсутствия утечек внутри распределителя (гидросистемы, работающие при очень высоких давлениях – до 63 МПа) и запираания полостей гидроцилиндров, удерживающих подвижные части машин в верхнем положении. В таких гидросистемах используют распределители клапанного типа.

На рис. 5.9 представлен 3/2-гидрораспределитель клапанного типа, нормально открытый, с управлением от рычага и пружинным возвратом. В исходном положении, определяемом наличием пружины 8, шаровой клапан 6 поджат к седлу 5. Канал *P* соединен с каналом *A*, канал *T* перекрыт. Поворотом рычага 1 шаровой клапан 6 через толкатель 2 снимается с седла 5 и устанавливается на седло 7. При этом канал *P* запирается, а канал *A* соединяется с каналом *T*. Толкатель 2 уплотнен манжетами 3 и 4, а полость между ними соединена с каналом *P*, что уравнивает силы, действующие со стороны РЖ на клапан. Это позволяет снизить величину управляющего воздействия, требуемого для переключения клапана.

Для реализации функции нормально закрытого 3/2-распределителя необходимо использовать двухклапанную конструкцию (рис. 5.10).

Клапанные распределители вследствие особенностей конструкции не могут реализовать множество вариантов коммутации гидролиний, характерных для золотниковых распределителей.

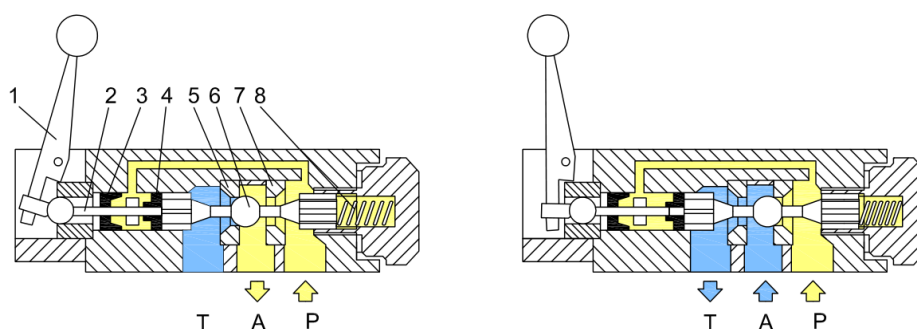


Рис. 5.9. Нормально открытый клапанный (седельный) 3/2-гидрораспределитель:

1 – рычаг; 2 – толкатель; 3, 4 – манжеты; 5, 7 – седло; 6 – клапан; 8 – пружина

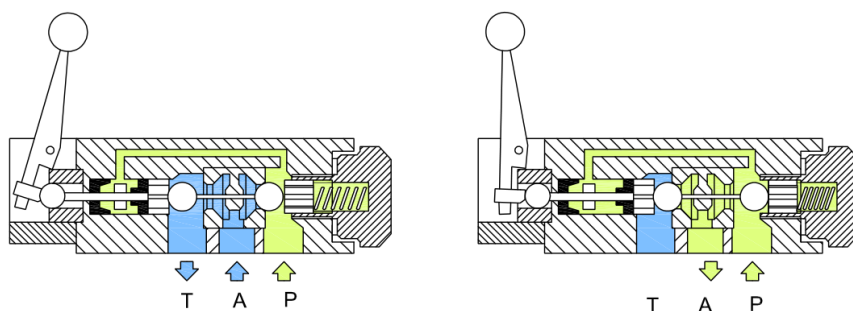


Рис. 5.10. Normally закрытый клапанный (седельный) 3/2-гидрораспределитель

Крановые гидрораспределители

В крановых гидрораспределителях изменение направления потока РЖ достигается поворотом пробки, имеющей плоскую, сферическую, коническую или цилиндрическую формы (рис. 5.11). Цилиндрическая пробка 5 установлена в гильзе 4, которая вместе с крышками 3 и 6, уплотняющими пробку с торцов, образует корпус распределителя. Переключение распределителя осуществляется поворотом рукоятки 1, а фиксация занимаемых пробкой позиций – подпружиненным стопором 2.

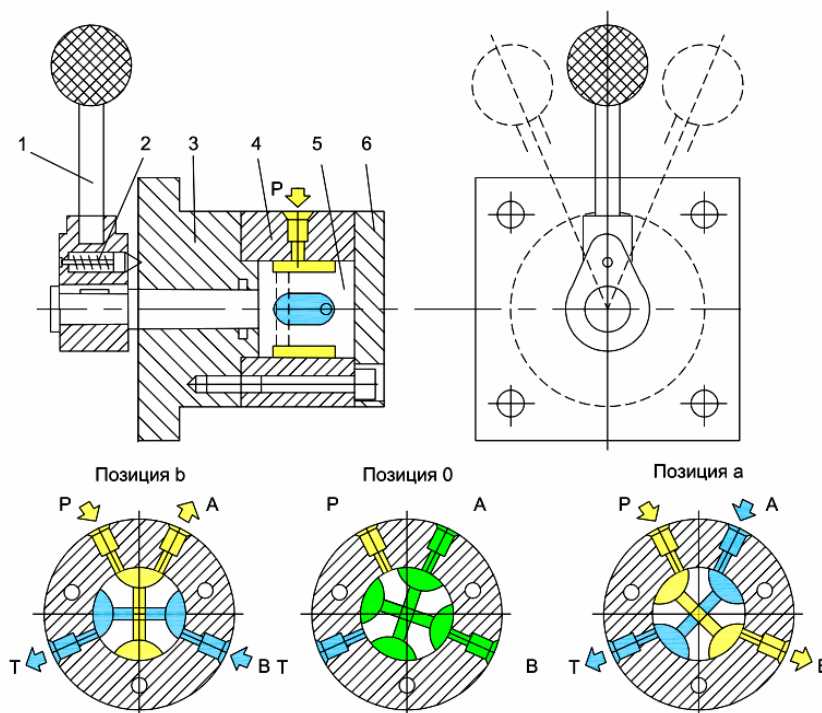


Рис. 5.11. Крановый 3/4-гидрораспределитель:

1 – рукоятка; 2 – подпружиненный стопор; 3, 6 – крышки; 4 – гильза; 5 – цилиндрическая пробка

Для того чтобы уменьшить усилие переключения распределителя, зависящее от сил трения пробки о гильзу, пробку уравнивают от статических сил давления жидкости, так как в противном случае она будет прижата к одной стороне гильзы. Уравнивание происходит благодаря наличию в пробке двух сквозных радиальных отверстий, что обеспечивает диаметрально противоположное действие давления РЖ на пробку. Кроме этого уменьшение сил трения в поворотных кранах часто достигается тем, что кран центрируют на подшипниках качения.

Герметичность крановых гидрораспределителей обеспечивается за счет притирки пробки к корпусу крана. Вследствие износа пробки и корпуса зазор между ними, а следовательно, и утечка РЖ с течением времени увеличиваются, что является недостатком такой конструкции распределителя.

Этого недостатка лишены крановые гидрораспределители с подпружиненной конической пробкой.

Управление распределителя

Перемещение плунжера распределителя может осуществляться различными средствами. Этот процесс называется управлением распределителя. Так, управление положением плунжера распределителя может быть ручным, электромеханическим, гидравлическим, механическим, пневматическим.

В плунжерных трехпозиционных распределителях у торцов плунжера расположены возвратные (центрирующие) пружины, которые обеспечивают установку плунжера в средней позиции. Для этого необходимо снять управляющие команды (электрические, гидравлические, пневматические). Тогда под действием пружин плунжер переместится в среднее положение, при котором на него будут действовать слева и справа одинаковые силы пружин. На условных обозначениях таких распределителей пружины не показываются.

В гидравлических распределителях включение левой и правой позиций может осуществляться либо командами системы управления на включение, например, поочередно левого и правого электромагнитов толкающего типа, либо командой на включение одной позиции, а вторая позиция устанавливается пружиной при отключении команды системы управления.

В тяжело нагруженных гидравлических системах, работающих при больших давлениях и потоках РЖ, для переключения распределителя из одной позиции в другую требуется приложить достаточно большие усилия. Это бывает не под силу электромагнитам. Тогда используются комбинированные (двухкаскадные) распределители, состоящие из основного силового распределителя с гидравлическим управлением и вспомогательного с электромагнитным управлением.

Практическая работа № 6

Анализ работы гидросистемы по гидросхеме

1. Изучить теоретические аспекты работы (включая рекомендации А.В. Вавилова [7]).
2. Изобразить и проанализировать гидравлическую схему, объяснив принцип ее функционирования, достоинства и недостатки реализации.
3. Оформить отчет.
4. Защитить работу.

Теоретическая часть

В ряде случаев использование на схеме только УГО не дает полного представления о рассматриваемом объекте, что затрудняет построение и чтение схемы. Это связано с высокой динамикой гидравлики, внедрением новых конструктивных элементов, наличием различных по типу систем (механических, электрических, пневматических, гидравлических, мехатронных). Схематичное изображение УГО нецелесообразно на ранних этапах проектирования, в сложных системах, при формировании ремонтной и эксплуатационной документации (для удобства персонала элементы могут объединять в блоки, изображать упрощенно нумерованными геометрическими фигурами). Таким образом, графическое изображение элементов гидросистем может иметь расхождения со стандартными УГО.

Схемы гидравлических систем представлены на рис. 6.1–6.10.

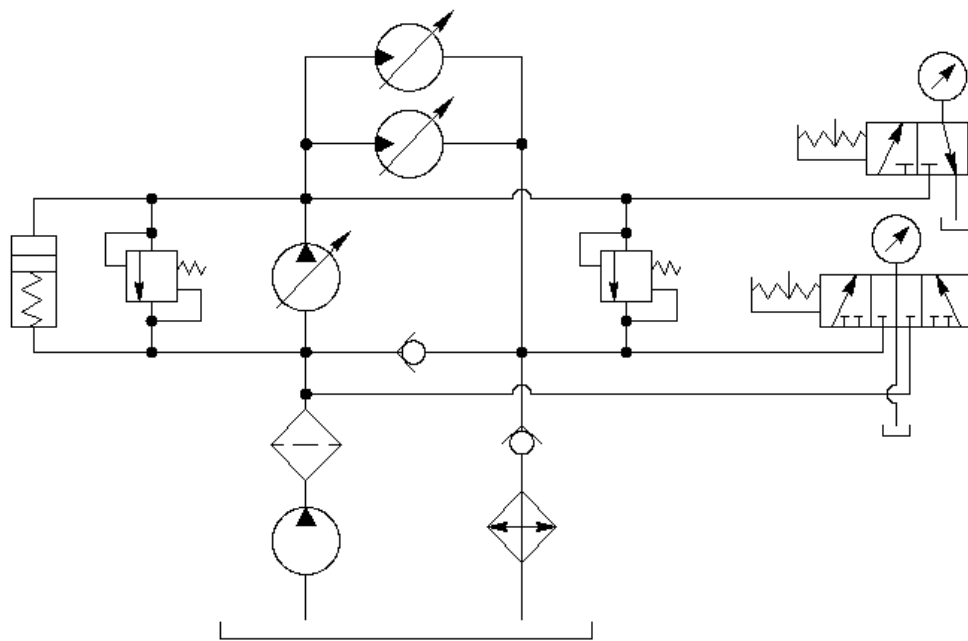


Рис. 6.1. Общий вид и гидравлическая схема станка с ЧПУ мод. 16K20Φ3

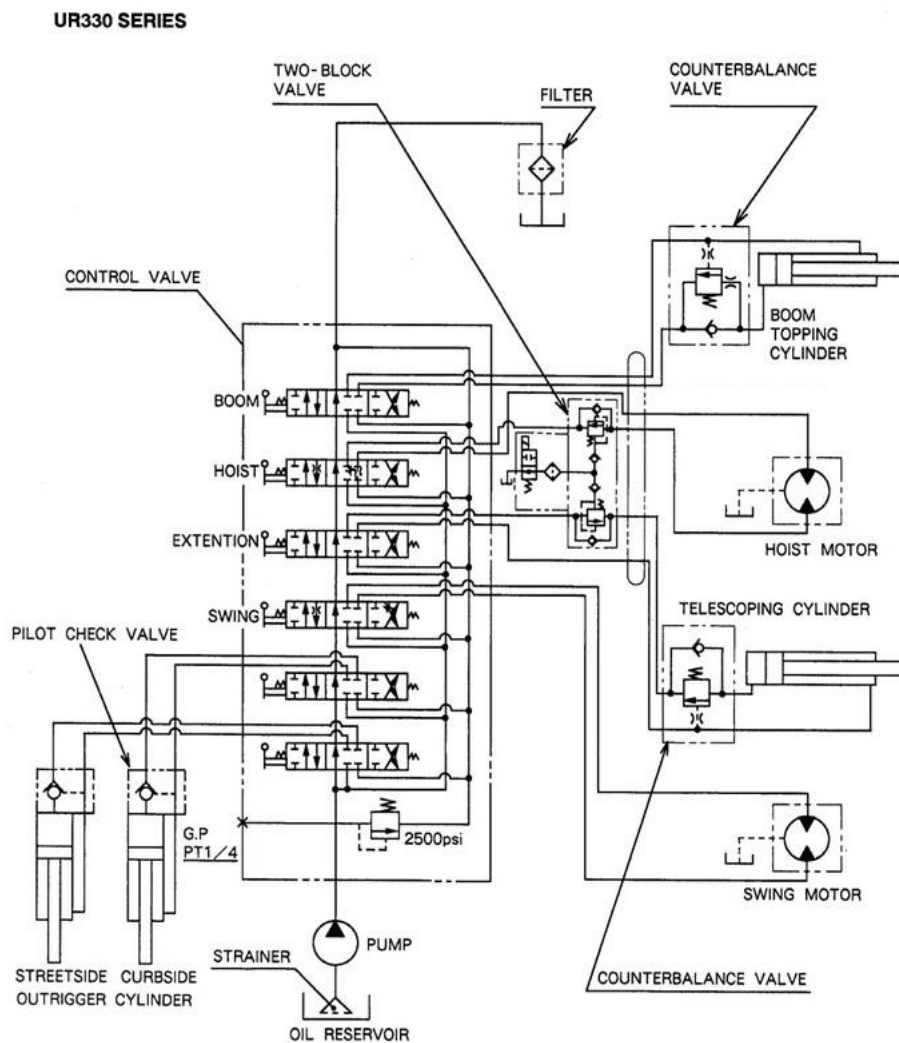


Рис. 6.2. Гидравлическая схема и общий вид крановой установки UNIC UR330

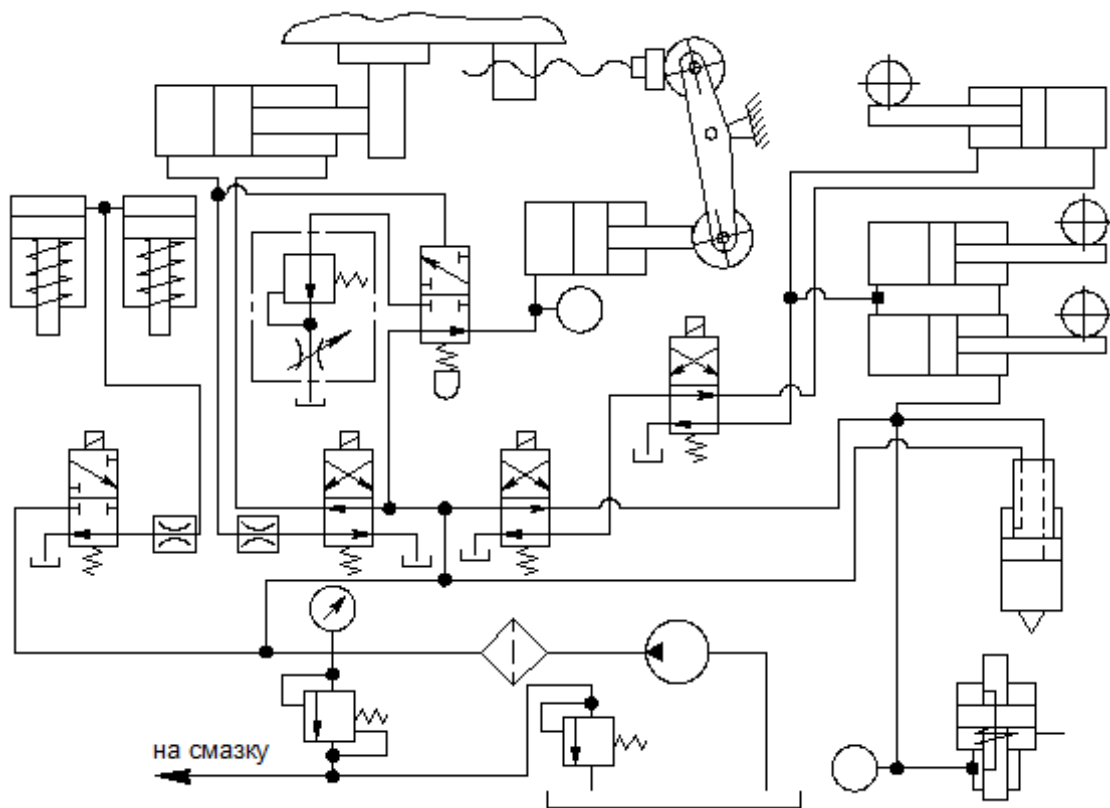


Рис. 6.3. Гидравлическая схема фрезерного станка мод. 5А312

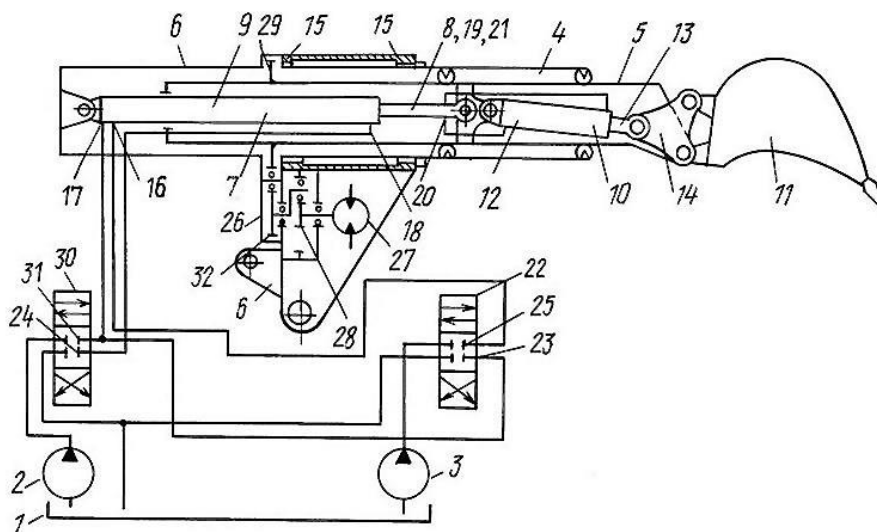


Рис. 6.4. Схема гидравлического привода рабочего оборудования экскаватора-планировщика
[Патент №2072020. URL: <http://allpatents.ru/patent/2072020.html>];

1 – бак; 2, 3 – насосы; 4 – неподвижная (в части продольного перемещения) секция стрелы; 5 – подвижная часть стрелы; 6 – портал; 7 – гидроцилиндр выдвижения стрелы; 8 – шток гидроцилиндра выдвижения стрелы; 9 – корпус гидроцилиндра выдвижения стрелы; 10 – гидроцилиндр поворота ковша; 11 – ковш; 12 – корпус гидроцилиндра ковша; 13 – шток гидроцилиндра ковша; 14 – серьга; 15 – подшипник; 16 – подвод первой гидролинии; 17 – подвод второй гидролинии; 18 – подвод третьей гидролинии; 19, 21 – гидровыводы; 20 – внешний трубопровод; 22 – гидрораспределитель гидроцилиндра выдвижения; 23, 24, 25, 31 – рабочие отводы; 26 – механизм поворота стрелы; 27 – гидромотор поворота стрелы; 28 – редуктор; 29 – зубчатый венец; 30 – гидрораспределитель гидроцилиндра поворота ковша; 32 – редуктор

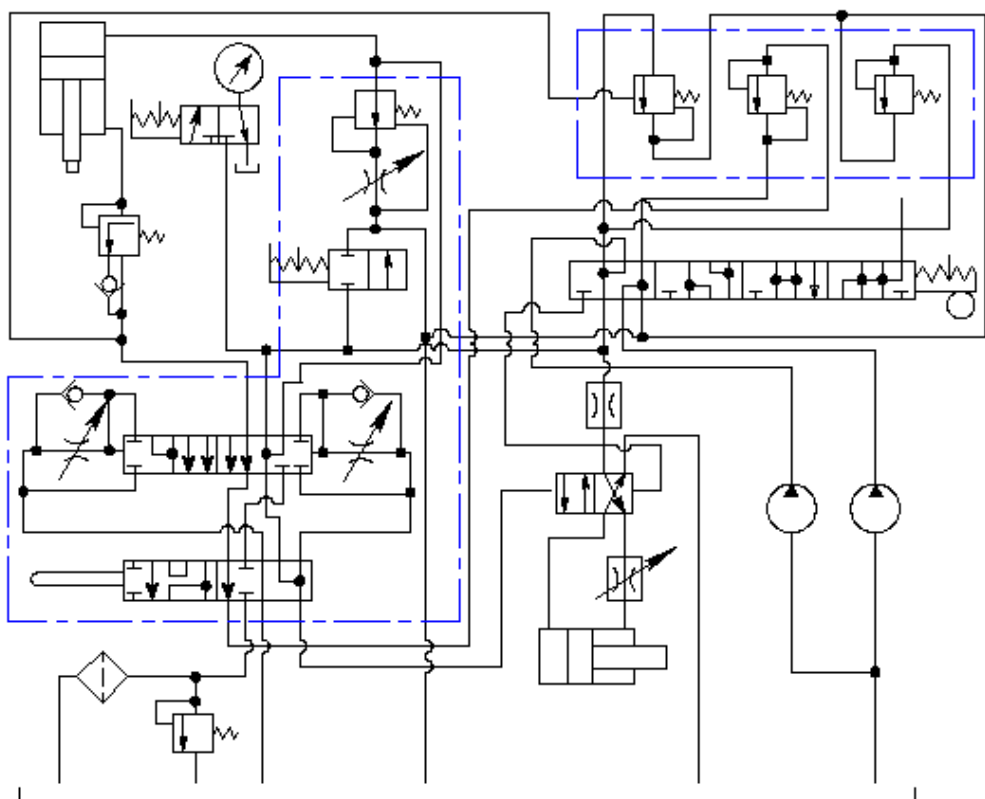


Рис. 6.5. Гидравлическая схема долбежного станка мод. 7М430

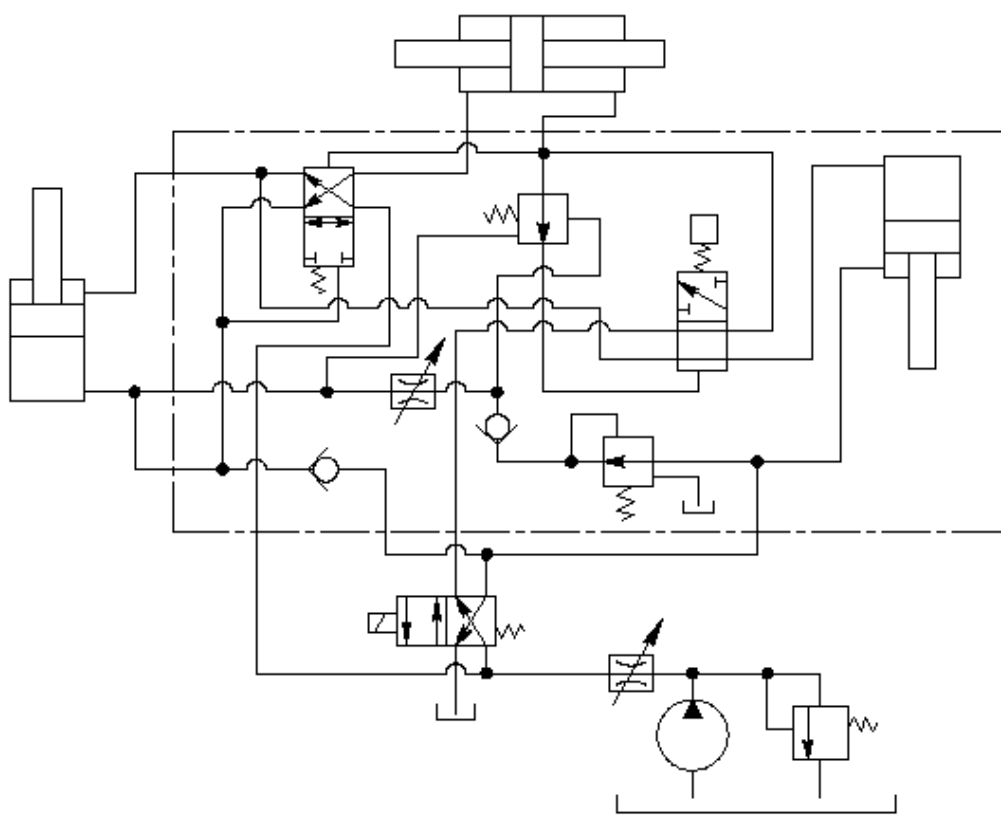


Рис. 6.6. Гидравлическая схема привода подачи агрегатной головки

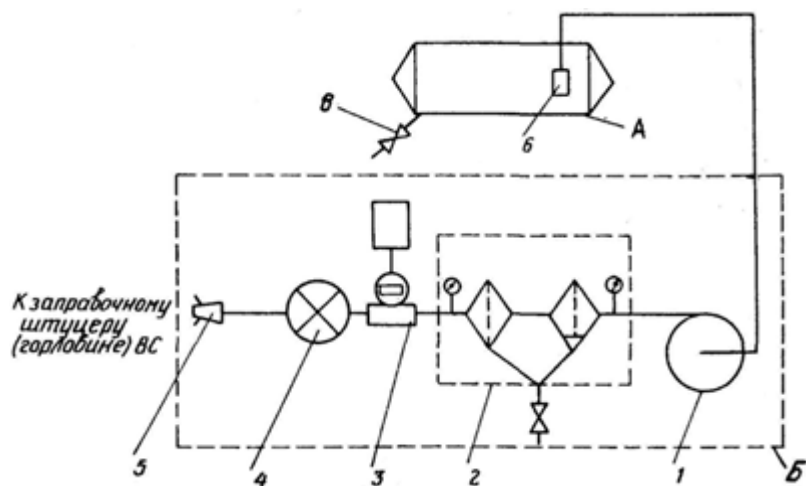


Рис. 6.7. Принципиальная схема установки для заправки:

А – емкость АТЦ (эталонная бочка, резервуар); Б – малогабаритный заправочный агрегат УЗС-7Б (ФЗА-3): 1 – насос; 2 – фильтр с фильтроэлементами 8Д2.966.115 и 8Д2.966.800; 3 – дозатор ПВК-жидкости с расходным бачком; 4 – счетчик-литрометр; 5 – раздаточный рукав с наконечником ННЗ (РП); 6 – приемный рукав с фильтром; В – кран для слива отстоя

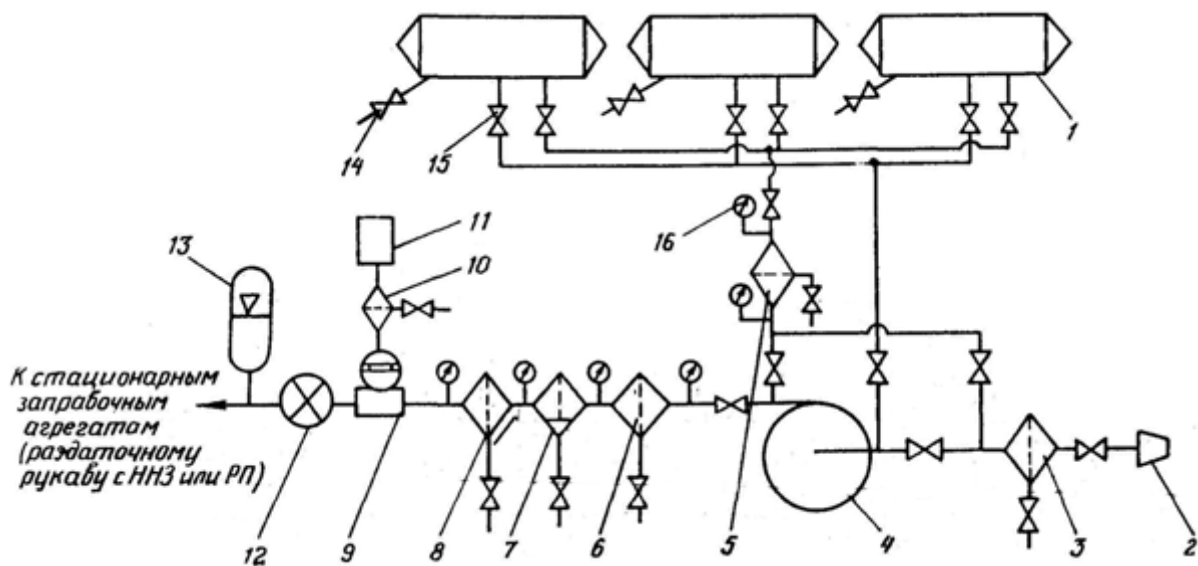


Рис. 6.8. Принципиальная схема упрощенной системы ЦЗС:

1 – горизонтальные резервуары; 2 – быстроразъемное соединение типа УБС; 3 – фильтр сетчатый; 4 – насос; 5 – фильтр ФГН-120; 6 – фильтр ТФ-10 с ТФЧ-16к (при необходимости); 7 – фильтр-водоотделитель СТ-500; 8 – фильтр ТФ-10 с ТФБ; 9 – дозирующая установка; 10 – фильтр ПВК-жидкости; 11 – расходный бачок с мерным стеклом; 12 – счетчик-литрометр; 13 – гидроамортизатор; 14 – краны для слива отстоя топлива; 15 – задвижка; 16 – манометры

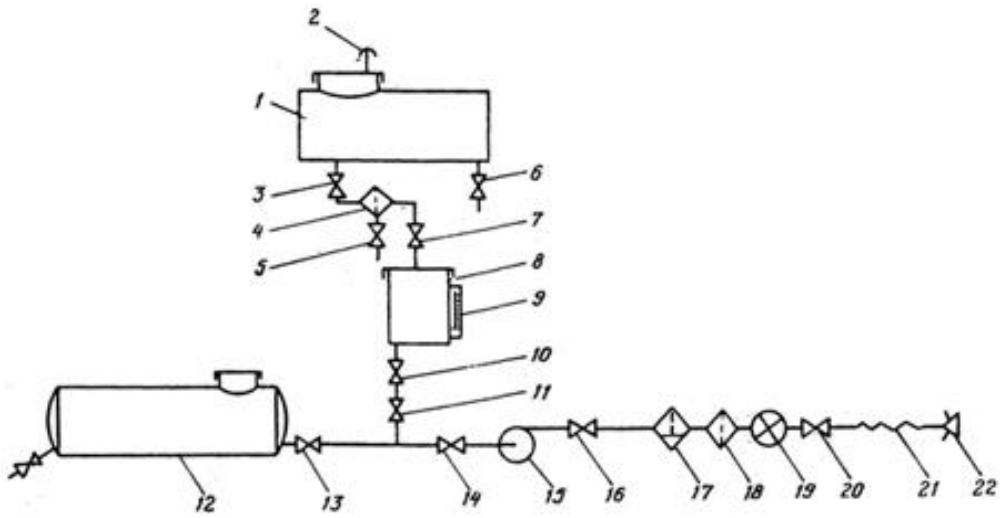


Рис. 6.9. Схема упрощенного дозирования ПВК-жидкости в топливе:

1 – расходная емкость с ПВК-жидкостью; 2 – дыхательный клапан КД 2-50; 3, 5, 6, 10 – вентили; 4 – фильтр ПВК-жидкости; 7 – кран для слива отстоя; 8 – контрольный бачок; 9 – мерное стекло; 11 – обратный клапан 16кч11р; 12 – расходный топливный резервуар; 13, 14, 16, 20 – задвижки; 15 – насос; 17 – фильтр-сепаратор; 18 – фильтр тонкой очистки; 19 – счетчик-литрометр; 21 – раздаточный рукав; 22 – наконечник нижней заправки (раздаточный пистолет)

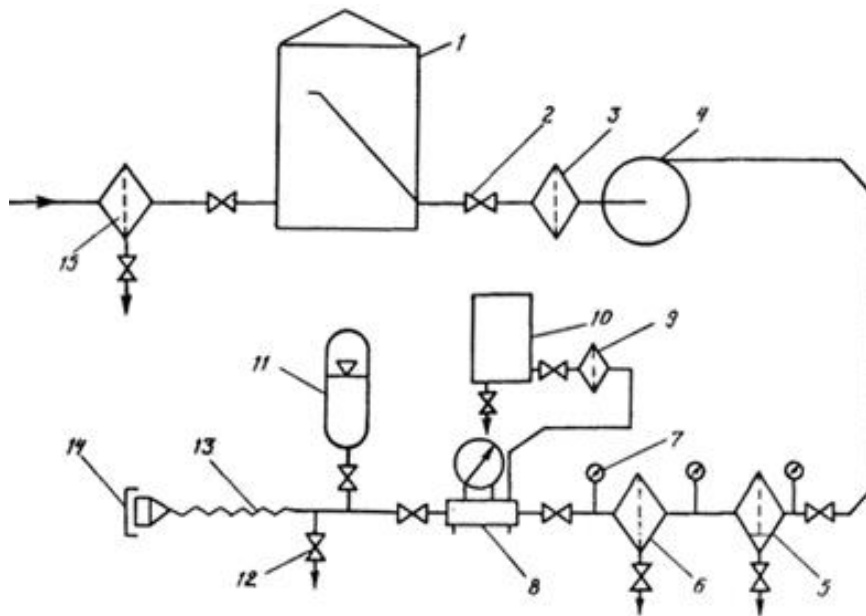


Рис. 6.10. Типовая технологическая схема пункта выдачи авиатоплива:

1 – резервуар; 2 – задвижка; 3 – фильтр сетчатый; 4 – насос; 5 – фильтр-сепаратор с краном слива отстоя; 6 – фильтр тонкой очистки с краном слива отстоя; 7 – манометр; 8 – счетно-дозирующая установка (счетчик); 9 – фильтр; 10 – бак с краном слива отстоя; 11 – гидроамортизатор; 12 – кран для отбора проб; 13 – раздаточный рукав; 14 – наконечник нижней заправки (раздаточный пистолет); 15 – фильтр грубой очистки

КОНТРОЛЬНЫЕ РАБОТЫ

Контрольная работа № 1 Гидродинамические передачи

1. Изучить теоретические аспекты работы.
2. Ознакомиться с представленными моделями и макетами, используя руководства по эксплуатации.
3. Оформить отчет.
4. Защитить работу.

Теоретическая часть работы

Гидродинамические приводы устанавливают только силовые связи. Это значит, что установленное передаточное отношение поддерживается постоянным только при определенном соотношении нагрузок ведомой и ведущей частей. При увеличении нагрузки на ведомом валу автоматически уменьшается скорость вращения при поддержании числа оборотов ведущего вала постоянным; при уменьшении нагрузки скорость увеличивается. Это свойство гидродинамических передач используется в тяговых машинах, где требуется автоматическое изменение усилия от скорости.

Плавность трогания с места и перехода с одного режима на другой, большой диапазон регулирования скорости ведомого вала при сохранении постоянного числа оборотов ведущего вала, ограничение крутильных колебаний и защита от толчков, возникающих во всем приводе, отсутствие износа деталей – все эти свойства обусловили широкое распространение привода с гидродинамической передачей.

Гидродинамические передачи позволяют создавать при высоком КПД (0,8–0,9) передаточные отношения 0,125–0,65, а их комплексный тип – до 0,97 (рис. 7.1). При уменьшении КПД эти передаточные отношения могут быть снижены вплоть до точки трогания с места.

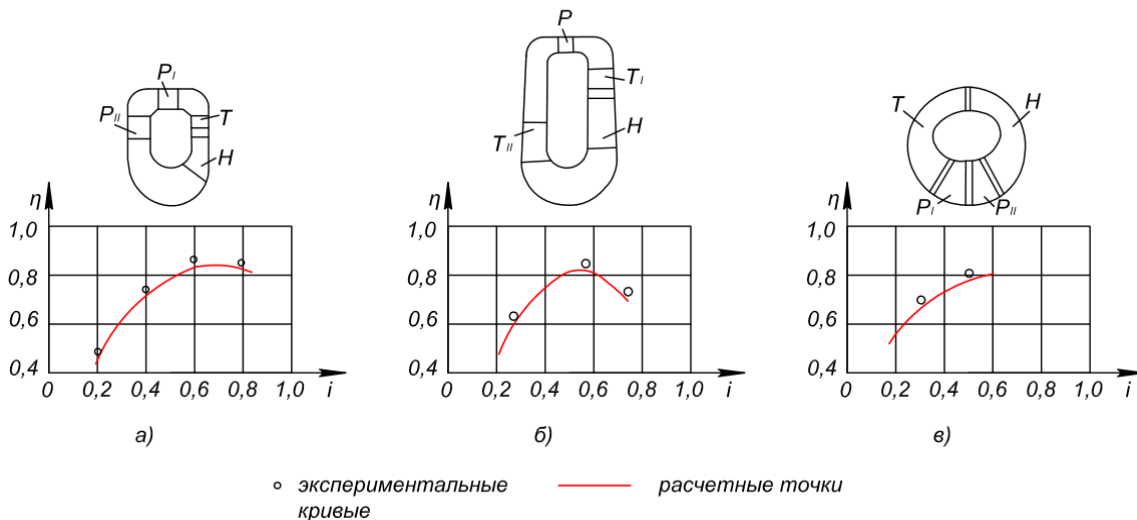


Рис. 7.1. Экспериментальные и расчетные характеристики гидротрансформаторов: а – ГДТ с центробежной турбиной; б – ГДТ конструкции с двухступенчатой турбиной; в – комплексный ГДТ с лопатками постоянной толщины

В гидродинамических передачах зазоры между деталями, вращающимися с различной скоростью, относительно большие, класс точности изготовления машин – в основном, третий и четвертый, детали изготавливаются из типовых стандартных конструкционных материалов без каких-либо высоких требований к технологии.

Гидродинамические передачи получили широкое распространение в нашей стране и за рубежом. Их можно разделить на два вида: гидродинамические преобразователи момента, или гидротрансформаторы (ГДТ) (рис. 7.2), и гидродинамические муфты (гидромуфты) (рис. 7.3).

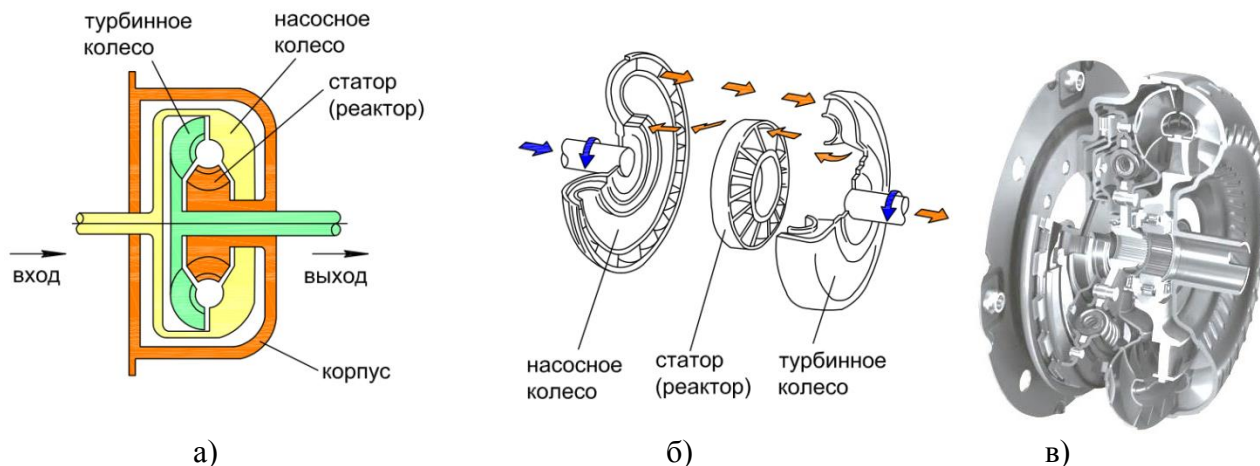


Рис. 7.2. Устройство и схема работы гидротрансформатора:
a – принципиальная схема; *б* – схема работы; *в* – общий вид в разрезе

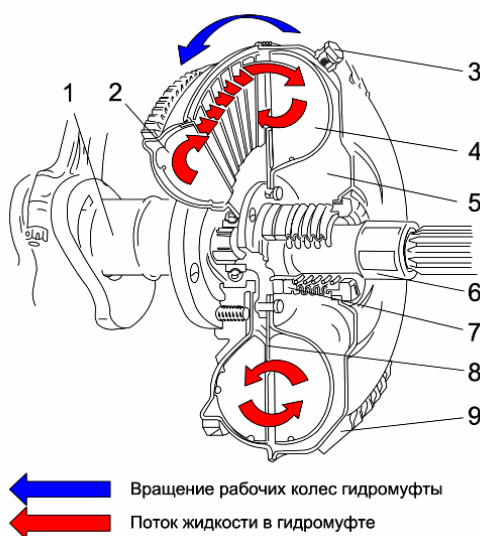


Рис. 7.3. Устройство и схема работы гидромуфты:

1 – коленчатый вал двигателя; 2 – насосное колесо; 3 – заливная пробка; 4 – турбинное колесо; 5 – дополнительная полость; 6 – ведомый вал; 7 – торцевое уплотнение; 8 – порожек; 9 – ребра воздушного охлаждения

Гидромуфта является сочетанием в одной машине колеса центробежного насоса, колеса реактивной турбины и охватывающего ее вращающегося кожуха. Насос соединен с ведущим, а реактивная турбина – с ведомым валом.

Насос, вращаясь, передает работу двигателя РЖ, заполняющей гидромуфты, и сообщает ей запас скоростной энергии и энергии давления. РЖ с этим запасом энергии поступает на лопатки турбины, преобразует энергию в механическую работу на ведомом валу и заставляет

его вращаться. Выйдя из турбины, РЖ вновь попадает в насос, и в гидромуфте устанавливается замкнутая циркуляция по пути «насос – турбина – насос» и т.д. Связующим звеном в гидромуфте между ведущим и ведомым валами является РЖ. В гидродинамической муфте вытекающая из турбины РЖ движется против направления вращения насоса. Передача энергии происходит с определенными потерями, внешне выражающимися в том, что ведомый вал отстает от ведущего.

Основные свойства гидромуфт и особенности их работы состоят в следующем.

1. В гидромуфтах ведомый и ведущий валы вращаются независимо. Ведомый вал может быть неподвижным при вращении ведущего или иметь промежуточные значения угловой скорости. Однако предельная угловая скорость не может достигнуть величины скорости ведущего вала и должна быть меньше нее на 2-3%.

2. При помощи гидромуфт осуществляются плавное трогание с места и плавный разгон, передачи работают практически бесшумно.

3. В гидромуфтах нет взаимодействующих пар трения (отсутствует износ основных деталей).

4. Гидромуфты ограничивают крутильные колебания, обеспечивают высокий КПД (0,96–0,98) при номинальном режиме, надежны при эксплуатации, позволяют организовать дистанционное и автоматическое управление.

Благодаря перечисленным свойствам гидромуфты устанавливаются для выполнения следующих функций.

- Для регулирования числа оборотов ведомого вала при постоянном числе оборотов двигателя (мощные питательные насосы в котельных агрегатах ТЭЦ, центрифуги на химических заводах, вентиляторы шахтного и другого оборудования, турбовоздуходувки в установках для аэродинамических труб, конвертеры бессемеровских цехов, регулирование скорости спуска и подъема шахтно-подъемных машин, регулирование скорости вращения моталок прокатных станов, машин центробежного литья и др., поддержание постоянного числа оборотов бортового генератора при изменении числа оборотов двигателя).

- Для разгона больших масс (подключение и отключение стартера при пуске газовых турбин; для разгона масс при работе ножниц; при пуске конвейеров и другого оборудования металлургических заводов и заводов тяжелого машиностроения. В качестве отключающего устройства и аппарата разгона гидромуфты в сочетании с механическими передачами широко применяются в транспортных машинах).

- Для суммирования мощностей и реверса. На судах (кораблях) гидромуфты применяют для суммирования мощностей при работе двух и более двигателей на один гребной винт. Применение гидромуфт для реверса судна (корабля) исключает установку специального двигателя для заднего хода.

Перечисленные свойства и функции гидромуфт позволяют применять их в различных отраслях техники.

Различают гидромуфты:

- а) с тором;
- б) без тора.

По способу управления:

- а) управляемые путем изменения частоты вращения ведущего вала;
- б) управляемые изменением заполнения рабочей полости;
- в) управляемые механическим воздействием на поток.

По форме лопаток:

- а) с прямыми радиальными;
- б) с наклонными.

Гидромуфты выпускаются с тором и без него (рис. 7.4). Опыт эксплуатации показал, что последние имеют лучшие показатели, так как поток РЖ в них при изменении режима работы может принимать конфигурацию, которая обеспечивает наименьшие потери напора.

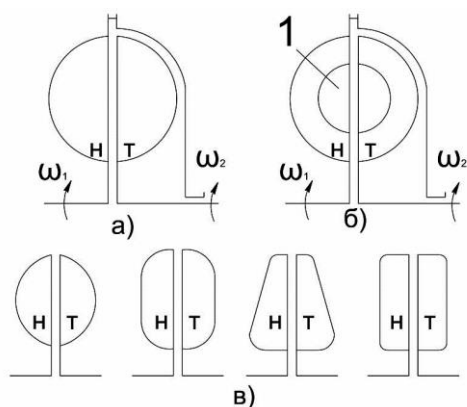


Рис. 7.4. Схемы гидромуфт:
 а – без тора; б – с тором; в – формы меридионального сечения

Различают внешние, универсальные и приведенные (безразмерные) характеристики, необходимые для оценки энергетических и эксплуатационных качеств гидромуфт.

Внешняя характеристика представляет собой зависимость момента, мощности и КПД от частоты вращения турбины или от передаточного отношения (или от скольжения) при постоянных значениях частоты вращения насосного колеса и вязкости жидкости. Она строится обычно по результатам опытных испытаний гидромуфты. В некоторых случаях на характеристику наносят значения осевых сил. Часто ограничиваются только моментной характеристикой, так как значения мощности и КПД можно получить расчетным путем.

Универсальная характеристика представляет собой зависимости момента, мощности и КПД от i , n_m или s при разных частотах вращения ведущего вала n_n . Она строится на основании серии внешних характеристик, полученных опытным путем при разных частотах вращения насосного колеса. Обычно на эту характеристику наносят только значения моментов и линии равных КПД.

Приведенная характеристика (рис. 7.5) представляет собой зависимости коэффициентов мощности λ_N и момента λ_M от передаточного отношения или КПД. Обычно она строится путем пересчета по уравнениям и эталонным значениям ($D = 1$ м, $n = 100$ мин⁻¹, $\rho = 10^3$ кг/м³) на основании внешних характеристик. Приведенные характеристики служат для сопоставления между собой эксплуатационных свойств гидромуфт различных конструкций и размеров, работающих при разных частотах вращения насосного колеса и на разных РЖ, или для выбора размеров гидромуфт из ряда подобных данной конструкции.

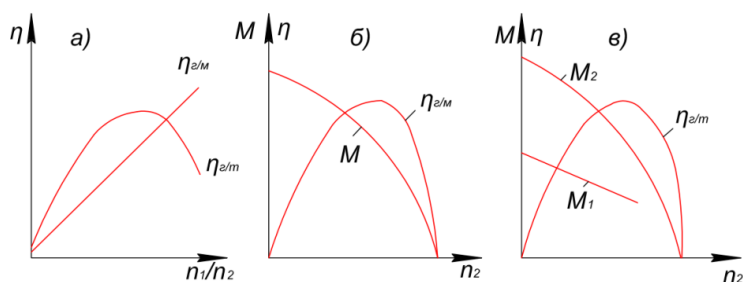


Рис. 7.5. Характеристики гидромуфт и гидротрансформаторов:

а – приведенные характеристики гидромуфты и ГДТ; б – внешняя характеристика гидромуфты ($n_1 = \text{const}$); в – внешняя характеристика ГДТ

Действительные моменты характеристики гидромуфт, неполностью заполненных РЖ, изменяются не монотонно, а содержат перегибы и даже разрывы сплошности, особенно при малых заполнениях. Это объясняется тем, что при частичном заполнении рабочей полости

форма потока РЖ определяется не только конфигурацией внутренней поверхности рабочих колес, но и силами, действующими на РЖ.

Существуют следующие способы сглаживания моментных характеристик и предотвращения неустойчивых режимов: установка порога на выходе из турбинного колеса или на входе в насосное колесо; применение гидромуфт с внутренним тором; удаление рабочей полости от оси вращения.

Первый способ является наиболее эффективным и рациональным. Порог в рабочей полости не позволяет формироваться РЖ в кольцевой поток при больших скольжениях, а следовательно, не происходит резкого увеличения момента. Значение минимального входного радиуса R для насосного колеса в этом случае ограничивается высотой порога. Меридиональное сечение такой гидромуфты асимметричное. По различным рекомендациям отношение диаметра порога к активному диаметру должно находиться в пределах 0,4–0,5. Степень заполнения рабочей полости гидромуфты должна быть такой, чтобы при длительном эксплуатационном режиме (малое скольжение) вся РЖ циркулировала выше порога. Однако установка порога приводит к увеличению потерь напора в муфте и ее перегреву.

Гидромуфты с внутренним тором при определенной степени заполнения, как и муфты с порогом, также исключают переформирование потока в рабочей полости при изменении нагрузки. Однако тор в этих условиях является дополнительным гидравлическим сопротивлением в рабочей полости. Кроме того, он усложняет конструкцию, поэтому гидромуфты такого типа почти не получили распространения.

Регулирование скорости вращения ведомого вала при постоянной скорости вращения ведущего можно осуществить двумя способами: изменением степени заполнения рабочей полости РЖ или воздействием на поток в рабочей полости (путем изменения угла установки лопаток рабочих колес, дросселированием потока шибером, изменением осевого зазора между колесами и т.д.).

Первый, наиболее распространенный способ основан на том, что при уменьшении заполнения рабочей полости РЖ при всех прочих равных условиях уменьшается расход, следовательно, с ростом скольжения снижается значение передаваемого момента.

Регулирование гидромуфт воздействием на поток в рабочей полости практически осуществляется либо за счет поворота лопаток одного из рабочих колес, либо за счет дросселирования потока специальным шибером, при выдвигении которого из внутреннего тора возрастают потери напора в проточной части, уменьшается Q , увеличивается скольжение и снижается передаваемый гидромуфтой момент примерно так же, как при уменьшении заполнения рабочей полости.

Нерегулируемые гидромуфты постоянного заполнения имеют очень жесткую характеристику, поэтому применяются только для сглаживания нагрузок.

В практике широко используются предохранительные гидромуфты с внутренним самоопораживанием рабочей полости в специальную камеру. Самоопораживание полости обусловлено требованиями, предъявляемыми к моментной характеристике такой муфты: на рабочем участке характеристики двигателя скольжение между валами муфты должно быть минимальным; максимально передаваемый муфтой момент должен быть не больше соответствующего момента двигателя.

Расчет конструктивных размеров гидромуфты представляет значительные трудности, поэтому ее проектируют лишь тогда, когда нужен совершенно новый образец, принципиально отличающийся от уже известных. В остальных случаях при расчете гидромуфты пользуются методом подобия, при этом необходимо знать геометрические размеры и приведенную характеристику гидромуфты, принятой за модель.

В ГДТ реактивным элементом является неподвижный реактор (направляющий аппарат); при этом можно на ведомом валу получить изменение не только числа оборотов, но и величины реализуемого крутящего момента по сравнению с их значениями на ведущем валу.

В гидротрансформаторе ведущий вал соединен с двигателем. На вал установлен на шпонке насос. Турбина жестко насажена на ведомый вал, который соединяется с машиной. Колесо представляет собой неподвижный направляющий аппарат. Внутри ГДТ в качестве РЖ находится вода или масло. Насос при вращении создает напор, приводящий во вращение турбину ГДТ, а через нее – механизмы приводимой машины. Внутри ГДТ устанавливается циркуляция РЖ, как указано стрелками (рис. 7.2, б). Таким образом, ведомый вал не имеет жесткой связи с ведущим, а передача крутящего момента происходит через поток жидкости. Насос делает такое же число оборотов, что и двигатель, а турбина может иметь различное число оборотов, меняющееся в зависимости от нагрузки. При небольшом числе оборотов турбина создает большой крутящий момент – больше, чем на насосе, в несколько раз (рис. 7.6). По мере того как нагрузка на турбине уменьшается, число ее оборотов увеличивается.

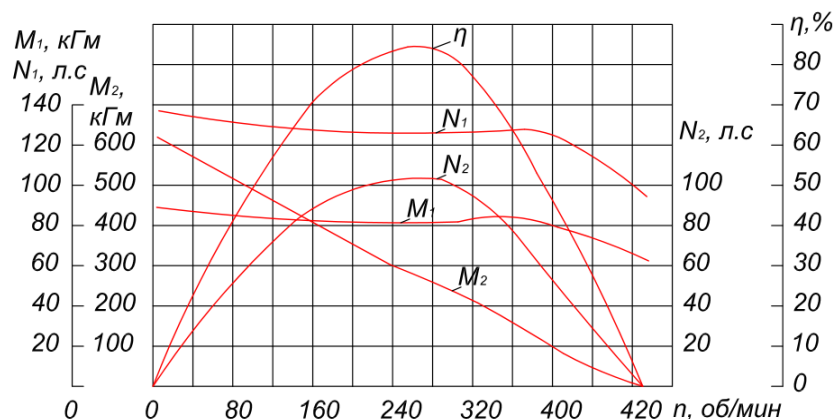


Рис. 7.6. Внешняя характеристика гидротрансформатора

Таким образом, ГДТ автоматически и плавно выполняет работу коробки скоростей с бесконечным числом ступеней.

На рис. 7.2, а представлена схема простейшего ГДТ с одним насосом, турбиной и направляющим аппаратом. Каждое из перечисленных рабочих колес снабжено лопатками, которые вместе с чашей колеса и крышкой, прикрывающей их изнутри, образуют каналы, по которым циркулирует жидкость (РЖ), заполняющая всю рабочую полость, ограниченную снаружи корпусом передачи, имеющим специальные уплотняющие узлы в местах выхода валов.

По типу управления различают ГДТ:

- а) регулируемые;
- б) нерегулируемые;

1) *прямого хода* (первого класса), когда реактор P расположен перед H (см. рис. 7.7, а, б, в, г), а H и T вращаются в одну и ту же сторону;

2) *обратного хода* (второго класса), когда P расположен перед T (см. рис. 7.7, д, е, ж), а H и T вращаются в разные стороны;

3) *реверсивные*, когда в круг циркуляции включается один из двух реакторов, имеющих различные профили лопаток, что позволяет H и T вращаться в одну и ту же или в разные стороны.

По способу установки реактора различают ГДТ:

- 1) простые (реактор жестко крепится к корпусу);
- 2) комплексные, в которых реакторы соединяются через муфту свободного хода с корпусом.

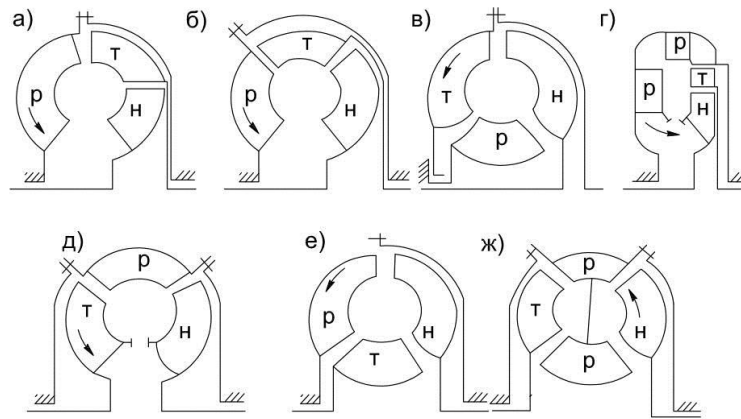


Рис. 7.7. Схемы гидротрансформаторов

Свойства ГДТ зависят от типа, формы и последовательности расположения колес в рабочей полости (рис. 7.7, табл. 7.1), а также от параметров проточной части.

Таблица 7.1

Основные виды гидротрансформаторов транспортных машин

Тип ГДТ	Круглый ГДТ	ГДТ типа RS	ГДТ типа AS
Изображение в разрезе			
Отличительная особенность характеристик	Высокий КПД	Хорошее ускорение	Высокий крутящий момент (stall torque)
Область применения (машина)	Бульдозеры	Самосвалы	Колесные погрузчики

Конструктивной особенностью этих передач является наличие муфты свободного хода в ступице одного или нескольких направляющих аппаратов или турбин. Благодаря этому колеса по мере разгона передачи разгружаются, чем и достигается сохранение высокого значения КПД в широком диапазоне изменения.

Способность ГДТ автоматически изменять нагрузку на валу двигателя в зависимости от нагрузки на ведомом валу называют *прозрачностью* (рис. 7.8).

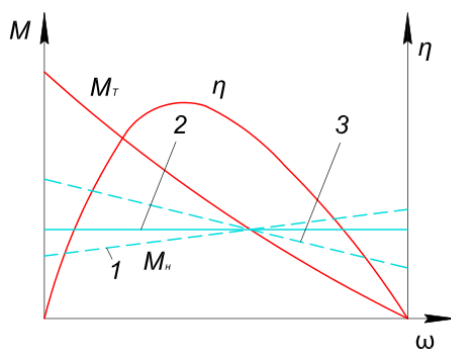


Рис. 7.8. Характеристика ГДТ:

зависимость M_n от частоты вращения для прозрачного (1, 3) и непрозрачного (2) гидротрансформаторов

Основным достоинством отдельной схемы гидротрансформации является возможность произвольно размещать двигатель и исполнительный (приводимый) механизм. В последнее время такие гидродинамические передачи получают всё более широкое распространение.

ГДТ имеет более высокую экономичность, чем отдельно стоящие насос и турбина.

Различие в КПД объясняется не только потерями в трубах, которые составляют 1–2%, иногда 3% от передаваемой мощности, но и с потерями, связанными с преобразованием энергии в отводе насоса и потерями с выходной скоростью в турбине.

КПД насоса как агрегата, т.е. насоса с направляющим аппаратом, лежит в пределах 0,85–0,75 и менее, а КПД колеса насоса может составлять 85–95% и более.

В ГДТ нет необходимости преобразовывать в специальном устройстве, аналогичном отводу насоса, динамическую часть напора в статическое давление, что и определяет высокий КПД этих передач. Однако с уменьшением i возрастает изогнутость турбинных решеток, что приводит к падению КПД в области, где происходит существенное изменение момента.

При использовании ГДТ в схемах, допускающих реверсирование, в некоторых режимах вал турбины передачи вращается в противоположном режиме обгона направления. При этом подводимая энергия со стороны двигателя и турбины превращается в тепло.

Такой режим имеет место, например, при реверсировании корабельного винта двухполостным гидротрансформатором. В некоторых случаях работы ГДТ в системе привода крана или подъемной машины также требуется режим *противовращения*.

В зависимости от нагрузки и скорости различают три рабочих диапазона (зоны действия) ГДТ:

- зона действия ГДТ, в которой происходит увеличение крутящего момента. Она начинается с момента трогания с места и заканчивается в момент перехода на режим гидромуфты;
- зона перехода на режим гидромуфты, в которой ГДТ работает без направляющего колеса как обычная гидродинамическая муфта;
- зона торможения.

С целью уменьшения потерь энергии и предотвращения чрезмерного нагрева гидравлической жидкости в гидродинамических передачах используют муфты свободного хода и муфты блокировки.

Контрольная работа № 2 Определение производительности погрузчика с гидравлическим приводом

1. Изучить теоретические аспекты работы (включая рекомендации М.Н. Ерохина [10]).
2. Изобразить и проанализировать гидравлическую схему привода.
3. Определить:
 - а) техническую производительность;

- б) время цикла;
 - в) эксплуатационную производительность;
 - г) коэффициент использования рабочего времени.
4. Оформить отчет.
 5. Защитить работу.

Задание

Определить эксплуатационную производительность погрузчика. Масса неделимой единицы груза – m_p . Исходные данные приведены в табл. 8.1. Отсутствующие данные, требуемые для решения задачи, принять самостоятельно с обоснованием.

Таблица 8.1

Варианты заданий

Вариант	Тип погрузчика	Груз	Рабочее оборудование	Масса единицы груза, кг
0	С поворотной стрелой	Рулон сена	Вилы	500
1	Фронтальный	Уголь	Ковш	550
2	С поворотной стрелой	Строительный мусор	Грейфер	200
3	Автомобильный	Щебень	Грейфер	150
4	Фронтальный	Уголь	Ковш	600
5	С поворотной стрелой	Строительный мусор	Грейфер	250
6	Автомобильный	Щебень	Грейфер	200
7	Фронтальный	Уголь	Ковш	700
8	С поворотной стрелой	Строительный мусор	Грейфер	180
9	Автомобильный	Щебень	Грейфер	130
10	Фронтальный	Уголь	Ковш	800
11	С поворотной стрелой	Строительный мусор	Грейфер	175
12	Автомобильный	Щебень	Грейфер	140
13	Фронтальный	Уголь	Ковш	900
14	С поворотной стрелой	Строительный мусор	Грейфер	340
15	Автомобильный	Щебень	Грейфер	320
16	Фронтальный	Уголь	Ковш	950
17	С поворотной стрелой	Строительный мусор	Грейфер	310
18	Автомобильный	Щебень	Грейфер	300
19	Фронтальный	Уголь	Ковш	1000
20	С поворотной стрелой	Строительный мусор	Грейфер	280
21	Автомобильный	Щебень	Грейфер	250
22	Фронтальный	Уголь	Ковш	1200
23	С поворотной стрелой	Строительный мусор	Грейфер	430
24	Автомобильный	Щебень	Грейфер	320
25	Фронтальный	Уголь	Ковш	1500
26	С поворотной стрелой	Строительный мусор	Грейфер	420
27	Автомобильный	Щебень	Грейфер	300
28	Фронтальный	Уголь	Ковш	1560
29	С поворотной стрелой	Строительный мусор	Грейфер	470
30	Автомобильный	Щебень	Грейфер	340
31	Фронтальный	Уголь	Ковш	1700

Пример. Определить эксплуатационную производительность погрузчика ПЭ-Ф-1,0А (см. рис. 8.1) при погрузке рулонов из штабеля в транспортное средство. Масса рулона $m_p = 500$ кг.



Рис. 8.1. Погрузчик-экскаватор ПЭ-Ф-1А (фото – URL: <http://autocranes.narod.ru/pogexk.html>)

Техническая производительность погрузчика при работе со штучными грузами:

$$Q = \frac{m_p}{t_{\text{ц}}} = \frac{500}{22} = 22,7 \text{ кг/с} = 81,7 \text{ т/ч.}$$

Время цикла:

$$t_{\text{ц}} = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5 + t_6 = 4 + 2 + 4 + 3 + 7 + 2 = 22 \text{ с,}$$

где t_1 – холостой перенос стрелы с рабочим органом к грузу, с; t_2 – опускание рабочего органа, с; t_3 – захват груза, с; t_4 – подъем груза, с; t_5 – перенос груза к месту разгрузки, с; t_6 – разгрузка, с.

Время операций принимается по табл. 8.2, 8.3.

Продолжительность цикла погрузчиков представлена в табл 8.2.

Таблица 8.2

Продолжительность цикла погрузчиков

Марка, модель	Продолжительность цикла, с
1. ПГ-0,2А	12...15
2. МГБ-Ф-0,5	60...70
3. ПЭ-Ф-1А	15...20
4. ПЭА-1,0	18
5. Doosan DL200A	11,3
6. Doosan DL250A	10,2
7. Doosan DL300A	11,1
8. Doosan DL420A	11,5
9. Doosan DL550A	11,4
10. Caterpillar 993К	20,6 (2,4 + 9,4 + 2,1 + 6,7)
11. Caterpillar 990Н	15,9
12. XCMG LW300FN	10,3
13. XCMG LW400К	10,5

Время операций, выполняемых погрузчиками, с [10]

Операция	Погрузчик		
	фронтальный	с поворотной стрелой	автомобильный
Холостой перенос рабочего органа	–	4...5	–
Опускание рабочего органа	–	1...2	3...4
Подъезд и подготовка к захвату груза	10...15	–	В зависимости от расстояния
Захват, подхват, зачерпывание груза	8...14	4...8	10...15
Отрыв и подъем груза	6...10	3...5	3...5
Транспортирование груза к месту разгрузки	12...17	5...7	В зависимости от расстояния
Разгрузка, укладка	5...6	1...2	2...4

Эксплуатационная производительность погрузчика:

$$Q_3 = K_1 Q = 0,49 \cdot 81,7 = 40 \text{ т/ч},$$

где K_1 – коэффициент использования рабочего времени:

$$K_1 = \frac{z \cdot t_u}{z \cdot t_u + t_c} = \frac{4 \cdot 22}{4 \cdot 22 + 90} = 0,49,$$

где z – число рулонов, погружаемых с одной позиции [без перемещения] (определяется по кинематической схеме работы погрузчика); t_c – время смены позиции погрузчиком.

При определении коэффициента K_1 необходимо учитывать, что погрузчик работает на каждой позиции стационарно. С одной позиции он может перегружать ограниченное количество рулонов, определяемое технологическим объемом выработки, поэтому в процессе работы несколько раз происходит смена позиции погрузчика.

Контрольная работа № 3 Расчет и выбор насоса

1. Изучить теоретические аспекты работы.
2. Выполнить расчет насоса.
3. Произвести выбор типа, количества насосов, определить схему их подключения и регулирования.
4. Оформить отчет.
5. Защитить работу.

Теоретическая часть работы

При расчете гидроприводов за исходный параметр при выборе насоса удобно принимать мощность [19]. Полезная мощность привода, кВт, определяется по формулам:

– на штоке гидроцилиндра:

$$N_u = \frac{F \cdot v}{1000};$$

– на валу гидромотора:

$$N_M = \frac{M \cdot n}{9552,5},$$

где F – требуемое усилие на выходном звене, Н;

v – скорость перемещения выходного звена, м/с;

M – крутящий момент на валу, Н·м;

n – частота вращения вала гидродвигателя, мин⁻¹.

При предварительном расчете потери давления по длине и на местных сопротивлениях, а также силы трения в исполнительных механизмах учитываются коэффициентом запаса по усилию $K_{з.у.} = 1,1 \div 1,2$, а утечки РЖ – коэффициентом запаса по скорости $K_{з.с.} = 1,1 \div 1,3$.

Меньшие значения принимаются для приводов, работающих в легком и среднем режимах, а большие – в тяжелых и весьма тяжелых режимах работы.

Режим работы гидропривода определяется в зависимости от коэффициентов использования номинального давления и продолжительности работы под нагрузкой, а также зависит от числа включений в час (табл. 9.1).

Таблица 9.1

Коэффициенты гидропривода [19]

Режим работы гидродвигателя	Коэффициент использования номинального давления $K_p = p/p_{ном}$	Коэффициент продолжительности работы под нагрузкой $K_p = t_p/t$	Число включений в час
Легкий	Менее 0,4	0,1–0,3	До 100
Средний	0,4–0,7	0,3–0,5	100–200
Тяжелый	0,7–0,9	0,5–0,8	200–400
Весьма тяжелый	Свыше 0,9	0,8–0,9	400–800

Мощность насосной установки определяется по формуле:

$$N_H = K_{з.у.} K_{з.с.} (z_{Ц} N_{Ц} + z_M N_M),$$

где $z_{Ц}$ и z_M – число одновременно работающих гидроцилиндров и гидромоторов.

По рассчитанной мощности насосной установки определяют расход РЖ в гидроприводе:

$$Q_{ГП} = \frac{N_H}{P_{НОМ}}.$$

Если один насос не может обеспечить необходимую подачу, то рекомендуется установить два однотипных насоса с подачей каждого $Q_{ГП}/2$ или подобрать два однотипных насоса с различной подачей с тем, чтобы один из них подключать только в периоды совместной работы нескольких исполнительных механизмов. Тип насоса выбирается с учетом режимов работы гидропривода: для легкого и среднего режимов рекомендуется применять шестеренные и пластинчатые насосы, а для тяжелых – аксиально-поршневые.

Конкретный типоразмер насоса выбирается по расчетному значению его рабочего объема, которое определяется по формуле:

$$V_0 = \frac{Q_{ГП}}{n_{НОМ} \eta_0} \cdot 1000,$$

где V_0 – рабочий объем, см³; $Q_{ГП}$ – расход жидкости в гидроприводе, л/мин; $N_{ном}$ – номинальное число оборотов вала насоса, об/мин; η_0 – объемный КПД насоса.

В предварительном расчете значения общего и объемного КПД различных типов насосов могут быть приняты в пределах, указанных в табл. 9.2, 9.4–9.7. Критерии выбора представлены в табл. 9.3.

Таблица 9.2

КПД насосов

Тип насоса	Общий КПД, η_n	Объемный КПД, η_0
Шестеренные	0,80–0,85	0,90–0,94
Пластинчатые	0,60–0,85	0,70–0,90
Аксиально-поршневые	0,85–0,90	0,95–0,98

Таблица 9.3

Сравнение достоинств и недостатков объемных насосов (критерии выбора)

Критерий	Тип									
	AZP	IZP	ZRP	SSP	FZPE	FZPD	RKPI	RKPA	AKPSA	AKPSS
Примерный диапазон скоростей	1	2	2	2	3	3	2	2	2	2
Примерный диапазон давлений	2	2	3	3	3	3	1	1	1	1
Диапазон вязкостей	1	2	3	1	3	3	1	1	1	1
Максимальный уровень шума	4	1	2	1	2	2	3	3	3	3
Срок службы	3	2	2	1	1	1	2	2	2	2
Цена	1	2	2	3	2	2	3	3	3	3

AZP – шестеренный насос наружного зацепления, IZP – шестеренный насос внутреннего зацепления, ZRP – героторный насос, SSP – роторно-винтовой насос, FZPE – пластинчатый насос одинарного действия, FZPD – пластинчатый насос двойного действия, RKPI – радиально-поршневой насос с эксцентричным валом, RKPA – радиально-поршневой насос с эксцентричным ротором, AKPSA – аксиально-поршневой насос с наклонным блоком; AKPSS – аксиально-поршневой насос с наклонным диском; критерии оценки: 1 – очень хорошо, 2 – хорошо, 3 – удовлетворительно, 4 – допустимо.

После определения V_0 из каталогов выбирается насос, имеющий ближайший рабочий объем, и рассчитывается его действительная подача:

$$Q_H = 10^{-3} V_0 n_{ном} \eta_0.$$

В промышленных каталогах технические характеристики насосов указывают при номинальном давлении. Если насос работает в режимах, отличающихся от номинального, подачу насоса определяют по формуле:

$$Q_H = \frac{Q_{НОМ}}{\eta_{0(НОМ)}} \left[\frac{n}{n_{НОМ}} - (1 - \eta_{0(НОМ)}) \frac{p}{p_{НОМ}} \right].$$

Мощность, кВт, необходимую для привода насоса, рассчитывают по формуле:

$$N_H = \frac{Q_H p}{60 \eta_H},$$

где Q_H – подача насоса, л/мин; p – давление, развиваемое насосом, МПа; η_H – общий КПД насоса.

Таблица 9.4

Основные параметры гидромашин [10]

Тип машины	Рабочее давление, МПа	Рабочий объем, см ³	Частота вращения вала, мин ⁻¹	Мощность, кВт	КПД	
					объемный	общий
Шестеренные насосы	0,5...20	10...100	300...3000	2,2...36,8	0,6...0,94	0,5...0,8
Шестеренные гидромоторы	5...10	10...100	960...7500	2,2...36,8	0,8...0,9	0,4...0,75
Аксиально-поршневые насосы	7,5...50	10...800	960...3780	7,4...294,4	0,95...0,98	0,92...0,95
Аксиально-поршневые гидромоторы	7,5...50	10...800	96...4800	7,5...294,4	0,96...0,99	0,92...0,95
Радиально-поршневые насосы	5...50	50...1100	960...1500	До 368	0,75...0,90	0,6...0,85
Радиально-поршневые гидромоторы	5...35	400...3000	9,6...300	22,1...110,4	0,9...0,92	0,8...0,9
Лопастные насосы	1,5...17,5	5...150	600...4800	1,1...73,6	0,75...0,95	0,5...0,92
Лопастные гидромоторы	1,5...17,5	50...25000	2,4...1920	4,4...147,2	0,75...0,95	0,65...0,85
Винтовые насосы	2,5...17,5	20...7000	750...3000	14,7...176,6	0,70...0,85	0,6...0,8
Винтовые гидромоторы	2,5...25	20...7000	До 9600	До 331,2	До 0,9	0,6...0,8

Таблица 9.5

Технические характеристики шестеренных насосов

Показатель	Марки насосов														
	НШ4Г-3	НШ8Г-3	НШ10Г-3	НШ10У-3	НШ14Г-3	НШ16Г-3	НШ32УК-3	НШ32А-3	НШ32М-4	НШ32М-3	НШ50УК-3	НШ50А-3	НШ71А-3	НШ100А-3	НШ250-4
Рабочий объем, см ³	4	8	10	10	14	16	32	32	32	32	50	50	71	100	250
Номинальная частота вращения, с ⁻¹	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	32	32	25
Номинальная подача, л/мин	8,6	16,4	21	21	29,4	33,6	68,6	68,6	68,6	68,6	107,2	107,2	121,8	173,4	335,1
Давление на выходе, МПа	16-21	16-21	16-21	16-21	16-21	16-21	16-21	16-21	20-25	16-20	16-21	16-21	16-21	16-21	20-25

Коэффициент подачи, не менее	0,9	0,9	0,92	0,92	0,92	0,92	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94	0,95	0,94
КПД, не менее	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83
Номинальная мощность, кВт, не более	3,3	6,9	8,6	8,6	12	13,8	26,6	26,6	33,2	26,6	41,5	41,5	47,1	66,4	162,2
Масса, кг	2,1	2,51	2,58	1,91	2,95	2,89	3,95	6,4	4	3,52	4,45	7,1	16,5	16,5	43,6

Таблица 9.6

Технические характеристики аксиально-поршневых регулируемых насосов

Показатель	Марки насосов				
	207.20	207.25	207.32	223.20 (сдвоенный)	223.25 (сдвоенный)
Максимальный рабочий объем, см ³	54,8	107	225	54,8×2	107×2
Давление нагнетания номинальное, МПа	16	16	16	16	16
Давление нагнетания максимальное, МПа	25	25	25	25	25
Номинальная подача, дм ³ /с	1,72	2,065	3,47	1,72×2	2,065×2
Частота вращения номинальная при самовсасывании, мин ⁻¹	1950	1200	960	1200	1200
Частота вращения максимальная при самовсасывании, мин ⁻¹	2850	2202	1752	1950	1500
Частота вращения максимальная при работе с избыточным давлением у входа в насос, мин ⁻¹	3150	2520	1998	2898	2250
Мощность при максимальном рабочем объеме и номинальном режиме работы, кВт	30,8	46,3	77,5	50,6	79
КПД полный	0,91	0,91	0,91	0,85	0,85
КПД объемный	0,965	0,965	0,965	0,965	0,965
Масса без РЖ, кг	39	75	140	165	320

Таблица 9.7

Технические характеристики пластинчатых насосов

Параметр	Марка насоса																	
	НПл 5/16	НПл 8/16	НПл 12,5/16	НПл 16/16	НПл 20/16	НПл 25/16	НПл 8/6,3	НПл 12,5/6,3	НПл 16/6,3	НПл 25/6,3	НПл 32/6,3	НПл 40/6,3	НПл 45/16	НПл 56/16	НПл 80/16	НПл 63/6,3	НПл 80/6,3	НПл 125/6,3
Номинальный рабочий объем, см ³	5	8	12,5	16	20	25	8	12,5	16	25	32	40	45	56	80	63	80	125

Номинальная подача, л/мин	5,3	8,9	14,4	19,4	25,5	33	5,8	9,7	12,7	21,1	27,9	35,7	56,7	71,4	105,6	53,8	69,9	110,4
Номинальное давление на выходе, МПа	16						6,3						16			6,3		
Абсолютное давление на входе, МПа																		
минимальное	0,08																	
максимальное	0,12																	
Частота вращения, об/мин																		
номинальная	1500						960						1500			960		
максимальная	1800						1500						1800			1200		
минимальная	1000				1200		600						1000			600		
Номинальная мощность, кВт	2,8	4,3	5,8	7,2	8,9	10,8	1,04	1,6	1,9	2,8	3,6	4,3	20,0	24,2	34,5	7,0	8,9	13,9
Коэффициент подачи, % не менее	71	74	77	81	85	88	76	81	83	88	91	93	84	85	88	89	91	92
КПД, %	50	56	63	70	75	80	58	65	70	78	81	85	74	77	80	80	81	82
Масса, кг	9,7						9,7						25					

Задача 9.1. Определить мощность двигателя к насосу производительностью Q л/с, если геометрическая высота всасывания $H_{зв}$, потери напора на всасывании $h_{нев}$, на нагнетании $h_{нм}$. Полный КПД насоса η , высота подъема РЖ z . Исходные данные приведены в табл. 9.8. Вариант примера 0.

Таблица 9.8

Исходные данные для расчета

Вариант	Q , л/с	$H_{зв}$, м	$h_{нев}$, м	$h_{нм}$, м	η	z , м
0	150	3	0,9	7,2	0,83	65
1	152	9	3,9	7,25	0,88	65,05
2	154	15	6,9	7,3	0,93	65,1
3	156	21	9,9	7,35	0,98	65,15
4	158	27	12,9	7,4	0,98	65,2
5	160	33	15,9	7,45	0,98	65,25
6	162	39	18,9	7,5	0,98	65,3
7	164	45	21,9	7,55	0,98	65,35
8	166	51	24,9	7,6	0,98	65,4
9	168	57	27,9	7,65	0,98	65,45
10	170	63	30,9	7,7	0,98	65,5
11	172	69	33,9	7,75	0,98	65,55
12	174	75	36,9	7,8	0,98	65,6
13	176	81	39,9	7,85	0,98	65,65

14	178	87	42,9	7,9	0,98	65,7
15	180	93	45,9	7,95	0,98	65,75
16	182	99	48,9	8	0,98	65,8
17	184	105	51,9	8,05	0,98	65,85
18	186	111	54,9	8,1	0,98	65,9
19	188	117	57,9	8,15	0,98	65,95
20	190	123	60,9	8,2	0,98	66
21	192	129	63,9	8,25	0,98	66,05
22	194	135	66,9	8,3	0,98	66,1
23	196	141	69,9	8,35	0,98	66,15
24	198	147	72,9	8,4	0,98	66,2
25	200	153	75,9	8,45	0,98	66,25
26	202	159	78,9	8,5	0,98	66,3
27	204	165	81,9	8,55	0,98	66,35
28	206	171	84,9	8,6	0,98	66,4
29	208	177	87,9	8,65	0,98	66,45
30	210	183	90,9	8,7	0,98	66,5
31	212	189	93,9	8,75	0,98	66,55

Пример. Определить мощность двигателя к насосу производительностью $Q = 150$ л/с, если геометрическая высота всасывания $H_{гв} = 3$ м, потери напора на всасывании $h_{нев} = 0,9$ м, на нагнетании $h_{нм} = 7,2$ м. Полный КПД насоса – 0,83, высота подъема РЖ – 65 м.

Решение.

Полный напор насоса

$$H = 3 + 0,9 + 7,2 + 65 = 76,1 \text{ м.}$$

Мощность на валу насоса

$$N = \frac{1000 \cdot 0,15 \cdot 76,1}{102 \cdot 0,83} = 135 \text{ кВт.}$$

Мощность электродвигателя с учетом пускового момента

$$N_{дв} = KN = 1,05 \cdot 135 = 142 \text{ кВт.}$$

Ответ: мощность двигателя к насосу $N_{дв} = 142$ кВт.

Задача 9.2. Определить давление, создаваемое насосом, если длины трубопроводов до и после гидроцилиндра равны l , их диаметры d , диаметр поршня D , диаметр штока $d_{ш}$, сила на шток F , подача насоса Q , вязкость РЖ ν , плотность ρ . Потери напора в местных сопротивлениях не учитывать.

Исходные данные приведены в табл. 9.9. Вариант примера 0.

Таблица 9.9

Исходные данные для расчета

Вариант	l , м	d , мм	D , мм	$d_{ш}$, мм	F , кН	Q , л/с	ν , см ² /с	ρ , кг/м ³
0	13	12	70	40	2	1,7	0,5	900
1	15	12	32	25	2,5	1,9	0,5	900
2	17	12	40	25	3	2,1	0,5	900
3	19	12	50	25	3,5	2,3	0,5	900
4	21	12	63	50	4	2,5	0,5	900
5	23	12	80	50	4,5	2,7	0,5	900

6	25	12	100	63	5	2,9	0,5	900
7	27	12	125	80	2,5	3,1	0,5	900
8	29	12	160	80	3	3,3	0,5	900
9	31	12	200	100	3,5	3,5	0,5	900
10	33	12	250	125	4	1,7	0,5	900
11	35	12	320	160	4,5	1,9	0,5	900
12	37	12	32	25	5	2,1	0,5	900
13	39	12	40	25	2,5	2,3	0,5	900
14	41	12	50	25	3	2,5	0,5	900
15	43	12	63	50	3,5	2,7	0,5	900
16	45	12	80	50	4	2,9	0,5	900
17	47	12	100	63	4,5	3,1	0,5	900
18	49	12	125	80	5	3,3	0,5	900
19	51	12	160	80	2,5	3,5	0,5	900
20	53	12	200	100	3	1,7	0,5	900
21	55	12	250	125	3,5	1,9	0,5	900
22	57	12	320	160	4	2,1	0,5	900
23	59	12	32	25	4,5	2,3	0,5	900
24	61	12	40	25	5	2,5	0,5	900
25	63	12	50	25	2,5	2,7	0,5	900
26	65	12	63	50	3	2,9	0,5	900
27	67	12	80	50	3,5	3,1	0,5	900
28	69	12	100	63	4	3,3	0,5	900
29	71	12	125	80	4,5	3,5	0,5	900
30	73	12	160	80	5	1,7	0,5	900
31	75	12	200	100	3	1,9	0,5	900

Пример. Определить давление p_n , создаваемое насосом, если длины трубопроводов до и после гидроцилиндра равны $l = 13$ м, их диаметры $d = 12$ мм, диаметр поршня $D = 70$ мм, диаметр штока $d_{ш} = 40$ мм, сила на шток $F = 2$ кН, подача насоса $Q = 1,7$ л/с, вязкость РЖ $\nu = 0,5$ см²/с, плотность $\rho = 900$ кг/м³.

Потери напора в местных сопротивлениях не учитывать.

Решение.

Давление, создаваемое насосом p_n , затрачивается на преодоление потери давления Δp_1 в подводящей линии и создание давления $p_ц$ перед поршнем в цилиндре (см. рис. 9.1):

$$p_n = \Delta p_1 + p_ц.$$

При отсутствии данных о потерях давления в гидроаппаратах их можно определять как потери в местных сопротивлениях, принимая ζ_m из справочных таблиц.

Рекомендуется потери давления суммировать по отдельным участкам напорной и сливной гидролиний для каждого гидродвигателя. Если участки соединены последовательно, то общая потеря давления равна сумме потерь на всех участках. Потери параллельно соединенных участков подсчитываются для каждой из них, но при определении давления, создаваемого насосом, учитывается наибольшее.

При расчете потерь давления необходимо иметь в виду, что за один и тот же промежуток времени в различных участках гидросистемы протекают разные расходы, следовательно, могут быть разные режимы течения. Например, при выдвигании штока цилиндра потерю давления в сливной гидролинии следует рассчитывать по расходу, выходящему из штоковой полости, а при втягивании – по расходу, вытесняемому из поршневой полости.

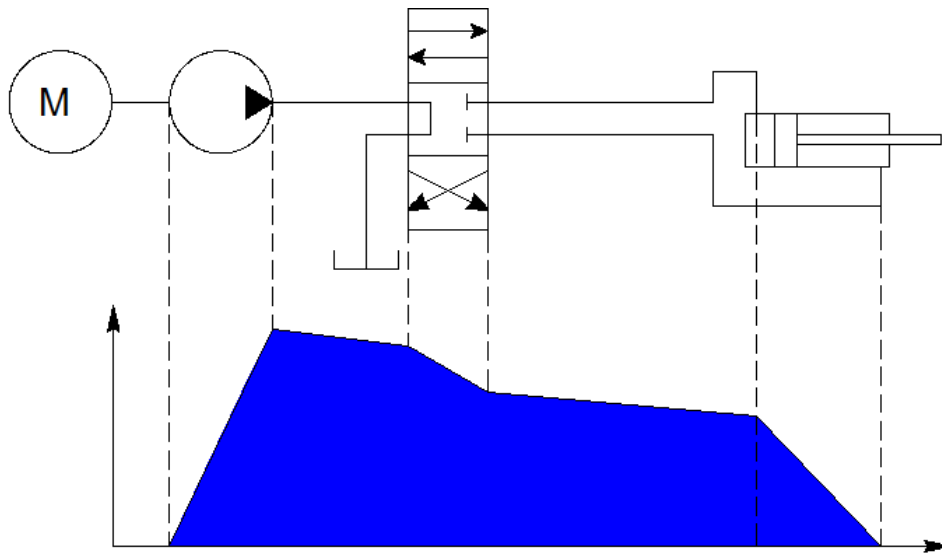


Рис. 9.1. Изменение энергии в гидроприводе
(Qin Zhang. Basics of Hydraulic Systems: CRC PRESS, 2009)

Необходимую величину давления перед поршнем p_n найдем из условия равенства сил, действующих на поршень слева и справа:

$$p_{II}S_{II} = p_{III}(S_{II} - S_{III}) + F,$$

где p_{III} – давление в цилиндре со стороны штока, равное потере давления в отводящей линии ($p_{III} = \Delta p_2$); S_n и S_{III} – соответственно, площади поршня и штока.

Давления перед поршнем равны:

$$p_{II} = \frac{\Delta p_2(S_{II} - S_{III}) + F}{S_{II}} = \Delta p_2 \left(1 - \frac{S_{III}}{S_{II}} \right) + \frac{F}{S_{II}};$$

$$p_H = \Delta p_1 + \Delta p_2 \left(1 - \frac{S_{III}}{S_{II}} \right) + \frac{F}{S_{II}} = \Delta p_1 + \Delta p_2 \left(1 - \frac{d_{III}^2}{D^2} \right) + \frac{4F}{\pi D^2}.$$

Скорость движения РЖ в подводящей линии

$$v_1 = \frac{Q}{S} = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 1,7 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,012^2} = 15,04 \text{ м/с},$$

где S – площадь сечения подводящей линии.

Скорость перемещения поршня

$$v_{II} = \frac{Q}{S_{II}} = \frac{4Q}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 1,7 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,07^2} = 0,44 \text{ м/с}.$$

Расход РЖ, вытесняемой из штоковой области,

$$\begin{aligned} Q_{III} &= v_{II}(S_{II} - S_{III}) = v_{II} \left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d_{III}^2}{4} \right) = \frac{\pi}{4} v_{II} (D^2 - d_{III}^2) = \\ &= \frac{3,14}{4} 0,44 (0,07^2 - 0,04^2) = 1,14 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}. \end{aligned}$$

Скорость движения РЖ в отводящей линии

$$v_2 = \frac{Q_{III}}{S} = \frac{4Q_{III}}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 1,14 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,012^2} = 10,08 \text{ м/с},$$

где S – площадь сечения отводящей линии.

Числа Рейнольдса, соответствующие скоростям движения РЖ v_1 и v_2 ,

$$Re_1 = \frac{v_1 d}{\nu} = \frac{15,04 \cdot 0,012}{0,5 \cdot 10^{-4}} = 3610;$$

$$Re_2 = \frac{v_2 d}{\nu} = \frac{10,08 \cdot 0,012}{0,5 \cdot 10^{-4}} = 2419.$$

Так как полученные числа Re_1 и Re_2 больше $Re_{кр} = 2320$, то движение РЖ в обоих случаях будет турбулентным, поэтому гидравлический коэффициент трения λ определяем по формуле:

$$\lambda_1 = \frac{0,3164}{Re_1^{0,25}} = \frac{0,3164}{3610^{0,25}} = 0,041;$$

$$\lambda_2 = \frac{0,3164}{Re_2^{0,25}} = \frac{0,3164}{2419^{0,25}} = 0,045.$$

Потери давления в подводящей линии равны:

$$\Delta p_1 = \rho \lambda_1 \frac{l}{d} \cdot \frac{v_1^2}{2} = 900 \cdot 0,041 \cdot \frac{13}{0,012} \cdot \frac{15,04^2}{2} = 4,52 \text{ МПа},$$

$$\Delta p_2 = \rho \lambda_2 \frac{l}{d} \cdot \frac{v_2^2}{2} = 900 \cdot 0,045 \cdot \frac{13}{0,012} \cdot \frac{10,08^2}{2} = 2,23 \text{ МПа}.$$

Тогда

$$\begin{aligned} p_H &= \Delta p_1 + \Delta p_2 \left(1 - \frac{S_{III}}{S_{II}} \right) + \frac{F}{S_{II}} = \Delta p_1 + \Delta p_2 \left(1 - \frac{d_{III}^2}{D^2} \right) + \frac{4F}{\pi D^2} = \\ &= 4,52 + 2,23 \left(1 - \frac{0,04^2}{0,07^2} \right) + \frac{4 \cdot 2 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 0,07^2} = 6,54 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Ответ: $p_H = 6,5 \text{ МПа}$.

Контрольная работа № 4 **Определение основных параметров гидропривода** **поступательного движения**

1. Изобразить и проанализировать гидравлическую схему привода.
2. Рассчитать согласно рекомендуемому алгоритму в зависимости от состава элементной базы привода.
3. Произвести предварительный расчет гидропривода.
4. Осуществить подбор элементов привода.
5. Выполнить поверочный расчет гидропривода.
6. Оформить отчет.
7. Защитить работу.

Задача 10.1. Выбрать гидроцилиндр для механизма подъема стрелы (см. рис. 10.1) и установить место крепления его опор. Исходные данные: длина стрелы R , м; высота h_{max} , м; грузоподъемность t , кг; масса стрелы m_c , кг; груз плотностью ρ , кг/м³.

Исходные данные для расчета сведены в табл. 10.1.

Таблица 10.1

Исходные данные для расчета

Вариант	Длина стрелы R , м	Высота h_{max} , м	Грузоподъемность t , кг	Масса стрелы m_c , кг	Плотность груза ρ , кг/м ³
0	4	3	800	160	650
1	2	3,15	200	100	1100
2	2,25	3,3	230	140	1200
3	2,5	3,45	260	160	1300
4	2,75	3,6	290	180	1400
5	3	3,75	320	200	1500
6	3,25	3,9	350	220	1600
7	3,5	4,05	380	100	1700
8	3,75	4,2	410	140	1800
9	4	4,35	440	160	1900
10	2	4,5	470	180	2000
11	2,25	4,65	500	200	1100
12	2,5	4,8	530	220	1200
13	2,75	4,95	560	100	1300
14	3	5,1	590	140	1400
15	3,25	3,15	620	160	1500
16	3,5	3,3	650	180	1600
17	3,75	3,45	680	200	1700
18	4	3,6	710	220	1800
19	2	3,75	740	100	1900
20	2,25	3,9	770	140	2000
21	2,5	4,05	800	160	1100
22	2,75	4,2	830	180	1200
23	3	4,35	860	200	1300
24	3,25	4,5	890	220	1400
25	3,5	4,65	920	120	1500
26	3,75	4,8	200	100	1600
27	4	4,95	230	140	1700
28	2	5,1	260	160	1800
29	2,25	3,15	290	180	1900
30	2,5	3,3	320	200	2000
31	2,75	3,45	350	220	2100

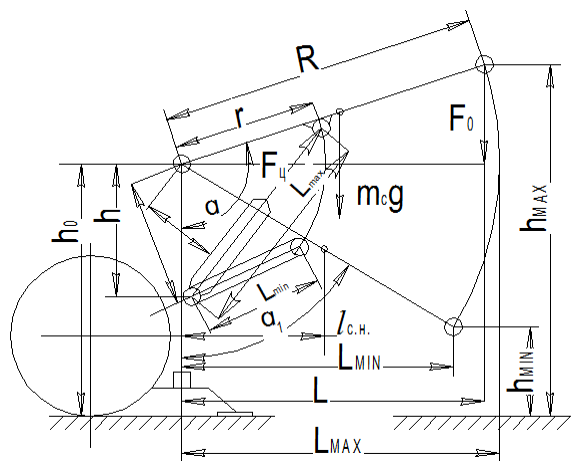


Рис. 10.1. Схема механизма подъема стрелы

Пример. Выбрать гидродомкрат для механизма подъема стрелы (см. рис 10.1) и установить место крепления его опор. Исходные данные: длина стрелы $R = 4$ м; высота $h_{max} = 3$ м; грузоподъемность $m = 800$ кг; масса стрелы $m_c = 160$ кг; груз – кукурузный силос плотностью $\rho = 650$ кг/м³.

Решение.

Расчетное отрывное усилие

$$F_0 = \left(1 + k_c k_r + \frac{a}{g}\right) mg = \left(1 + 0,6 \cdot 2,5 + \frac{0,2}{9,81}\right) 800 \cdot 9,81 = 21190 \text{ Н},$$

где k_c – коэффициент сопротивления отрыву: $k_c = \frac{\sigma}{\rho g} k_A = \frac{4000}{650 \cdot 9,81} \cdot 4 = 2,5$; $\sigma = 4$ кПа – удельное со-

противление отрыву кукурузного силоса; $k_A = 4 \text{ м}^{-1}$ – коэффициент отношения площади поверхности отрыва к объему порции груза (см. рис. 10.13); $k_r = 0,6$ – коэффициент использования грузоподъемности; $a/g = 0,2$ – отношение ускорения при подъеме груза к ускорению свободного падения.

Предварительно примем расстояние между опорами гидродомкрата и осью стрелы $h = r = 1$ м и $h_0 = 0,5$ $h_{max} = 1,5$ м.

При вертикально установленной колонне угол α_1 равен:

$$\alpha_1 = \arccos \frac{h_0}{R} = \arccos \frac{1,5}{4} = 68^\circ.$$

Расстояние между опорами гидродомкрата при втянутом штоке

$$l_{min} = \sqrt{h^2 + r^2 - 2hr \cos \alpha_1} = \sqrt{1^2 + 1^2 - 2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \cos 68^\circ} = 1,118 \text{ м}.$$

Угол поворота стрелы на заданную высоту

$$\alpha = 90^\circ + \arcsin \left(\frac{h_{max} - h_c}{R} \right) = 90^\circ + \arcsin \left(\frac{3 - 1,5}{4} \right) = 112^\circ.$$

Расстояние между опорами гидродомкрата при вытянутом штоке

$$l_{max} = \sqrt{h^2 + r^2 - 2hr \cos \alpha} = \sqrt{1^2 + 1^2 - 2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \cos 112^\circ} = 1,658 \text{ м}.$$

Ход штока гидроцилиндра

$$l_n = l_{max} - l_{min} = 1,658 - 1,118 = 0,540 \text{ м.}$$

Усилие в штоке гидроцилиндра при нижнем положении стрелы

$$F_y^n = \frac{F_0 R \cos(90^\circ - \alpha_1) + g m_c l_{c.n}}{l_n} = \frac{21190 \cdot 4 \cos(90^\circ - 68^\circ) + 9,81 \cdot 160 \cdot 1,854}{1,244} = 65513 \text{ Н,}$$

где $l_{c.n} = 0,5 \cdot R \cdot \cos(90^\circ - \alpha_1) = 0,5 \cdot 4 \cdot \cos(90^\circ - 68^\circ) = 1,854 \text{ м;}$
 $l_n = h \cdot \sin(90^\circ - \alpha_1/2) = 1,5 \cdot \sin(90^\circ - 68/2) = 1,244 \text{ м.}$

Усилие в штоке гидроцилиндра при верхнем положении стрелы

$$F_y^e = \frac{F_0 R \cos(\alpha - 90^\circ) + g m_c l_{c.e}}{l_e} = \frac{21190 \cdot 4 \cos(112^\circ - 90^\circ) + 9,81 \cdot 160 \cdot 1,854}{0,839} = 97137,2 \text{ Н,}$$

где $l_{c.e} = 0,5 \cdot R \cdot \cos(\alpha - 90^\circ) = 0,5 \cdot 4 \cdot \cos(112^\circ - 90^\circ) = 1,854 \text{ м;}$
 $l_e = h \cdot \sin(90^\circ - \alpha_1/2) = 1,5 \cdot \sin(90^\circ - 112^\circ/2) = 0,839 \text{ м.}$

При максимальном вылете стрелы, когда $\alpha = 90^\circ$, усилие на штоке гидроцилиндра равно:

$$F_y^m = \frac{F_0 R + g m_c 0,5 R}{l_y} = \frac{21190 \cdot 4 + 9,81 \cdot 160 \cdot 0,5 \cdot 4}{1,061} = 82845,6 \text{ Н,}$$

где $l_y = h \cdot \sin(90^\circ - \alpha_1/2) = 1,5 \cdot \sin(45^\circ) = 1,061 \text{ м.}$

По максимальному усилию на штоке определяем диаметр гидроцилиндра:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot K_F \cdot F_y^e}{\pi \cdot p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,15 \cdot 97137,2}{3,14 \cdot 10}} = 119,3 \text{ мм,}$$

где $K_F = 1,15$ – коэффициент запаса по усилию; $p = 10 \text{ МПа}$ – номинальное давление в гидросистеме.

Выбираем гидроцилиндр (табл. 10.2), у которого $D = 120 \text{ мм}$ и $l_y = 0,63 \text{ м}$. Ход штока у этого цилиндра больше ранее рассчитанного. Определим расстояние l_{min} (см. рис. 10.1):

$$l_{min} = K_{Ц} \cdot l_n = 1,7 \cdot 0,63 = 1,071 \text{ м,}$$

где $K_{Ц} = 1,7$ – коэффициент, учитывающий длины верхней и нижней головок цилиндра с проушинами.

Следовательно, гидроцилиндр устанавливаем по ранее принятым опорам.

Таблица 10.2

Техническая характеристика поршневых гидроцилиндров [10]

Диаметр цилиндра, м	Диаметр штока, м	Ход поршня, м	Давление, МПа	
			минимальное	максимальное
0,04	0,025	0,05; 0,1; 0,16; 0,2; 0,25; 0,32; 0,4	16	20
0,05	0,025	0,05; 0,1; 0,16; 0,2; 0,25	16	20
0,063	0,025	0,05; 0,11; 0,16; 0,2; 0,25; 0,32; 0,4	16	20
0,063	0,032	0,11; 0,16; 0,2; 0,25; 0,32; 0,4; 0,8	16	20
0,075	0,03	0,11; 0,2	10	14

0,08	0,04	0,25; 0,32; 0,4; 0,63	10	13,5
0,08	0,04	0,2; 0,25; 0,32; 0,4; 0,45; 0,5	16	20
0,09	0,03	0,2	10	14
0,1	0,04	0,2	10	13,5
0,1	0,05	0,1; 0,2; 0,25; 0,32; 0,4; 0,63	16	20
0,1	0,055	0,5; 0,8	10	14
0,1	0,06	0,8	16	20
0,1	0,063	1,12	16	20
0,11	0,04	0,25; 0,4	10	14
0,12	0,055	0,63; 0,8; 1	10	14
0,125	0,05	0,4	10	14
0,125	0,063	0,2; 0,25; 0,32; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8	16	20
0,14	0,07	0,71	16	20
0,14	0,08	0,63	16	20
0,16	0,08	0,14	16	20

Перечень вопросов для контроля и самоподготовки

1. Назовите преимущества гидравлических систем в сравнении с другими видами систем.
2. Перечислите основных деятелей и ученых в области гидро- и пневмосистем.
3. С чем связано относительно позднее развитие гидро- и пневмосистем?
4. Перечислите РЖ гидроприводов.
5. Перечислите основные газы пневматических систем ТиТТМиО.
6. Назовите типы и назначение гидравлических масел.
7. Перечислите свойства РЖ.
8. Перечислите требования к РЖ.
9. Каким образом обеспечивается чистота РЖ в гидроприводе?
10. Каким образом изменяются свойства РЖ при повышении температуры?
11. Как влияет загрязнение на ресурс элементов гидропривода?
12. Что такое типаж машин?
13. Перечислите крупнейшие компании – производители ТМ.
14. Назовите основные элементы ТМ.
15. Перечислите типы приводов ТМ.
16. Чем вызвано широкое распространение в ТМ приводов от двигателей внутреннего сгорания?
17. Перечислите особенности гидравлических приводов.
18. Перечислите особенности пневматических систем ТиТТМиО.
19. В чем заключаются особенности *объемного* гидропривода?
20. В чем заключаются особенности *динамического* гидропривода?
21. Назовите тенденции развития гидравлических приводов ТМ.
22. Перечислите состав гидросистем и пневмосистем ТМ (подсистемы).
23. Изобразите графически структуру *пневмосистемы с ручным управлением*.
24. Изобразите графически структуру *гидросистемы с автоматизированным управлением*.
25. Какова связь структуры с назначением гидроприводов?
26. Назовите гидравлические составляющие систем управления поворотом машин (гидравлический привод рулевого управления при повороте колес, при повороте полурам).
27. Назовите типы и особенности гидравлических приводов в трансмиссии ТМ.
28. Опишите принцип действия *гидростатических* трансмиссий.
29. Опишите принцип действия *гидродинамических* трансмиссий.
30. Почему в ТМ большой мощности не используется гидростатический привод трансмиссии?

31. Перечислите гидравлические составляющие тормозных систем.
32. Опишите регулируемые и нерегулируемые гидроприводы.
33. Изобразите схему передачи энергии в гидросистеме.
34. Изобразите структуру гидропривода с ручным управлением.
35. Что входит в состав энергообеспечивающей подсистемы?
36. На чем основан принцип действия объемных насосов?
37. Сможет ли насос объемного действия обеспечить подачу РЖ при отсутствии атмосферного давления и почему?
38. Каковы основные достоинства шестеренного насоса?
39. Что означает выражение «насос многократного действия»?
40. Что такое рабочий объем гидронасоса?
41. Каково назначение сапуна?
42. От чего зависит величина давления в напорной гидролинии насоса?
43. Можно ли устанавливать фильтр тонкой очистки во всасывающий трубопровод?
44. Что такое героторный гидромотор и в чем его основное достоинство?
45. Что называется рабочим объемом гидравлического мотора?
46. От чего зависит тянуще-толкающая сила гидроцилиндра?
47. Какой цилиндр называется плунжерным?
48. От каких параметров зависит вращающий момент винтового гидроцилиндра?
49. Изменение каких конструктивных параметров цилиндра с реечно-зубчатой передачей приводит к изменению угла поворота выходного вала?
50. Как работает аксиально-поршневой гидравлический мотор?
51. Перечислите элементы информационной подсистемы гидропривода.
52. Назовите назначение и типы *реле* давления.
53. Каковы назначение и типы *индикаторов* давления?
54. Что такое клапан выдержки времени и каков принцип его действия?
55. Что такое конечный переключатель?
56. Назовите типы конечных переключателей и принцип их действия.
57. Что представляет собой управление по положению?
58. Перечислите элементы логико-вычислительной подсистемы гидропривода.
59. Какая аппаратура называется регулирующей и что к ней относится?
60. От чего зависит величина расхода, пропускаемого дросселем?
61. Каково назначение регулятора расхода и на чем основано его действие?
62. Какие функции выполняет предохранительный клапан непрямого действия?
63. Что такое разгрузка насоса и как она осуществляется с помощью предохранительного клапана непрямого действия?
64. Какой аппарат называется гидравлическим замком?
65. Что такое отрицательное перекрытие гидравлического распределителя?
66. Как понимать условное обозначение распределителя в виде простой арифметической дроби, например $4/2$?
67. Для чего предназначается делитель потока?
68. Из каких элементов состоит *гидромуфта*?
69. Из каких элементов состоит *гидротрансформатор* (ГДТ)?
70. В чем отличие гидромуфт от ГДТ?
71. Какие факторы определяют геометрию гидродинамических передач?
72. Опишите принцип работы гидромуфт.
73. Назовите области применения гидродинамических передач.
74. Перечислите преимущества и недостатки ГДТ.
75. Назовите характеристики, необходимые для оценки энергетических и эксплуатационных качеств гидромуфт.
76. Перечислите типы гидромуфт.
77. Назовите основные типы регулирования скорости гидродвигателей.
78. Опишите принцип объемного регулирования гидроприводов.
79. Опишите принцип дроссельного регулирования гидроприводов, а также особенности открытых, закрытых и комбинированных гидравлических контуров.

80. Опишите принцип работы, преимущества и недостатки, а также особенности применения *LS* гидравлических систем (OLSS, CLSS).
81. Опишите принцип работы, преимущества и недостатки, а также особенности применения *LUDV* гидравлических систем.
82. В чем заключается назначение следящих гидросистем?
83. Как работает регулируемый дросселирующий распределитель (РДР)?
84. В чем заключается погрешность слежения?
85. Объясните назначение гидравлических усилителей мощности.
86. Как классифицируются гидроусилители?
87. Как работает гидроусилитель без обратной связи?
88. Как работает гидроусилитель с кинематической обратной связью?
89. Как работает гидроусилитель с гидромеханической обратной связью?
90. Как функционирует гидроусилитель с силовой обратной связью?
91. Объясните конструкцию и принцип работы электрогидравлического усилителя мощности без обратной связи по положению и при наличии связи.
92. Как работает электрогидравлический усилитель мощности с обратной связью *по расходу*?
93. Как работает электрогидравлический усилитель мощности с обратной связью *по давлению нагрузки*?
94. Объясните принцип работы следящего золотника.
95. Перечислите ПО для проектирования и расчета гидропривода.
96. Какова роль ЭВМ в проектировании гидросистем?
97. Назовите недостатки использования ЭВМ в проектировании гидроприводов.
98. Перечислите общие требования, предъявляемые к гидравлическим системам.
99. Назовите три основные части гидравлической схемы машины.
100. Какие вопросы решают в ходе разработки гидравлической схемы?
101. Что является целью предварительного расчета гидросистемы?
102. Каким образом производят выбор *РЖ* при проектировании гидросистем?
103. Каким образом производят выбор *насоса* при проектировании гидросистем?
104. Какие параметры определяют при расчете гидроцилиндров?
105. Каким образом производят выбор *гидроаппаратуры* при проектировании гидросистем?
106. Каким образом производят выбор *фильтров* при проектировании гидросистем?
107. С какой целью выполняют тепловой расчет гидросистемы?
108. Перечислите основных производителей погрузчиков.
109. Перечислите особенности гидропривода погрузчика на базе тракторов.
110. Опишите системы управления гидропривода погрузчика.
111. Опишите особенности погрузчиков типов L, V, Y.
112. Почему при создании систем управления погрузчиков иногда устанавливают рычаги управления рабочим оборудованием, исключая установку многопозиционного джойстика?
113. Назовите наиболее широко распространенные типы погрузчиков и опишите особенности их гидропривода.
114. Какие особенности имеет гидропривод погрузчика типа *SSL*?
115. Какие особенности имеет гидропривод погрузчика типа *SWL*?
116. Перечислите особенности гидропривода коммунальных погрузчиков.
117. Перечислите виды рабочего оборудования погрузчика.
118. Назовите основные типы погрузчиков. Каким образом тип погрузчика влияет на устройство его гидравлического привода?
119. Опишите принцип действия и состав гидропривода колесного погрузчика.
120. Опишите преимущества и особенности устройства гидродинамических передач погрузчиков.
121. Перечислите элементы гидропривода ходовой части погрузчиков.
122. Перечислите элементы гидропривода ходовой части и трансмиссии колесных погрузчиков.
123. Перечислите основные причины снижения КПД гидравлических приводов.
124. Перечислите основные ресурсосберегающие направления развития машин.
125. Перечислите направления энергосбережения в гидравлических приводах машин.
126. Опишите основные рекуперативные системы привода рабочего оборудования машин.
127. Перечислите основные направления совершенствования гидропривода машин гибридными технологиями.

128. Перечислите основных производителей машин с гибридными гидравлическими приводами.
129. Опишите принцип работы систем типа *HydroDrive*.
130. Опишите принцип работы системы *Smooth Ride System*.
131. Назовите основные типы гибридных гидравлических приводов.
132. Дайте определение техническому обслуживанию.
133. Что может быть причиной отсутствия подачи насоса (компрессора)?
134. Какие неисправности гидросистемы (пневмосистемы) приводят к падению давления?
135. Чем может быть вызван сильный шум при работе гидравлического привода?
136. Каковы основные причины неравномерного движения гидродвигателей?
137. Какие известны методы поиска неисправностей гидропривода?
138. Что такое гидравлическая схема потоков?
139. Что называется диагностикой технических систем?
140. Каковы основные особенности монтажа гидравлических устройств и аппаратов?
141. Каковы основные действия при пробном запуске гидросистемы?
142. В чем заключается наладка гидросистем?
143. Какие основные правила эксплуатации необходимо соблюдать при работе гидравлических систем?
144. Назовите перспективные направления развития *пневматических* систем ТнТТМиО.
145. Назовите перспективные направления развития *гидравлических* систем ТнТТМиО.
146. Перечислите особенности систем пневмо- и гидроприводов с управлением ПК (ЭВМ).

Список литературы

1. Parker. Гидрооборудование мобильных машин. 2013. 339 с.
URL: http://www.parkerhannifin.ru/upload/iblock/832/technology_in_motion.pdf.
2. SAUER DANFOSS. Рекомендации по работе с гидросистемами. М.: Данфосс, 2000. 45 с.
3. SAUER DANFOSS. Рекомендации по разработке гидросистем трансмиссии. М.: Данфосс, 2000. 43 с.
4. Бабаев М.А. Гидравлика: учеб. пособие. Саратов: Научная книга, 2012. 191 с.
URL: <http://www.iprbookshop.ru/8192>. (ЭБС "IPRbooks").
5. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика. М.: Машиностроение, 2010. 672 с.
6. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. М.: Машиностроение, 1974. 606 с.
7. Вавилов А.В., Смоляк А.Н. Проектирование гидроприводов строительных и дорожных машин: учеб.-метод. пособие для студентов специальности «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование». Минск: БНТУ, 2012. 74 с.
8. Гринчар Н.Г., Зайцева Н.А. Основы гидропривода машин: учеб. пособие. Ч. 2. М.: УМЦ ЖДТ, 2016. 565 с. URL: <http://www.iprbookshop.ru/57997.html>.
9. Гринчар Н.Г., Зайцева Н.А. Основы гидропривода машин: учеб. пособие. Ч. 1. М.: УМЦ ЖДТ, 2016. 444 с. URL: <http://www.iprbookshop.ru/57996.html>.
10. Ерохин М.Н., Карп Л.В., Выскребенцев Н.А. и др. Проектирование и расчет подъемно-транспортных машин сельскохозяйственного назначения. М.: Колос, 1999. 228 с.
11. Корпачев В.П., Андрияс А.А., Пережилин А.И. Основы проектирования объемного гидропривода: учеб. пособие. Красноярск: СибГТУ, 2012. 164 с.
12. Компанец В.А., Муравьев А.В., Суров О.Э., Угай С.М. Гидропривод транспортных, дорожных машин и оборудования: учеб. пособие. Владивосток: Дальневост. федерал. ун-т, 2017. 124 с.
13. Компанец В.А., Муравьев А.В., Суров О.Э., Угай С.М. Гидропривод транспортных машин: метод. указания по выполнению лабораторных работ. Владивосток: Полиграф-Сервис-Плюс, 2015. 86 с.
14. Корнюшенко С.И. Основы объемного гидропривода и его управления: учеб. пособие. М.: ИНФРА-М, 2016. 338 с. URL: <http://znanium.com/bookread2.php?book=533006>.
15. Кравникова А.П. Гидравлическое и пневматическое оборудование путевых и строительных машин: учеб. пособие. М.: УМЦ ЖДТ, 2016. 420 с.
16. Крестин Е.А. Задачник по гидравлике с примерами расчетов. Самара: СГАСУ: ЭБС АСВ 2012. 360 с. URL: <http://www.iprbookshop.ru/20500.html>.
17. Лозовецкий В.В. Гидро- и пневмосистемы транспортно-технологических машин. Киров: ЛАНЬ, 2012. 560 с. URL: https://e.lanbook.com/book/3808#book_name.
18. Наземцев А.С. Гидравлические и пневматические системы: учеб. пособие. Ч. 1. Пневматические приводы и средства автоматизации. М.: Форум, 2004. 240 с.
19. Наземцев А.С., Рыбальченко Д.Е. Гидравлические и пневматические системы: учеб. пособие. Ч. 2. Гидравлические приводы и системы. Основы. М.: Форум, 2007. 304 с.
20. Тюремнов И.С. Гидравлический привод строительных, дорожных, подъемно-транспортных и коммунальных машин. Ч. 1. Общие сведения.: учеб. пособие. Ярославль: ЯГТУ, 2013. 92 с.
21. Попов Д.Н. Гидравлика, пневматика и термодинамика: курс лекций. М.: Форум: Инфра-М, 2015. 320 с. URL: <http://znanium.com/catalog.php?bookinfo=478661>.
22. Чистота рабочих жидкостей и масел. Определение класса чистоты рабочей жидкости. Минск: БНТУ, 2006. 28 с.

Перечень нормативно-правовых документов, рекомендуемых к изучению

1. ГОСТ 17216-2001. Чистота промышленная. Классы чистоты жидкостей.
URL: <http://vsegost.com/Catalog/67/6794.shtml>.
2. ГОСТ 17752-81. Гидропривод объемный и пневмопривод. Термины и определения.
URL: <http://docs.cntd.ru/document/gost-17752-81>.

3. ГОСТ 2.781-96. ЕСКД. Обозначения условные графические. Аппараты гидравлические и пневматические, устройства управления и приборы контрольно-измерительные. URL: <http://polytech.sfu-kras.ru/structure/FE/TES/study/inform/gost2.781-96.pdf>.
4. ГОСТ 2.782-96. ЕСКД. Обозначения условные графические. Машины гидравлические и пневматические. URL: <http://polytech.sfu-kras.ru/structure/FE/TES/study/inform/gost2.782-96.pdf>.
5. ГОСТ 2.783-69. Единая система конструкторской документации. Обозначения условные графические в схемах. Элементы привода и управления общего применения. URL: <http://meganorm.ru/Index2/1/4293782/4293782386.htm>.
6. ГОСТ 2.784-96. ЕСКД. Обозначения условные графические. Элементы трубопроводов. URL: <http://polytech.sfu-kras.ru/structure/FE/TES/study/inform/gost2.784-96.pdf>.
7. ГОСТ 20228-74. Гидротрансформаторы грузовых автомобилей, автобусов и тракторов. Основные параметры. URL: <http://docs.cntd.ru/document/gost-20228-74>.
8. ГОСТ 28028-89. Промышленная чистота. Гидропривод. Общие требования и нормы. URL: <http://gost.jofo.ru/59574.html>.
9. ГОСТ Р 50556-93. Гидропривод объемный. Анализ загрязненности частицами. Отбор проб жидкости из трубопроводов работающих систем. URL: <http://docs.cntd.ru/document/gost-r-50556-93>.
10. ГОСТ Р 52543-2006. Гидроприводы объемные. Требования безопасности. URL: <http://docs.cntd.ru/document/gost-r-52543-2006>.