

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Уфимский государственный авиационный технический университет»

В. А. ЦЕЛИЩЕВ

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОБЪЕМНОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА



Уфа 2022

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Уфимский государственный авиационный технический университет»

В. А. ЦЕЛИЩЕВ

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОБЪЕМНОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА

*Допущено Редакционно-издательским советом УГАТУ
в качестве учебного пособия для студентов очной и заочной форм обучения,
обучающихся по направлению подготовки бакалавров
13.03.03 Энергетическое машиностроение*

Учебное электронное издание сетевого доступа

Уфа 2022

© УГАТУ
ISBN 978-5-4221-1583-9

Рецензенты:

*доцент кафедры реактивных двигателей и энергетических установок
КНИТУ-КАИ им. А. Н. Туполева канд. физ.-мат. наук С. И. Харчук;
начальник сектора разработки фильтров и агрегатов
АО «УАП «Гидравлика» канд. техн. наук А. А. Гарипов*

Целищев В. А.

Расчет и проектирование объемного гидравлического привода :
учебное пособие [Электронный ресурс] / Уфимск. гос. авиац. техн. ун-т. –
Уфа : УГАТУ, 2022. – URL: https://www.ugatu.su/media/uploads/MainSite/Ob%20universitete/Izdateli/El_izd/2022-79.pdf

Изложена методика расчета объемного гидропривода автоматизированных объектов энергетического машиностроения. Расчет включает определение мощности гидропривода, предварительный расчет параметров гидродвигателей, выбор насосов, гидроаппаратуры, гидравлический расчет, проведение поверочного расчета с определением внутренних и внешних статических характеристик. Рассмотрены основы теплового расчета.

Содержит общие положения и основные требования к выполнению курсовой работы.

Предназначено для студентов, изучающих дисциплину «Гидравлический привод и средства автоматизации».

При подготовке электронного издания использовались следующие программные средства:

- Adobe Acrobat – текстовый редактор;
- Microsoft Word – текстовый редактор.

Автор Целищев Владимир Александрович

Редактирование и верстка Л. А. Вяземская

Программирование и компьютерный дизайн О. М. Толкачёва

Все права защищены. Книга или любая ее часть не может быть скопирована, воспроизведена в электронной или механической форме, в виде фотокопии, записи в память ЭВМ, репродукции или каким-либо иным способом, а также использована в любой информационной системе без получения разрешения от издателя. Копирование, воспроизведение и иное использование книги или ее части без согласия издателя является незаконным и влечет уголовную, административную и гражданскую ответственность.

Подписано к использованию: 28.06.2022

Объем: 14 Мб.

ФГБОУ ВО «Уфимский государственный авиационный технический университет»

450008, Уфа, ул. К. Маркса, 12.

Тел.: +7-908-35-05-007

e-mail: rik@ugatu.su

ПРЕДИСЛОВИЕ

Широкое использование гидроприводов в технологическом оборудовании определяется рядом их существенных преимуществ перед другими типами приводов, и прежде всего возможностью получения больших усилий и мощностей при ограниченных размерах гидродвигателей. Гидроприводы обеспечивают широкий диапазон бесступенчатого регулирования скорости, возможность работы в динамических режимах с требуемым качеством переходных процессов, защиту системы от перегрузки и точный контроль действующих усилий. С помощью гидроцилиндров удастся получить прямолинейное движение без кинематических преобразований, а также обеспечить определенное соотношение скоростей прямого и обратного ходов.

Критический анализ приводов различного типа применительно к конкретным условиям того или иного технологического оборудования позволяет выбрать оптимальное техническое решение.

Данное пособие направлено на оказание помощи студентам и магистрантам направления «Энергетическое машиностроение» при изучении курса «Гидропривод и средства автоматики» или идентичных дисциплин, а также при выполнении ими курсовых работ и проектов, выпускных квалификационных работ.

Такой же объединенный курс читается и для других специальностей в связи с тем, что гидрооборудование, гидропривод и гидроавтоматика широко применяются в производственных процессах разных отраслей промышленности: в энергетике, металлургии, лесной промышленности, на транспорте, в строительстве, при разработке месторождений полезных ископаемых и т. д.

Представленные в пособии методики расчета включают определение мощности гидропривода, предварительный расчет параметров гидродвигателей, выбор насосов, гидроаппаратуры, гидравлический расчет, проведение поверочного расчета с определением внутренних и внешних статических характеристик.

Ввиду ограниченности объема пособия рекомендуется в случае необходимости дополнительно использовать справочники, пособия, список которых приведен в данном издании.

ВВЕДЕНИЕ

Широкое применение гидропривода в различных отраслях машиностроения, таких как строительная, дорожная, сельскохозяйственная и транспортная техника, станкостроение и др., происходит благодаря его существенным преимуществам перед другими типами приводов, и прежде всего возможности получения больших усилий и мощностей при ограниченных размерах гидродвигателей. Гидроприводы отличаются высокой энергоемкостью, компактностью, небольшой инерционностью, удобством и легкостью управления, возможностью обеспечения рациональной компоновки, больших передаточных отношений и др. Гидропривод позволяет перейти к созданию новых машин с высоким уровнем автоматизации, робототехнических систем, гидроимпульсной и другой перспективной техники.

Проектирование гидроприводов разнообразных по конструкции и назначению машин и механизмов возможно с использованием типовых, унифицированных и стандартных узлов и элементов, к которым относятся насосы, гидродвигатели различного назначения и т. п. Их использование позволяет сократить сроки проектирования и изготовления гидропривода и машины в целом, упрощается обслуживание и ремонт.

Объектами проектирования являются объемные гидроприводы транспортных, строительных, дорожных, коммунальных и других машин, станочного и нефтегазового оборудования, робототехнических комплексов и гидрофицированных изделий авиационной и ракетно-космической промышленности [2, 4, 9, 31].

Современный уровень унификации гидроустройств при выборе и использовании необходимого высокоэффективного объемного гидропривода в конкретных условиях ставит потребителя перед рассмотрением двух вариантов [6]:

- создание объемного гидропривода из существующей номенклатуры гидроустройств путем творческих усилий специалистов с наименьшими трудовыми и экономическими затратами;
- разработка новых конструктивных решений гидроустройств, отвечающих требованиям конкретных условий применения, включая разработку, изготовление и отработку с испытаниями новых гидроустройств.

Все это может несколько менять объем и последовательность расчетов.

Под *проектированием* понимают весь комплекс работ по изысканиям, исследованиям, расчетам и конструированию, связанный с разработкой удовлетворяющих ряду заданных требований вновь создаваемых, а также реконструируемых или модернизируемых объектов.

Цель проектирования состоит в том, чтобы в разрабатываемом, но пока еще не существующем объекте найти и зафиксировать тот минимум расчетов, который обеспечивает возможность четкого и однозначного исполнения гидропривода с получением наибольшего КПД.

При проведении такого расчета, называемого *статическим расчетом*, учитывают постоянные во времени нагрузки, скорости и перемещения выходных звеньев гидродвигателей.

При статическом расчете объемного гидропривода принимают следующие допущения:

- работа любого гидродвигателя происходит индивидуально;
- давление при всех случаях нагрузки каждого гидродвигателя не должно превышать принятое при разработке;
- при объемном способе регулирования скорости должна быть исключена работа гидропривода при включении предохранительного клапана;
- при дроссельном способе регулирования скорости и последовательном включении дросселей переливной клапан всегда поддерживает постоянное давление в системе;
- режимы течения рабочей жидкости через гидроустройства должны быть установившимися;
- режимы теплообмена – установившиеся.

Заданные силовые (сила, момент) и кинематические (линейная скорость или угловая скорость вращения) параметры выходных звеньев гидродвигателей, которые составляют основные выходные параметры гидропривода, определяют полезную мощность разрабатываемого гидропривода.

При создании гидропривода или гидросистемы нового конструктивно-схемного решения решаются следующие задачи:

1. Аналитический обзор объекта исследования.

1.1. Назначение, область применения и условия эксплуатации объекта исследования.

1.2. Классификация принципов функционирования объекта исследования.

1.3. Сравнительный анализ и выбор прототипа.

1.4. Проблемы развития и эксплуатации. Цель и задачи разработки гидропривода объекта исследования.

2. Определение схемы и основных параметров гидропривода.

2.1. Формирование технического задания на разработку гидропривода.

2.2. Разработка принципиальной схемы привода, описание его функциональных возможностей.

2.3. Предварительный расчет гидросистемы. Определение рабочих параметров гидравлических машин, устройств и аппаратуры на основе исходных данных, включающих преодолеваемые гидроприводом силовые нагрузки и кинематические параметры исполнительных органов.

2.4. Подбор гидравлических машин, устройств и аппаратуры для составленной гидравлической схемы.

3. Выполнение необходимых гидравлических, энергетических и тепловых расчетов.

3.1. Гидравлический расчет системы.

3.2. Тепловой расчет системы.

4. Поверочный расчет гидропривода.

4.1. Расчет и построение графиков внутренних статических характеристик контуров гидропривода.

4.2. Расчет и построение графиков нагрузочных (внешних) статических характеристик контуров гидропривода.

4.3. Анализ результатов расчета на соответствие требованиям технического задания. Уточнение рабочих параметров гидрооборудования.

5. Решение инженерно-технических задач по проектированию и эксплуатации гидропривода.

5.1. Составление ведомости покупных изделий.

5.2. Перечень возможных неисправностей и способов их устранения.

5.3. Выводы и заключения.

1. ФОРМИРОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО ЗАДАНИЯ

Проектирование начинается с технико-экономического обоснования и разработки технического задания.

Техническое задание на разработку гидравлического привода составляют на основе технических характеристик проектируемой машины, нормативных документов отрасли и предприятия и научно-технического опыта.

Техническое задание на проектирование гидропривода должно содержать полные характеристики нагрузок механизма, его кинематические параметры, режимы работы, условия эксплуатации, требования охраны труда. В некоторых случаях регламентируют массу, климатические условия, ремонтпригодность и ресурс привода. Степень унификации и стандартизации рабочих параметров и элементов гидропривода регламентируется отраслевыми нормативными документами.

Техническое задание устанавливает основное назначение разрабатываемого гидропривода, его технические характеристики, требования к структуре и функциям привода, в нем описывают условия эксплуатации привода, приводят сведения о нагрузке, преодолеваемой приводом.

Назначение привода. Указывают полное наименование объекта разработки и его сокращенное обозначение. Описывают назначение проектируемого гидропривода.

Пример 1. Наименование объекта разработки – «Гидропривод подъемного механизма грузовой платформы автомобиля-самосвала». Условное обозначение объекта разработки – ГПМ (гидропривод подъемного механизма). ГПМ предназначен для осуществления подъема/опускания грузовой платформы автомобиля-самосвала грузоподъемностью 11 т в соответствии с требованиями, изложенными в техническом задании.

Условия эксплуатации привода. Описывают, к какому типу климатического исполнения (У или ХЛ) должны принадлежать изделия, входящие в состав гидропривода. Приводят сведения о режиме работы привода.

Изделия гидрооборудования выпускаются в климатических исполнениях У (для умеренного климата) и ХЛ (для холодного климата). Изделия, предназначенные для эксплуатации в районах

с умеренным климатом, должны сохранять работоспособность в диапазоне температур окружающей среды от $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+45\text{ }^{\circ}\text{C}$, а в районах холодного климата – от $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+25\text{ }^{\circ}\text{C}$.

В зависимости от величины и интенсивности внешней нагрузки, характера рабочего процесса различают легкий, средний и тяжелый режимы работы привода (рис. 1.1).

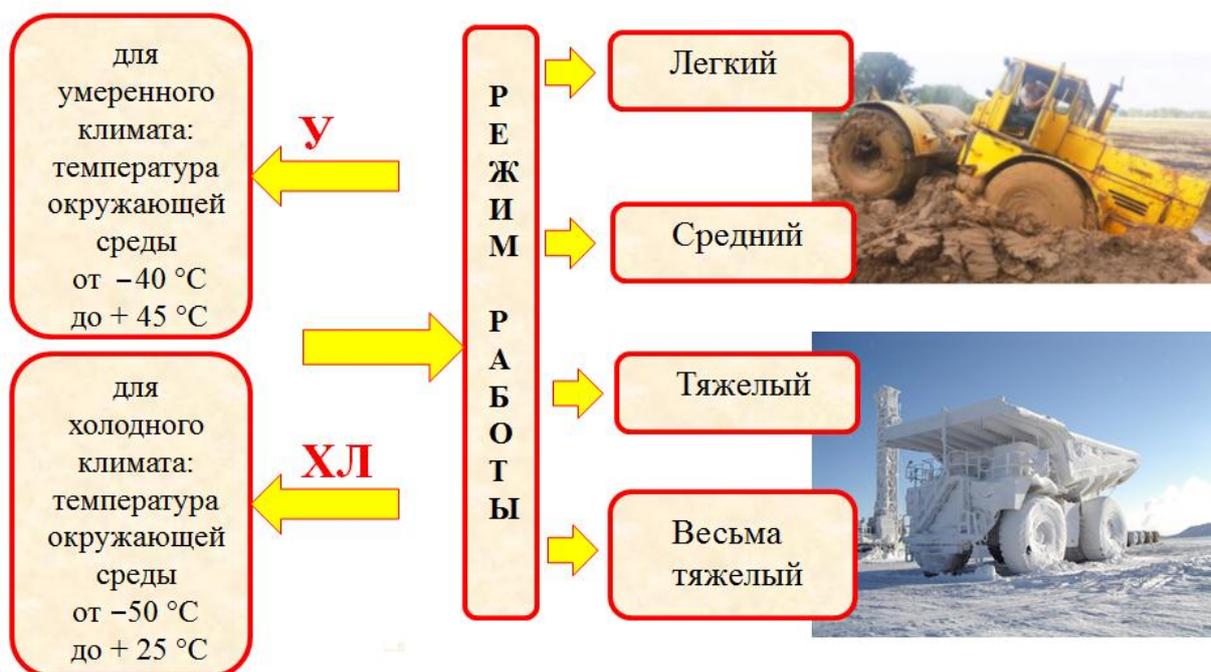


Рис. 1.1. Режимы работы гидрофицированной техники

Режим работы привода определяется в зависимости от коэффициентов использования номинального давления K_d и продолжительности работы под нагрузкой, а также числа включений в час K_n (табл. 1.1). Легкий режим характеризуется эпизодической работой привода, не связанной с технологическим циклом машины, например приводы механизмов подъема и опускания выносных опор автомобильных кранов, механизмов подъема кузова автомобиля и других машин.

Режимы работы гидропривода

Режим работы	Коэффициент использования номинального давления, K_d	Коэффициент продолжительности работы под нагрузкой, K_n	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

Средний режим работы привода характеризуется периодической работой, связанной с технологическим циклом машины, например привод рабочего оборудования скреперов, бульдозеров, автомобильных кранов, коммунальных машин, привод рулевого управления колесных транспортных средств.

Тяжелый режим работы привода характеризуется постоянной работой при выполнении технологического цикла машины или ее передвижении, например привод рабочего оборудования одноковшовых экскаваторов, фронтальных погрузчиков.

Пример 2. ГПМ предназначен для эксплуатации в районах с умеренным климатом. Изделия, входящие в его состав, должны иметь климатическое исполнение типа У и сохранять работоспособность в диапазоне температур окружающей среды от $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+45\text{ }^{\circ}\text{C}$. Режим работы ГПМ – легкий.

Требования к структуре и функциям привода. Приводят сведения, касающиеся особенностей конструктивного исполнения основных элементов привода: источника питания, объемных гидродвигателей, управляющего устройства. Указывают способ осуществления управления, вид и цель управления приводом. Перечисляют функции, которые должен реализовывать гидропривод. Приводят диаграмму «перемещение – время» и описывают процесс функционирования привода.

Источники питания в гидроприводах колесных транспортных средств могут быть постоянного расхода, постоянного давления, иметь нерегулируемые или регулируемые насосы.

Роль гидродвигателей в приводах могут выполнять гидроцилиндры, гидромоторы и поворотные гидродвигатели.

Управление гидроприводом может осуществляться вручную (гидропривод с ручным управлением) или автоматически (гидропривод с автоматическим управлением).

По возможности управления параметрами движения выходного звена гидродвигателя различают неуправляемые приводы (отсутствуют устройства для изменения скорости гидродвигателя) и управляемые (скорость гидродвигателя может изменяться по заданному закону).

Управляемые приводы (рис. 1.2) в зависимости от цели управления могут быть:

- стабилизирующими, в которых управляемый параметр движения выходного звена поддерживается постоянным;
- программными, в которых движение выходного звена изменяется по заранее заданной программе;
- следящими, в которых управляемый параметр выходного звена изменяется по определенному закону в зависимости от внешнего воздействия, если значение его заранее неизвестно.

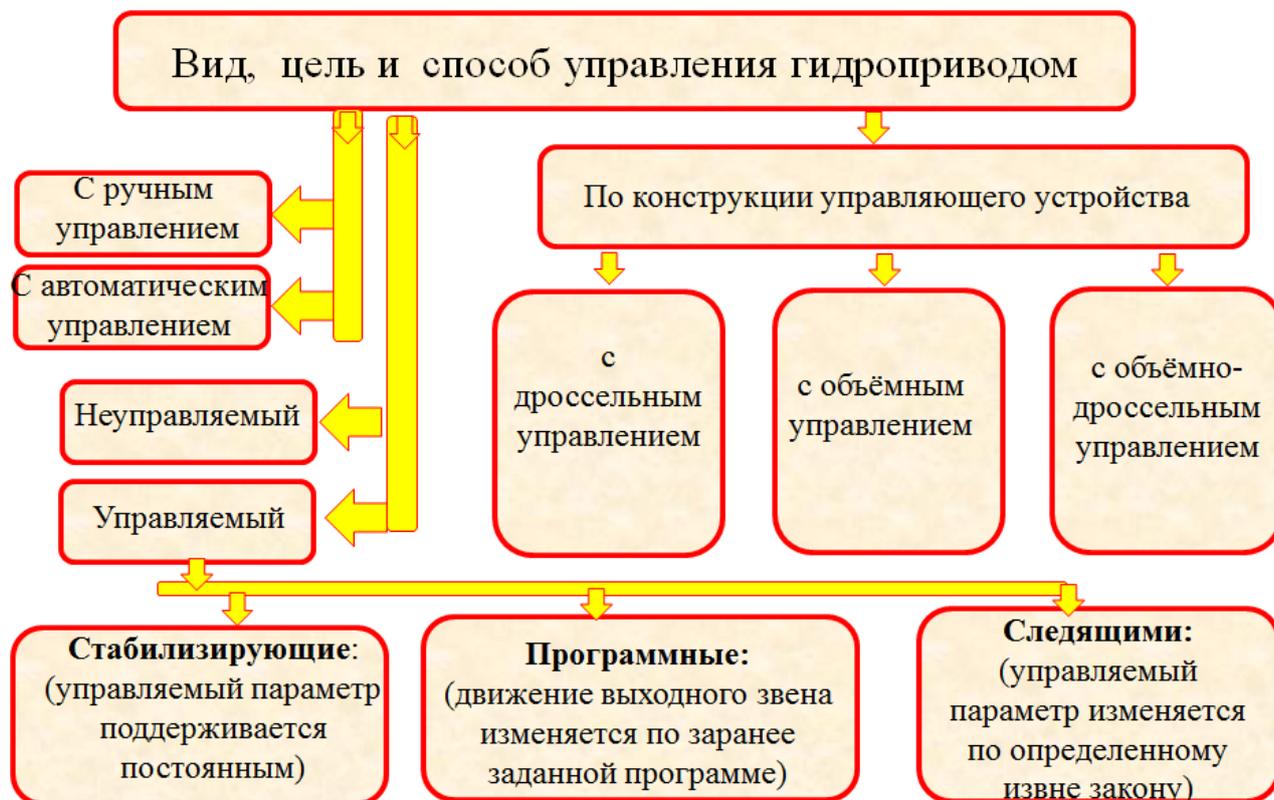


Рис. 1.2. Способы управления гидроприводом

По конструкции управляющего устройства различают следующие гидроприводы:

- с дроссельным управлением, в которых управление скоростью движения выходного звена двигателя осуществляется регулирующим аппаратом (дросселем, дросселирующим распределителем, регулятором расхода и т. п.);

- с машинным (объемным) управлением, в которых управление скоростью движения выходного звена двигателя осуществляется регулируемым насосом или регулируемым гидравлическим мотором, или обеими объемными машинами;

- с машинно-дроссельным (объемно-дроссельным) управлением, в которых управление скоростью движения выходного звена двигателя осуществляется регулирующим аппаратом и объемной гидравлической машиной (насосом или мотором).

Диаграмма «перемещение – время» представляет собой график изменения во времени управляющих воздействий на органы управления приводом и перемещений выходных звеньев привода.

Пример 3. ГПМ должен иметь источник питания с постоянным расходом, тип насоса – шестеренный, нерегулируемый. Исполнительный элемент привода – телескопический гидроцилиндр. Управление ГПМ должно осуществляться вручную, дистанционно, посредством электрогидравлического направляющего распределителя без регулирования скорости штока гидроцилиндра.

ГПМ должен обеспечивать выполнение следующих функций:

- осуществлять подъем грузовой платформы по команде водителя;

- опускать платформу по команде водителя;

- автоматически ограничивать верхний уровень давления в гидросистеме;

- во время подъема фиксировать кузов в текущем положении при исчезновении давления в напорной линии насоса.

На рис. 1.3 показана диаграмма работы ГПМ. На этом рисунке t_0 и t_k обозначают моменты времени, соответствующие включению и выключению электрогидравлического распределителя привода. Включение распределителя активизирует процесс выдвигания штока гидроцилиндра. В момент времени t_1 шток полностью выдвигается из цилиндра, и подъем грузовой платформы автомобиля прекращается. После выключения распределителя шток втягивается в цилиндр

под действием веса грузовой платформы. Таким образом, ГПМ является двухпозиционным, т. к. шток телескопического гидроцилиндра может находиться только в двух фиксированных положениях: выдвинутом (грузовая платформа поднята) и втянутом (грузовая платформа опущена).

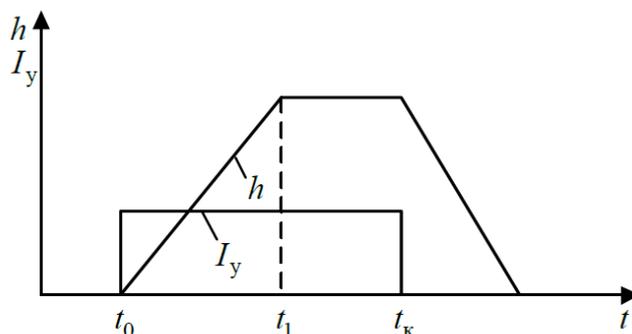


Рис. 1.3. Диаграмма работы гидропривода подъемного механизма:
 I_y – ток управления электрогидравлическим распределителем; h – перемещение штока телескопического цилиндра

Сведения о нагрузках, преодолеваемых приводом. Приводят значения максимальных нагрузок, преодолеваемых каждым гидродвигателем привода, и значения максимальных скоростей перемещения их выходных звеньев (рис. 1.4).

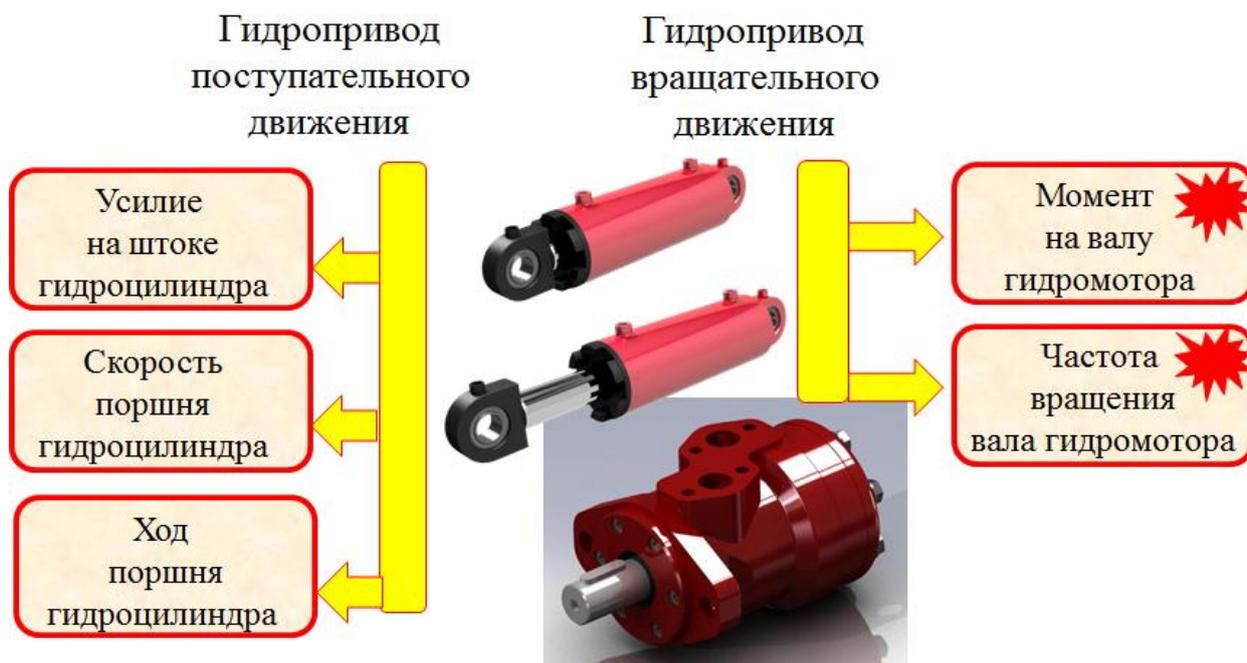


Рис. 1.4. Нагрузки, преодолеваемые приводом

Для гидропривода поступательного движения основные исходные данные следующие:

- усилие на штоке гидроцилиндра $R_{\text{п}}$;
- скорость смещения поршня гидроцилиндра $V_{\text{п}}$;
- ход поршня гидроцилиндра $L_{\text{п}}$.

Для гидропривода вращательного движения основные исходные данные следующие:

- момент на валу гидромотора $M_{\text{м}}$;
- частота вращения вала гидромотора $n_{\text{м}}$.

Пример 4. Максимальная сила сопротивления движению гидроцилиндра ГПМ составляет 110 000 Н. Максимальная скорость перемещения штока гидроцилиндра ГПМ – 0,3 м/с.

Здесь следует отметить, что требования к гидромотору на стадии постановки технического задания не всегда возможно сформулировать. Зачастую определяют требования к рабочему органу вращательного движения (рис. 1.5).



Рис. 1.5. Момент и частота вращения исполнительного органа

Использование мотор-редукторов с гидравлическим приводом нашло широкое применение в различных отраслях промышленности.

Мотор-редукторы используются для поворота различного вида платформ (рис. 1.6), в приводах гидрофицированных лебедок (рис. 1.7) и приводах гусеничного шасси (рис. 1.8). Основное преимущество мотор-редукторов с гидравлическим приводом – это широкий диапазон бесступенчатого регулирования скорости выходного звена. Например, диапазон регулирования частоты вращения гидромотора может составлять от 2500 об/мин до 30–40 об/мин, а в некоторых случаях у гидромоторов специального исполнения частота вращения доходит до 1–4 об/мин, что для электромоторов труднореализуемо. Следует также отметить большую передаваемую мощность на единицу массы привода, простоту управления и автоматизации, надежность эксплуатации, простоту компоновки основных узлов гидропривода внутри машин и агрегатов в сравнении с другими видами приводов.

Показатели эффективности привода. Приводят значения показателей качества и эффективности функционирования гидропривода, например, таких как КПД гидропривода, длительность переходного процесса, перерегулирование, требования к точности позиционирования и др. параметры.

Пример 5. Время подъема грузовой платформы, обеспечиваемое ГПМ, не должно превышать 30 с. КПД гидропривода не ниже 0,7.

В процессе проектирования необходимо учитывать эргономические требования, предъявляемые к органам управления приводом, в частности требования, ограничивающие затраты энергии на управление машиной. Усилия на рукоятках не должны превышать 80 Н, а усилия на педалях – 150 Н.



Рис. 1.6. Мотор-редукторы поворота платформ, башен

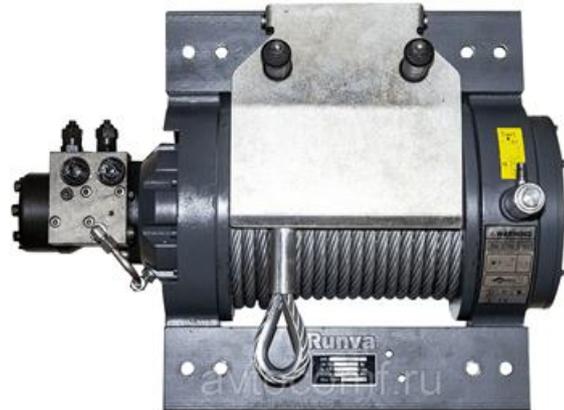


Рис. 1.7. Лебедки с гидромотором



Рис. 1.8. Мотор-редукторы привода шасси

Рекомендуется, чтобы направления движения рукояток и педалей соответствовали направлению рабочего движения механизма. Расположение органов управления должно исключать возможность создания аварийной ситуации и обеспечивать максимальную концентрацию внимания оператора на выполнении технологического процесса. Средства сигнализации, контроля, блокировки и защиты должны надежно предотвращать возникновение аварийных отклонений от режима работы привода.

Обеспечение надежности. Под обеспечением надежности изделия понимают совокупность организационно-технических мероприятий, направленных на достижение или поддержание заданных показателей надежности изделия (рис. 1.9). Обеспечение надежности изделия проводят на всех стадиях существования изделия: при проектировании, изготовлении и эксплуатации. Для всех этапов разрабатывают отдельные программы обеспечения надежности.



Рис. 1.9. Показатели эффективности и надежности привода

Принято считать, что надежность изделия закладывается в процессе проектирования и обеспечивается в процессе изготовления путем правильного выбора технологии производства и средств технологического оснащения, входного контроля материалов и комплектующих изделий, контроля режимов и условий изготовления, проведения испытаний на надежность и контроля готовых изделий. Надежность изделия поддерживается на стадии эксплуатации квалифицированным обслуживающим персоналом путем строгого выполнения требований инструкций по эксплуатации и проведением работ по техническому обслуживанию и ремонту изделий.

Основными способами повышения надежности при проектировании являются:

1. Выбор гидравлических и пневматических принципиальных схем с минимальным числом элементов, обеспечивающих выполнение технических требований, включая требования к показателям надежности.

2. Введение в конструкцию изделия элементов автоматики, например применение принципа саморегулирования и

самоустанавливающихся элементов конструкции, разработка гидро- и пневмосистем с дистанционным управлением.

3. Повышение стойкости изделий к внутренним и внешним воздействиям, например выбор износостойких материалов, применение упрочняющей технологии, а также методов создания прочных и жестких конструкций сборочных единиц.

4. Применение средств защиты изделий от воздействия вредных факторов (охлаждение, герметизация соединений, применение антикоррозионных покрытий и т. д.).

5. Применение стандартизованных и унифицированных изделий, проверенных и отработанных в условиях серийного производства и имеющих высокую надежность.

6. Учет требований промышленной чистоты и экологии при проектировании (дополнительная отработка конструктивных элементов, внесение в конструкторскую документацию записей требований к чистоте рабочей жидкости и разработка специальных технологических приемов обработки, уменьшающих остаточную загрязненность деталей).

7. Обеспечение доступности составных частей приводов для осмотра, контроля, ремонта и замены. Применение модульно-блочного принципа построения схемы и конструкции сложных изделий приводов.

8. Применение метода резервирования элементов и функциональных групп, например установка в корпусе фильтра двух фильтроэлементов.

9. Постоянный контроль надежности на всех стадиях проектирования и отработки изделия.

10. Проведение испытаний в ужесточенных режимах с целью определения запасов работоспособности.

Контрольные вопросы

1. Поясните назначение технического задания на разработку гидропривода.

2. Назовите виды управления гидроприводом.

3. Назовите цели управления гидроприводом.

4. Назовите способы управления гидроприводом.

5. Укажите типовые нагрузки, преодолеваемые гидроприводом.

6. Поясните показатели эффективности гидропривода.
7. Поясните показатели надежности гидропривода.
8. Поясните принцип дроссельного управления гидродвигателями.
9. Поясните принцип объемного управления гидродвигателями.
10. Поясните принцип объемно-дроссельного управления гидродвигателями.

2. РАЗРАБОТКА ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ СХЕМЫ ГИДРОПРИВОДА

2.1. Общие требования к выполнению схем

Схемой называют конструкторский документ, на котором показаны в виде условных изображений или обозначений составные части изделия и связи между ними.

На схемах действительное пространственное расположение составных частей изделия обычно не учитывают или учитывают приближенно.

Графические обозначения элементов на схеме следует располагать таким образом, чтобы линии связи были наименьшей длины, а также число их изломов и взаимных пересечений было минимальным. На поле схемы допускается помещать спецификации, различные технические данные, например технические требования, таблицы, диаграммы и т. п.

Структурная схема определяет основные функциональные части изделия, их назначение и взаимосвязи. Функциональные части изделия на схеме изображают в виде прямоугольников, а линии связи – сплошными основными линиями. Наименования каждой функциональной части указываются на схеме.

Принципиальная гидравлическая схема определяет полный состав элементов и связей между ними и дает детальное представление о принципах работы изделия. Элементы и устройства на схеме изображают в исходном положении в виде условных стандартных графических обозначений, установленных ГОСТами.

Каждый элемент (или устройство) на гидравлической схеме должен иметь буквенно-цифровое позиционное обозначение, состоящее из буквенного обозначения (прописные буквы русского алфавита) и порядкового номера (начиная с единицы, в пределах группы элементов или устройств), например Р1, Р2, Р3, КП1, КП2 и т. д. (ГОСТ 2.704-76). Порядковые номера элементам присваиваются в соответствии с последовательностью их расположения на схеме сверху вниз и слева направо. Если на схеме имеется только один элемент, то порядковый номер допускается не ставить.

Принципиальная гидравлическая схема служит основой для расчета гидропривода, разработки схем соединений, изучения принципа действия машины.

Схемой соединений (монтажной) называют схему, показывающую соединение составных частей изделия и определяющую трубопроводы, которыми обеспечиваются эти соединения, а также места их присоединения. Элементы и устройства на схеме (после расчета и выбора стандартного гидрооборудования) изображают в виде упрощенных внешних очертаний. Допускается изображать их в виде прямоугольников.

Присоединительные отверстия гидроаппаратов по ГОСТ 24242-80 должны иметь следующие буквенные обозначения:

- А, В, С, Р, Т – отверстия основного потока;
- Х, У – отверстия потока управления;
- М – отверстие для манометра;
- L – дренажное отверстие.

Рекомендуемые обозначения отверстий основного потока:

- Р – отверстие для входа рабочей жидкости под давлением;
- А, В – отверстия для присоединения к другим гидроустройствам;
- Т – отверстие для выхода рабочей жидкости в гидробак;
- С – отверстие проточного канала специального гидрораспределителя.

Примеры обозначений присоединительных отверстий гидроаппаратов приведены на рис. 2.1.

При наличии в гидроаппарате нескольких отверстий одинакового назначения их следует обозначать буквами с добавлением порядкового номера справа.

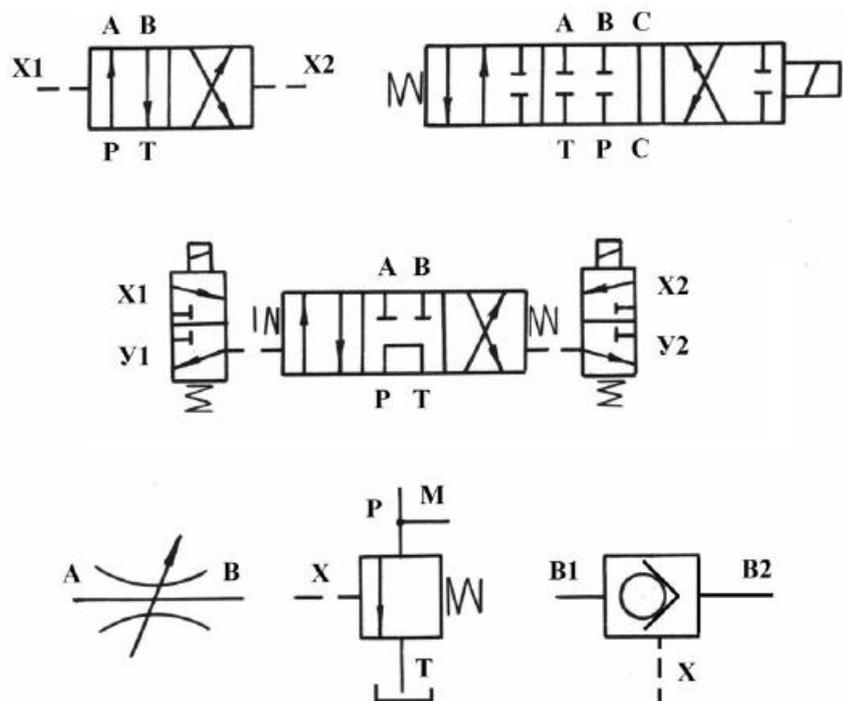


Рис. 2.1. Примеры обозначений присоединительных отверстий гидроаппаратов

2.2. Методика составления гидравлической схемы

Перед составлением гидравлической схемы следует рассмотреть по литературным источникам [1–4] типовые схемы объемных приводов. Затем, исходя из общих принципов работы проектируемого привода, выбрать одну из схем в качестве основы для разработки гидравлической схемы.

При составлении принципиальной гидравлической схемы необходимо учитывать многие факторы:

- назначение гидропривода на машине (для привода рабочего оборудования или выполнения вспомогательных операций, установочных движений);
- уровень давления в гидросистеме: низкий (10...16 МПа), средний (16...25 МПа), высокий (25...42 МПа);
- условия функционирования гидропривода;
- надежность и др.

В гидроприводах тракторов, бульдозеров, скреперов, рыхлителей, большинства станков и т. п. обычно применяются шестеренные насосы с номинальным давлением 10, 16 МПа. В гидроприводах экскаваторов, погрузчиков, автокранов, летательных аппаратов

используются аксиально-поршневые насосы с номинальным давлением 10, 20, 25 и 32 МПа.

При составлении гидравлической схемы какой-либо машины необходимо использовать опыт разработки и эксплуатации аналогичных машин. Применение типовых схем повышает качество проектирования гидроприводов, снижает номенклатуру применяемого оборудования, упрощает производство.

При составлении гидравлической схемы стремятся выполнить ее простой, с минимальным количеством элементов, необходимых для функционирования гидропривода и обеспечивающих заданную надежность (рис. 2.2).

В большинстве случаев выбираются гидравлические схемы с разомкнутой циркуляцией рабочей жидкости, когда жидкость от гидродвигателя поступает в гидробак.

Рекомендуется применять разгруженную схему гидропривода, т. е. со сливом рабочей жидкости в гидробак под малым давлением при нейтральном положении запорно-регулирующих элементов (золотников) гидрораспределителей.

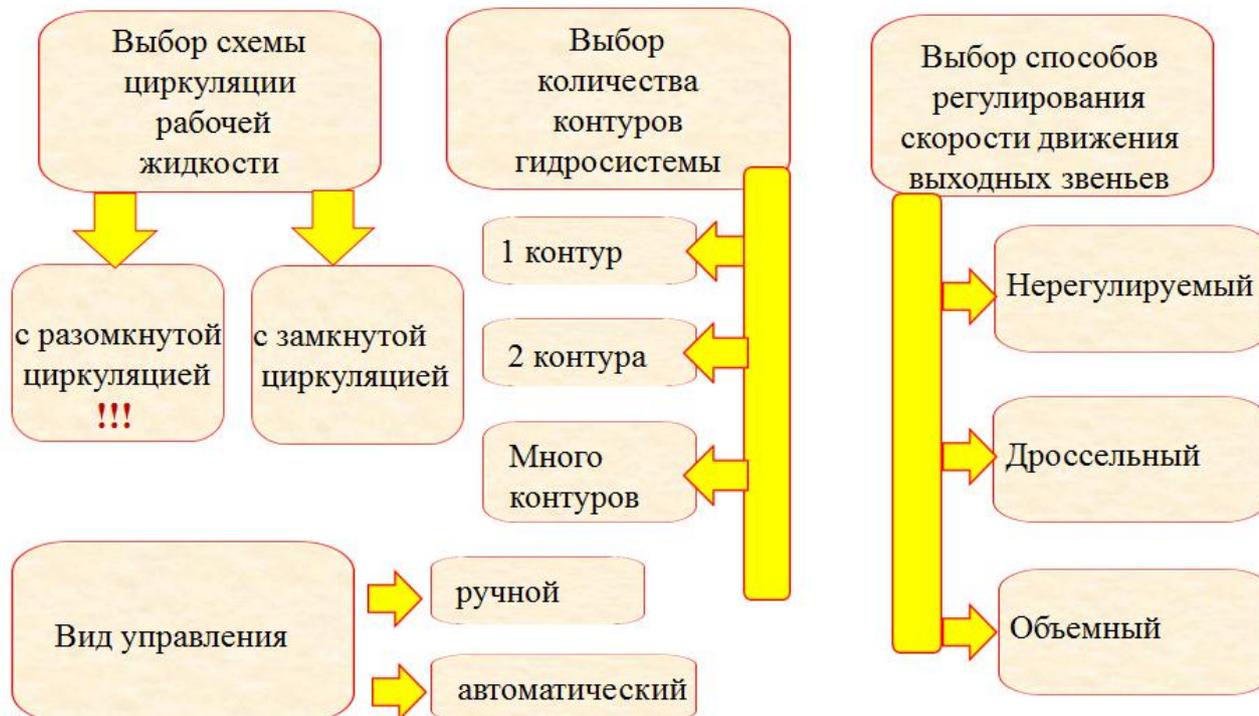


Рис. 2.2. Методика составления гидравлической схемы

В ходе разработки выбирают число контуров гидросистемы (одно-, двух- или многоконтурная), схему циркуляции рабочей жидкости (замкнутая или разомкнутая), способ регулирования скорости движения выходного звена привода (нерегулируемый, дроссельный или объемный), вид управления приводом (ручной или автоматический).

Отдельным контуром считается часть гидросистемы, состоящая из одного или нескольких гидродвигателей, подключенных к одному насосу, и гидроаппаратуры, установленной на пути движения жидкости из бака к гидродвигателям и обратно в бак. При выборе гидравлической схемы с питанием гидроцилиндров и гидромоторов от общего насоса следует иметь в виду, что давление перед гидроцилиндрами должно мало отличаться от давления перед гидромотором. Если этого достичь не удастся, то следует перейти к двухконтурной схеме и питание каждой группы гидродвигателей осуществлять автономным насосом.

На колесных транспортных средствах в основном применяются гидроприводы с разомкнутой циркуляцией жидкости. Гидроприводы с замкнутой циркуляцией используются в приводах гидромоторов, например в гидрообъемных трансмиссиях автомобилей.

При мощности привода более 10 кВт в обязательном порядке применяется объемное регулирование скорости выходного звена с замкнутой системой циркуляции рабочей жидкости.

Дроссельное регулирование менее экономично, чем объемное, и может применяться в гидроприводах малой мощности, а также в гидроприводах, для которых вопросы экономичности не имеют решающего значения.

В гидросистемах транспортных машин используется в основном ручное управление гидроприводом с воздействием от оператора. Автоматическое управление гидроприводом применяют при повышенных требованиях к точности позиционирования выходного звена привода.

Составление гидравлической схемы необходимо начинать с подбора гидродвигателей. После этого в их напорные и сливные магистрали следует установить соответствующие гидроаппараты, обеспечивающие реализацию конкретных требований к работе каждого гидродвигателя.

В схеме с несколькими гидродвигателями, имеющими разное давление и питающихся от одного насоса, необходимо устанавливать редуциционные клапаны, а для синхронизации движения выходных звеньев гидродвигателей – делители потока.

В гидроприводах с непродолжительно работающими гидродвигателями необходимо устраивать системы разгрузки насоса от давления. Благодаря этому уменьшаются эксплуатационные расходы, увеличивается КПД системы и повышается долговечность насоса. Разгрузка через распределитель осуществляется путем соединения напорной линии насоса с баком непосредственно через распределитель.

Схема гидропривода вращательного движения с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости приведена на рис. 2.3.

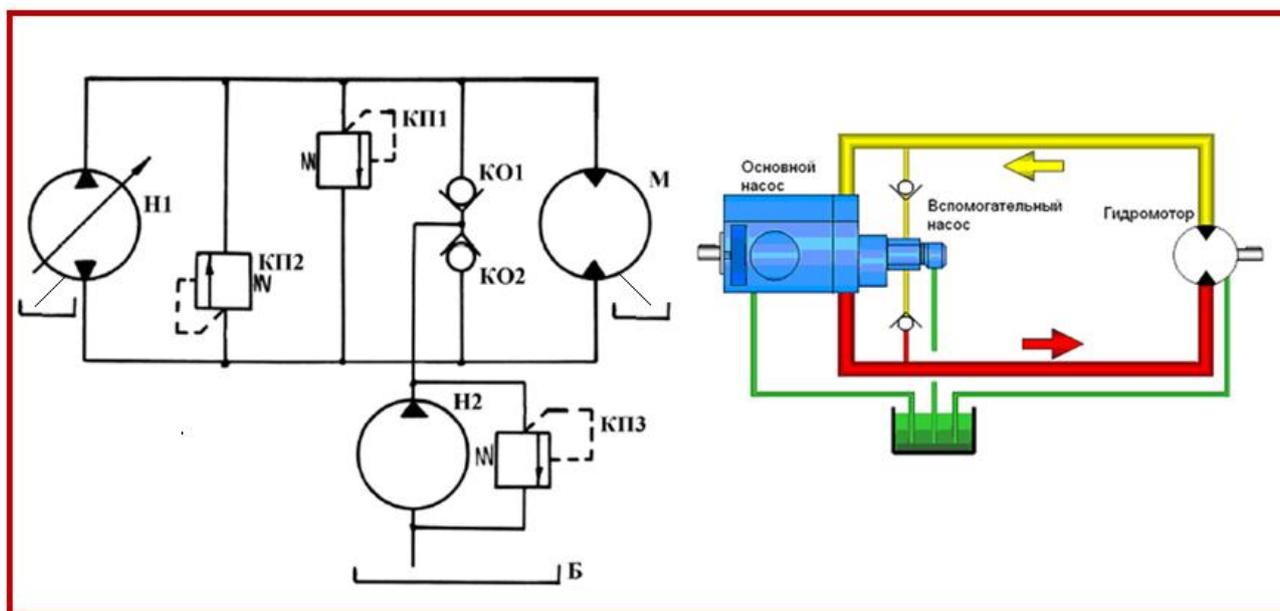


Рис. 2.3. Типовая схема гидропривода с замкнутой циркуляцией

В гидроприводе с замкнутой циркуляцией рабочая жидкость от гидродвигателя, гидромотора М (рис. 2.3) поступает непосредственно во всасывающую гидролинию основного насоса Н1.

Частоту вращения вала гидромотора регулируют, изменяя рабочий объем насоса Н1, а направление вращения вала гидромотора изменяют с помощью реверсирования потока рабочей жидкости насосом Н1.

Предохранительные клапаны КП1 и КП2 защищают гидросистему от перегрузок как при прямом направлении вращения, так и

при реверсировании. При этом свои функции выполняет тот клапан, который соединен с напорной гидролинией.

Компенсацию утечек рабочей жидкости обеспечивает дополнительная гидросистема подпитки. В эту систему входят насос подпитки Н2, переливной клапан КПЗ, поддерживающий постоянное давление подпитки (обычно 0,3...0,5 МПа), два обратных клапана КО1 и КО2, включенных параллельно гидромотору. Подпитка всегда происходит в сливную гидролинию, поэтому одновременно с подпиткой осуществляется подпор рабочей жидкости в сливной гидролинии, что существенно улучшает условия работы насоса Н1 на всасывание.

Необходимо отметить обязательную необходимость дренажа из корпусов поворотных объемных гидромашин (насосов и гидромоторов) рабочей жидкости в бак вследствие утечек и перетечек.

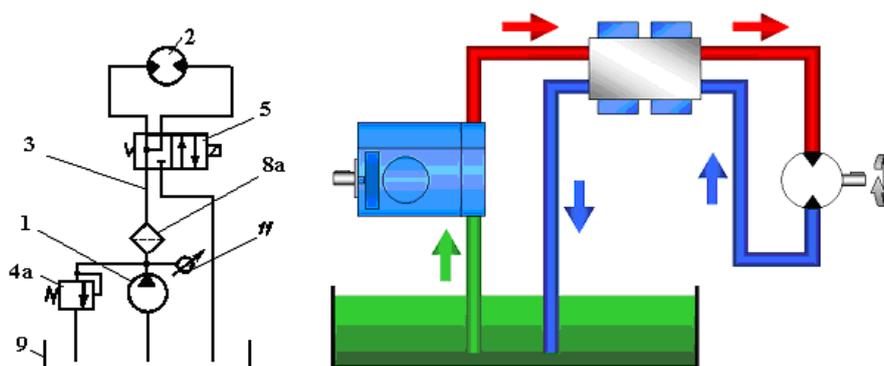


Рис. 2.4. Типовая схема нерегулируемого гидропривода с разомкнутой циркуляцией

В гидроприводе с разомкнутой системой циркуляции (рис. 2.4) рабочая жидкость постоянно сообщается с гидробаком или атмосферой. Достоинства такой схемы — хорошие условия для охлаждения и очистки рабочей жидкости. Однако такие гидроприводы громоздки и имеют большую массу, а частота вращения ротора насоса ограничивается допускаемыми (из условий бескавитационной работы насоса) скоростями движения рабочей жидкости во всасывающем трубопроводе.

Предохранительные клапаны. Любая гидросистема обязана себя защитить от воздействия чрезмерных (нерасчетных) нагрузок.

Эту функцию обеспечивают предохранительные клапаны прямого и непрямого (для расходов более 150 л/мин) действия.

Внешний вид и принцип работы предохранительного клапана прямого действия представлены на рис. 2.5. Запорно-регулирующие элементы клапана обычно выполняют золотникового или седельного типа (рис. 2.5 а, б). Величину контролируемого клапаном давления (линия входа Р) определяет затяжка пружины 2 с помощью рукояти 5 (рис. 2.5, в). На рис. 2.5, г при подаче рабочей жидкости под давлением от насоса к потребителю к напорной линии подключен предохранительный клапан. Давление (потенциальная энергия жидкости) воздействует на запорный элемент клапана (конус) с одной стороны. С другой стороны на конус воздействует пружина (потенциальная энергия сжатой пружины), затяжку которой можно регулировать винтом настройки. При изменении баланса сил на конусе вследствие увеличения давления в линии нагнетания насоса конус поднимается, и жидкость начинает перетекать в бак. При снижении давления конус под действием пружины вновь садится на седло. Удара при посадке в данной конструкции помогает избежать специальная демпфирующая камера.

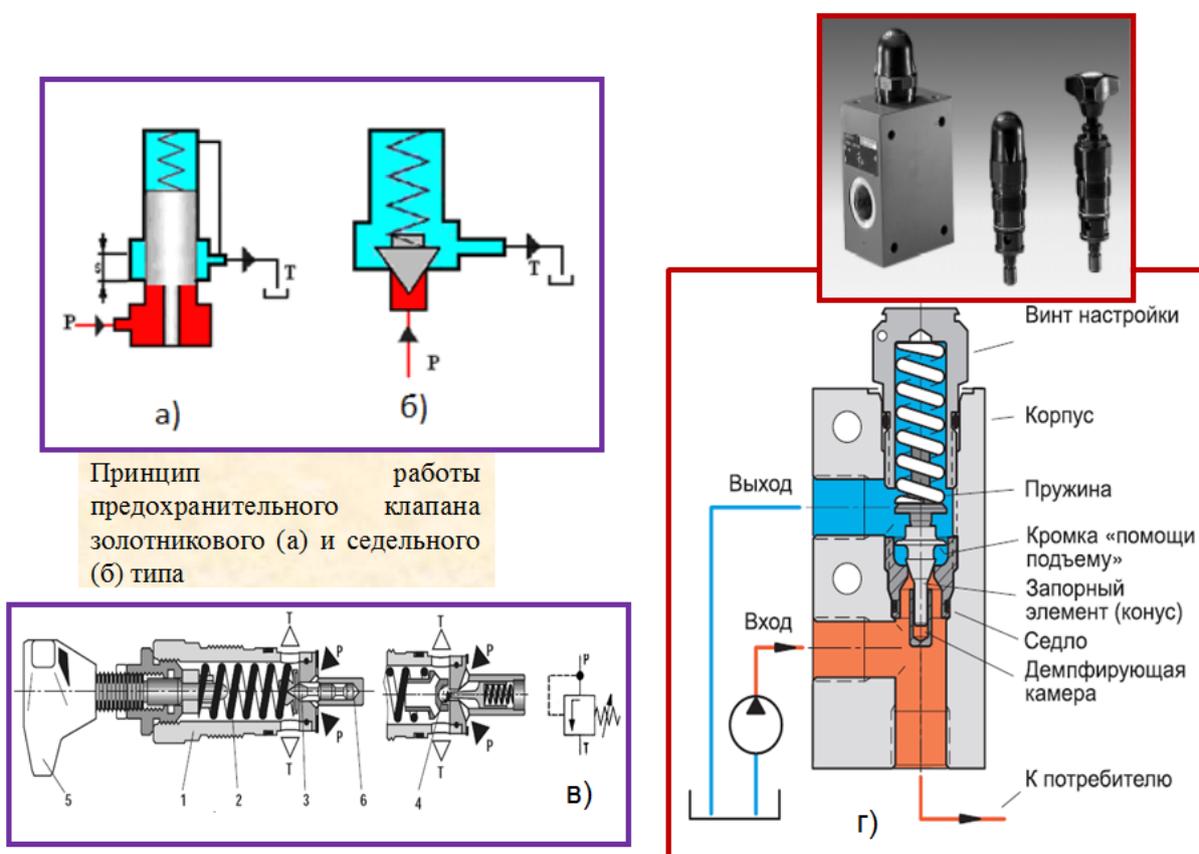


Рис. 2.5. Предохранительный клапан прямого действия

Предохранительные клапаны непрямого действия используются для больших расходов жидкости при высоких давлениях за счет возможности применения большой площади А основного плунжера (рис. 2.6.). Информация об изменении величины давления в системе подается на клапан управления в виде значительно пониженного специальным дросселем давления и сравнивается с силой сжатия пружины клапана управления. Здесь важно заметить, что на основной плунжер воздействует не только пружина внутри плунжера, но и давление перед плунжером, а также пониженное дросселем давление в пружинной полости плунжера. При превышении давления в системе над контролируемым значением величина давления перед конусным запорно-регулирующим элементом клапана управления превысит величину затяжки пружины, конус сместится вправо, соединив полость над основным плунжером со сливом. Баланс сил на основном плунжере нарушится, и предохранительный клапан сработает в соответствии со своим предназначением, сбросив давление в системе.

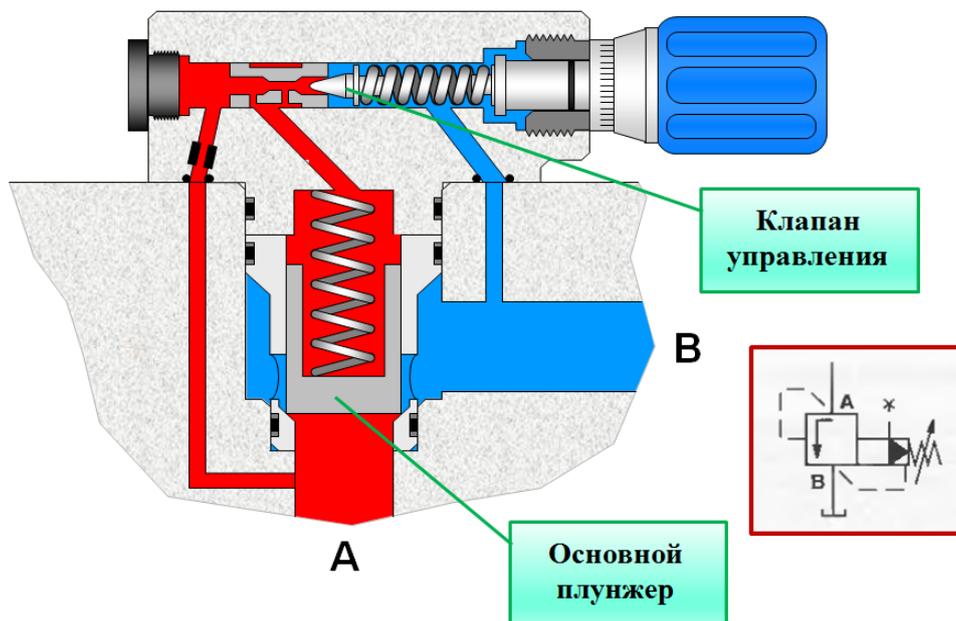


Рис. 2.6. Предохранительный клапан непрямого действия

На условном графическом обозначении предохранительного клапана непрямого действия (рис. 2.6) клапан управления показан в виде закрашенного треугольника. На основной плунжер, представленный на условном графическом обозначении в виде стрелки,

и на клапан управления совместно с пружиной с другой стороны воздействует давление со стороны входа А. Причем клапан управления соединен с линией слива В.

Следует отметить, что предохранительный клапан контролирует величину давления в системе с ошибкой, которая тем значительнее, чем больший расход жидкости проходит через клапан. В момент подъема запорно-регулирующего элемента клапана (рис. 2.7, а) при достижении в системе давления «срабатывания» эффективная площадь воздействия рабочей среды A_1 соответствует седлу клапана, а скорость обтекающего потока рабочей жидкости незначительна. По мере подъема запорно-регулирующего элемента эффективная площадь A_2 снижается, скорость обтекающего потока, наоборот, увеличивается. Величина гидродинамического воздействия потока жидкости на запорно-регулирующий элемент клапана во многом зависит от конструктивных особенностей, технологии изготовления проточной части клапана и подлежит экспериментальному определению. Особенно в предохранительных клапанах прямого действия при увеличении расхода через клапан ход запорного элемента возрастает и, следовательно, увеличивается сжатие пружины. В дополнение возрастают потери давления и гидродинамическая сила потока. Предохранительные клапаны прямого действия нормально применяются на практике только в рекомендуемых диапазонах (рис. 2.7, з).

Вариантов использования предохранительных клапанов как клапанов давления в гидросистемах приводов множество. Различают главный предохранительный клапан, устанавливаемый непосредственно рядом с насосом, и дополнительные (вспомогательные) клапаны.

На достаточно типовой схеме гидропривода (рис. 2.8) выделим насосную станцию с нерегулируемым объемным насосом и фильтром во всасывающей магистрали, а также клапанами – предохранительным и обратным. Управление перемещением гидроцилиндра с односторонним штоком осуществляется трехпозиционным шестилинейным гидрораспределителем с ручным управлением.

Так, главный предохранительный клапан на схеме (рис. 2.8, а) при нейтральном положении гидрораспределителя разгружен.

Срабатывает клапан при крайних положениях распределителя и достижении поршнем торцевых крышек гидроцилиндра, а также при чрезмерной нагрузке.

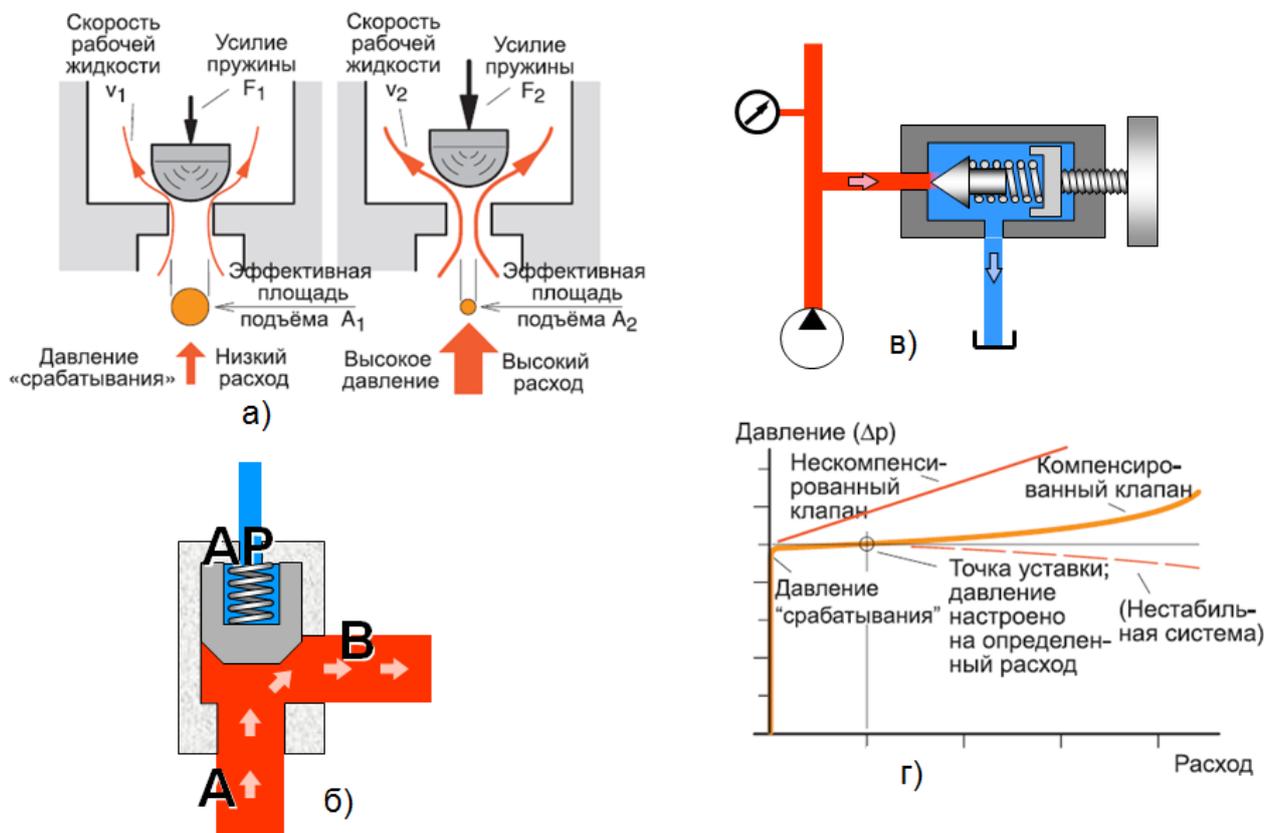


Рис. 2.7. Характеристики предохранительного клапана

Для осуществления рабочего хода гидродвигателя по подъему нагрузки необходимо подать рабочую жидкость в поршневую полость гидроцилиндра. Для этого распределитель вручную перемещают в позицию, соответствующую на рисунке положению «вниз». При этом рабочая жидкость от насоса через обратный клапан и проточку в распределителе попадает в поршневую полость гидроцилиндра. Одновременно штоковая полость гидроцилиндра соединяется через распределитель со сливом. Под действием возникшего перепада давлений поршень перемещается вверх, преодолевая действие нагрузки, со скоростью, пропорциональной подаче насоса и площади поршня.

Остановить движение поршня можно переключением распределителя в среднее положение или при достижении поршнем крайнего положения. В последнем случае насос продолжает работать, давление

в системе продолжает нарастать и срабатывает предохранительный клапан.

Для опускания груза (реверса поршня гидроцилиндра), совершения штоком холостого хода необходимо переключить распределитель в другое крайнее положение.

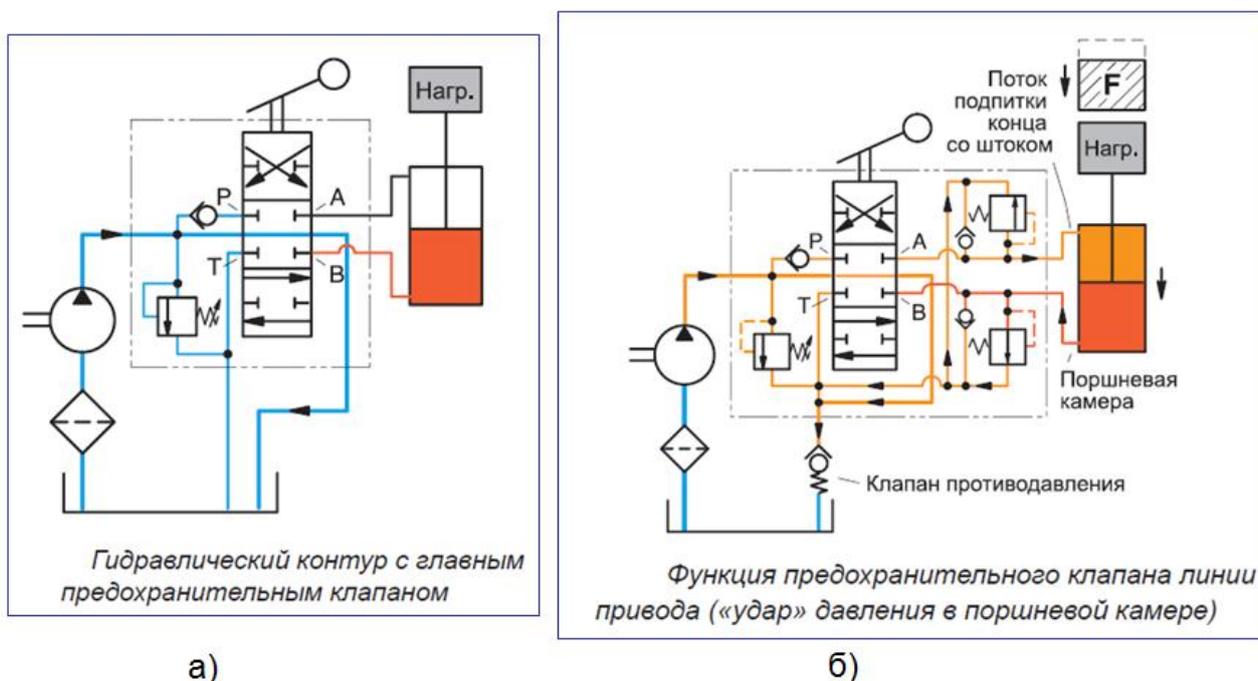


Рис. 2.8. Установка предохранительного клапана в гидросистеме с гидроцилиндром

При достаточно большом удалении гидродвигателя от насосной станции с главным предохранительным клапаном, а главное, в случае возможных случайных динамических нагрузок на гидродвигатель рекомендуется устанавливать непосредственно рядом с гидродвигателем блок обратно-предохранительных клапанов (рис. 2.8, б).

При «ударе» или «рывке» нагрузки на штоке гидроцилиндра (как и на валу гидромотора) срабатывает дополнительный предохранительный клапан, перебрасывая часть жидкости через обратный клапан в другую подводящую линию гидродвигателя.

На рис. 2.9 показана реализация использования возможностей предохранительных клапанов, установленных рядом с гидромотором в замкнутом гидроприводе. Это позволяет предотвращать последствия внезапной остановки гидромотора под действием

случайной нагрузки, а также плавную остановку больших вращающихся масс.

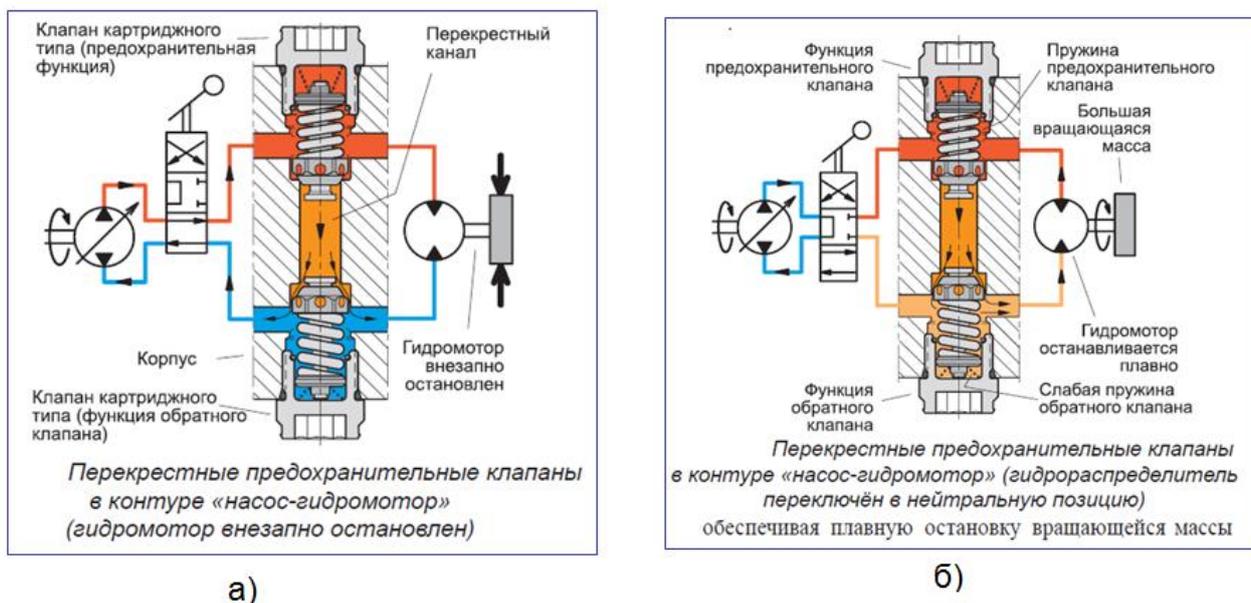


Рис. 2.9. Установка предохранительного клапана в гидросистеме с гидромотором

Типовые схемы применения предохранительных клапанов приведены на рис. 2.10. В схеме (рис. 2.10, а) гидроклапан давления 4 используется в качестве переливного клапана и служит для поддержания определенного давления масла в линии 3, а клапан 2 – в качестве регулируемого клапана разности давлений, который обеспечивает превышение давления в линии 1 над давлением в линии 3 на величину, определяемую настройкой его пружины.

Клапан 5 по схеме обеспечивает в гидросистеме (рис. 2.10, б) блокировку по давлению. Масло от насоса 1 через распределитель 2 поступает в цилиндры зажима 3 и подачи 4, однако первым начинает движение цилиндр 3, а цилиндр 4 лишь после открытия клапана 5. Гидроклапан 6 защищает систему от перегрузки.

При включении электромагнита распределителя 3 (рис. 2.10, в) гидроклапан давления 4 пропускает масло в бак, обеспечивая быстрое движение цилиндра 2 (минимальное давление управления поддерживается клапаном 1). При выключении электромагнита скорость ограничивается дросселем 5. Рядом с насосом установлен главный предохранительный клапан.

Реверс гидроцилиндра 2 осуществляется двухкаскадным гидрораспределителем, где первый каскад – управляющий

двухпозиционный четырехлинейный гидрораспределитель 6 с электромагнитным управлением и пружинным возвратом, обеспечивает управление основным двухпозиционным четырехлинейным гидрораспределителем 7 (линии управления подведены по торцам изображения). Дроссели позволяют настроить скорость перекладки золотника распределителя.

При подаче управляющего электрического сигнала на пилотный распределитель он смещается вправо, подавая гидравлический сигнал управления в левую торцевую полость основного гидрораспределителя через обратный клапан. Золотник основного распределителя перемещается вправо со скоростью, определяемой дросселем в противоположном торце. Рабочая жидкость от насоса поступает в поршневую полость гидроцилиндра. Штоковая полость при этом соединяется со сливом через клапан 4 или дроссель.

Гидроклапан давления 4 (рис. 2.10, з) обеспечивает возможность движения цилиндра 3 лишь при заданной частоте вращения гидромотора 2, при которой перепад давлений на дросселе 1 достаточен для преодоления усилия пружины клапана 4.

Гидроклапан давления 1 (рис. 2.10, д) настроен на более высокое давление, чем клапан 4, причем давление в линии 2 практически не зависит от давления в линии 3.

В гидросистеме (рис. 2.10, е) гидроклапан давления 2 используется в качестве регулируемого клапана последовательности, обеспечивающего начало движения цилиндра 3 лишь после того, как цилиндр 1 доходит до упора, и давление в напорной линии возрастает.

Как правило, в состоянии поставки гидроклапаны давления могут иметь заглушки (пробки) в линиях X, Y. В зависимости от необходимости эти заглушки можно переставить, изменяя исполнение по схеме клапана.

Предохранительный клапан является неотъемлемым элементом объемного гидропривода и устанавливается, как правило, сразу за насосом (если не включен в саму конструкцию насоса). В схемах с дроссельным регулированием при последовательной установке дросселя и гидродвигателя, а также за подпиточными насосами вместо предохранительного клапана устанавливают переливной (напорный золотник).

Редукционный клапан служит для создания установленного постоянного давления в отдельных участках гидросистемы, сниженного по сравнению с давлением в напорной линии. Особенно это актуально в схемах с несколькими гидродвигателями, имеющими разное давление и питающихся от одного насоса.

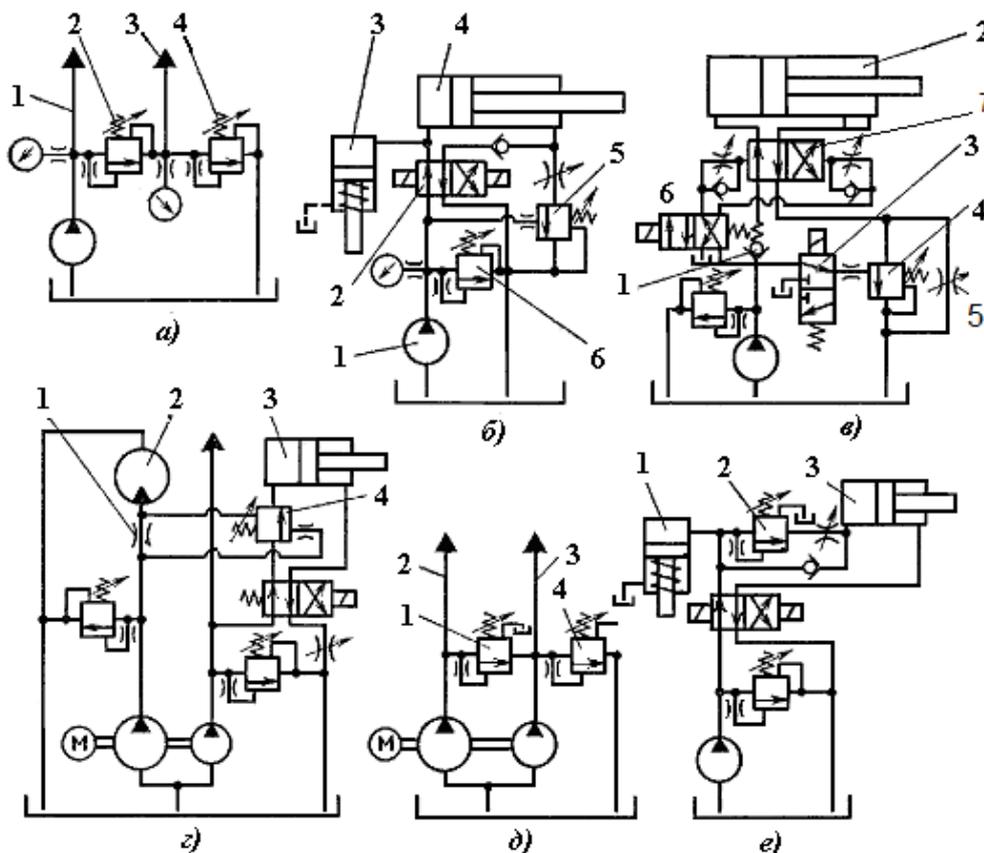
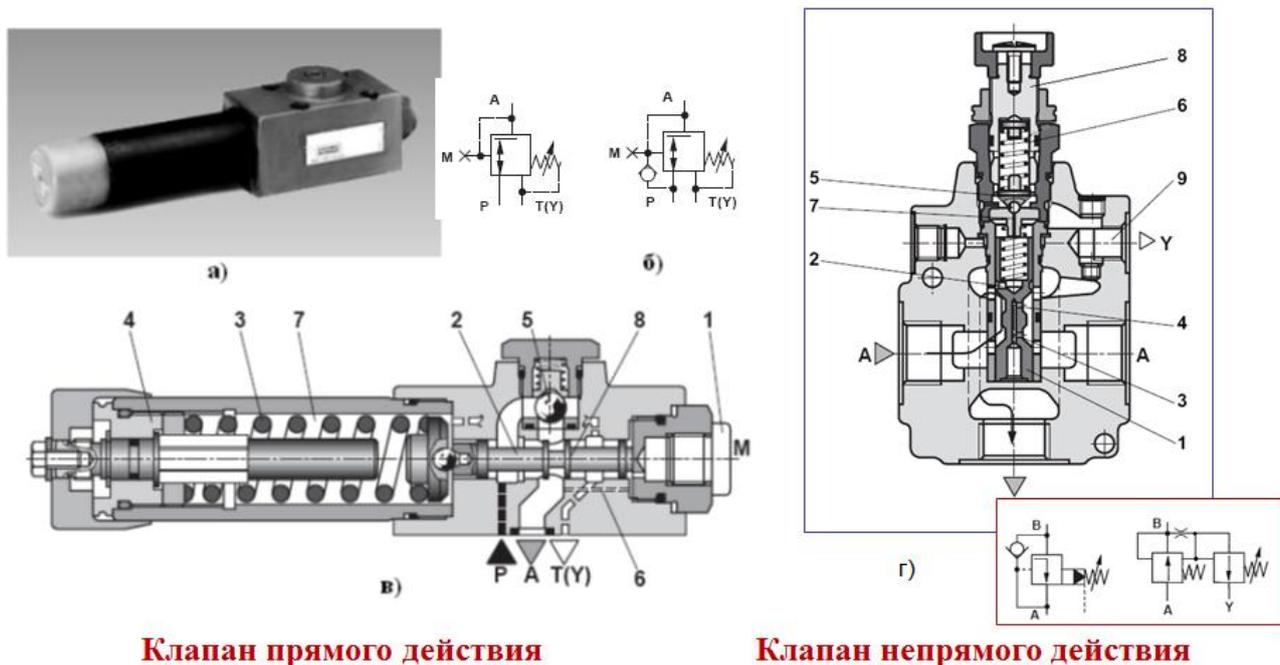


Рис. 2.10. Типовые схемы применения предохранительных клапанов

Конструктивно редукционный клапан очень похож на предохранительный. Отличие лишь в одном: редукционные клапаны контролируют давление за собой, а не перед собой, как предохранительные. И, естественно, это контролируемое давление не может быть выше, чем давление за насосом.

На условном графическом изображении редукционного клапана прямого действия (рис. 2.11, б) давление от насоса обозначается Р. Контролируемое давление А за клапаном всегда подводится сбоку и показывается как давление управления. Дополнительно могут быть использованы линии М для подключения манометра, показывается регулируемая пружина, линии дистанционного гидравлического управления У.



Клапан прямого действия

Клапан непрямого действия

Рис. 2.11. Редукционные клапаны

Примеры использования редукционных клапанов непрямого действия представлены на рис. 2.12. На схеме (рис. 2.12, а) можно увидеть два клапана давления – 8 и 10, причем клапан 8 явно непрямого действия, поскольку есть в наличии клапан управления.

Предохранительным клапаном является клапан 10, т. к. контролирует давление перед собой. Это видно, потому как к запорно-регулирующему элементу клапана, изображенному в виде стрелки, давление управления, подводимое сбоку, соединено с линией насоса. А вот в редукционном клапане 8 давление управления основного клапана подводится от линии за клапаном. Управляющий клапан в правой части обеспечивает точность настройки и чувствительность при пульсациях давления.

В зажимных устройствах (рис. 2.12, а) масло от насоса 1 под давлением настройки клапана 10 (контролируется манометром 9) через распределитель 3 поступает в цилиндр 4, скорость которого регулируется дросселем 2, и через распределитель 6 – в цилиндр зажима 7, давление в котором определяется настройкой редукционного клапана 8 (контролируется манометром 5). Таким образом, настройка редукционного клапана на определенное давление обеспечит требуемое усилие на устройстве зажима.

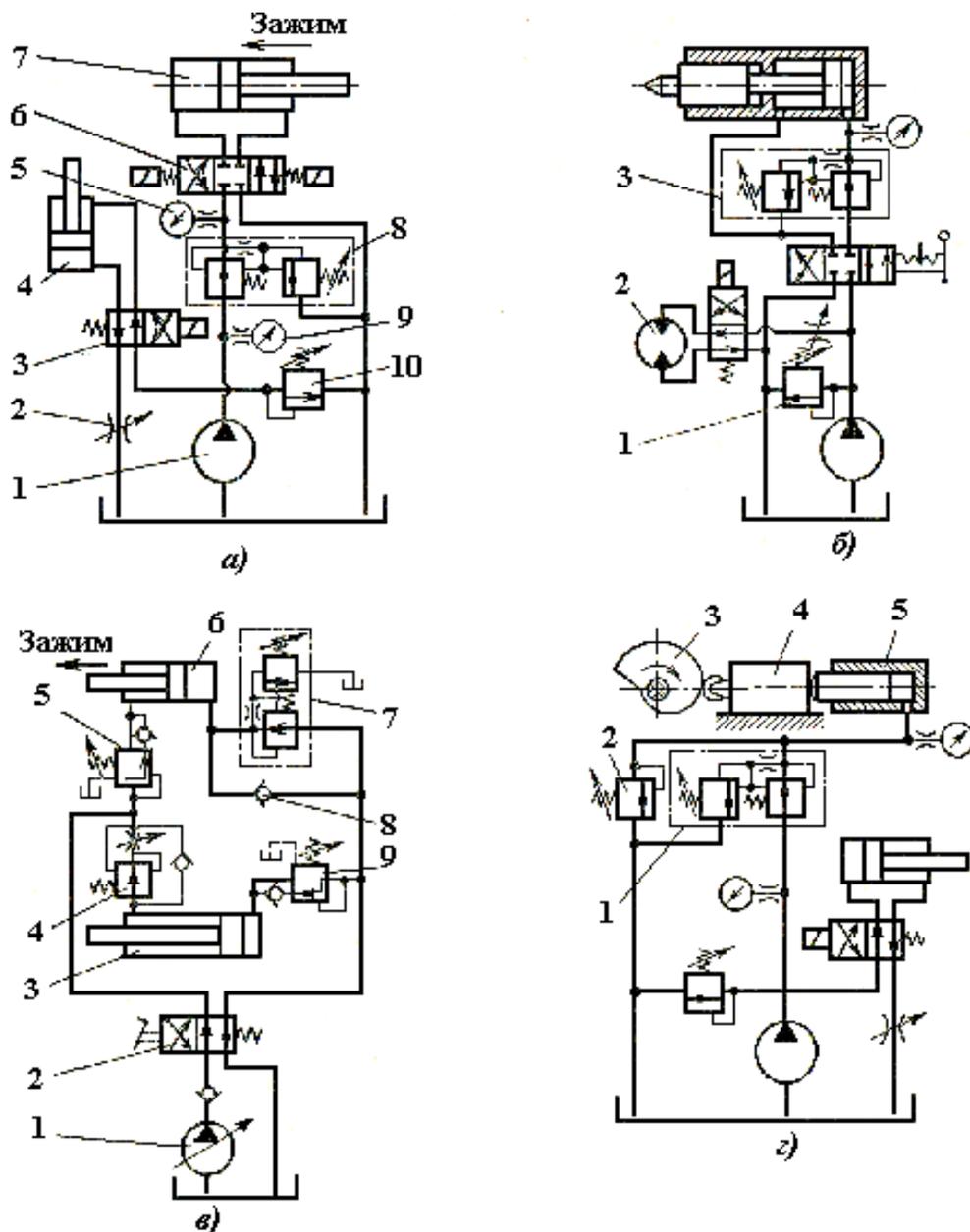


Рис. 2.12. Типовые схемы применения редукционных клапанов непрямого действия

В схеме (б) редукционный клапан 3 пропускает поток масла в двух направлениях, а гидромотор 2 работает под давлением настройки предохранительного клапана 1, и его частота вращения определяется дросселем на входе. Настройка редукционного клапана 3 на определенное давление обеспечит требуемое усилие на устройстве зажима. При воздействии на педаль распределителя 2 (схема в) масло от насоса 1 через редукционный клапан 7 свободно проходит в цилиндр зажима 6; происходит зажим заготовки с определенным клапаном усилием. Далее открывается клапан 9,

и цилиндр подачи 3 начинает двигаться влево со скоростью, определяемой настройкой регулятора расхода 4. После освобождения педали сначала отводится цилиндр 3, а затем через клапан 5 масло поступает в цилиндр 6, поршневая полость которого соединена с баком через клапан 8 и распределитель 2.

В гидросистеме (г) движение суппорта 4 реализуется кулачком 3, а цилиндр 5 обеспечивает лишь поджим ролика к кулачку. При движении влево масло в цилиндр поступает через редукционный клапан 1, а при движении вправо вытесняется в бак через клапан 2, настроенный на более высокое давление (во избежание потока масла из напорной линии в сливную через клапаны 1 и 2).

Обратный клапан. Пожалуй, одним из самых простых, но весьма важных элементов гидросистем являются обратные клапаны, запорные элементы которых, выполненные в виде конуса, шарика или тарелки, пропускают жидкость только в одном направлении (рис. 2.13). Используют обратные клапаны в разных ситуациях, некоторые случаи их использования были рассмотрены выше на примерах компоновки гидросистем.

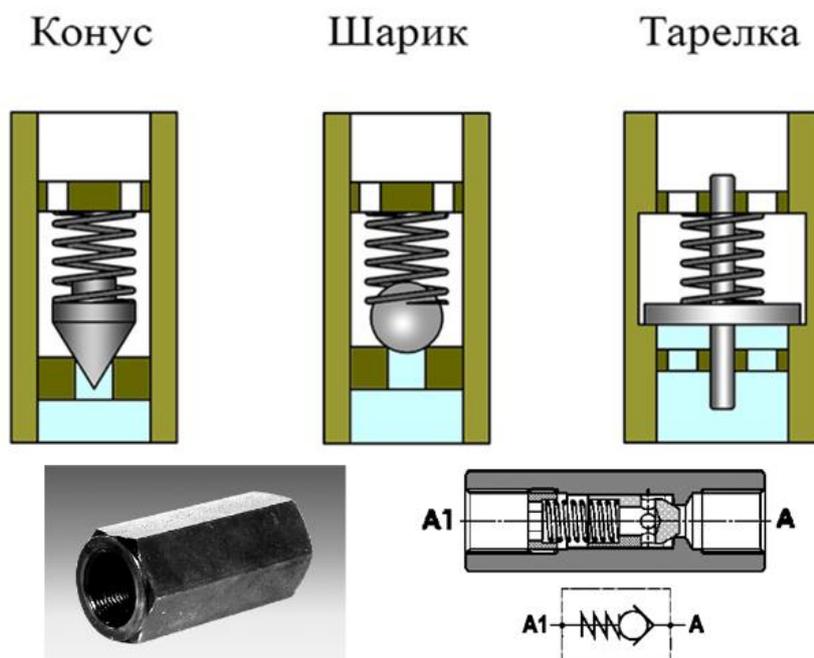


Рис. 2.13. Обратные клапаны

Гидрозамки и тормозные клапаны. Гидрозамки предназначены для пропускания потока рабочей жидкости в одном направлении

и запирающего потока в обратном направлении при отсутствии управляющего воздействия. А при наличии управляющего воздействия на запорно-регулирующий элемент рабочая жидкость пропускается гидрозамком в обоих направлениях (рис. 2.14).

Из линии А в линию В проход свободен. Обратного потоку жидкости пройти невозможно. Под действием давления и пружины запорный элемент (шарик) садится на седло. Но если подать в линию управления Х командный гидравлический сигнал, то с помощью плунжера и толкателя можно открыть этот гидрозамок.

Гидрозамки применяют в машинах для предотвращения самопроизвольного опускания различного оборудования и механизмов (выносных или откидных опор экскаваторов, бульдозерного оборудования, ковша скрепера, подъема и опускания рабочего органа и др.). Гидрозамки обычно устанавливаются непосредственно у гидродвигателей, чаще всего у гидроцилиндров.

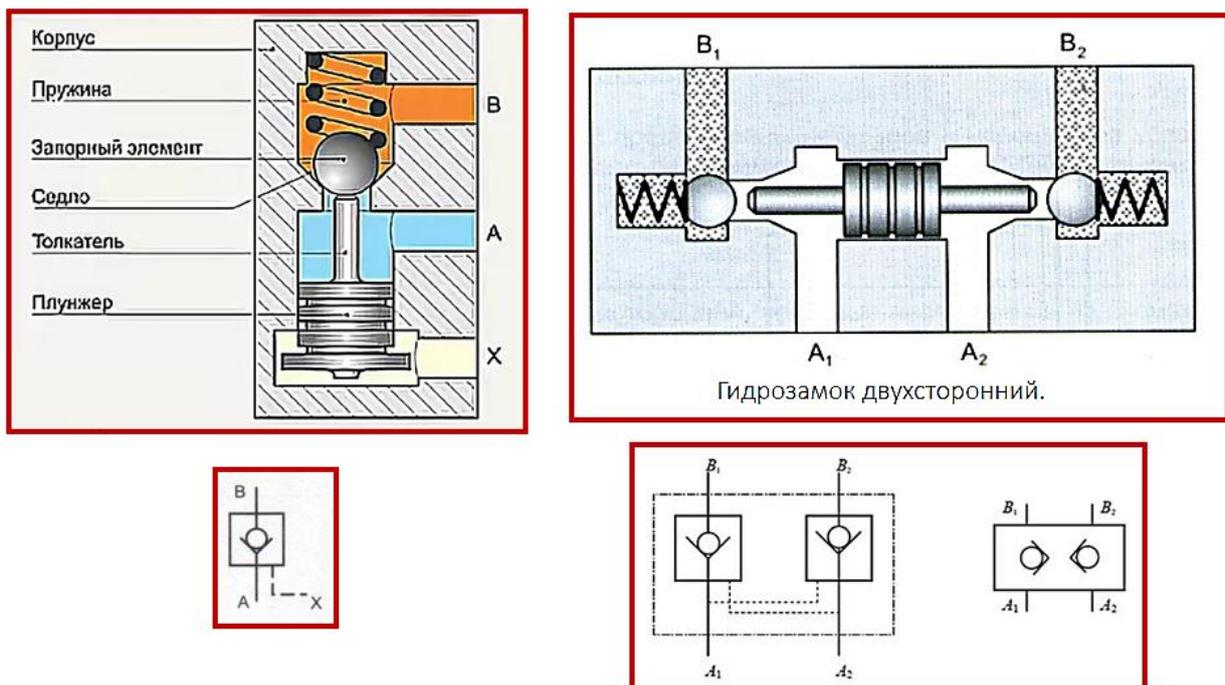


Рис. 2.14. Гидрозамки

По конструктивному положению различают односторонние гидрозамки (рис. 2.15, а, б, в) – с одним запорно-регулирующим элементом – и двусторонние (рис. 2.15, г) – с двумя запорно-регулирующими элементами.

Односторонние гидрозамки перекрывают одну гидролинию, например гидролинию поршневой полости гидроцилиндра Ц (рис. 2.15, а) или гидролинии штоковых полостей гидроцилиндров Ц1 и Ц2 (рис. 2.15, б).

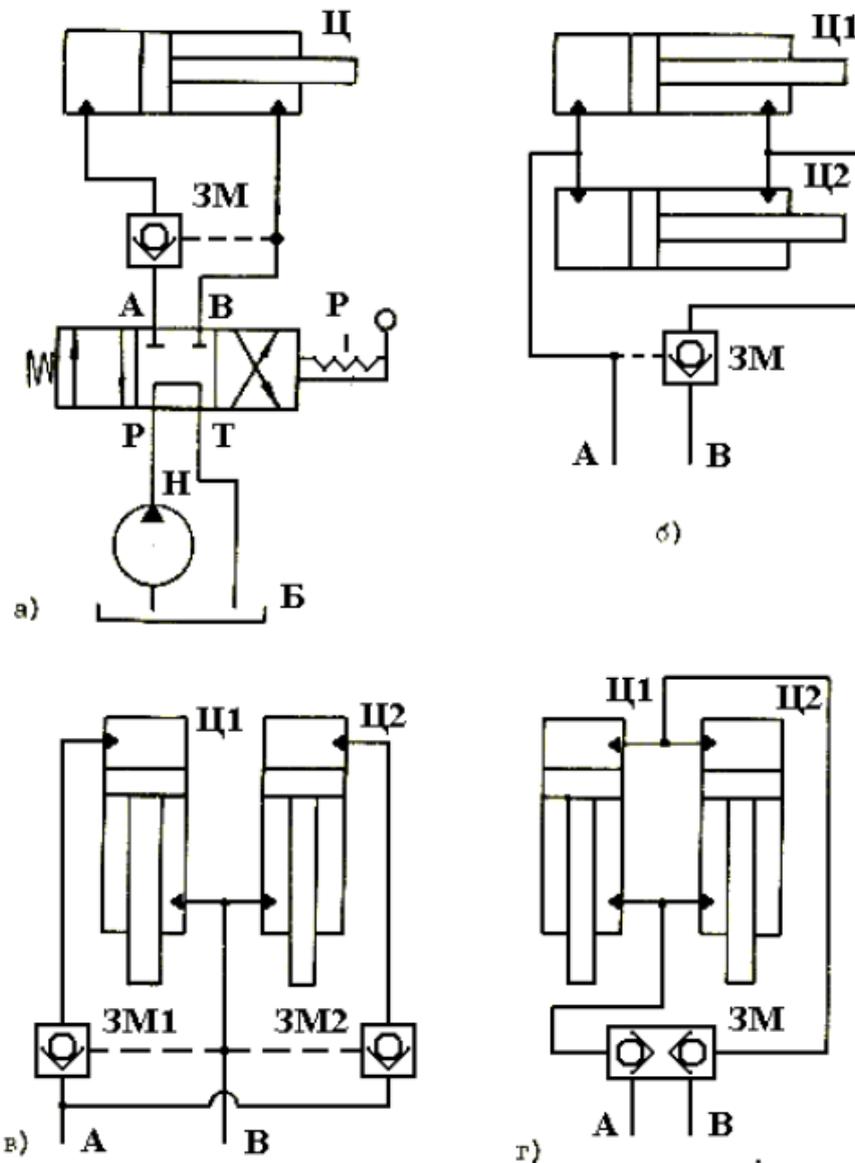


Рис. 2.15. Типовые схемы применения гидрозамков:
 а, б, в – одностороннего; г – двустороннего

Гидрозамки 3M1 и 3M2 (рис. 2.15, в) установлены на поршневых полостях гидроцилиндров Ц1 и Ц2. Двусторонние гидрозамки защищают две гидролинии (рис. 2.15, г).

Ввиду достаточно широкого использования в схемах гидрозамков предлагается рассмотреть некоторые варианты применения дополнительно (рис. 2.16).

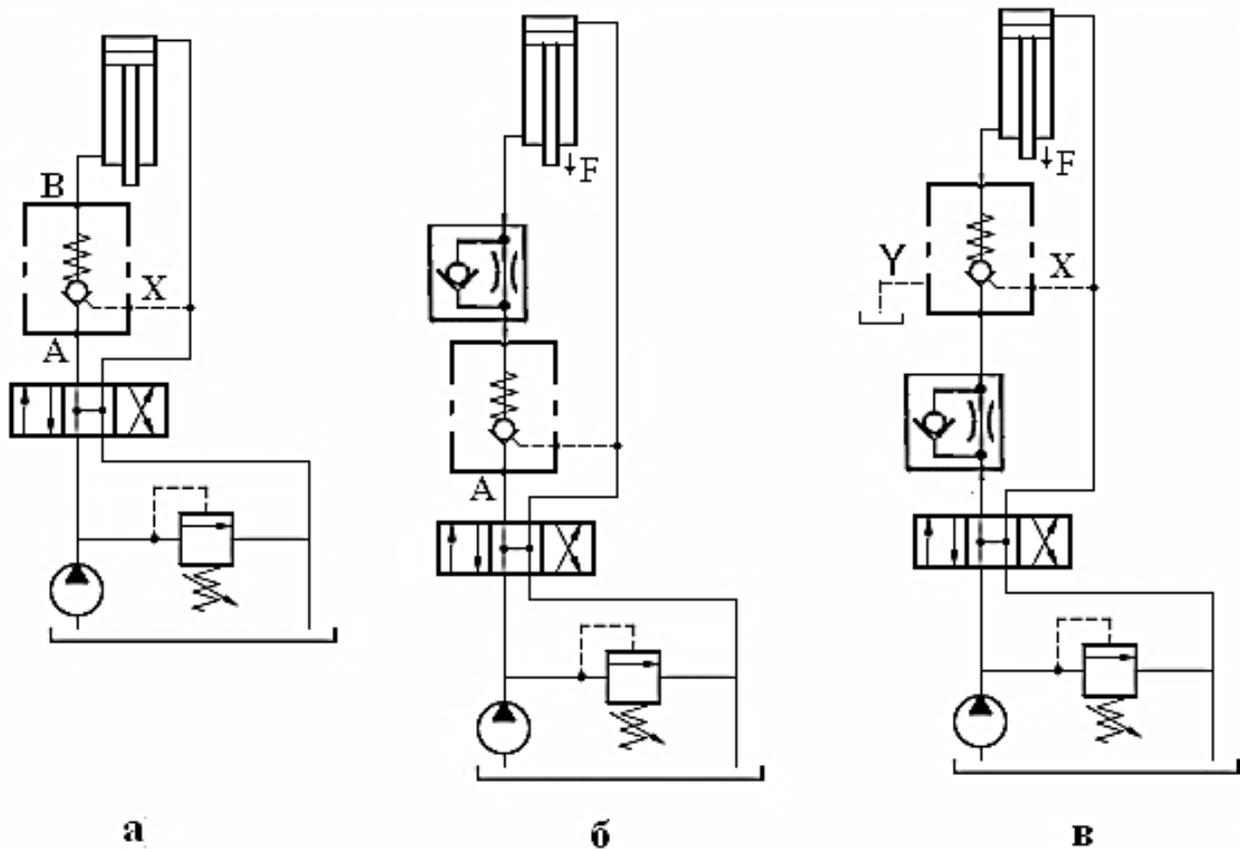


Рис. 2.16. Варианты использования гидрозамков

Схема (а) установки гидрозамка на рис. 2.16 имеет определенный недостаток. При перемещении золотника гидрораспределителя в позицию «опускание» (крайнее левое положение) в гидрочерпункте насоса и управлении гидрозамком создается давление, достаточное для открытия гидрозамка. После его открытия рабочая жидкость из штоковой полости гидроцилиндра поступает на слив, и шток опускается под действием внешней нагрузки F . При этом скорость перемещения штока гидроцилиндра может превысить скорость, обусловленную подачей насоса, например под действием нагрузки. Тогда давление в противоположной (поршневой) полости гидроцилиндра и в гидрочерпункте управления уменьшается, запорный элемент гидрозамка под действием пружины закрывается, и движение прекращается. Затем давление в напорной гидрочерпункте и в гидрочерпункте управления снова возрастает, и гидрозамок открывается.

Таким образом, происходят прерывистое движение рабочего органа и пульсация давления.

Для исключения этого явления между гидрозамком и гидроцилиндром рекомендуется устанавливать дроссель с обратным клапаном (рис. 2.16, б), сопротивление которого при опускании штока создает давление, необходимое для открытия обратного клапана гидрозамка и поддержания его в том положении.

Следует отметить, что и данная схема подсоединения (использование неразгруженного одностороннего гидрозамка) не лишена недостатков. В неразгруженном одностороннем гидрозамке штоковая полость гидроцилиндра управления соединена с подклапанной полостью внутренним дренажом. В разгруженных односторонних гидрозамках эти полости разобщены и изолированная штоковая полость гидроцилиндра управления соединена с дренажной линией Y (с отдельным дренажом).

При установке замедлительного клапана или другого дросселирующего устройства между неразгруженным гидрозамком и сливной гидролинией (рис. 2.16, б) все равно возникают прерывистое движение рабочего органа и пульсация давления вследствие того, что при опускании рабочего органа давление дросселирования действует на штоковую полость гидроцилиндра управления, последний перемещается в исходное положение, и клапан закрывается. После закрытия клапана движение рабочего органа прекращается, давление за гидрозамком уменьшается, давление в гидролинии управления повышается, и гидрозамок снова открывается. После открытия гидрозамка жидкость перемещается в сливную линию, давление дросселирования возрастает, гидрозамок закрывается и т. д.

При использовании разгруженных гидрозамков (рис. 2.16, в) и установке дросселирующих гидроаппаратов за гидрозамком давление дросселирования не воздействует на поршень управления гидрозамка и не закрывает его при опускании рабочего органа.

Продолжая рассматривать варианты совместной работы обратного клапана и дросселя, нельзя не затронуть весьма важную и распространенную проблему, когда нагрузка меняет направление или величину в процессе хода гидродвигателя. На рис. 2.17 приведены подобные случаи при подъеме нагрузки, перемещении нагрузки через центральную линию, возникающую центробежную нагрузку

при повороте платформы, «попутную» нагрузку при опускании груза лебедкой. Во всех этих случаях теряется управление нагрузкой.

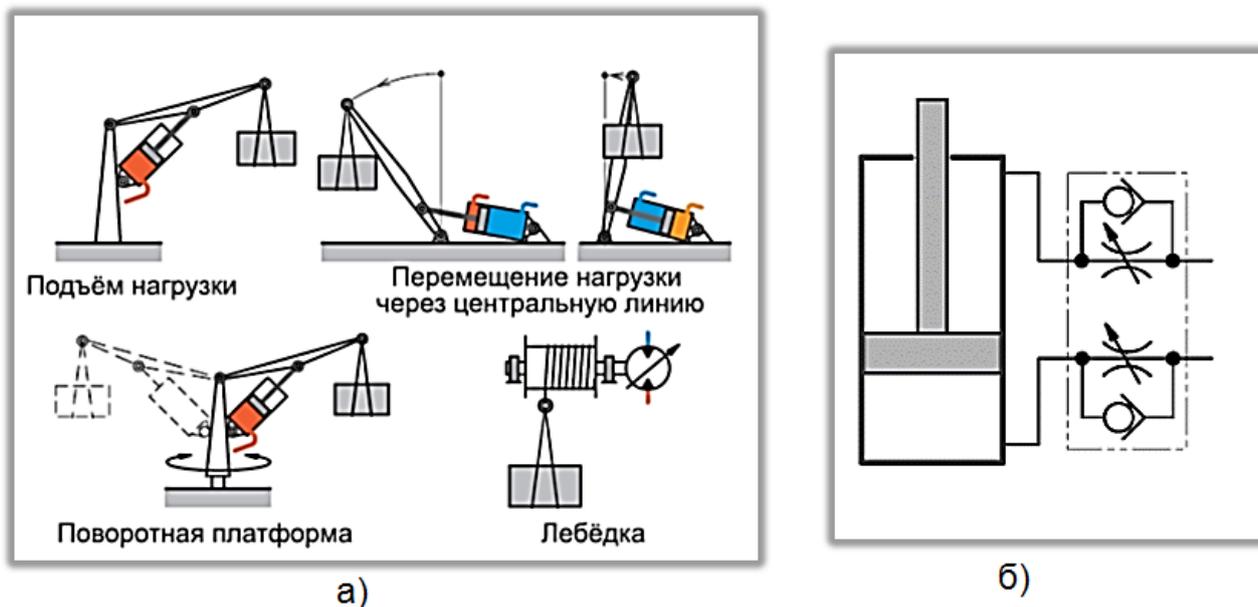


Рис. 2.17. Регулирование скорости гидродвигателя при «попутной» нагрузке

Частично данные проблемы можно решить за счет использования блока, состоящего из обратных клапанов и дросселей. Например, при подъеме поршня гидроцилиндра на рис. 2.17, б рабочая жидкость свободно поступает в поршневую полость гидроцилиндра через обратный клапан. При опускании поршня, в том числе и под действием «попутной» нагрузки, скорость движения поршня определяется настройкой дросселя.

Еще раз следует отметить определенную ограниченность такого способа контроля управления нагрузкой. Настраивать пропускную способность дросселей в процессе работы весьма затруднительно. Для этой цели лучше использовать специальные тормозные клапаны.

Тормозной клапан. Тормозные клапаны применяют в приводах механизмов опускания грузов для исключения противообгонного скоростного режима при действии нагрузок, направление которых совпадает с направлением вращения или движения гидродвигателя: торможение лебедок грузоподъемных механизмов, телескопических гидроцилиндров и др.

Внешний вид, устройство и графическое изображение клапана показано на рис. 2.18.

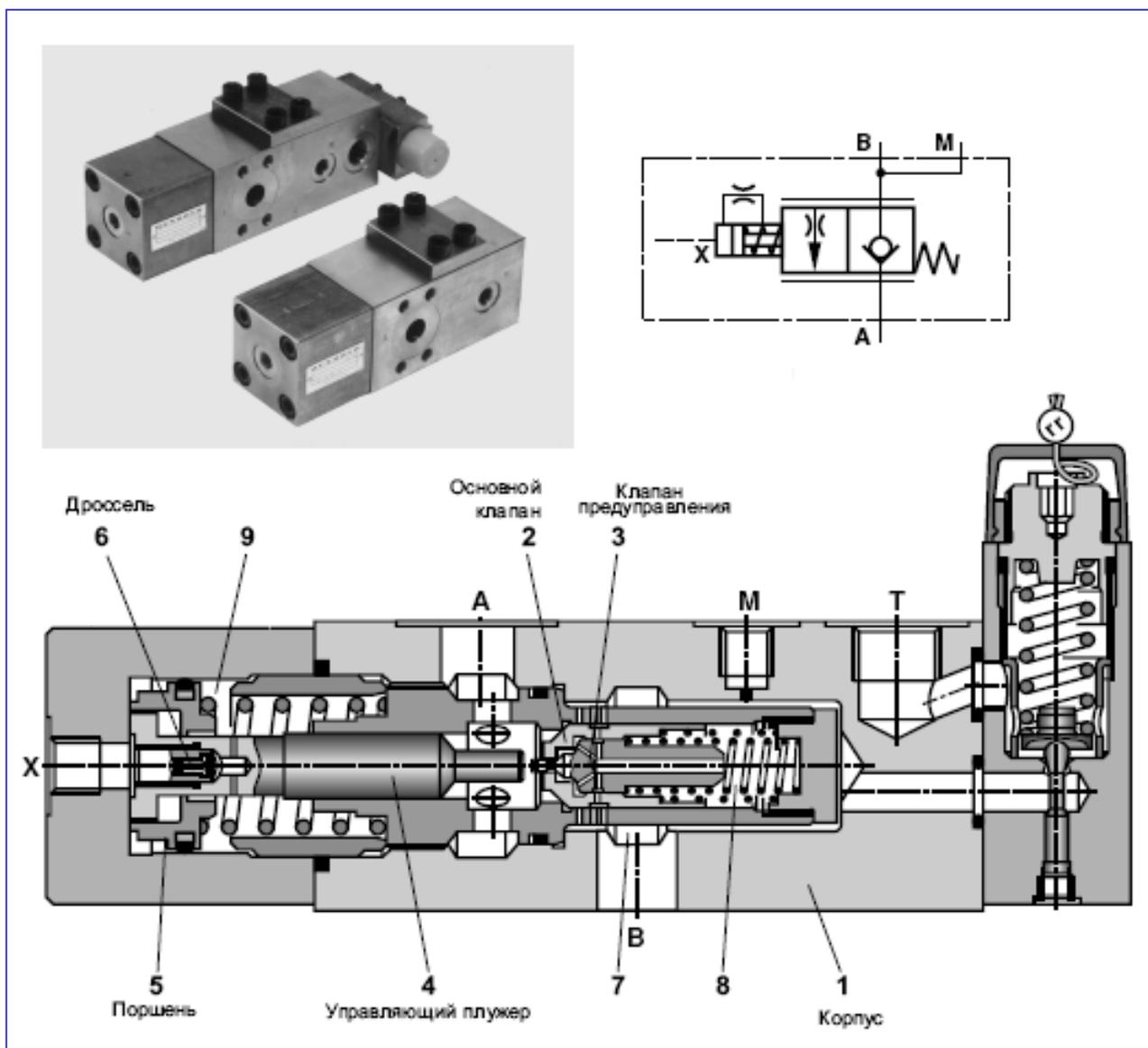


Рис. 2.18. Тормозной клапан

Основными частями тормозного клапана (рис. 2.18) являются корпус 1, основной клапан 2, клапан предупредления 3, управляющий плунжер 4, поршень 5 и дроссель 6. При подъеме груза (поток от А к В) основной клапан 2 открывается. В случае падения давления ниже определяемого нагрузкой, например, при падении давления в трубопроводе между распределителем и каналом А, основной клапан 2 закрывается. Эта функция выполняется за счет соединения стороны нагрузки 7 с полостью 8. При опускании груза направление потока – от В к А. Выход А через распределитель соединен с баком. В штоковую полость цилиндра подводится линия с расходом, соответствующим режиму работы.

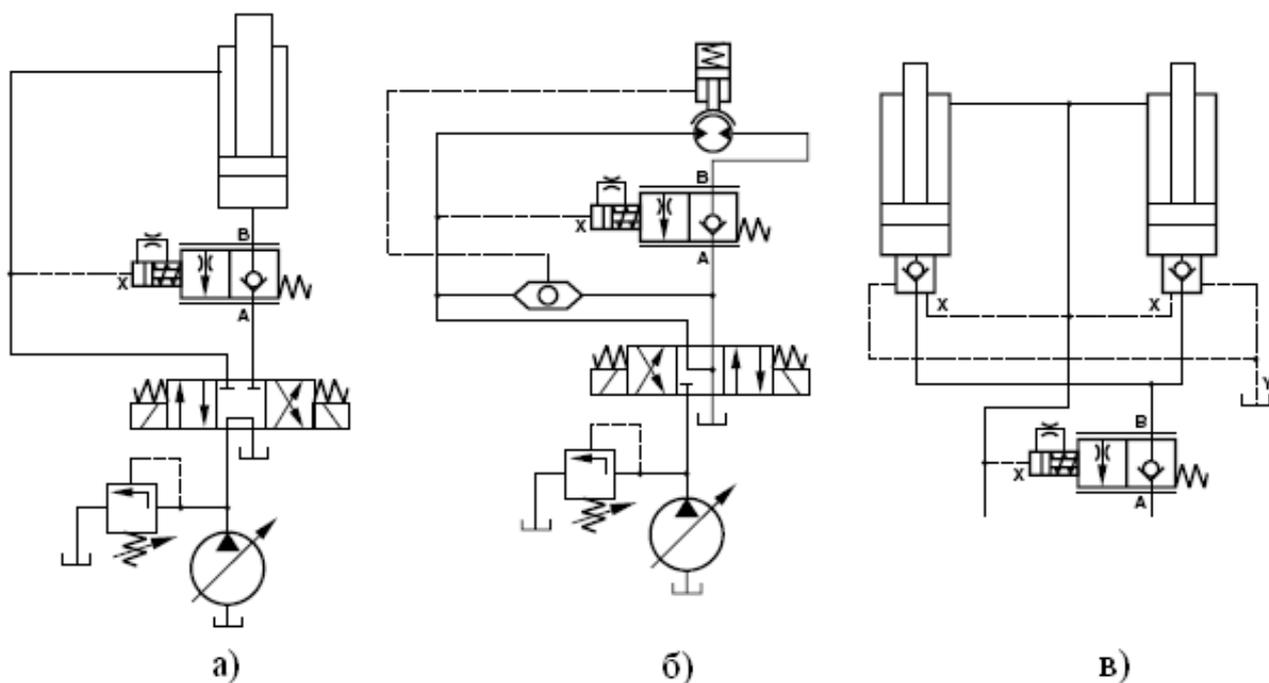


Рис. 2.19. Примеры использования тормозного клапана

При установке тормозного клапана в гидросистему, где в качестве исполнительного гидродвигателя используется гидроцилиндр с односторонним штоком, необходимо предусматривать закрытые каналы в среднем положении распределителя (рис. 2.19, а). При использовании гидромотора (рис. 2.19, б) для нормальной работы тормозного клапана оба выхода распределителя в среднем положении должны быть связаны с Т. При отдельном канале сброса масла из клапана в среднем положении выходы могут быть закрыты. На два параллельно работающих цилиндра (рис. 2.19, в) не могут быть установлены отдельные тормозные клапаны, т. к. в этом случае одинаковые скорости и давления не гарантируются. Поэтому к цилиндрам подключаются два гидравлических замка. Тормозной клапан устанавливается на объединенной линии.

Синхронизация движения гидродвигателей. При одновременной работе нескольких исполнительных гидродвигателей от одного насоса возникает проблема синхронизации их движения. Так как жидкость течет по пути наименьшего сопротивления, то выходное звено гидродвигателя, для перемещения которого требуется меньший перепад давления (действует меньшая нагрузка), перемещается быстрее, чем выходное звено гидродвигателя, для перемещения которого требуется больший перепад давления (действует

повышенная нагрузка). При некоторых сочетаниях нагрузок выходное звено одного из двигателей совсем не будет перемещаться.

Системы, устраняющие этот недостаток, называются системами синхронизации. Синхронизировать движение гидродвигателей можно различными способами (рис. 2.20).



Рис. 2.20. Способы синхронизации движения гидродвигателей

Использование для синхронизации движения гидродвигателей делителей потока зачастую является достаточно простым техническим и доступным решением.

Объемные делители потока могут быть основаны на применении нескольких гидромашин с жесткой связью валов (рис. 2.21).



Рис. 2.21. Объемные делители потока:

a – гидромашины шестеренного типа; *б* – гидромашины аксиально-поршневого типа

Дозаторы, построенные на базе аксиально-поршневых гидромашин, обеспечивают точность синхронизации в пределах 2–3 % при условии, что разность нагрузок на гидродвигателях не превышает 25 %.

Обеспечивая жесткую связь валов трех и более гидромашин, можно, соответственно, обеспечить синхронность движения трех и более гидродвигателей.

Объемные способы синхронизации более экономичны, чем дроссельные, т. к. гидравлическое сопротивление дроссельных делителей потока достаточно велико.

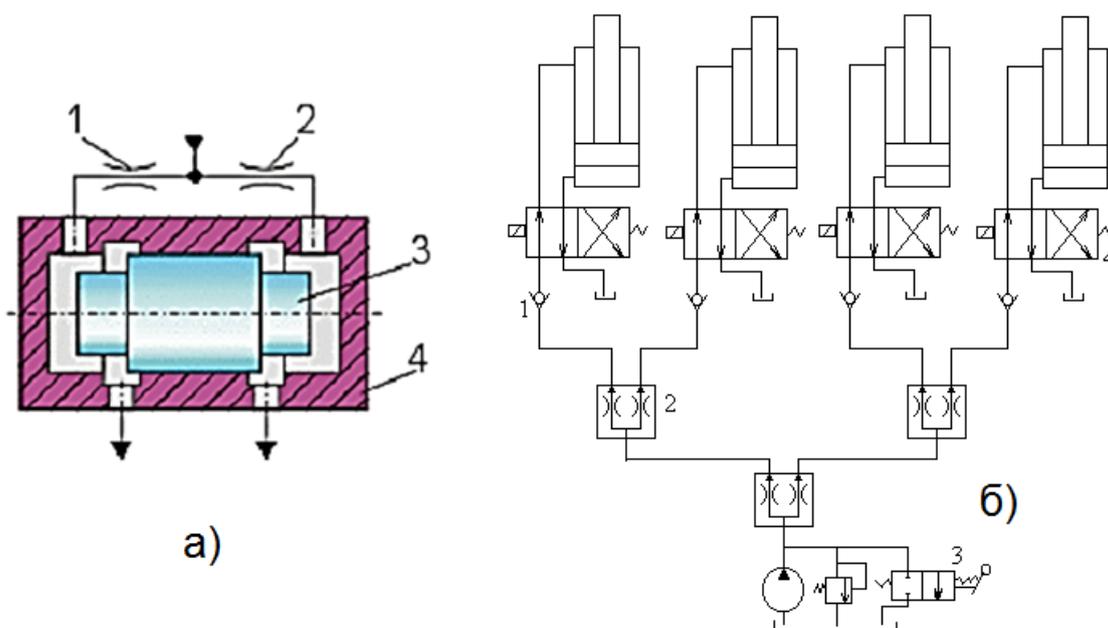


Рис. 2.22. Дроссельные делители потока

На рис. 2.22, *a* приведена конструктивная схема дроссельного делителя потока, принцип действия которого основан на выравнивании гидравлических сопротивлений двух гидролиний за счет автоматического изменения проходного сечения двух регулируемых гидродросселей. Рабочая жидкость подводится от насоса к дроссельному делителю потока и через балансные гидродроссели 1 и 2, имеющие одинаковые характеристики, попадает в торцовые полости делителя, между которыми расположен цилиндрический плунжер 3, свободно перемещающийся в корпусе делителя. Смещение плунжера 2 относительно корпуса делителя изменяет проходные сечения регулируемых гидродросселей, определяющих подачу рабочей жидкости от насоса к полостям гидродвигателей, выходные звенья которых необходимо синхронизировать.

Неравенство нагрузок на выходных звеньях гидродвигателей вызовет неравенства давлений в рабочих полостях гидродвигателей, что приведет к возникновению соответствующего перепада давлений в полостях торцовых поверхностей плунжера 3. В результате плунжер 3 смещается из среднего положения, изменяя проходные сечения регулируемых гидродросселей (уменьшается проходное сечение регулируемого гидродросселя, через который жидкость поступает в гидродвигатель с меньшим значением необходимого давления, и увеличивается проходное сечение другого регулируемого гидродросселя). Плунжер 3 перемещается до тех пор, пока в торцовых полостях давления не станут одинаковыми, а значит, станут одинаковыми и перепады давлений на балансных гидродросселях. В результате соотношение между подаваемыми расходами станет тем же, что и было при равенстве давлений в рабочих полостях гидродвигателей. Происходит синхронизация движения гидродвигателей. Пример установки делителей потока 2 для синхронизации движения четырех гидроцилиндров приведен на рис. 2.22, *б*.

Возможные схемы применения дроссельных делителей потока приведены на рис. 2.23.

Делитель потока ДП (рис. 2.23, *a*) установлен за гидрораспределителем Р и обеспечивает синхронизацию работы гидроцилиндров Ц1 и Ц2 в одном направлении при подаче рабочей жидкости от насоса Н в поршневые полости гидроцилиндров, при этом из

штоковых полостей жидкость через гидрораспределитель сливается в гидробак Б.

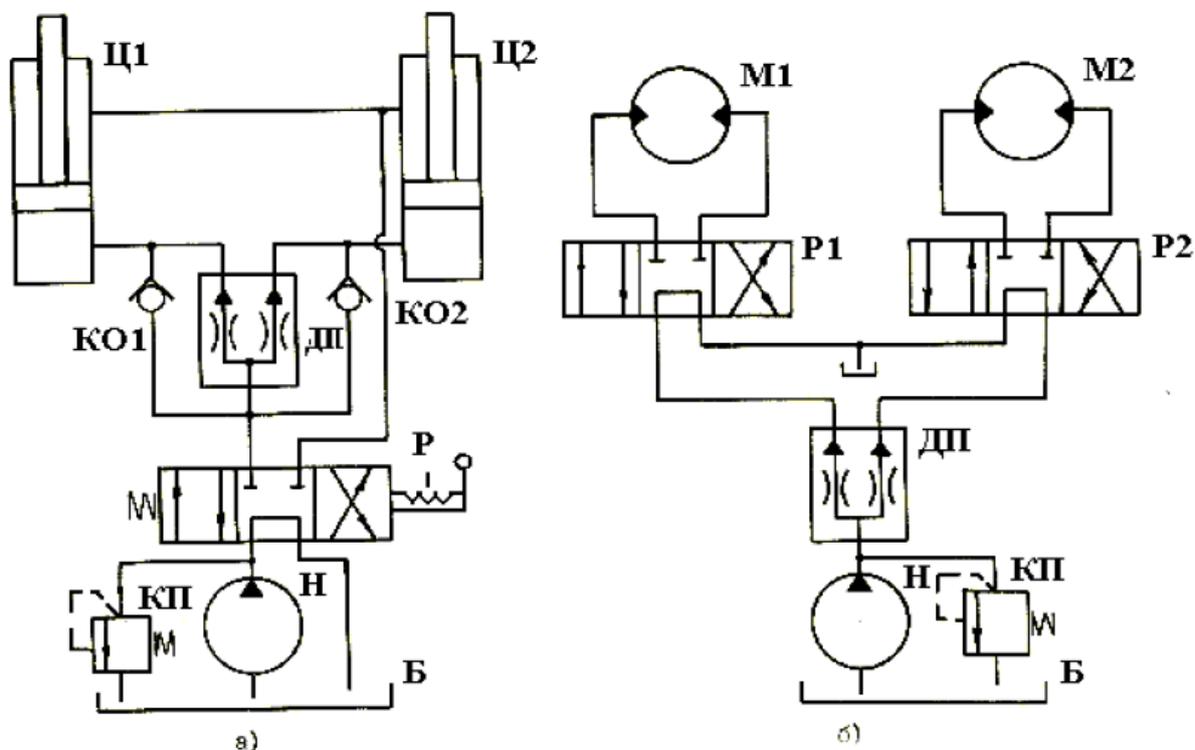


Рис. 2.23. Типовые схемы применения делителей потока:
 а – синхронизация работы гидроцилиндров в одном направлении; б – синхронизация работы гидромоторов в обоих направлениях

При движении штоков гидроцилиндров в обратном направлении, когда рабочая жидкость от насоса подается в штоковые полости, жидкость из поршневых полостей сливается в гидробак через обратные клапаны КО1 и КО2 и гидрораспределитель Р.

Делитель потока ДП (рис. 2.23, б) установлен на выходе из насоса Н и синхронизирует работу гидромоторов М1 и М2 в обоих направлениях. Индивидуальное управление гидромоторами обеспечивается гидрораспределителями Р1 и Р2.

Гидроаккумулятор предназначен для накопления объема жидкости, находящейся под давлением, и передачи ее в гидравлическую систему.

В гидроприводах гидроаккумуляторами можно (рис. 2.24): поддерживать на заданном уровне давление и компенсировать утечки в гидросистеме или на каком-либо ее участке; сглаживать пульсацию давления, создаваемую насосами; выполнять функции демпфера

и этим предохранить гидросистему от воздействия на нее пиков давления, вызванных случайными внешними воздействиями. Кроме того, гидроаккумуляторы используют как источники энергии при работе вместе с насосами (например, для обеспечения большой скорости холостого хода) или автономно (в гидроприводах кратковременного действия).



Рис. 2.24. Функции гидроаккумулятора

Некоторые случаи использования гидроаккумуляторов приведены на рис. 2.25. В схеме на рис. 2.25, а гидроаккумулятор 5 выполняет функцию компенсатора утечек и поддерживает постоянным давление в гидроприводе машины для зажима заготовки. Распределитель 1 управления клапаном 2 включается от реле давления 7, которое настраивают на рабочее давление, определяющее величину усилия зажима, осуществляемого поршнем гидроцилиндра 6. Насос клапаном 2 разгружен, а требуемое давление в рабочей полости гидроцилиндра 6 поддерживается аккумулятором. Обратный клапан 8 в этой схеме блокирует аккумулятор от линии слива при разгруженном насосе. Дроссель 3 служит для

регулирования расхода при разрядке аккумулятора. Зарядка аккумулятора жидкостью происходит через обратный клапан 4 в конце хода поршня гидроцилиндра.

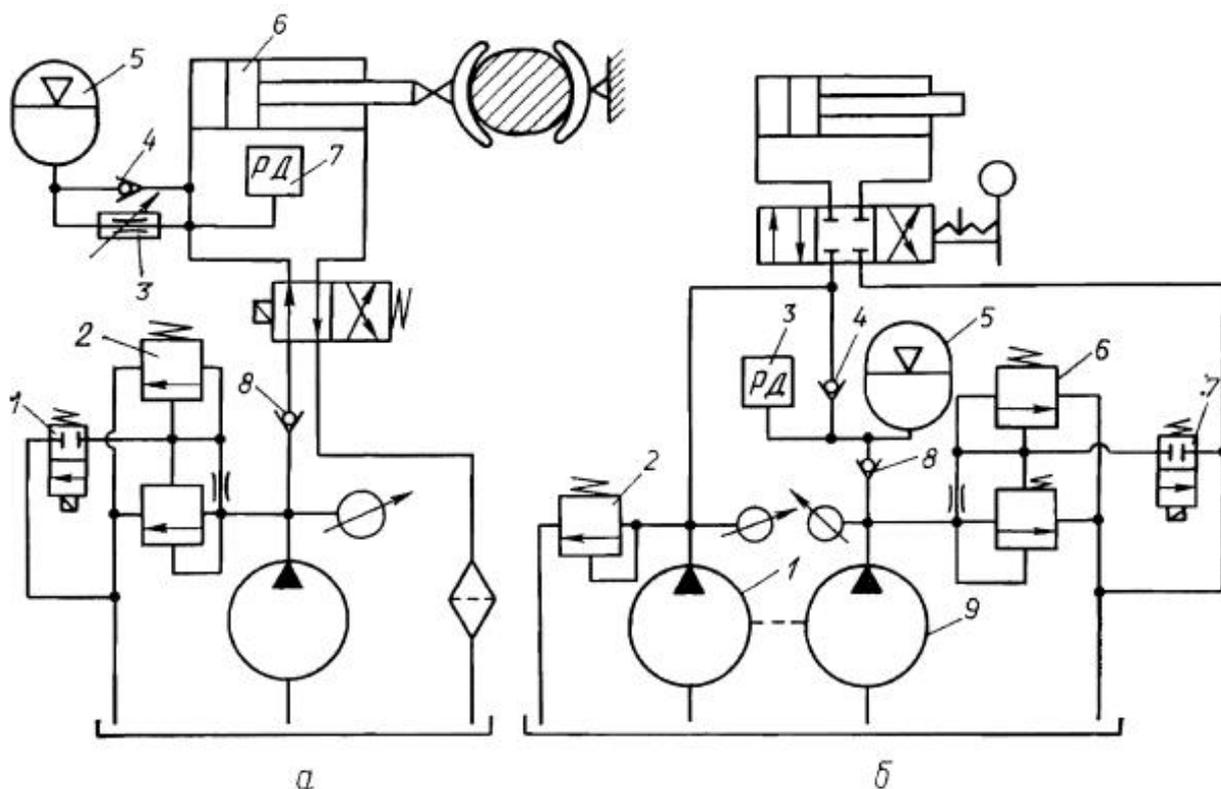


Рис. 2.25. Схемы включения гидроаккумуляторов

Пример использования гидроаккумулятора как источника энергии показан на рис. 2.25, б. При рабочем ходе поршня с малой скоростью жидкость в гидроцилиндр поступает от насоса 1 высокого давления, а насос 9 в это время производит зарядку аккумулятора 5 до давления, определяемого настройкой напорного клапана 6. Обратный клапан 4 блокирует поток насоса от сливной линии. При холостом ходе рабочая жидкость в гидроцилиндр поступает одновременно от двух насосов и от аккумулятора, благодаря чему достигается требуемая большая скорость движения поршня. Напорный клапан 2 настраивают на рабочее давление, а клапан 6 – на давление холостого хода поршня гидроцилиндра. Если продолжительность рабочего хода превышает время, необходимое для зарядки аккумулятора, то насос 9 разгружается клапаном 6 после завершения зарядки. Включение гидрораспределителя 7 в этом случае происходит от реле давления 3, которое настраивают на давление холостого хода. Обратный клапан 8 блокирует аккумулятор от слива.

По сравнению с безаккумуляторным рассмотренный гидропривод имеет меньшие габарит, массу и может быть более экономичным, т. к. потребляемая насосами мощность будет меньше за счет уменьшения суммарной подачи насосов.

Гидравлический фильтр. Последним этапом является разработка схемы насосной установки, размещение фильтров и других вспомогательных устройств привода.

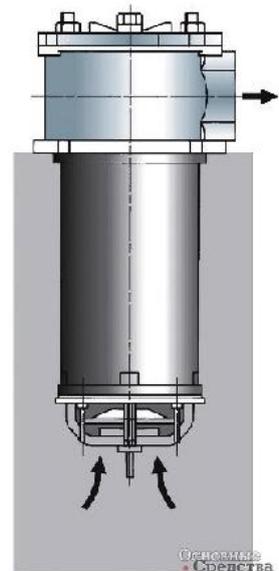
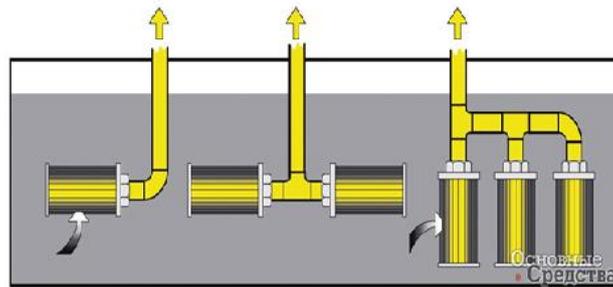
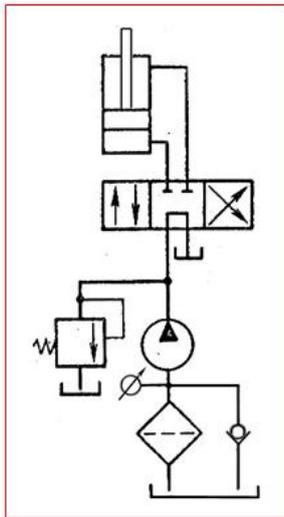


Рис. 2.26. Фильтр во всасывающей магистрали

Для предохранения насоса (рис. 2.26), который наиболее чувствителен к загрязнениям, фильтр Φ желательно устанавливать во всасывающей гидролинии насоса. Однако по мере загрязнения фильтра увеличивается гидравлическое сопротивление во всасывающей гидролинии и ухудшаются условия всасывания насосом жидкости, поэтому этот способ установки фильтра в гидросистемах с самовсасывающим насосом не распространен.

Для фильтра, включенного в напорную гидролинию после насоса (рис. 2.27), для защиты высокочувствительных к загрязнениям элементов гидропривода (гидрораспределителя и гидроцилиндра) характерна работа при максимальном давлении рабочей жидкости.

В связи с этим ужесточаются требования к прочностным характеристикам корпуса фильтра и увеличивается масса фильтра.

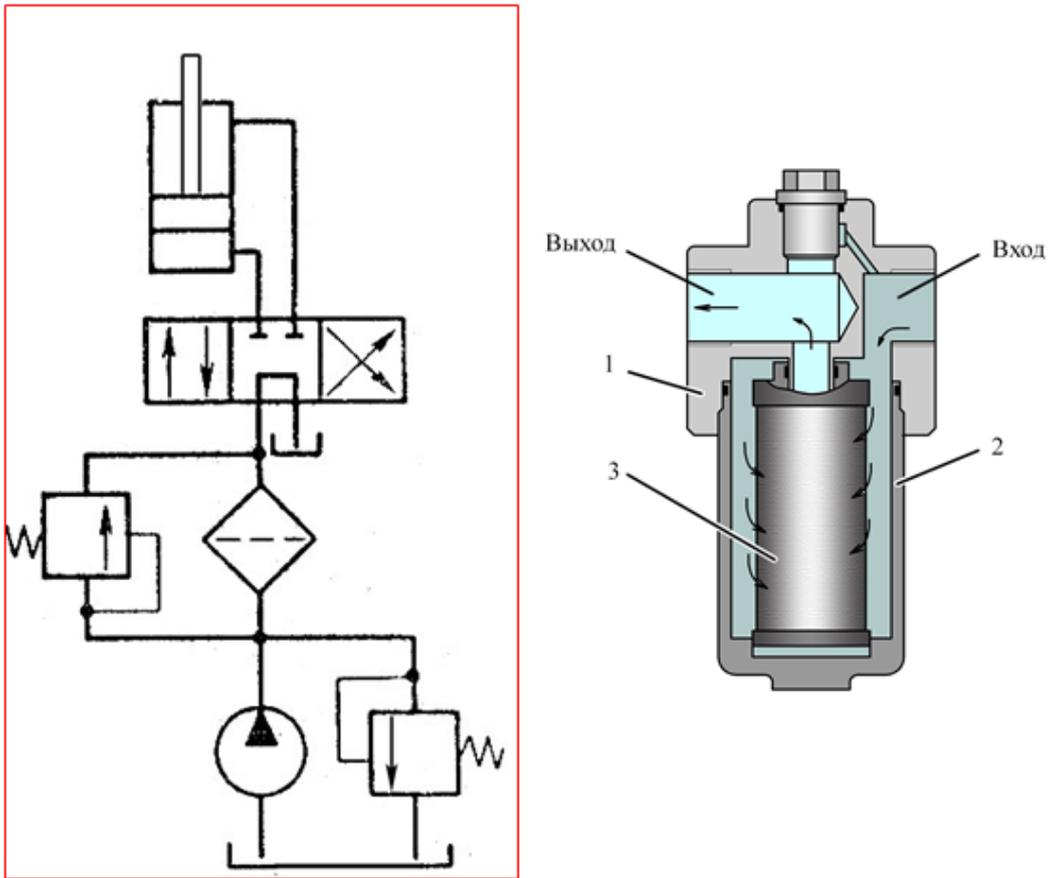


Рис. 2.27. Фильтр в напорной магистрали

Включение фильтра в сливную гидролинию (рис. 2.28) является широко распространенным.

В гидроприводах мобильных машин применяются линейные фильтры с номинальной тонкостью фильтрации 25 и 40 мкм, которые устанавливаются в сливных гидролиниях с давлением не выше 0,63 МПа. В крышках фильтров имеются перепускные клапаны.

Пути совершенствования традиционных гидравлических систем связаны с уменьшением гидравлических потерь давления в трубопроводах (за счет сокращения длины трубопроводов между насосами, гидрораспределителями и гидродвигателями, сокращения количества соединений трубопроводов, применения фланцевых соединений и рукавов высокого давления с гнутой арматурой и др.), с повышением надежности и безопасности за счет применения встроенных комбинированных предохранительных и подпиточных клапанов, устройств ограничения скорости нарастания давления, вторичных предохранительных клапанов, прифланцованных к гидродвигателям и др.

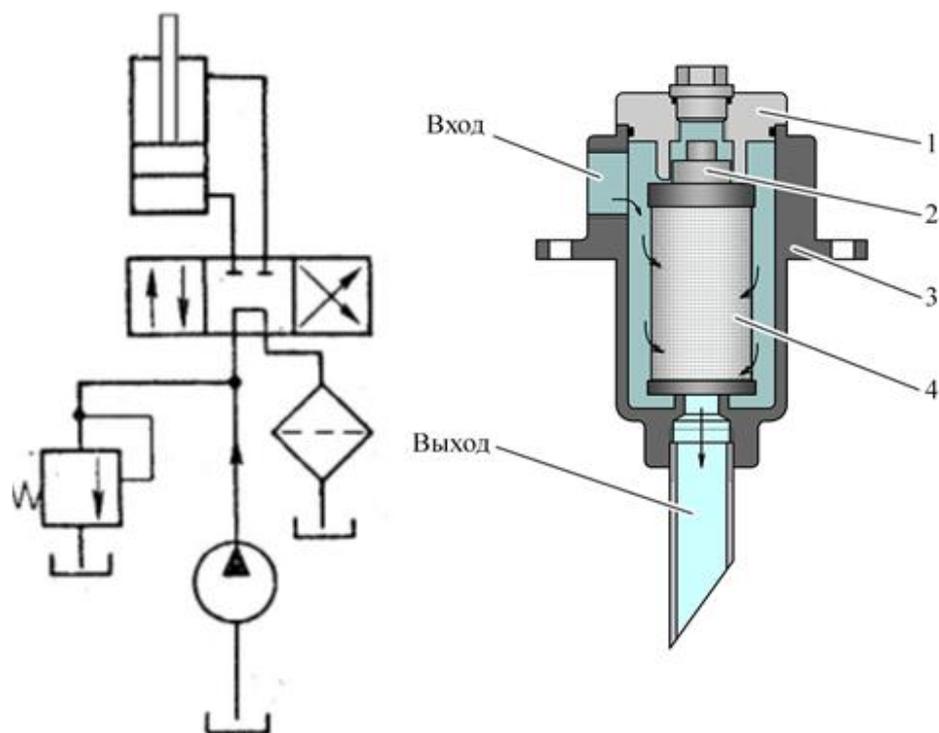


Рис. 2.28. Фильтр в сливной магистрали

Составленную схему анализируют на безаварийность работы, т. е. оценивают поведение привода при возможных нарушениях в работе гидроаппаратов. При необходимости в схему вводят дополнительные устройства (предохранительные клапаны, гидрозамки, обратные клапаны), исключающие возможность возникновения аварийных ситуаций.

Принципиальная схема изображается на листе формата А4 в условных графических обозначениях согласно требованиям существующих ГОСТов.

2.3. Методика выбора способа регулирования гидропривода

Выбор способа регулирования, а вместе с ним и управляющего устройства является довольно трудной задачей и требует значительной практики проектирования гидроприводов. Основными факторами здесь являются:

- диапазон изменения выходных скоростей;
- мощность гидропривода;
- требования надежности;

– возможность охлаждения и т. д.

Окончательный ответ на этот вопрос может дать только технико-экономический расчет нескольких гидросхем с учетом эксплуатационных затрат.

Поэтому с определенным приближением способ регулирования можно выбрать, определив величину выходной мощности проектируемого гидропривода. Выходная мощность рассчитывается для гидроприводов поступательного и вращательного движения соответственно по формулам:

$$N_{\text{вых}}^{\text{п}} = V \cdot F, \quad N_{\text{вых}}^{\text{м}} = \omega \cdot M,$$

где F и M – усилие на штоке гидроцилиндра и момент на валу гидромотора; V и ω – линейная и угловая скорости выходных звеньев гидроцилиндра и гидромотора соответственно.

Если максимальная величина выходной мощности меньше 5 кВт, выбирают дроссельное регулирование, если больше 5 кВт – объемное (машинное) регулирование.

Регулирование скорости движения выходного звена гидродвигателя может быть дроссельным или объемным (рис. 2.29). При дроссельном регулировании в гидросистеме устанавливаются нерегулируемые насосы, а изменение скорости движения выходного звена достигается изменением расхода рабочей жидкости через дроссель. При объемном регулировании скорость движения выходного звена гидродвигателя изменяется подачей регулируемого насоса либо за счет применения регулируемого гидромотора.

Дроссельный способ регулирования гидропривода. Основными преимуществами гидроприводов с дроссельным регулированием являются высокая чувствительность и большое быстродействие, простота конструкции и невысокая их стоимость, возможность автономного управления несколькими гидродвигателями, работающими от одного насоса. К недостаткам относятся: сложность обеспечения дистанционного управления гидроприводом или объемной гидропередачей, в состав которых входят регулируемые дроссели и регуляторы расхода; более низкий по сравнению с гидроприводом с объемным регулированием КПД, обусловленный самим принципом дросселирования рабочей жидкости. Поэтому гидроприводы с дроссельным регулированием обычно применяют при мощности не более 5 кВт.



Рис. 2.29. Способы регулирования гидропривода

Принцип дроссельного регулирования (при последовательном включении дросселей, рис. 2.30) основан на том, что давление в системе на рабочем режиме является постоянным, определяемым настройкой клапана давления (в данном случае его можно назвать переливным клапаном). Скорость движения исполнительного звена гидродвигателя (здесь – шток гидроцилиндра) определяется закрытием дросселя, когда часть жидкости от насоса с расходом $Q_{кл}$ направляется в бак, а оставшаяся часть с расходом $Q_{др}$ проходит через дроссель и с тем же расходом поступает в гидродвигатель, т. е. $Q_{др} = Q_{д}$.

Таким образом, насосная станция, состоящая из бака, нерегулируемого насоса и переливного клапана, формирует располагаемую характеристику гидропривода (рис. 2.31). Характеристика насоса показывает влияние возрастающего давления в системе на величину утечек в насосе, определяемую объемным КПД насоса и максимальным расходом ненагруженного насоса $Q_{н\ max}$. Максимальная подача насоса определяется характерным рабочим объемом насоса (паспортное значение) и частотой вращения вала приводного двигателя.

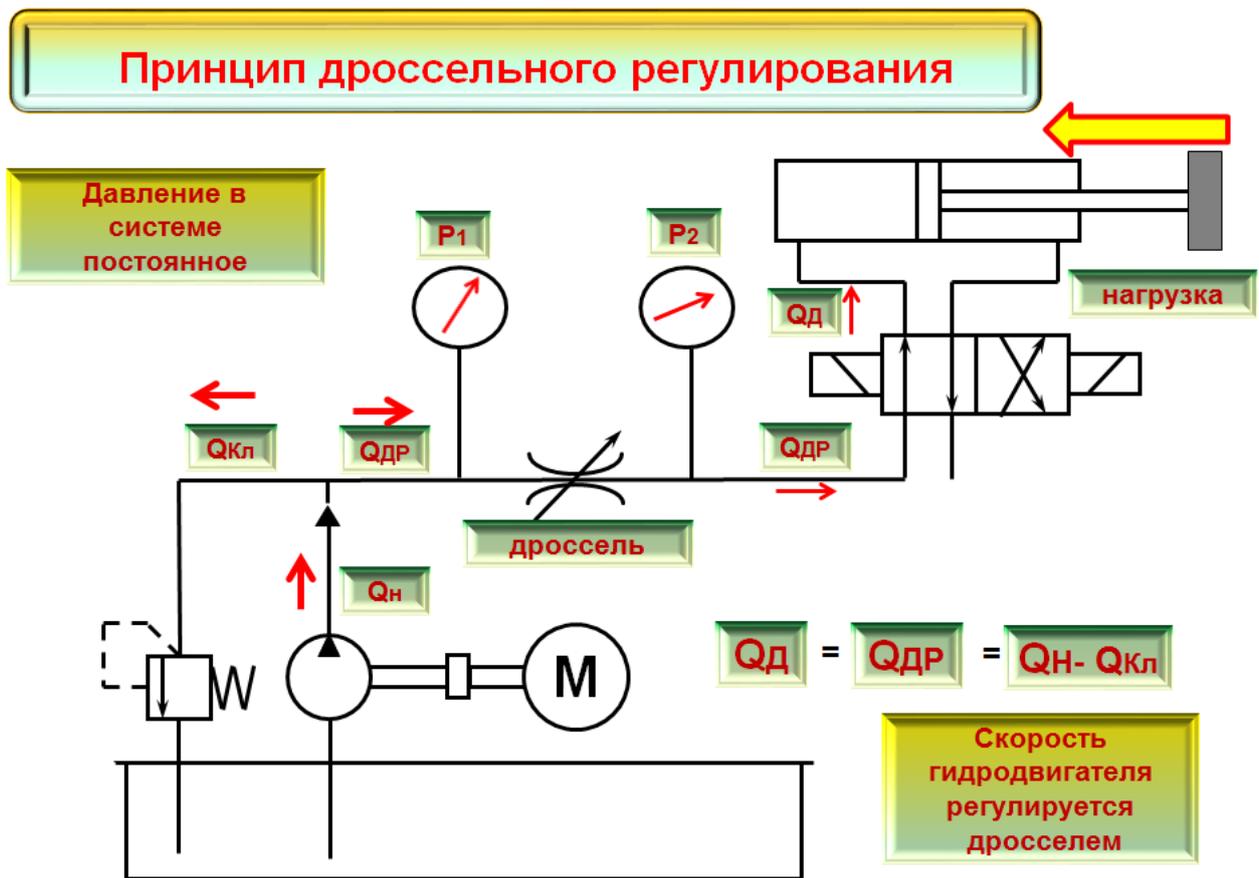


Рис. 2.30. Принцип дроссельного регулирования

Характеристика клапана на рис. 2.31 формируется его настройкой на величину значения открытия клапана $P_{ко}$. По мере увеличения расхода жидкости через клапан происходит отклонение характеристики от контролируемой величины давления вследствие воздействия на запорный элемент клапана гидродинамических сил протекающей жидкости.

Располагаемая характеристика насосной станции отражает совместную работу насоса и клапана, ограничивая энергетические возможности использования произведенных параметров рабочей жидкости.

Основные причины использования дроссельного способа регулирования, кроме простоты использования и невысокой стоимости, изложены на рис. 2.32.

Необходимо заметить, что зачастую совмещают функции дросселя и распределителя, используя многопозиционные четырехщелевые гидрораспределители, в которых одновременно

могут работать сразу два дросселя: на входе и на выходе, в зависимости от положения распределителя.

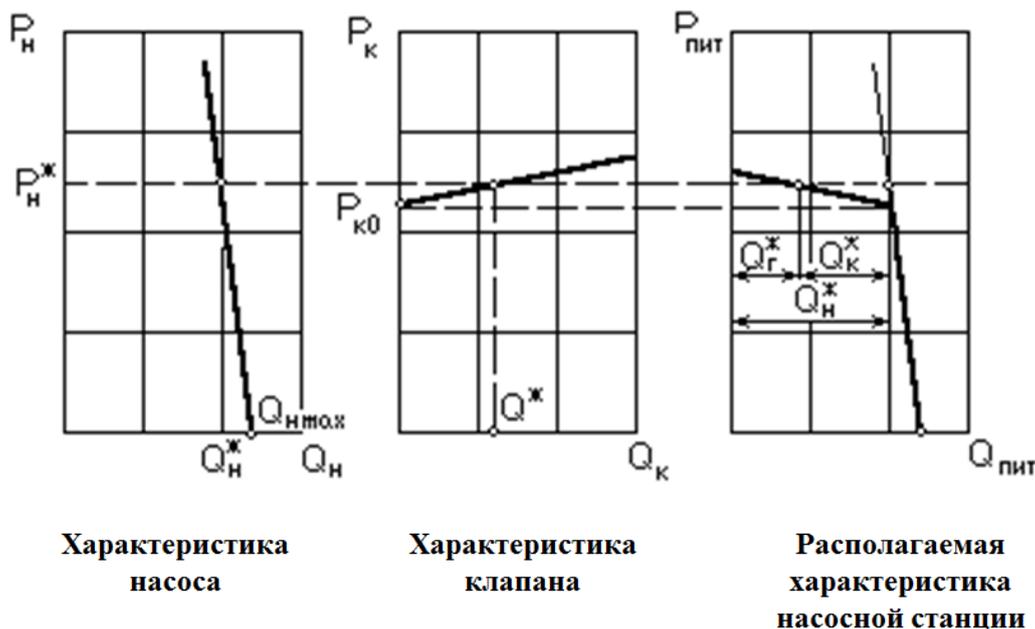
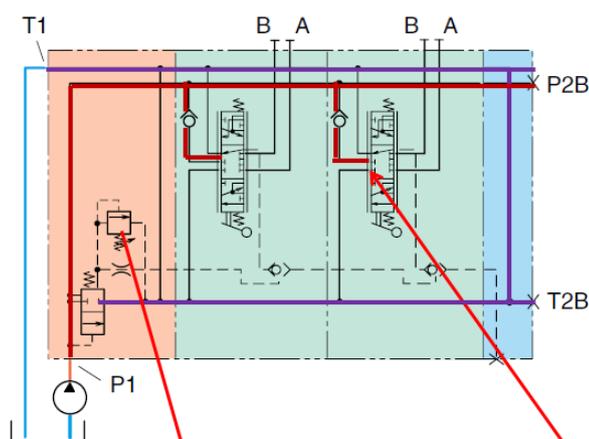


Рис. 2.31. Располагаемая характеристика насосной станции

Принципиально различают использование многопозиционных четырехщелевых гидрораспределителей в системах как гидрораспределители с открытым (рис. 2.33) и закрытым (рис. 2.34) центром. Определяется это возможностью пропускать через себя рабочую жидкость при нейтральном положении распределителя (отсутствии управляющих команд) или способностью исключать такую возможность.

Основное отличие использования схем с открытым и закрытым центром распределителей заключается в наличии или отсутствии давления в системе в режиме ожидания управляющей команды. Так, в схеме на рис. 2.33 при нейтральном положении многопозиционных шести линейных гидрораспределителей с ручным управлением и пружинным центрированием золотника рабочая жидкость от насоса сразу возвращается в бак. Такая схема экономична в эксплуатации и меньше подвергнута загрязнению. Но при этом утрачиваются основные преимущества дроссельного способа регулирования, приведенные на рис. 2.32.

Система с постоянным расходом и закрытым центром



Система с постоянным давлением

Невостребованная жидкость возвращается в бак через переливной клапан

Клапан переливной

В среднем положении распределители закрыты

Система с постоянным давлением и дроссельным регулированием используется при наличии требований

к высоким уровням нагрузок

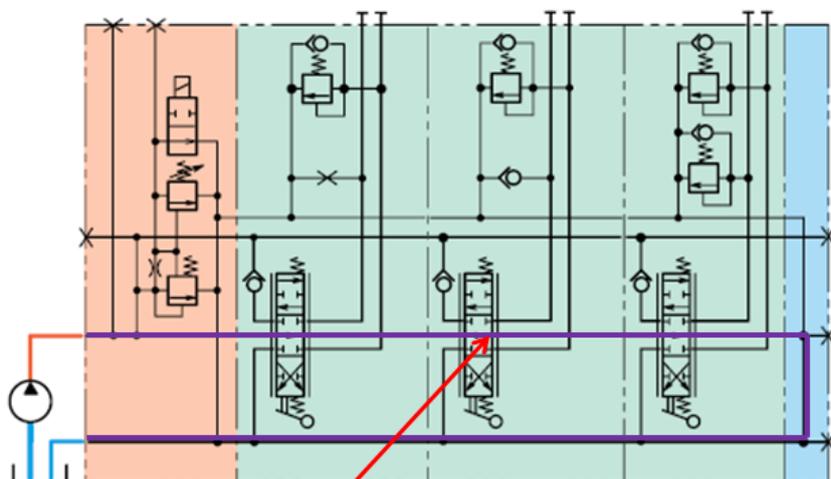
повышенной точности управления

бесконфликтности при выполнении одновременных операций

может быть изменена в соответствии с конкретными условиями эксплуатации для оптимального сочетания управления, рабочих характеристик и экономичности.

Рис. 2.32. Причины выбора дроссельного способа регулирования

Система с постоянным расходом и открытым центром



меньшее количество сложных компонентов

мало-восприимчива к загрязнению

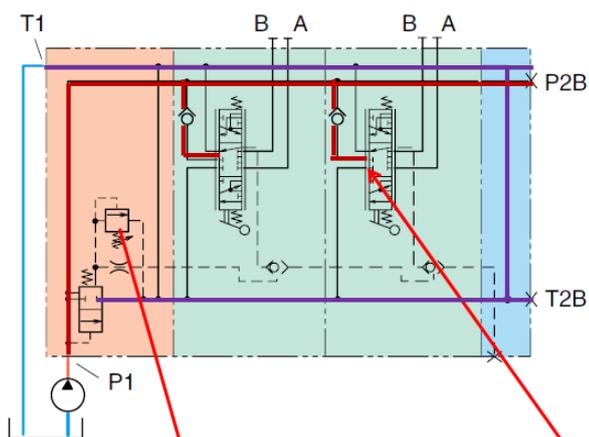
очень экономична в эксплуатации

В среднем положении распределители открыты

Нагрузки должны быть примерно одного уровня

Рис. 2.33. Схема с открытым центром

Система с постоянным расходом и закрытым центром



Система с постоянным давлением

Невытребуемая жидкость возвращается в бак через переливной клапан

Клапан переливной

В среднем положении распределители закрыты

Рис. 2.34. Схема с закрытым центром

В схеме на рис. 2.34 при нейтральном положении многопозиционных пяти линейных гидрораспределителей с ручным управлением и пружинным центрированием золотника рабочая жидкость от насоса возвращается в бак, преодолевая сопротивление пружины переливного клапана, поддерживающего в контуре постоянное давление. Такая схема имеет значительные преимущества для обеспечения точности, устойчивости и управляемости контура. Линии А и В на схеме обозначают подключение к гидродвигателям.

Внешняя (механическая) характеристика гидропривода с дроссельным регулированием и постоянным давлением питания приведена в безразмерном виде на рис. 2.35, а. Переливной клапан обеспечивает постоянное давление, т. е. максимальную реализуемую нагрузку F_{\max} при любом положении дросселя.

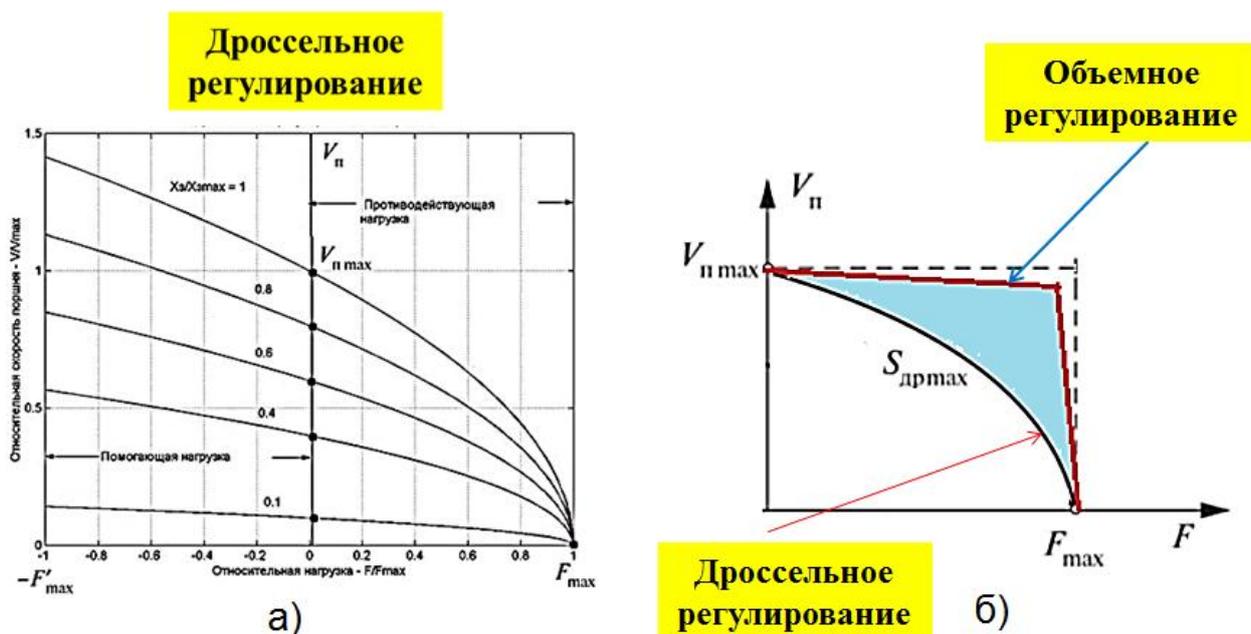


Рис. 2.35. Дроссельный и объемный способы регулирования гидропривода

При максимальной степени открытия дросселя $\bar{X} = \frac{X}{X_{\max}} = 1$ реализуются максимальные энергетические возможности насосной станции при данном способе регулирования. При закрытии дросселя величина развиваемых гидродвигателем скоростей (в данном случае – гидроцилиндром) снижается. Следует заметить, что при «помогающей» нагрузке развиваемые поршнем гидроцилиндра скорости могут превышать возможности насоса. При отсутствии

нагрузки и максимальном открытии дросселирующего гидрораспределителя поршень гидроцилиндра развивает максимальную скорость V_{\max} . По мере увеличения нагрузки на гидродвигателе F скорость поршня снижается вплоть до его полной остановки при значении усилия F_{\max} . Такой вид характеристики свидетельствует о нежесткости механической характеристики гидропривода с дроссельным регулированием, когда под действием возрастающей внешней нагрузки скорость исполнительного звена гидродвигателя падает.

На рис. 2.35, б для сравнения приведены максимально возможные внешние характеристики гидропривода при дроссельном и объемном способе регулирования. Преимущества в энергетике объемного способа регулирования очевидны. Закрашенная часть между характеристиками характеризует потери энергии при дроссельном способе регулирования.

Поскольку в литературе дроссельный способ регулирования описан достаточно подробно, то ниже будут рассмотрены некоторые вопросы объемного способа регулирования.

Объемный способ регулирования гидропривода. Как известно, основной принцип объемного регулирования заключается в изменении характерного рабочего объема объемной гидромашины. Это можно сделать тремя способами: изменением угла наклона диска или блока аксиально-поршневых гидромашин (рис. 2.36), а также за счет изменения величины эксцентриситета между ротором и статором пластинчатых и поршневых гидромашин.

Пластинчатая (шиберная) гидромашинка с регулируемым за счет изменения величины эксцентриситета характерным рабочим объемом приведена на рис. 2.37. Представлен вариант самой простой, механической регулировки эксцентриситета ε за счет изменения затяжки пружины винтом 3.

Все приведенные выше регулируемые гидромашинки имеют схожие по принципу действия и функциональному назначению регуляторы.

Ниже будут рассмотрены регуляторы аксиально-плунжерных насосов с наклонным диском. Регулируемый насос с наклонным диском универсально приспособлен для условий применения в различных системах циркуляции. При этом имеется возможность применения разнообразных регуляторов и типов конструктивного исполнения (рис. 2.38).

Аксиально - поршневые гидромашины



Рис. 2.36. Изменение угла наклона диска или блока аксиально-поршневых гидромашин

В случае использования в стационарных машинах насос, работающий в закрытой системе циркуляции, может быть доукомплектован вплоть до комплектной приводной станции, т. е. содержать устройства для настройки, встроенный клапанный блок, вспомогательные насосы на сквозном валу, резервуар и воздушный маслоохладитель. Возможно также использование полужакрытой системы циркуляции за счет установки устройства подпитки. Таким образом можно, например, скомпенсировать разность расходов при эксплуатации дифференциальных гидроцилиндров.

Данные типы насосов позволяют реализовать регулирование по принципу Load-sensing (чувствительности к нагрузке), режим проворота, а также вторичное регулирование. Система вторичного регулирования частоты вращения, состоящая из регулируемого

по давлению насоса и вторично регулируемого гидромотора, обеспечивает высокую динамику и точность, а также небольшие потери мощности и рекуперацию энергии.

При регулировании обеспечивается поддержание требуемого значения крутящего момента для заданной частоты вращения. В системе с заданным давлением этот крутящий момент пропорционален подаче насоса или углу наклона. Угол наклона контролируется встроенным индуктивным датчиком перемещения, который подтверждает частоту вращения, полученную от тахогенератора.

Пластинчатая гидромашина

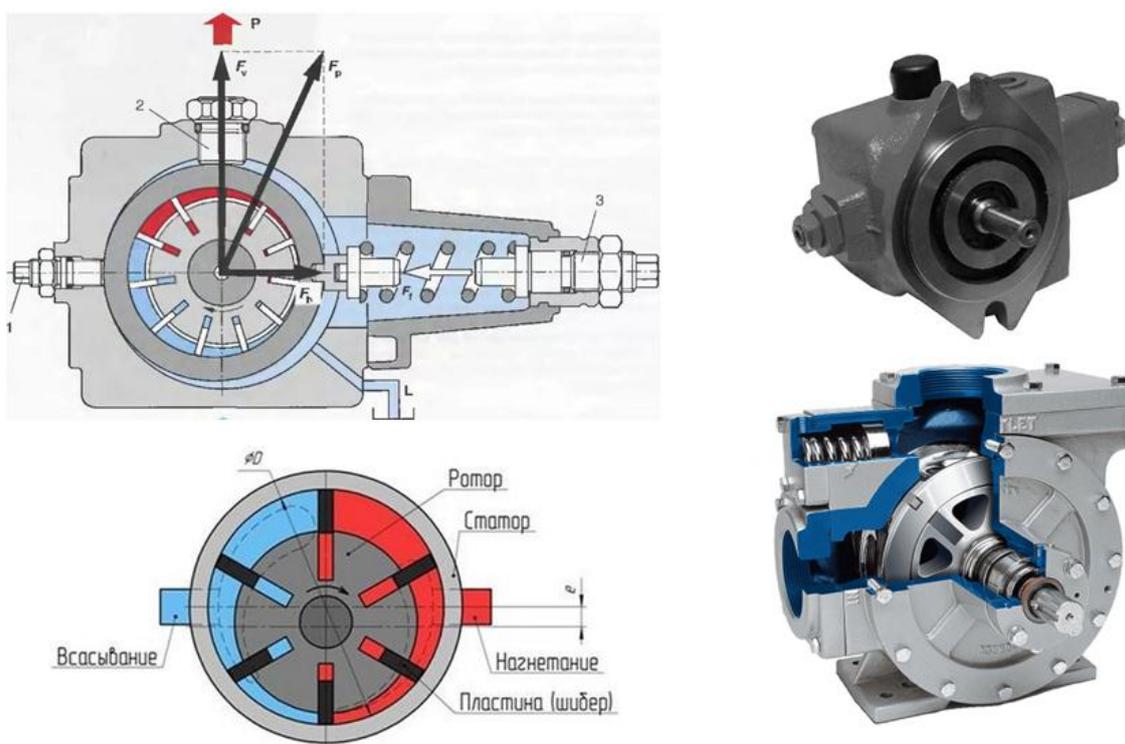


Рис. 2.37. Регулируемая пластинчатая гидромашина

В зависимости от конструктивного исполнения насос может быть многофункциональным. Изменение угла наклона диска гидромашины может осуществляться, например, для изображенного на рис. 2.39, а конструктивного исполнения непосредственно через поворотную цапфу, связанную напрямую с наклонным диском без внутренней силовой поддержки. В нулевом положении подача насоса равна нулю. При переходе через нулевое положение направление подачи изменяется. Углы наклона поворотной цапфы и наклонного

диска одинаковы. Изменение угла наклона диска приводит к изменению хода плунжера, т. е. изменению характерного рабочего объема гидромашины (рис. 2.39, б). Это, в свою очередь, изменяет подачу насоса или частоту вращения вала гидромотора.



Рис. 2.38. Аксиально-поршневые гидромашины с регуляторами

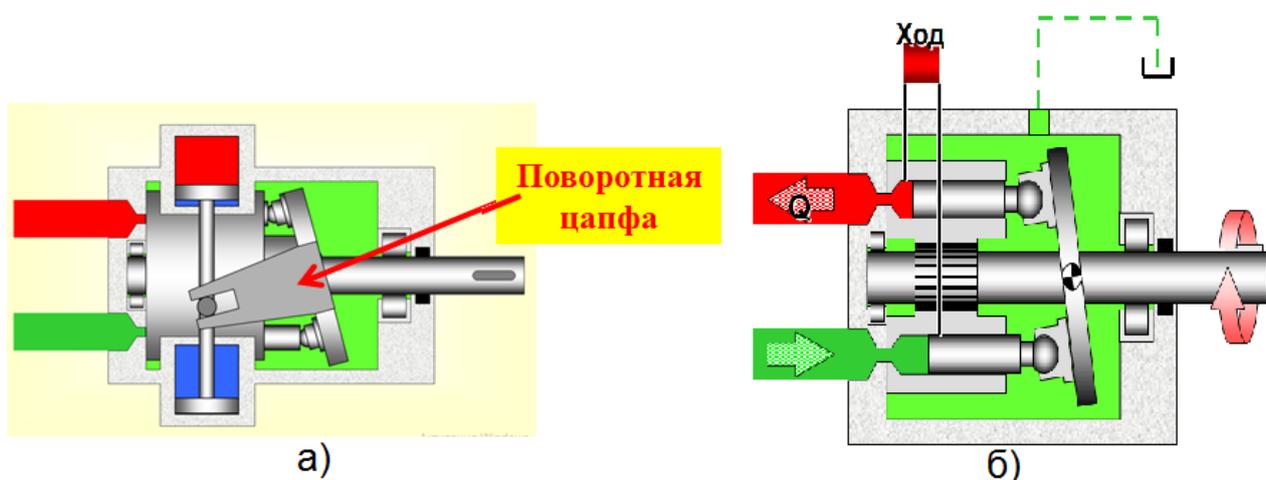


Рис. 2.39. Регулируемая аксиально-поршневая гидромашинa с наклонным диском и поворотной цапфой:
 а – расположение поворотной цапфы; б – ход поршня

Крутящий момент на поворотной цапфе, обычно поворачиваемой механическим (вручную и/или с помощью педали) или гидромеханическим способом, зависит от рабочего давления и угла поворота. Механическое ограничение угла или центровка нулевого положения должны осуществляться установочным механизмом.

Ниже приведен общий обзор наиболее применяемых регулирующих устройств насосов и гидромоторов.

Основные отличительные типовые признаки регулирующих устройств заключаются в следующем:

- тип системы циркуляции;
- передача силы регулятора (гидравлическая или механическая);
- настройка (напрямую или по предварительной установке);
- характеристическая кривая (местоположение и возможность настройки);
- система управления (без обратной связи): механическая – ручная; механическая – электрическая; гидравлическая – механическая; гидравлическая – электрическая; гидравлическая – гидравлическая;
- система регулирования (с обратной связью): гидравлическая – механическая; гидравлическая – электрическая.

Электронные элементы, которые служат в качестве усилителей сигналов, в списке не учтены.

На рис. 2.40 приведены контролируемые параметры на выходе объемных регулируемых гидромашин. Для насоса это обычно давление или расход. Для гидромотора – частота вращения вала или момент на валу. Также действие регулятора может обеспечивать поддержание постоянной мощности. Допустимо использование одновременного регулирования нескольких параметров гидромашин.

Для начала предлагается рассмотреть самый простой вид регулирования – изменение характерного рабочего объема гидромашин по команде извне, не учитывая особенности эксплуатации и противодействие изменяющихся нагрузок на гидросистему: ручное (механическое), с помощью электромотора и электрогидравлическое регулирование.

Ручное регулирование (MA – Manual control) характерного рабочего объема (на рис. 2.41, а приведена схема регулирования реверсивного насоса) обеспечивает бесступенчатое изменение подачи

вручную за счет механического перемещения толкателя с помощью винтовой передачи (рис. 2.41, б). Изменения подачи насоса от минимального (порядка 20 %) до максимального значения осуществляется вручную с точностью поддержания расхода при изменении давления на выходе в пределах объемного КПД насоса (порядка 5 %).

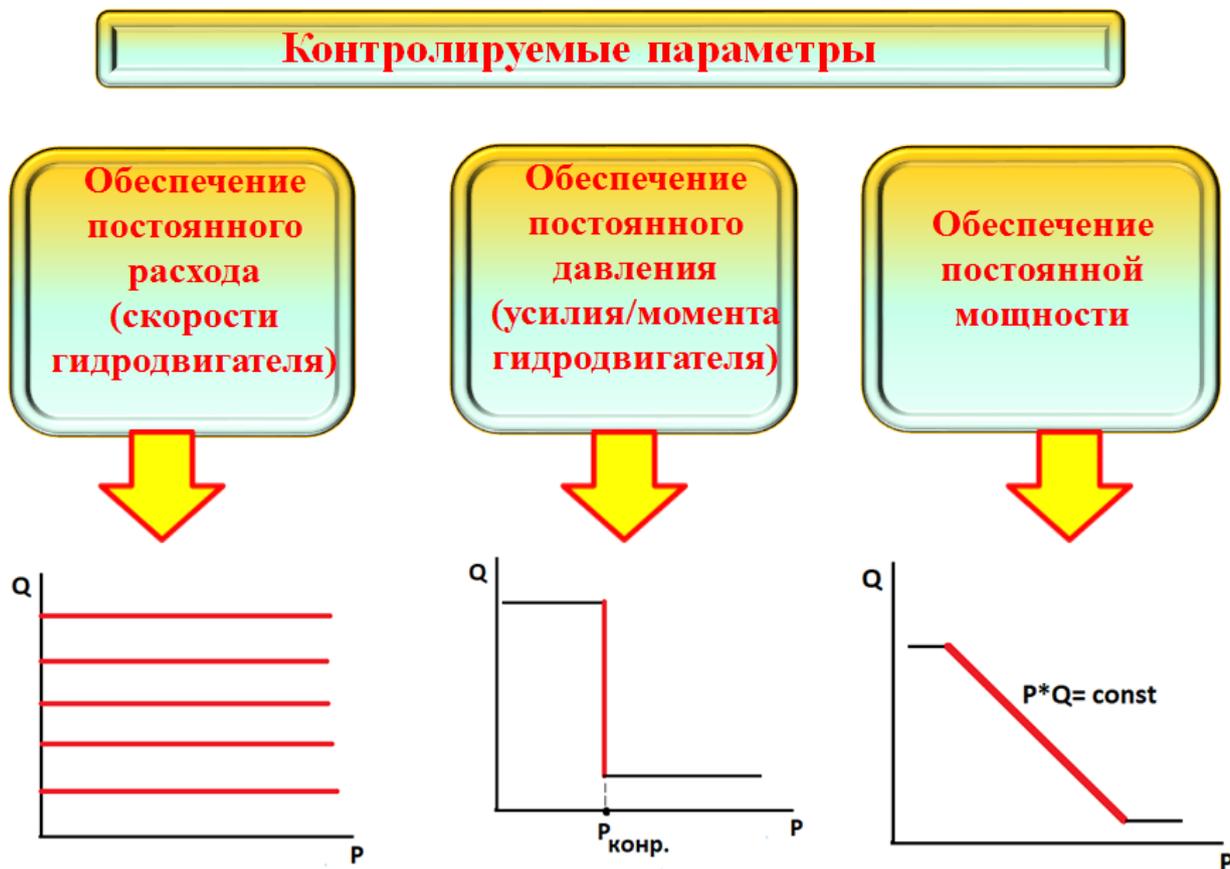


Рис. 2.40. Регулируемые параметры гидромашин

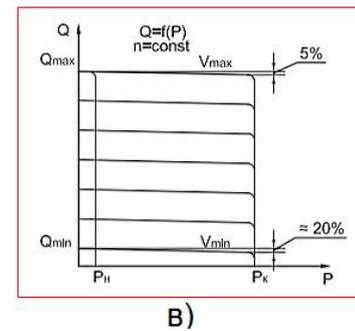
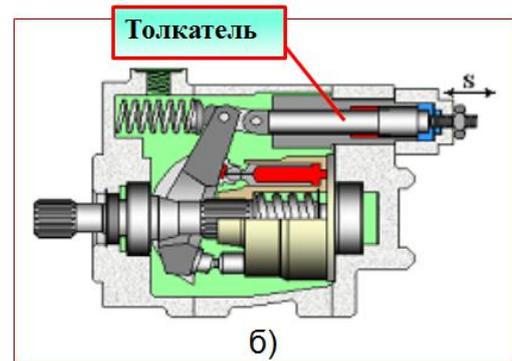
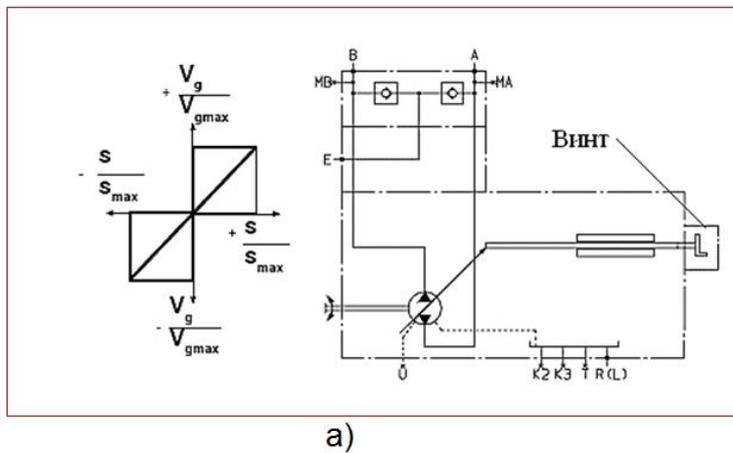


Рис. 2.41. Гидромашина с ручным регулированием рабочего объема:
a – схема регулятора; *б* – действие толкателя диска; *в* – характеристики гидромашины

Регулирование с помощью электродвигателя (EM – Electric motor control) позволяет бесступенчато изменять подачу (рис. 2.42) за счет механического перемещения толкателя с помощью винтовой передачи, приводимой в движение встроенным электродвигателем. По выбору возможно программное управление с остановками в промежуточных положениях при использовании датчиков конечных положений или потенциометров.

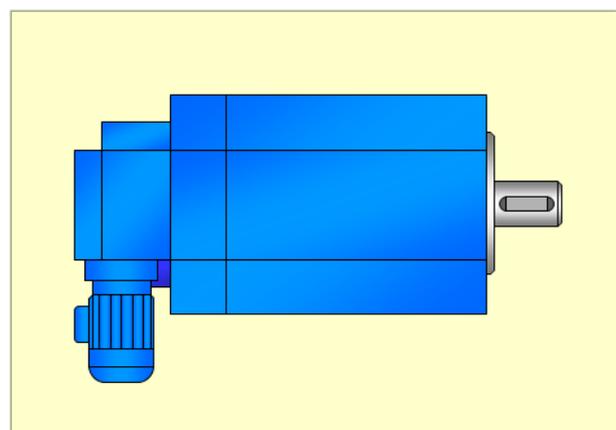
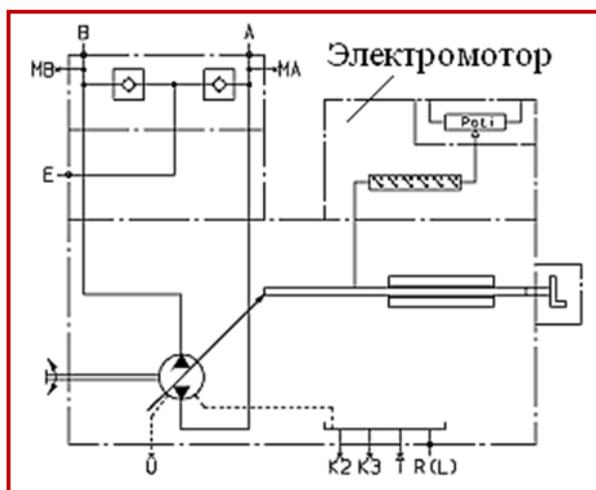


Рис. 2.42. Гидромашина с электромеханическим регулированием рабочего объема

Регулирование с помощью электрогидрораспределителя.

Электрогидравлический пропорциональный регулятор позволяет бесступенчато и программируемо настраивать рабочий объем насоса пропорционально силе тока, поступающей на пропорциональный электромагнит клапана, питающийся напряжением 12 и 24 В постоянного тока (рис. 2.43). Пропорциональный электромагнит создает усилие, действующее на золотник, пропорциональное силе тока, за счет которого перемещается управляемый гидроцилиндр (рис. 2.43), поворачивая блок управления объемом насоса, и тем самым изменяется его рабочий объем до тех пор, пока баланс сил за счет обратного действия пружины сжатия не восстановится. Для управления пропорциональным электромагнитом необходимо питание 24 В (12 В) постоянного тока. Примерный диапазон силы тока составляет от 350 (700) до 700 (1400) мА (при стандартных настройках минимального и максимального рабочих объемов). Максимально допустимый ток равен 800 (1600) мА.

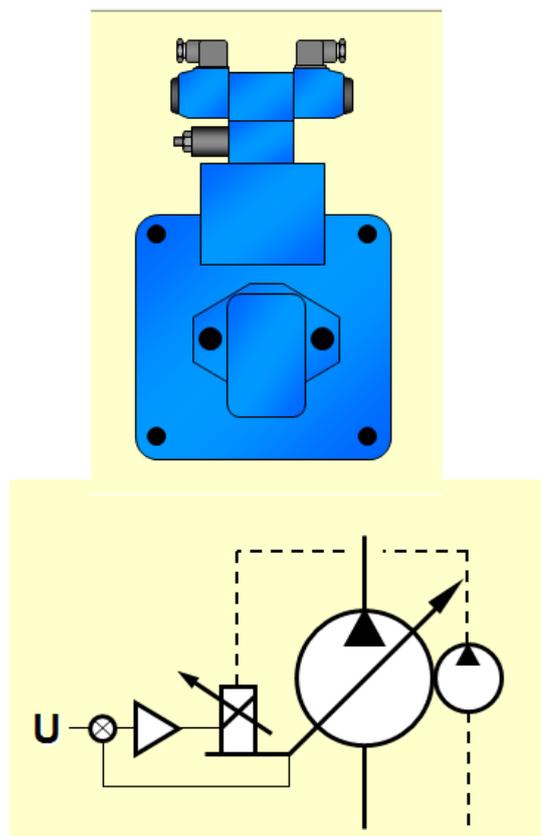
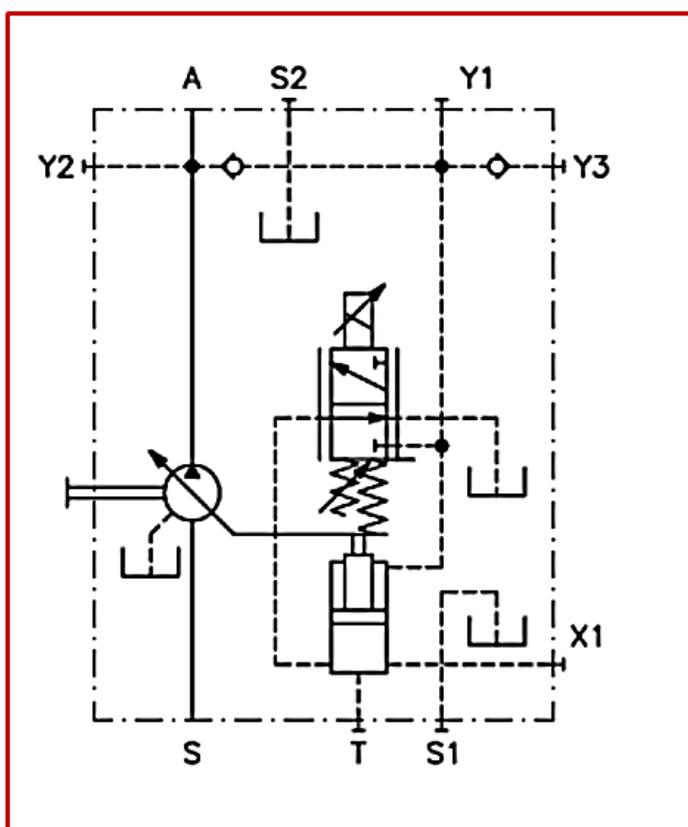


Рис. 2.43. Насос с электрогидравлическим регулятором производительности

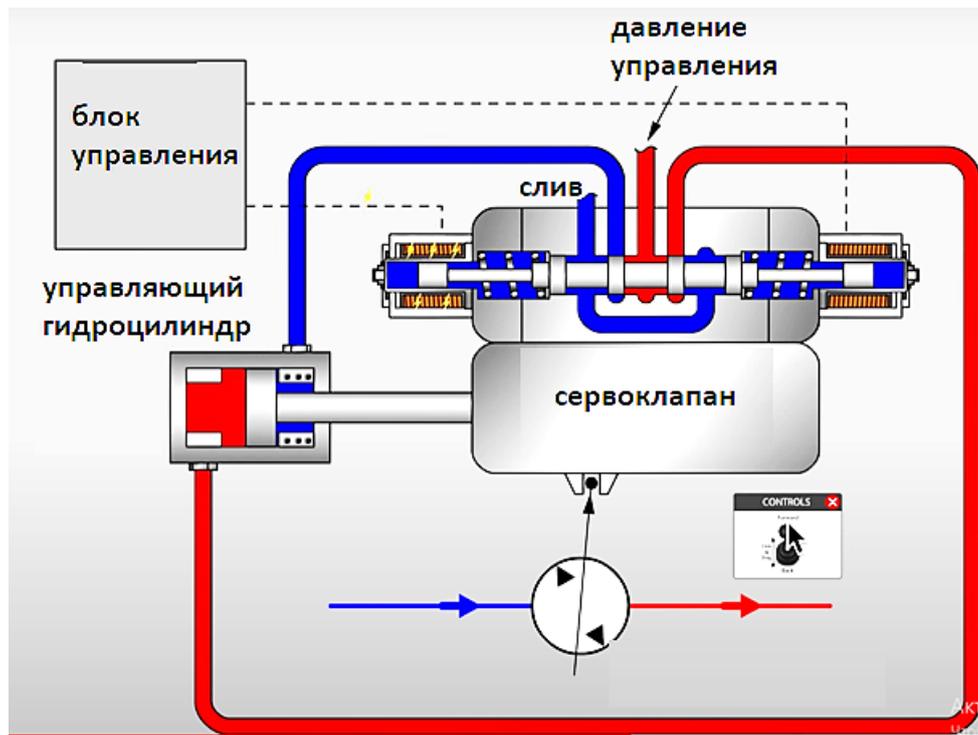


Рис. 2.44. Электрогидравлический регулятор производительности и реверса насоса

Следует отметить, что характеристики насосов, приведенных на рис. 2.42 и 2.43, соответствуют характеристикам на рис. 2.41, в.

Более сложный, но также и более распространенный вид регуляторов гидромашин представляют регуляторы с переменным рабочим объемом, но уже учитывающие особенности эксплуатации гидросистемы и воздействие случайных и характерных нагрузок на гидродвигатели (рис. 2.45). Это можно назвать как использование регулятором обратных связей по нагрузке. Основа работы регуляторов гидромашин – контроль давления в системе, определяемого в данном случае (при объемном способе регулирования) воздействием нагрузки. Функции, исполняемые такими регуляторами, приведены на рис. 2.46.

В общем случае, укрупненно, регуляторы гидромашин с контролем нагрузки можно разделить (рис. 2.47) на регуляторы давления, регуляторы мощности, регуляторы давления-поддачи, регуляторы давления-поддачи-мощности и регуляторы с гидравлической настройкой по управляющему давлению.

РЕГУЛЯТОРЫ ГИДРОМАШИН С ПЕРЕМЕННЫМ РАБОЧИМ ОБЪЕМОМ



Нагрузки носят случайный характер (мобильная техника)



Необходимость поддержания скорости



Необходимость поддержания усилия



Выполнение точных работ

Рис. 2.45. Назначение регуляторов гидромашин

ОСНОВА РАБОТЫ РЕГУЛЯТОРОВ - КОНТРОЛЬ ДАВЛЕНИЯ В СИСТЕМЕ

При изменении внешней нагрузки в зависимости от требуемых функций

Обеспечивают постоянную мощность

Обеспечивают оптимизацию работы

Обеспечивают постоянный расход (скорость гидродвигателя)

Обеспечивают постоянное давление (усилие/момент гидродвигателя)

Рис. 2.46. Функции регуляторов гидромашин



Рис. 2.47. Классификация регуляторов гидромашин с контролем нагрузки

Регулятор давления (DR, PC-Press control) поддерживает постоянное давление в гидросистеме в пределах своего диапазона регулирования независимо от потребляемого системой расхода. Насос постоянно автоматически регулируется на подачу, соответствующую потреблению. Если рабочее давление в системе превысит уровень настройки, то подача автоматически уменьшается и давление восстанавливается до заданного.

Диапазон настройки регулятора давления (рис. 2.48) определяется затяжкой пружины золотника регулятора. Статическая ошибка настройки регулятора составляет 3–10 атм в зависимости от конструкции гидромашин.

В исходном положении характерный рабочий объем гидромашин максимален (рис. 2.49, а), диск максимально отклонен действием пружины. После запуска насоса подача изменяется до тех пор, пока давление на выходе насоса не компенсирует усилия пружины регулятора давления (компенсатора давления). При этом золотник компенсирующего клапана занимает нейтральное

положение, при котором плунжер исполнительного механизма находится в равновесии.

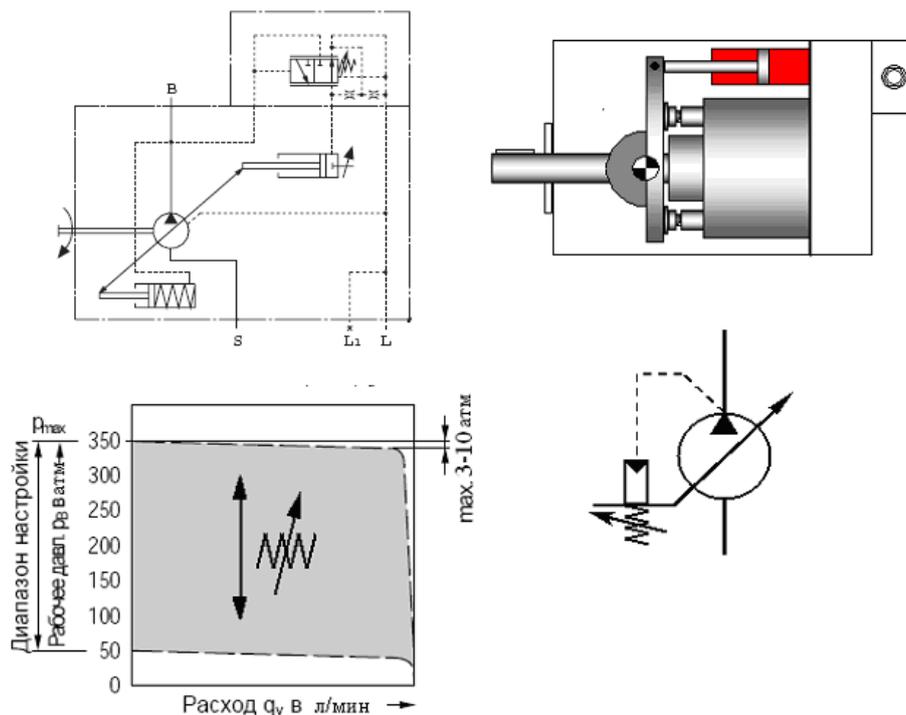


Рис. 2.48. Схема и характеристика работы регулятора давления

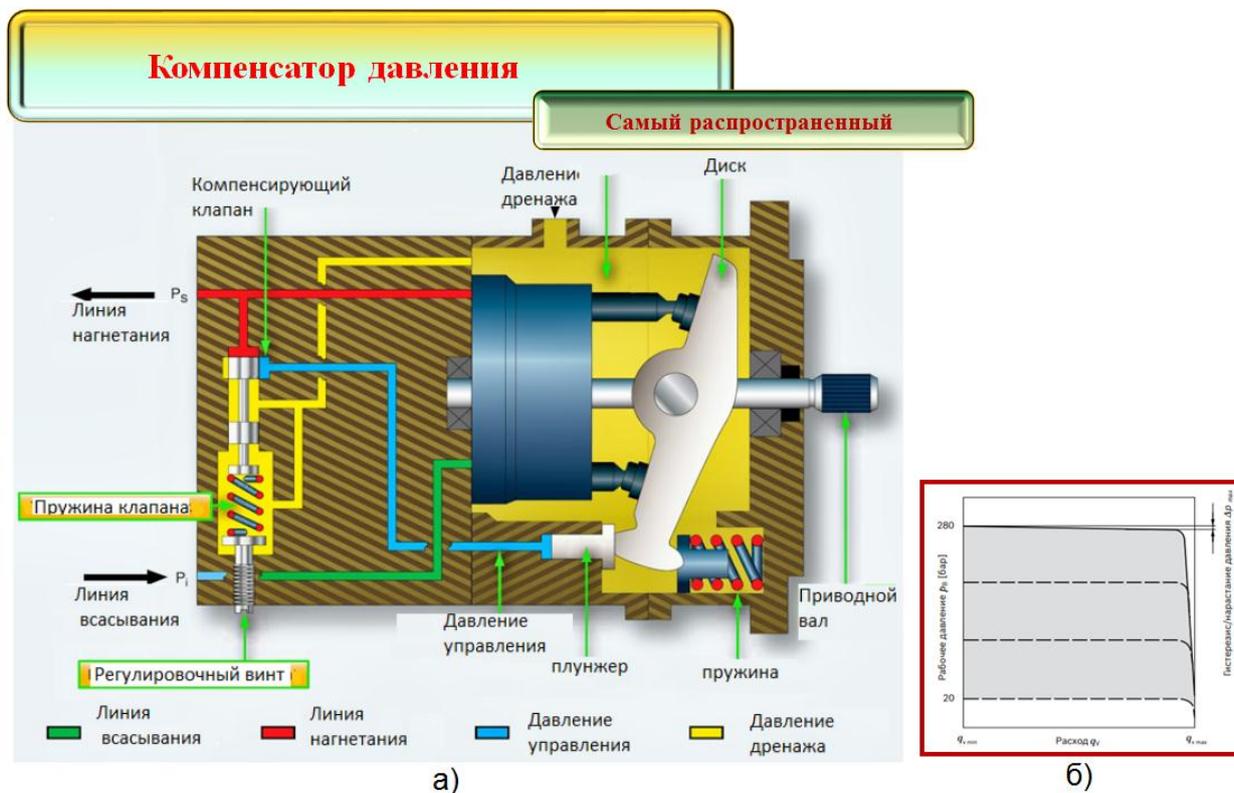


Рис. 2.49. Компенсатор давления насоса:
 а – схема работы компенсатора давления; б – характеристика насоса

При увеличении давления (нагрузки) в линии нагнетания компенсирующий клапан смещается вниз, преодолевая действие пружины. Давление в линии управления повышается, и плунжер регулятора, преодолевая действие пружины, смещает наклонный диск гидромашины, уменьшая характерный рабочий объем и подачу насоса. Давление в линии нагнетания снижается до величины давления настройки (рис. 2. 49, б).

При падении давления на выходе насоса золотник компенсирующего клапана под действием силы пружины смещается вверх, давление в линии управления падает, что приводит к росту подачи насоса до тех пор, пока давление на его выходе не станет равным давлению настройки, эквивалентному усилию пружины регулятора. Таким образом, насос автоматически поддерживает минимальный уровень давления на выходе, определяемый усилием настройки пружины, с помощью изменения подачи.

На рис. 2.50 приведены примерное время срабатывания и пиковое давление регулятора давления. Значения получены при моделировании нагрузки с момента открывания до момента достижения заданной величины расхода при использовании клапана давления, настроенного на величину 350 атм и смонтированного на расстоянии 1 м от напорного отверстия насоса. Регулятор давления установлен на 280 атм. Эта информация свидетельствует о высокой скорости перекладки рабочего объема гидромашин и возможности их использования не только для регулирования подачи, но и для замены гидрораспределителя при реверсе гидромашины.

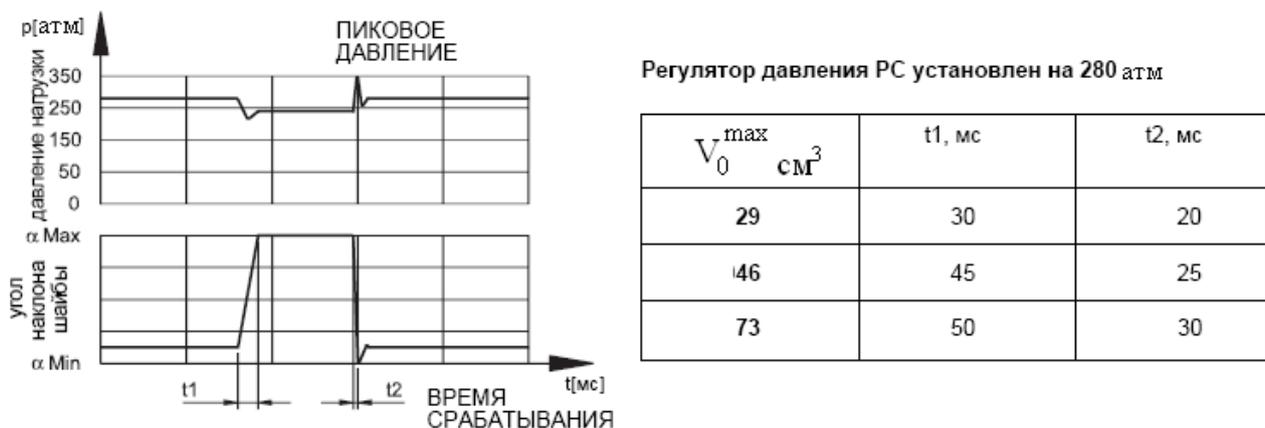


Рис. 2.50. Динамические характеристики регулятора давления

Как правило, компенсатор давления имеет более сложную конструкцию. Зачастую он содержит пилотный золотник и золотник ограничения давления (рис. 2.51). Это самый распространенный вид компенсатора давления.

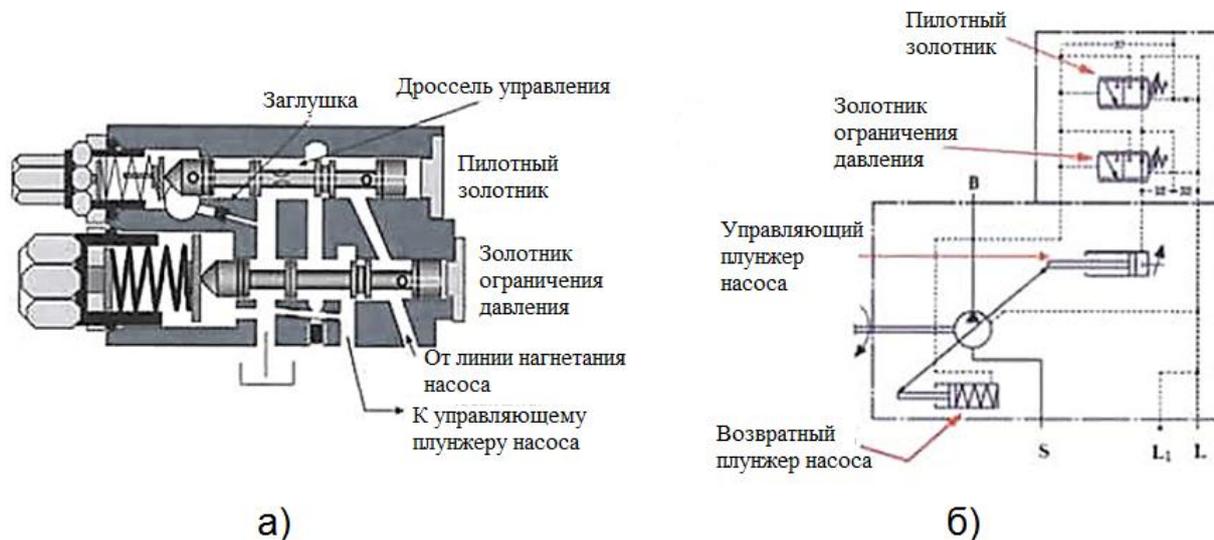


Рис. 2.51. Типовой компенсатор давления:
 а – схема компенсатора; б – схема регулятора

Пружинная полость пилотного золотника (левая, рис. 2.51, а) соединена с противоположной (правой, рис. 2.51, б) через дроссель, выполненный внутри его шейки.

Пружинная полость золотника ограничения давления соединена со сливом. Противоположные торцевые полости золотников (правые, рис. 2.51, а) связаны с линией нагнетания аксиально-поршневого насоса. В корпусе регулятора выполнены стабилизирующие дроссели. Рабочая жидкость из регулятора поступает в управляющий плунжер насоса, который перемещает наклонную шайбу (рис. 2.52, б). Противоположный возвратный подпружиненный плунжер всегда стремится вернуть наклонную шайбу в исходное положение, соответствующее максимальному рабочему объему насоса. Жесткость пружины пилотного золотника регулятора очень маленькая. Но чтобы сдвинуть этот золотник, помимо небольшого сопротивления пружины, необходимо преодолеть гидравлическую силу, действующую на его торец. Эта сила зависит от величины давления в пружинной полости, которое меньше, чем в противоположной. Его значение определяется величиной перепада давления на дросселе внутри шейки золотника. Пилотный клапан

с учетом действия на его золотник слабой пружины и разницы давления настраивается на 1,0–3,0 МПа, в зависимости от условий применения аксиально-поршневого насоса. Пружина золотника ограничения давления силовая и настроена на 25,0–28,0 МПа.

Диапазон настройки регулятора давления определяется затяжкой пружины золотника регулятора. Статическая ошибка настройки регулятора составляет 3–10 атм в зависимости от конструкции гидромашины.

Регуляторы давления гидромашин могут комплектоваться дополнительными устройствами, обеспечивающими функции:

- регулятор давления с внешним (дистанционным) управлением (рис. 2.52), многопозиционный электрогидрораспределитель 2 и клапан давления 1 в комплект поставки не входят;

- регулятор давления и расхода (рис. 2.53);

- регулятор давления для параллельной работы (используется для регулирования давления при нескольких параллельно работающих насосах. Заданное давление на всех подключенных в систему насосах устанавливается отдельным напорным клапаном);

- регулятор давления с электрическим переключением на минимальную производительность;

- электрическое управление разгрузкой насоса (регулятор давления, соединенный с двухпозиционным электромагнитным клапаном, позволяет осуществлять управление производительностью насоса при нулевой подаче и минимальном давлении напора). Данная функция полезна для разгрузки насоса при пуске или для работы на минимальном давлении в системе в периодах паузы в работе машины, что позволяет значительно экономить энергию. Переключение реле давления осуществляется электромагнитным клапаном (заказывается отдельно), установленным непосредственно на регуляторе насоса);

- регулятор давления с двумя рабочими давлениями и разгрузкой (уровни давления устанавливаются за счет использования трехпозиционного электромагнитного распределителя);

- регулятор давления с пропорциональным электрическим управлением (позволяет осуществлять непрерывный контроль и управление давлением в системе при использовании пропорционального электромагнитного клапана).

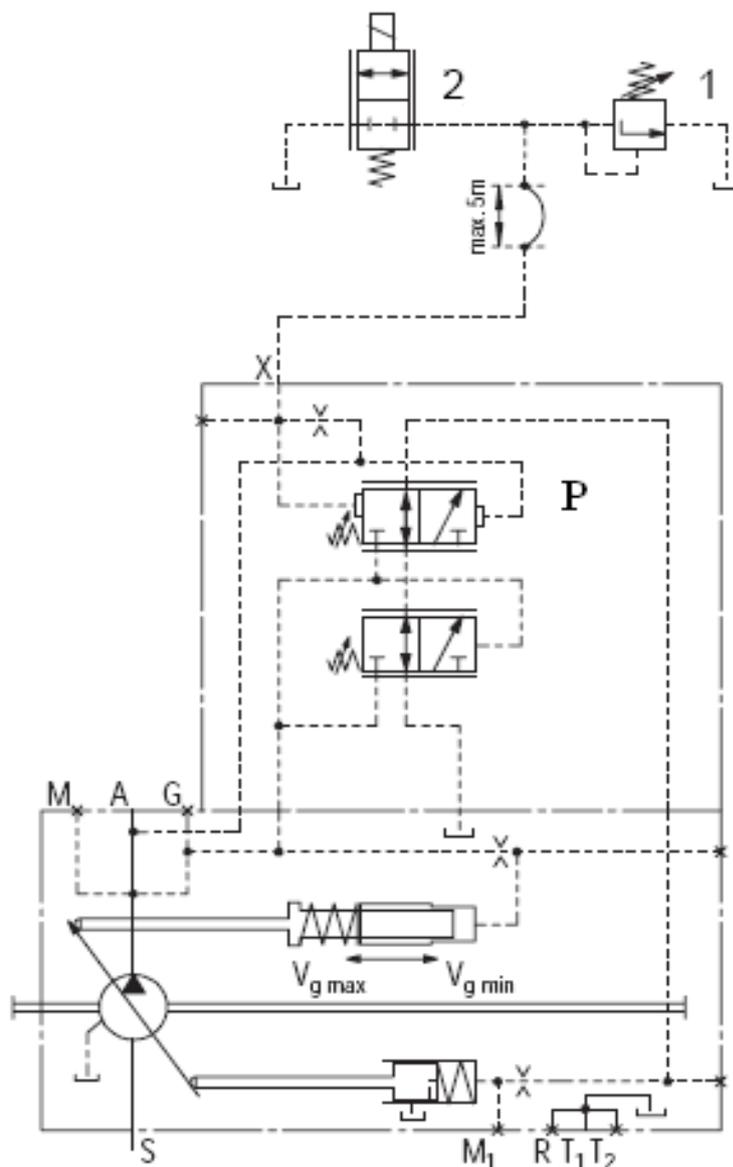


Рис. 2.52. Регулятор давления с дистанционным управлением

Регулятор давления и расхода (рис. 2.53) при дополнительной комплектации его многопозиционным электрогидрораспределителем Р и редукционным клапаном давления КР (в комплект поставки не входят) значительно расширяют возможности управления параметрами гидросистемы. Регулятор дистанционного управления, помимо ограничения максимального давления в магистрали (клапан Р), обеспечивает дистанционное управление давлением насоса за счет блока дистанционного управления, присоединенного к отверстию Х (типичное применение для погружных насосов). На рис. 2.53 в качестве примера показана возможность дистанционного управления регулятором с помощью электрогидравлического многопозиционного

распределителя Р и редукционного клапана КР, обеспечивающего командное давление в линии управления регулятором.

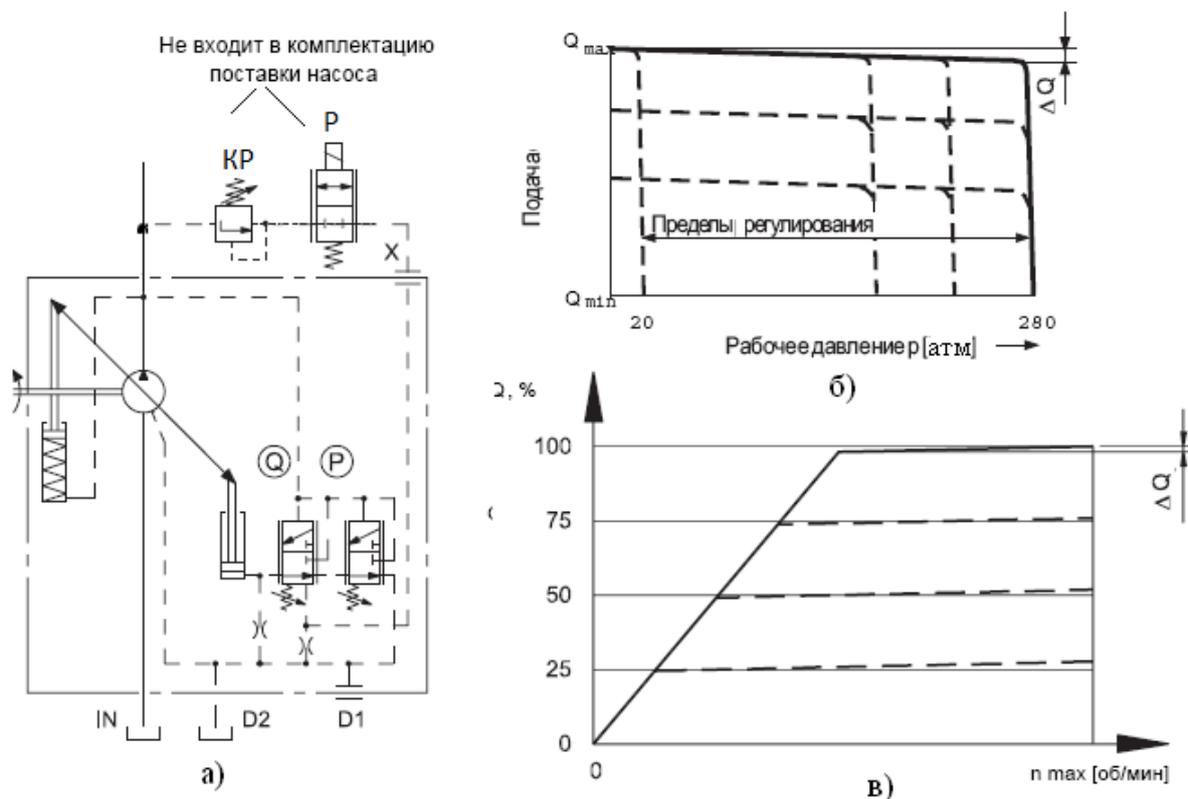


Рис. 2.53. Регулятор давления и расхода: а – схема регулятора; б – статические характеристики; в – статические характеристики при переменной скорости вращения

Если для дистанционного управления используется клапан регулировки давления, то рекомендуется использовать клапан прямого действия, подходящего для управления потоком 1,5 л/мин.

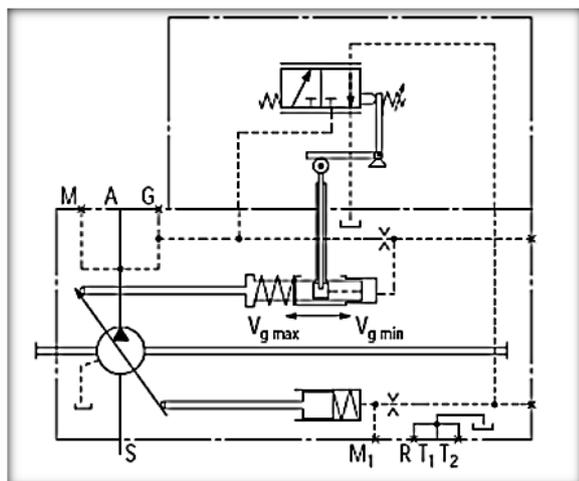
При дистанционном регулировании давления возможна настройка регулятора от отдельного напорного клапана 1, чем достигается настройка на меньший уровень давления. Диапазоны настройки от 50 до 350 атм. Может использоваться также отдельный распределитель 2, который обеспечивает работу системы на низком рабочем давлении (давление Stand-By). Оба варианта могут использоваться как совместно, так и отдельно (см. рис. 2.52). Напорный клапан и распределитель в состав поставки не входят. Максимальная длина трубопровода управления не более 2–5 м.

Регулятор давления и расхода, помимо функции регулировки давления, позволяет регулировать величину расхода насоса

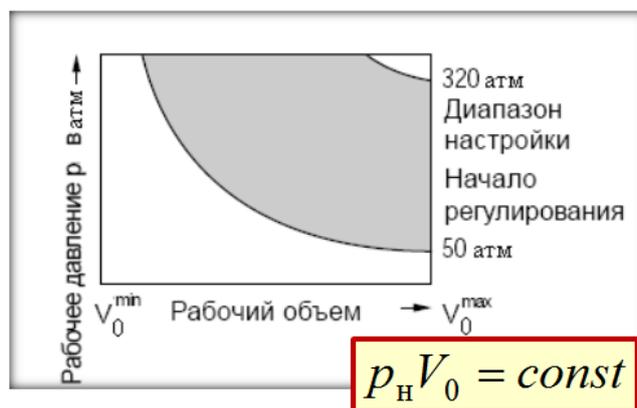
(рис. 2.53, б) в соответствии с перепадом давления Δp на дроссельном клапане, установленном в магистрали потребителя. Фактически перепад давления измеряется между выходом насоса и выходом дроссельного клапана. В качестве дроссельного клапана может выступать как обычный дроссель, так и пропорциональный или ручной распределитель. Давление регулируется в диапазоне 20–350 атм при помощи регулятора P , перепад давления Δp на дросселе задается регулятором Q в диапазоне 10–30 атм, минимальное давление на выходе 20 атм (при нулевой величине расхода и установке по умолчанию регулятора давления Q).

Регулятор мощности (LR – Power Control). В насосе регулятор мощности изменяет рабочий объем насоса в зависимости от давления в системе таким образом, что при постоянной частоте вращения мощность приводного двигателя не превышает установленной величины, обеспечивая зависимость $p_n V_0 = \text{const}$.

Оптимальное потребление мощности обеспечивается по гиперболической зависимости (рис. 2.54, б). Рабочее давление через плунжер подается на коромысло (рис. 2.54, а). Уровень мощности задается извне противодействующей пружиной. В начале процесса регулирования угол наклона диска насоса максимален. Конечное положение зависит от величины максимального давления. Оба конечных значения могут регулироваться с помощью упоров. Если сила действия давления превышает силу затяжки пружины, то через коромысло перемещается управляющий золотник, и насос регулируется в сторону уменьшения рабочего объема. При этом уменьшается действующая длина рычага на коромысло, и давление может вырасти на величину, пропорциональную уменьшению подачи ($p_n V_0 = \text{const}$).



а)



б)

Рис. 2.54. Насос с регулятором мощности:
а – схема регулятора; б – характеристики насоса

Существуют модификации регулятора мощности: с компенсатором давления (LR2D), с дистанционным управлением (LR2G), с регулятором расхода (LR2F, LR2S), с гидравлическим ограничением хода (LR2H), с механическим ограничением хода (LR2M), с гидравлическим двухступенчатым управлением (LR2Z), с электрической разгрузкой при запуске (LR2Y). В модификации LR2N регулирование начинается с минимального рабочего объема, а величина подачи пропорциональна давлению управления. Встроенный регулятор мощности перекрывает сигнал давления управления и поддерживает постоянство мощности. Имеются дополнительные версии: с компенсатором давления (LR2DN), с дистанционным управлением (LR2GN), с дистанционной настройкой регулятора мощности (LR3N, LR3DN, LR3GN).

Регулятор давления-подачи-мощности (DFLR, Pressure / Flow / Power Control) сочетает в себе все функции регулятора постоянной мощности, как и стандартный регулятор PQNC, но дополнительно позволяет осуществлять независимую пропорциональную регулировку расхода насоса и давления в диапазоне значений, находящихся в зоне, заданной регулятором мощности.

Регулирование подачи возможно в зоне между характеристиками мощности (рис. 2.55).

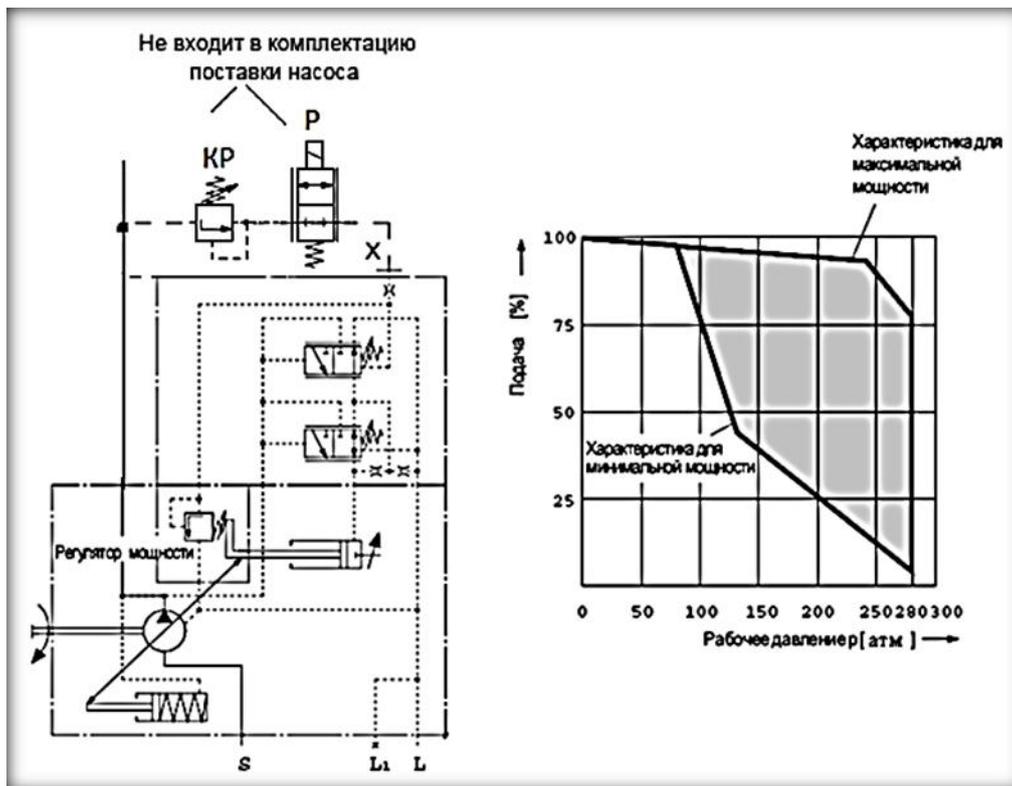


Рис. 2.55. Схема и характеристики регулятора давления-поддачи-мощности

Регулятор с гидравлической настройкой по управляющему давлению (HD, Hydraulic Control) позволяет бесступенчато настраивать рабочий объем насоса V_0 в зависимости от управляющего давления, подаваемого к присоединению Y (max 40 атм). Регулирование осуществляется от V_{0min} к V_{0max} . С ростом управляющего давления рабочий объем насоса увеличивается.

Начало настройки регулятора (при V_{0min}) 4–10 атм (рис. 2.56).

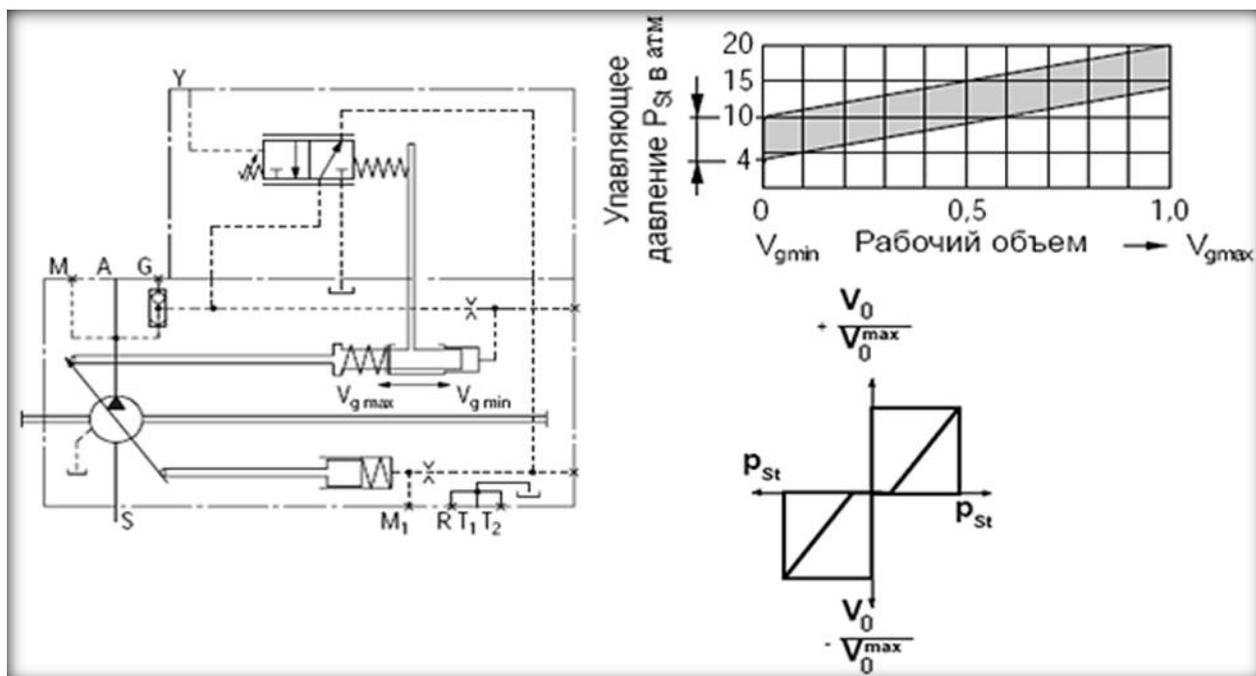


Рис. 2.56. Регулятор с гидравлической настройкой по управляющему давлению

В исходном состоянии при отсутствии давления характерный рабочий объем гидромашины максимален (V_{0max}). Для перевода насоса из исходного состояния с V_{0max} к V_{0min} необходимо давление настройки 30 атм (управляющее давление меньше начала регулирования). Необходимое для настройки давление подается от напорной линии, если давление в ней больше 30 атм. Если в напорной линии давление меньше 30 атм, то давление настройки необходимо подавать на присоединение G от отдельного источника. Если рабочее давление не менее 30 атм и $V_{0min} > 0$, то постороннее давление настройки не требуется.

Регуляторы с гидравлической настройкой по управляющему давлению по выбору могут быть доукомплектованы для исполнения функций:

- гидравлическая настройка ограничения управляющего давления;
- электрическая настройка с пропорциональным магнитом (существует возможность бесступенчатой и программируемой настройки рабочего объема насоса пропорционально силе тока, т. е. силе магнита).

Насос с регулятором, чувствительным к нагрузке (LS-регулирование). Это, пожалуй, самый востребованный в современной технике класс регулируемых гидромашин. Требования,

предъявляемые к мобильной гидрофицированной технике, становятся все более жесткими. Современные энергетические машины характеризуются высокой энерговооруженностью, универсальностью, наличием различных функциональных контуров, большим количеством гидродвигателей. Как следствие этого, возникает необходимость совмещения рабочих операций гидродвигателей при обеспечении регулируемых стабильных скоростей рабочих органов машин вне зависимости от нагрузки. Также необходимо организовать возможность подведения всей мощности первичного приводного двигателя к отдельным исполнительным гидродвигателям. Широкое совмещение операций исполнительных гидродвигателей является основным требованием, определяющим эффективность энерговооруженной мобильной техники.

Использование в гидроприводах насосов, работающих на принципе «чувствительный к нагрузке» (Load Sensing), позволяет во многом выполнить требования заказчика, предъявляемые к мобильной энергоемкой технике (рис. 2.57).

LS-регулирование применяется для гидравлических систем, в которых изменение нагрузки, в т. ч. и мгновенное, преобразованное в давление нагрузки, служит сигналом обратной связи для управляющего устройства, которое, в свою очередь, устанавливает необходимое давление насоса.

Особенностью систем с LS-регулированием является то, что скорость нескольких гидродвигателей, действующих одновременно, сохраняется постоянной независимо от изменения давления (противодействия нагрузок) в гидросистеме. Давление насоса поддерживается равным давлению нагрузки наиболее нагруженного потребителя плюс постоянное управляющее давление. Эта особенность LS-систем является основополагающим фактором в процессе работы, поскольку время, затрачиваемое на работу машины, существенно сокращается.

Кроме того, LS-системы также обладают такими преимуществами, как энергоэкономичность, повышенный срок между техобслуживанием, снижаются многие виды потерь энергии, они обладают пониженной шумностью, высокой управляемостью и пр. (рис. 2.58).

В целом использование системы с управлением LS взамен обычной повышает динамику всех подвижных частей гидропривода, существенно увеличивает общий КПД системы, что ведет

к снижению экономических затрат, ускоряет рабочий процесс, а также упрощает его.



Рис. 2.57. Направления реализации применения LS

Безусловно, использование таких систем приносит и свои недостатки: это сравнительно высокая стоимость агрегатов повышенной сложности, что влечет за собой сложность обслуживания. Поэтому в качестве рекомендаций к применению LS-регулирования следует отметить:

- наличие большого количества гидродвигателей или контуров;
- случайный характер нагрузок на исполнительные гидродвигатели;
- возможность использования насоса меньшей производительности/стоимости.

Достоинства LS-регулирования



Рис. 2.58. Основные преимущества гидросистем с LS-регулированием

Условное обозначение и характеристики насоса с LS-регулированием, т. е. автоматическим управлением давлением и подачей, представлены на рис. 2.59.

LS-регулятор содержит два гидроцилиндра, один из которых стремится увеличить рабочий объем насоса, т. е. увеличить подачу. Другой гидроцилиндр загружен давлением, величина которого определяется регуляторами давления и подачи, представляющими собой многопозиционные трехлинейные распределители, управляющие давлением в поршневой камере цилиндра.

Обязательным условием использования LS-регулирования является наличие дополнительного дистанционно управляемого дросселя. Такой дроссель поставляется отдельно под конкретную задачу.

На золотники регуляторов подачи и давления поступает с одной стороны давление от насоса, с другой стороны – давление после управляемого дросселя.

Полуавтоматическое управление разницей давлений на золотниках регуляторов позволяет получить характеристику насоса с LS-регулированием. Как видно, с высокой степенью точности можно управлять настройкой давления и подачи насоса (рис. 2.59, б).

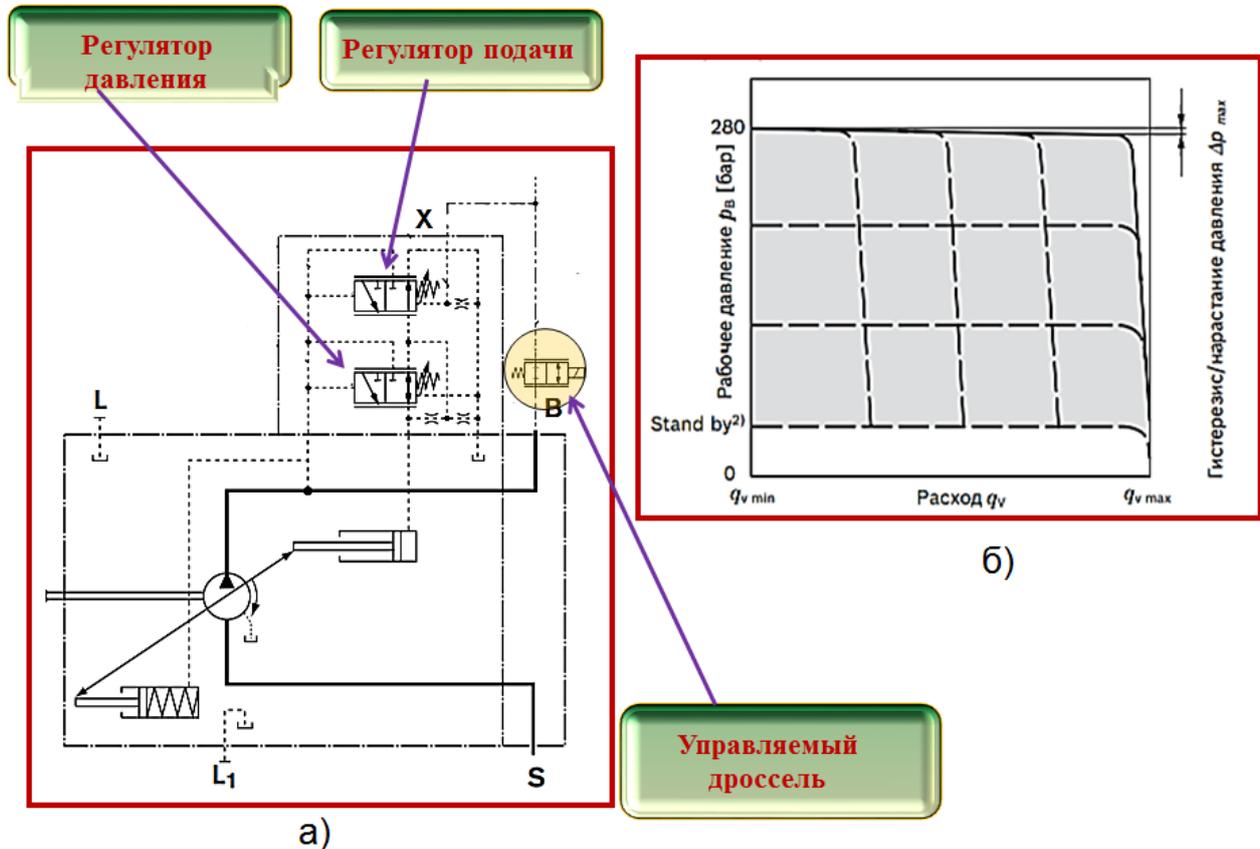


Рис. 2.59. LS-регулятор:
а – схема регулятора; б – характеристики гидромашины

Интересный график распределения мощности в насосе с LS-регулятором представлен на рис. 2.60. Соответствующей настройкой максимальное давление насоса ограничено. Также ограничен максимальный объем насоса, т. е. его максимальная подача. Предельная мощность насоса ограничивает его энергетические возможности и называется располагаемой характеристикой насоса.

Управляющая команда на пропорциональный распределитель определяет величину подачи насоса, определяется также и требуемая величина давления за насосом с учетом потерь в системе управления.

В гидросистему от насоса подается столько мощности, сколько требуется для реализации задачи использования. Это значительно повышает КПД и не приводит к образованию излишнего тепла.



Рис. 2.60. Распределение мощности в насосе с LS-регулятором

Расположение элементов LS-регулятора на насосе REXROTH показано на рис. 2.61.

Разнообразие схем использования в контурах гидросистем мобильной техники значительно. Определяется это требованиями функционального назначения машины и возможностями проектировщиков-изготовителей. Предлагаются вниманию некоторые распространенные и простые схемы применения LS-регуляторов.

На рис. 2.62 приведены типовые схемы применения LS-регулирования с компенсаторами давления. Редукционные клапаны обеспечивают на регулируемых дросселях A1 и A2 постоянный перепад давлений Δp_1 и Δp_2 , что и определяет отсутствие зависимости скорости потребителя от его нагрузки. Система имеет хороший КПД даже при частичных нагрузках, т. к. насос дает расход и давление, определяемые реальной потребностью. Редукционные клапаны могут быть установлены как перед дросселем, так и после

него. Установка редуциционных клапанов после регулируемого дросселя обеспечит лучшую синхронизацию гидроцилиндров.

Rexroth A10VSO – LR регулятор (- BL71, Compact EC)

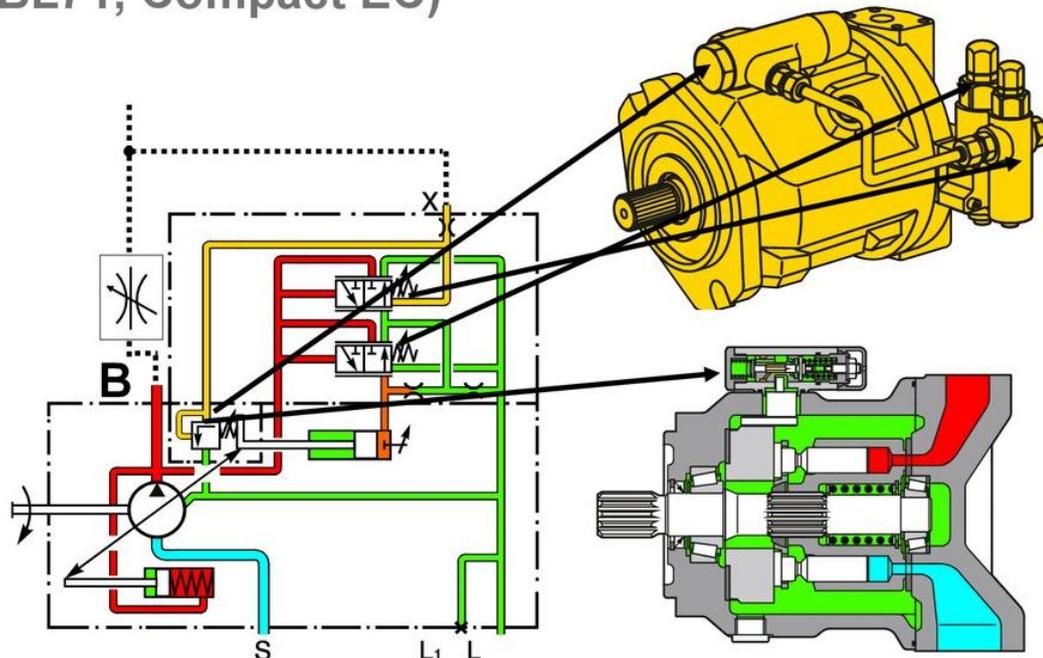


Рис. 2.61. Компоновка LS-регулятора

Система LS на рис. 2.62, а работает независимо от давления нагрузки до тех пор, пока суммарный расход, проходящий через переменные дроссели, не достигнет величины максимальной подачи насоса. Если при работе нескольких потребителей необходимо пропустить к потребителям больший поток, чем может обеспечить насос, то компенсатор каждого потребителя не может обеспечить управляющий перепад давления (Δp) на золотнике этого потребителя. Вследствие этого компенсатор давления открывается и в распределении потока не участвует. Расход насоса больше не делится пропорционально сечению дросселей, и поток направляется к потребителям уже зависимо от давления нагрузки, предпочтительно к потребителям с минимальным давлением нагрузки. Потребители с большим давлением нагрузки снижают скорость вплоть до полной остановки.

Для исключения этого негативного фактора используют установку редуциционного клапана после дросселя (рис. 2.62, б) – так называемую систему LUDV (независимое от нагрузки распределение

потока). Здесь компенсаторы давления подключены после переменных дросселей и самое высокое давление наиболее нагруженного потребителя сообщается не только насосу, но и на компенсаторы давления остальных потребителей.

Перепад давления Δp (приблизительно 20 атм), заданный регулятором «давление/поток» на насосе, используется в качестве перепада давления, управляющего системой. Насос обеспечивает подачу пропорционально сечениям переменных дросселей A_1 и A_2 . Перепады давления на переменных дросселях (Δp_1 и Δp_2) равны между собой, т. к. управляющее давление всех компенсаторов одно и то же.

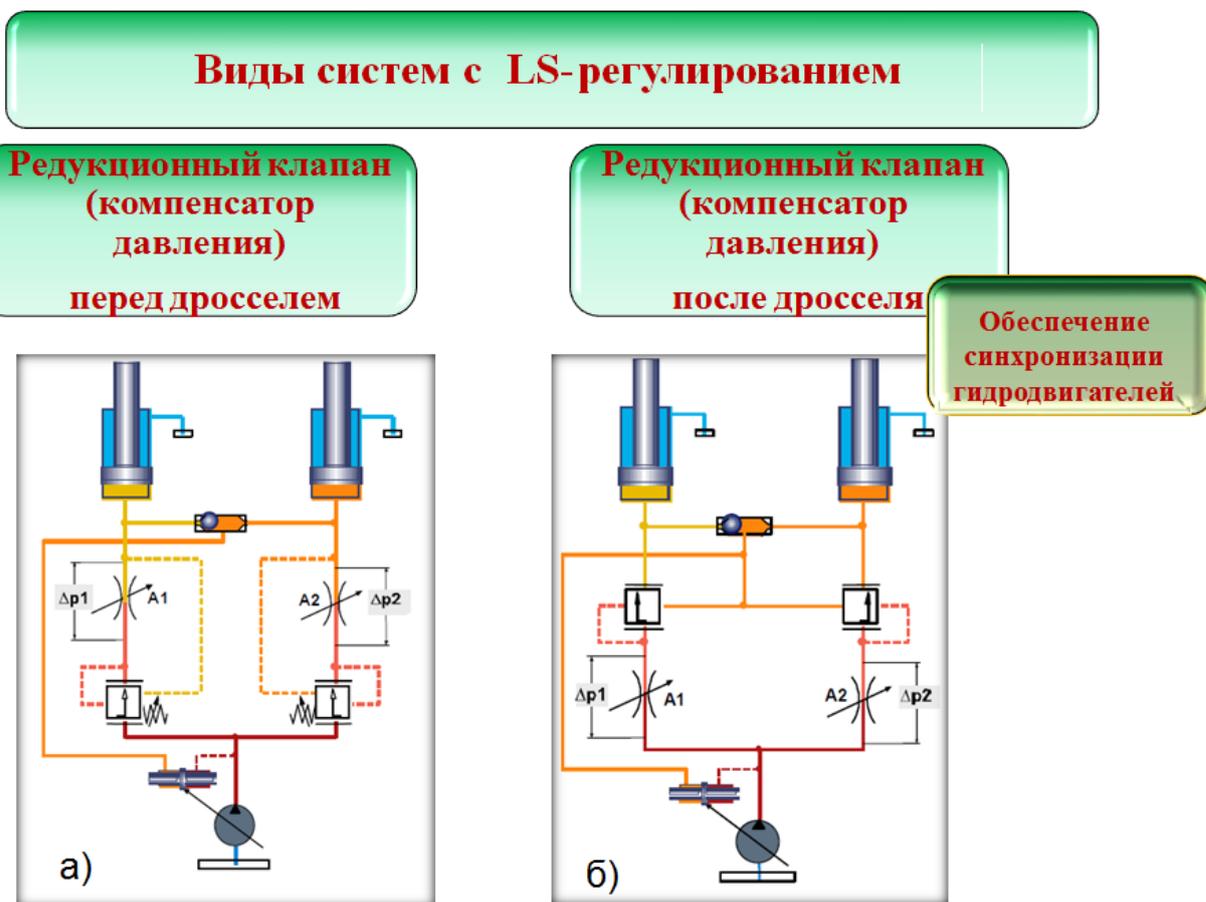


Рис. 2.62. Типовые схемы применения LS-регулирования с компенсаторами давления

Если подачи насоса недостаточно, чтобы «заполнить» сечения регулируемых дросселей для работы всех потребителей, то величины Δp_1 и Δp_2 снижаются. Благодаря самому большому оповестительному

сигналу о давлении нагрузки на все компенсаторы давления распределение расхода происходит независимо от давления нагрузки пропорционально положениям золотников.

Система LUDV имеет практическое преимущество перед системой LS в гидросистемах машин, для которых важно сохранение синхронности движений при изменении их скорости. Примером может служить гидросистема экскаватора, манипулятора или подъемного крана с гидроприводом. Также целесообразно применять систему LUDV для машин с большим количеством исполнительных механизмов при небольшой вероятности их совместной работы. В этом случае можно применить насос меньшей производительности, который тем не менее обеспечит работу любого количества одновременно работающих механизмов.

Редукционный клапан (компенсатор давления) перед дросселем

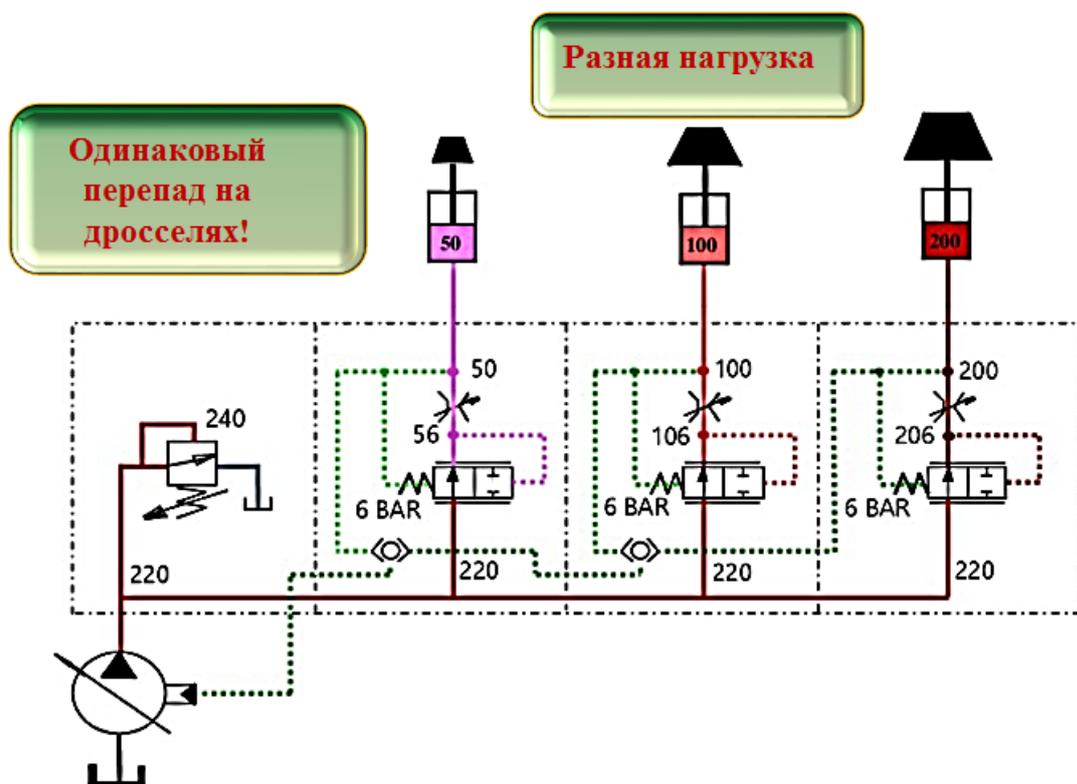


Рис. 2.63. LS-регулирование с редукционными клапанами, установленными перед дросселем

Многие компоненты гидросистем LS и LUDV имеют свои конструктивные особенности: это насосы, распределители, приоритетные клапаны, рулевые устройства, тормозные системы и др.

На рис. 2.63 показан пример использования LS-регулирования при работе с тремя гидродвигателями и редуционными клапанами, установленными перед дросселями. Предохранительный клапан насоса настроен на 240 атм. Регулятор насоса обеспечивает подачу с давлением 200 атм. Несмотря на значительную разницу нагрузок, действующих на штоки гидроцилиндров, редуционными клапанами, установленными перед дросселями, поддерживается на дросселях постоянный перепад давлений величиной в 6 атм. В целом компенсаторы давления подают в поршневые полости гидроцилиндров требуемое для перемещения нагрузки давление в 50, 100 и 200 атм соответственно.

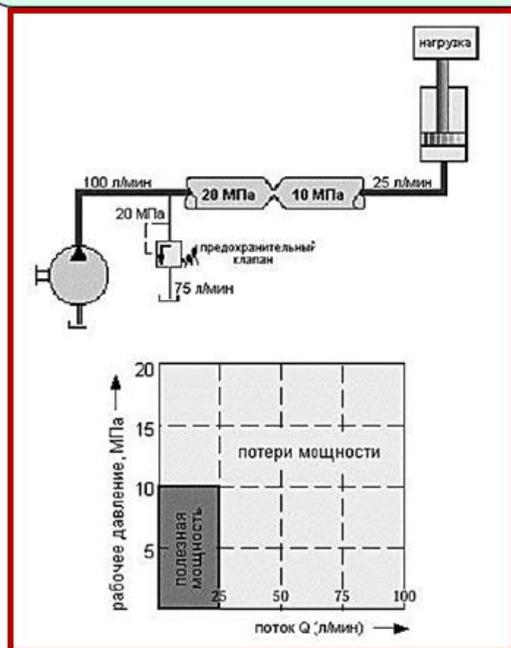
Сравнение энергетических балансов дроссельного и объемного с системой LS способов регулирования приведено на рис. 2.64. Оба насоса способны подавать в систему рабочую жидкость с расходом 100 л/мин и рабочим давлением 20 МПа. К гидродвигателю (гидроцилиндру) требуется подать 25 л/мин для обеспечения 25 % максимально развиваемой скорости. При этом нагрузка на выходное звено гидродвигателя соответствует 10 МПа давления в поршневой полости гидроцилиндра.

При дроссельном способе регулирования переливной клапан обеспечивает контролируемое постоянное давление в системе 20 МПа и неостребованную часть жидкости объемом 75 %, произведенной насосом, перенаправляет обратно в бак. Гидродвигатель потребляет лишь 25 % подачи насоса и 10 МПа давления из созданных в системе 20 МПа. Вследствие этого потери мощности при таком способе регулирования весьма значительны.

При использовании регулируемого насоса, оснащенного системой LS (нечувствительности к нагрузке), в систему сразу поступает требуемый расход в 25 л/мин. Давление в системе с учетом вынужденных потерь в дросселе (2 МПа) составляет 12 МПа, что позволяет обеспечить перемещение нагрузки, соответствующей 10 МПа давления в поршневой полости гидроцилиндра. Таким образом, система LS с регулируемым насосом гарантирует минимальные энергетические потери в системе и, соответственно, высокий КПД.

Подводя итоги сравнения способов регулирования скорости движения выходных звеньев гидродвигателей, следует еще раз подчеркнуть: дроссельный способ регулирования, несмотря на его сравнительную невысокую начальную стоимость реализации и благодаря высоким динамическим характеристикам, следует использовать в гидроприводах мощностью менее 5 кВт. В энергоемких гидросистемах, особенно многоконтурных и многодвигательных, необходимо рассмотреть возможность использования объемного способа регулирования, в том числе и с LS и LUDV регулированием.

Дроссельное управление с нерегулируемым насосом



Система Load Sensing с регулируемым насосом

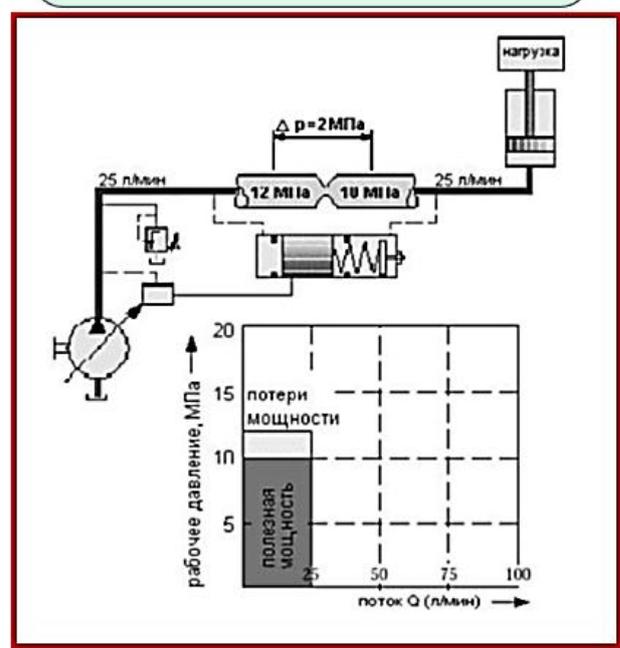


Рис. 2.64. Сравнение энергетических балансов способов регулирования

2.4. Примеры гидравлических схем и описания их принципа работы

Для управления гидродвигателями секции гидрораспределителя могут иметь различные схемы соединения каналов: параллельную, последовательную и индивидуальную.

На рис. 2.65 изображена принципиальная гидравлическая схема объемного гидропривода возвратно-поступательного движения

с разомкнутой циркулирующей рабочей жидкостью и параллельной схемой соединения золотников гидрораспределителей [7].

При параллельной схеме соединения золотников секций P1 и P2 гидрораспределителя (см. рис. 2.65) поток жидкости от насоса может быть подан одновременно на несколько гидродвигателей (гидроцилиндры Ц1 и Ц2). При этом расход жидкости делится между гидродвигателями обратно пропорционально их внешним нагрузкам.

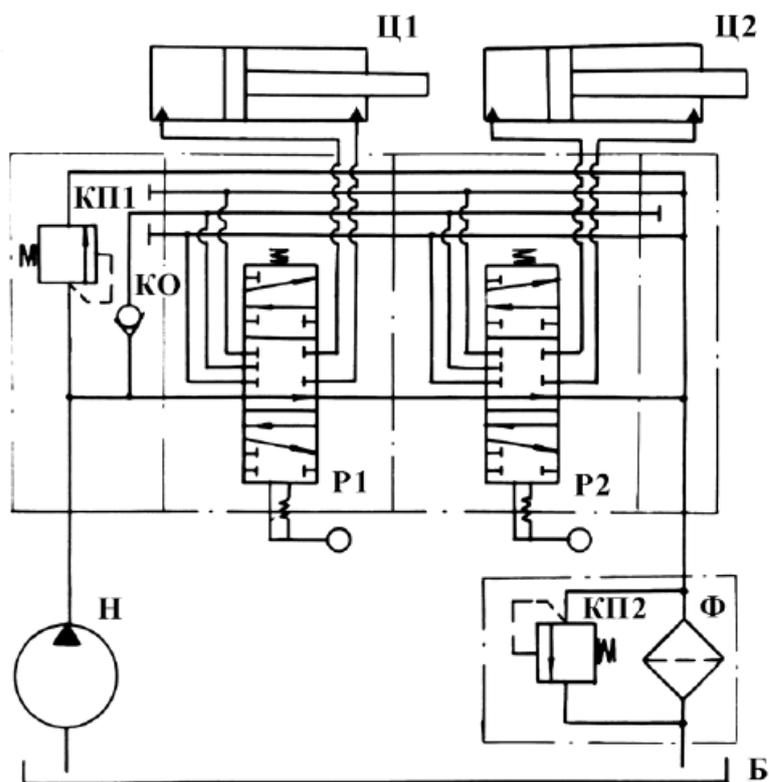


Рис. 2.65. Принципиальная гидравлическая схема гидропривода возвратно-поступательного движения с разомкнутой циркулирующей рабочей жидкостью и параллельной схемой соединения золотников гидрораспределителей

Рабочая жидкость из гидробака Б по всасывающей гидролинии насосом Н подается в напорную гидролинию и поступает в трехпозиционные секции P1 и P2 гидрораспределителя с ручным управлением.

При нейтральном (исходном) положении золотников секций P1 и P2 распределителя (оно показано на схеме) напорная гидролиния соединяется со сливной гидролинией и рабочая жидкость через фильтр Ф возвращается обратно в гидробак Б. Параллельно фильтру Ф

установлен переливной клапан КП2, направляющий жидкость мимо фильтра в случае загрязнения фильтрующего элемента.

Исполнительные гидролинии соединяют секции Р1, Р2 гидрораспределителя с гидроцилиндрами Ц1, Ц2 соответственно. В исходном положении золотников исполнительные гидролинии перекрыты, и штоки гидроцилиндров зафиксированы в определенном положении.

При установке, например, золотника секции Р1 гидрораспределителя в верхнее рабочее положение (т. е. его необходимо сместить вниз от исходного положения на одну позицию) жидкость от насоса Н через обратный клапан КО будет поступать в поршневую (левую) полость гидроцилиндра Ц1, а из штоковой полости (правой) будет сливаться в гидробак. Шток гидроцилиндра Ц1 перемещается вправо, т. е. работает на выталкивание.

При включении золотника распределителя Р1 в нижнюю рабочую позицию (т. е. его необходимо сместить вверх от исходного положения на одну позицию) жидкость от насоса Н через обратный клапан КО будет поступать в штоковую полость гидроцилиндра Ц1 и из поршневой полости будет сливаться в гидробак. В этом случае шток цилиндра Ц1 перемещается влево, т. е. работает на втягивание.

Управление перемещением штока гидроцилиндра Ц2 производится секцией Р2 гидрораспределителя аналогично.

Предохранительный клапан КП1 предохраняет гидросистему от давления рабочей жидкости, превышающего установленное, путем слива жидкости в гидробак Б. При установке в качестве гидродвигателей не гидроцилиндров, а гидромоторов будем иметь гидропривод вращательного движения, принцип действия которого аналогичен вышерассмотренному принципу действия гидропривода возвратно-поступательного движения.

При последовательной схеме соединения секций Р1 и Р2 золотников гидрораспределителя (рис. 2.66) несколько гидродвигателей (гидроцилиндры Ц1 и Ц2) также могут быть включены одновременно.

Однако в этом случае весь поток жидкости от насоса поступает вначале в рабочую (поршневую) полость первого гидродвигателя, а из его сливной (штоковой) полости через распределитель Р1 и обратный клапан – в напорную полость второго двигателя и т. д.

Отводящая гидролиния последнего из включенных гидродвигателей соединяется со сливной гидролинией.

Расход жидкости при такой схеме для каждого гидродвигателя является одинаковым, что обеспечивает одновременную работу нескольких гидродвигателей с одинаковой скоростью. Но при такой схеме рабочее давление в каждом последующем гидродвигателе равно давлению на выходе из предыдущего, а давление на выходе из насоса определяется суммой перепадов давлений на гидродвигателях.

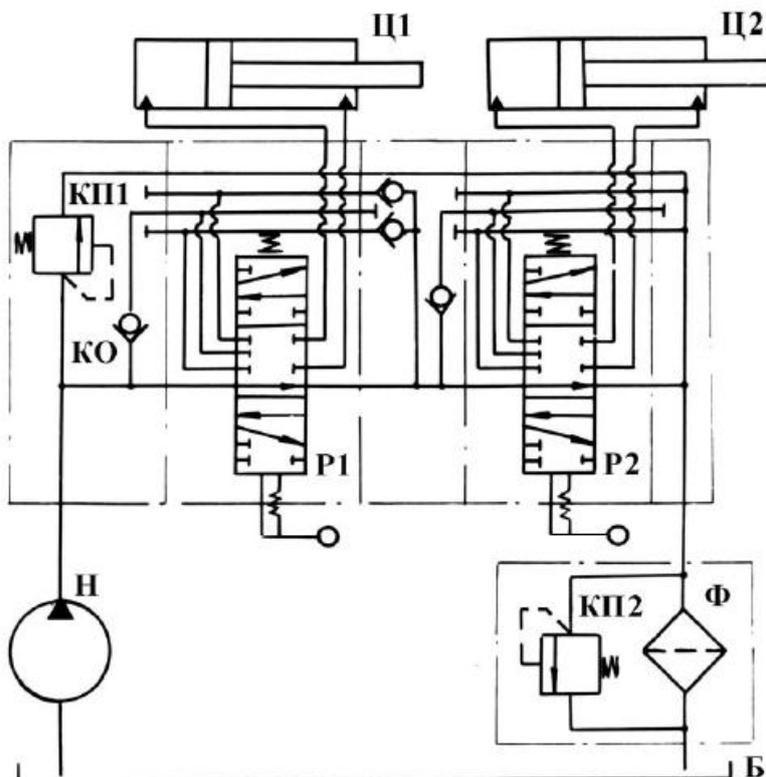


Рис. 2.66. Последовательная схема соединения золотников гидрораспределителей

При индивидуальной схеме соединения золотников секций P1 и P2 гидрораспределителя (рис. 2.67) поток рабочей жидкости от насоса поступает только к одному гидродвигателю, а из сливной полости направляется в сливную гидролинию. Причем при одновременном включении золотников поток жидкости поступает к тому гидродвигателю, управляющий золотник которого находится ближе к напорной гидролинии насоса. Подвод рабочей жидкости к следующим гидродвигателям перекрыт. Чтобы включить

последующий гидродвигатель, необходимо отключить предыдущий гидродвигатель.

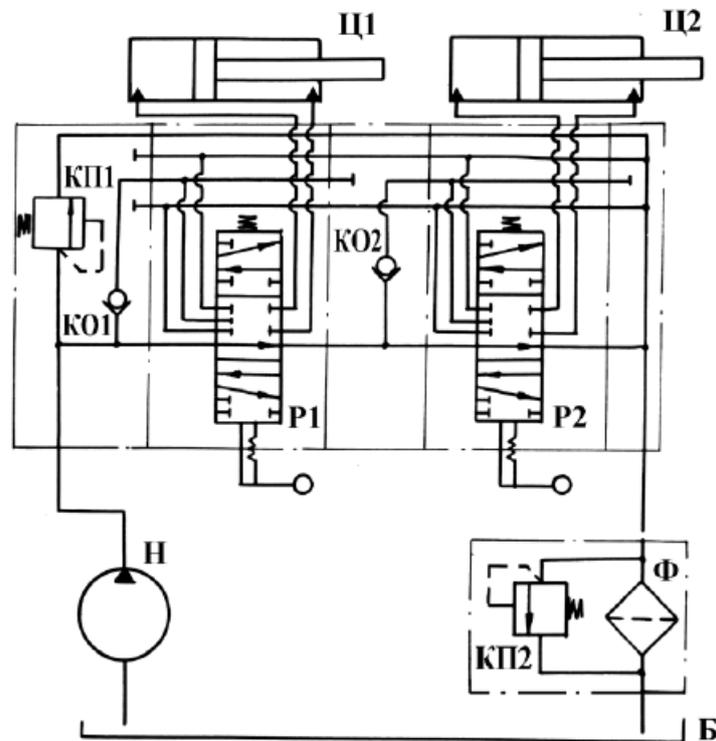


Рис. 2.67. Индивидуальная схема соединения золотников гидрораспределителей

На рис. 2.68, 2.69 показаны типовые схемы гидравлического контура механизма передвижения мобильной машины, а также механизмов поворота различных рабочих органов.

Схема на рис. 2.68 обеспечивает бескавитационную с контролируемым замедлением работу реверсивного гидромотора 4 за счет тормозных клапанов 6, возможность бесступенчатого изменения частоты вращения вала гидромотора в широком диапазоне при помощи объемного и частично дроссельного регулирования за счет совместной работы золотника гидрораспределителя 7 с тормозным клапаном 6.

Схема также обеспечивает защиту гидромотора 4 при помощи предохранительных клапанов 3, 5 от чрезмерных давлений, которые могут возникнуть в моменты мгновенных перекрытий тормозных клапанов 6.

Кроме того, схема обеспечивает бескавитационную работу гидромотора в нейтральном положении гидрораспределителя 7 за счет клапана противодействия 8.

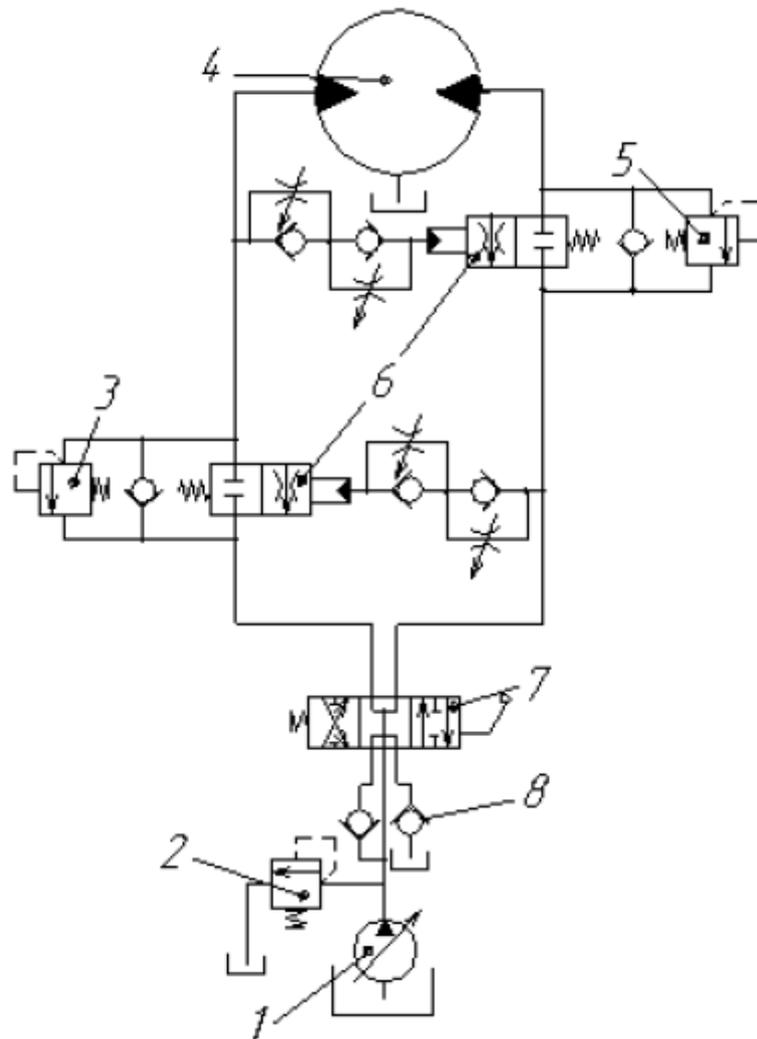


Рис. 2.68. Схема гидравлического контура механизмов передвижения и поворота:

1 – регулируемый насос; 2 – предохранительный клапан; 4 – гидромотор;
3, 5 – предохранительные клапаны; 6 – тормозные клапаны; 7 – гидрораспределитель;
8 – клапан противодействия

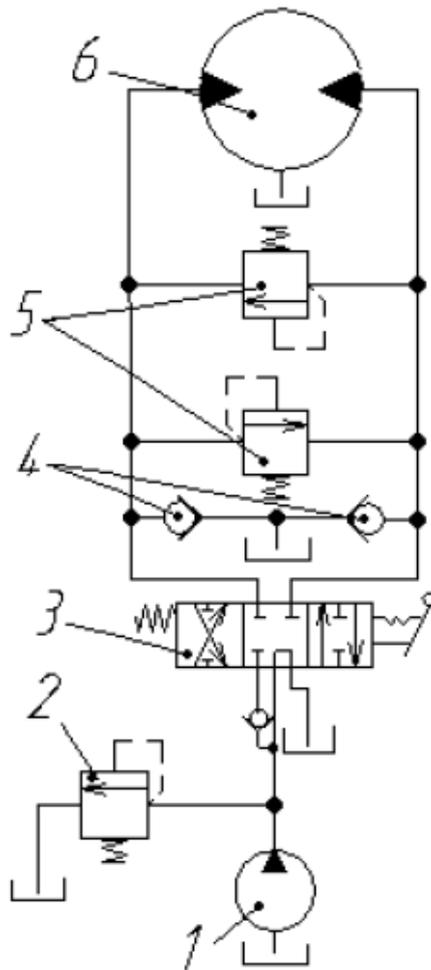


Рис. 2.69. Схема гидравлического контура механизмов поворота:
 1 – нерегулируемый насос; 2 – предохранительный клапан;
 3 – гидрораспределитель; 4 – обратные клапаны (для подпитки);
 5 – предохранительные клапаны; 6 – гидромотор

Вопрос разбивки проектируемой гидросистемы объекта на контуры непростой. Как известно, гидросистемы могут быть с закрытым контуром (замкнутой циркуляцией), когда после гидродвигателя рабочая жидкость подается на вход в насос (рис. 2.3), и открытым контуром (разомкнутой циркуляцией), когда после гидродвигателя рабочая жидкость подается в бак (рис. 2.4). На решение о разбивке гидросистемы на контуры влияет сложность системы, наличие нескольких гидродвигателей с различной нагрузкой, характер внешних воздействий. Вид контура (разомкнутый или замкнутый) определяется влиянием различных факторов (рис. 2.70), в том числе и характером работы насоса в контуре: с постоянным расходом или постоянным давлением.



Рис. 2.70. Особенности выбора вида контуров гидросистемы

Возможны и различные комбинации работы насосов, как приведено на рис. 2.71, когда в разомкнутом контуре использован насос с регулируемой подачей и постоянным давлением.

В многоконтурной системе регулируемый насос обеспечивает подачу рабочей жидкости в контуры. Насосная станция оснащена клапаном давления, определяющим величину постоянного давления в системе. В качестве гидродвигателя приведенного на рис. 2.71 контура использован гидроцилиндр с односторонним штоком. В золотниковой секции контура размещены: блок обратнопредохранительных клапанов и многопозиционный дросселирующий шестилинейный гидрораспределитель.

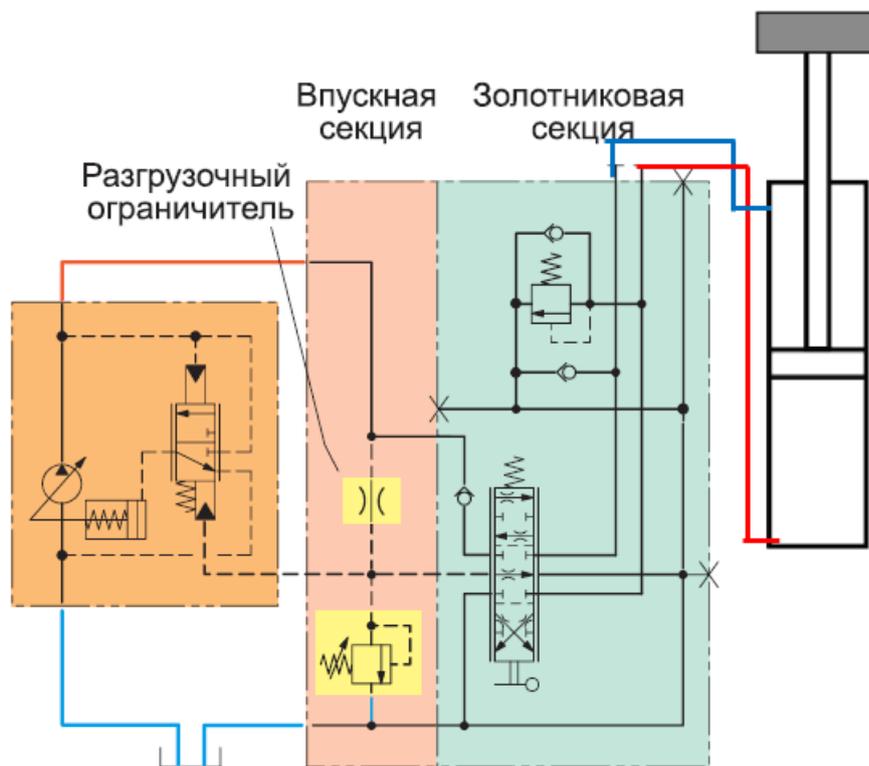


Рис. 2.71. Насос с регулируемой подачей и постоянным давлением

Блок препятствует развитию разрыва сплошности среды перед поршнем при ускорении движения поршня (работа обратных клапанов) и воздействии динамических нагрузок (задача предохранительного клапана). Распределитель регулирует скорость движения поршня гидроцилиндра и обеспечивает его реверс. Следует обратить внимание на работу впускной секции. При нейтральном положении гидрораспределителя рабочая жидкость от насоса под давлением настройки предохранительного клапана секции попадает через разгрузочный ограничитель к управляющей полости клапана давления насосной станции. Клапан давления обеспечивает разгрузку насоса в режиме «покоя» гидродвигателей.

Как только гидрораспределитель переключается в любое крайнее положение, насос подает в систему максимальное давление.

Пример работы одного нерегулируемого насоса на два гидродвигателя, требующих обеспечение позиционирования, приведен на рис. 2.72.

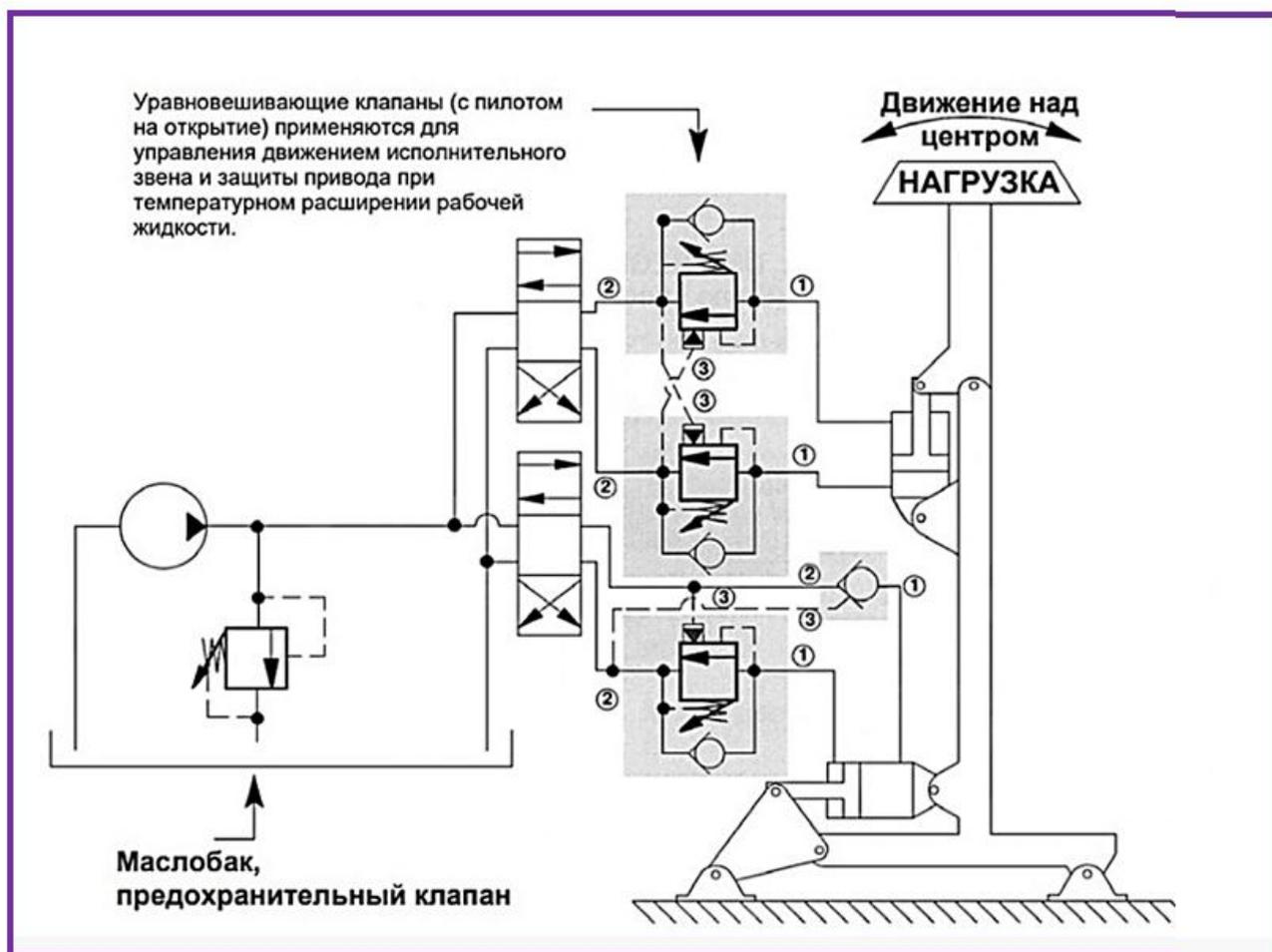


Рис. 2.72. Пример типового гидропривода позиционирования

Гидроцилиндр вертикального исполнения при переходе регулирующих органов объекта через центр масс может испытывать разносторонние нагрузки. Использование уравновешивающих клапанов совместно с обратными клапанами в обеих исполнительных линиях гидроцилиндра позволяет компенсировать резкое изменение направления действия нагрузки, а также защитить привод от температурных климатических воздействий.

Обратный клапан с пилотным управлением применяется для фиксации положения нижнего гидроцилиндра горизонтального перемещения через поршневую полость.

Пример работы гидромотора с попутной нагрузкой приведен на рис. 2.73. При подъеме груза давление в напорной линии гидромотора контролируется клапаном межлинейной разгрузки (незапланированное торможение или остановка груза). При опускании груза скорость опускания контролируется уравновешивающим (тормозным) клапаном. В случае падения давления в напорной магистрали

гидромотора под действием попутной нагрузки клапан обеспечивает противодействие в сливной магистрали гидромотора (торможение), тем самым контролируя скорость опускания груза. В схеме предусмотрены также возможности предотвращения кавитации с помощью обратных клапанов. Рекомендуется в период ожидания управляющей команды пользоваться стояночным тормозом.

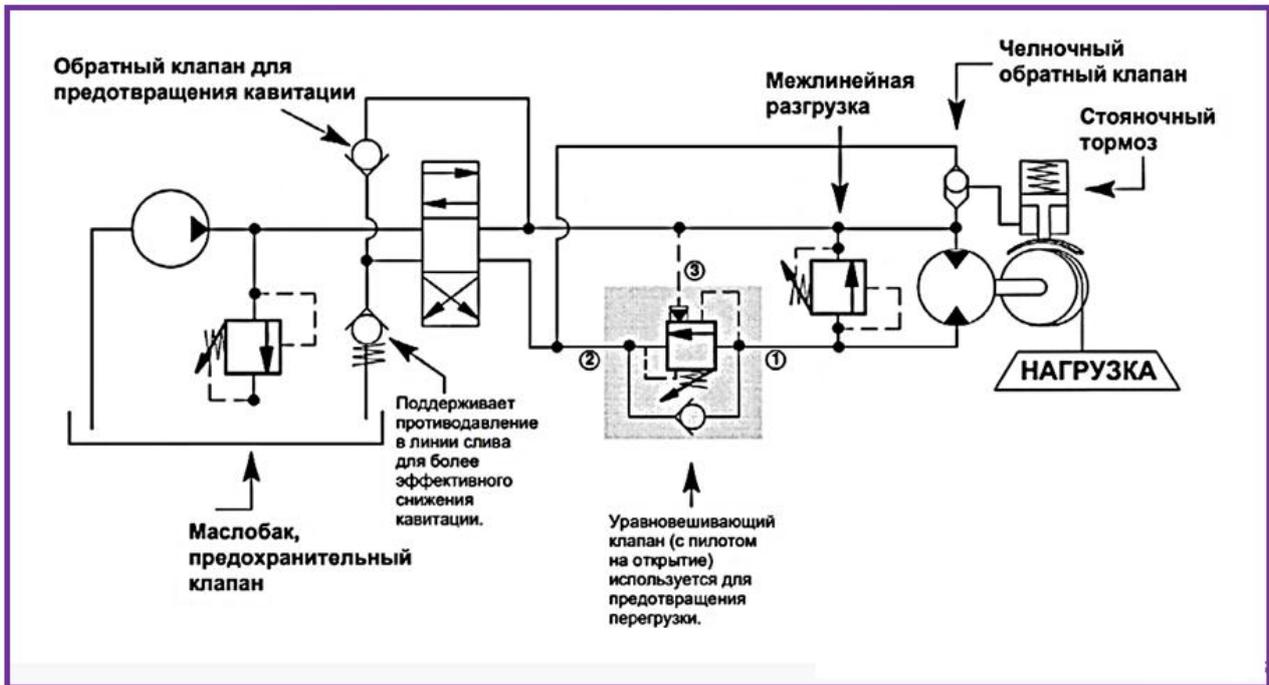


Рис. 2.73. Гидромотор с попутной нагрузкой

На рис. 2.74 приведена схема гидропривода с регулируемым насосом, работающим на два контура с различной нагрузкой. Контур с гидромотором работает на пониженном давлении, величина которого задается и обеспечивается редукционным клапаном, установленным в контур после насоса.

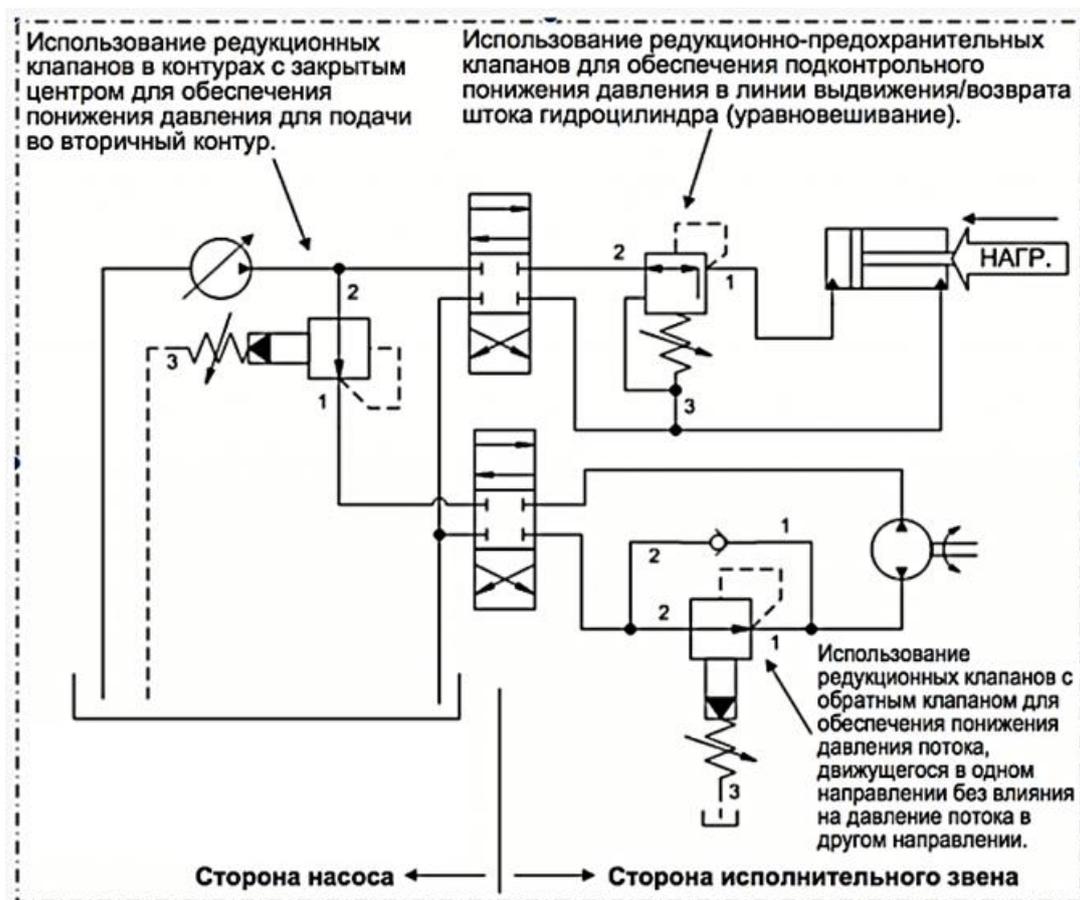


Рис. 2.74. Схема двухконтурной гидросистемы

Дополнительно в контуре гидромотора использован еще один редукционный клапан, понижающий давление в одном направлении без влияния на работу гидромотора при движении его в другом направлении.

Во втором контуре гидросистемы с гидроцилиндром для обеспечения контроля за развиваемым усилием используется редукционно-предохранительный клапан.

Пример двухконтурной системы с двумя насосами представлен на рис. 2.75. Следует отметить, что регулировать скорость движения гидродвигателей в процессе работы невозможно. Но можно вручную настраивать скорости движения гидродвигателей при постоянной нагрузке с помощью регулировочных дросселей. Кроме того, подачи насосов могут объединяться при определенных условиях. В вертикально расположенном гидроцилиндре влияние попутной нагрузки на скорость опускания компенсируется настройкой дросселя. Скорости движения поршней вертикального

и горизонтального гидроцилиндров на рабочем ходе можно также регулировать настройкой соответствующих дросселей.

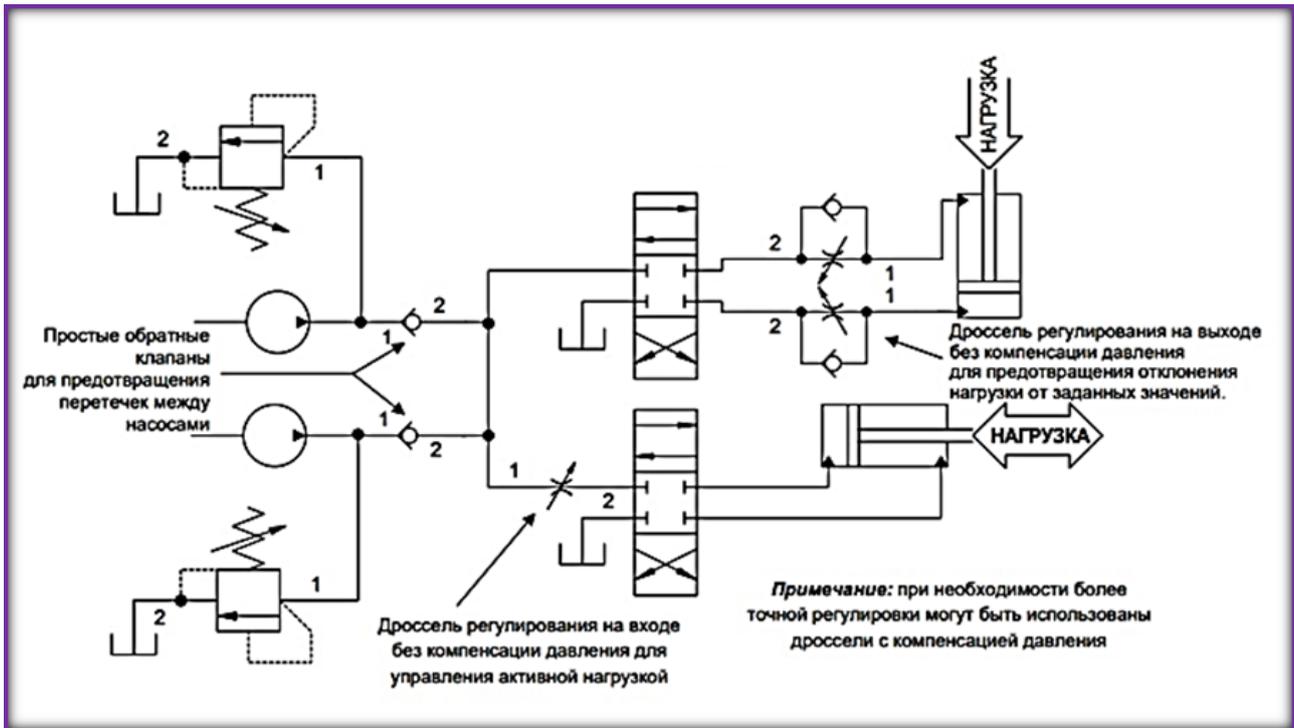


Рис. 2.75. Схема двухконтурной гидросистемы с двумя насосами

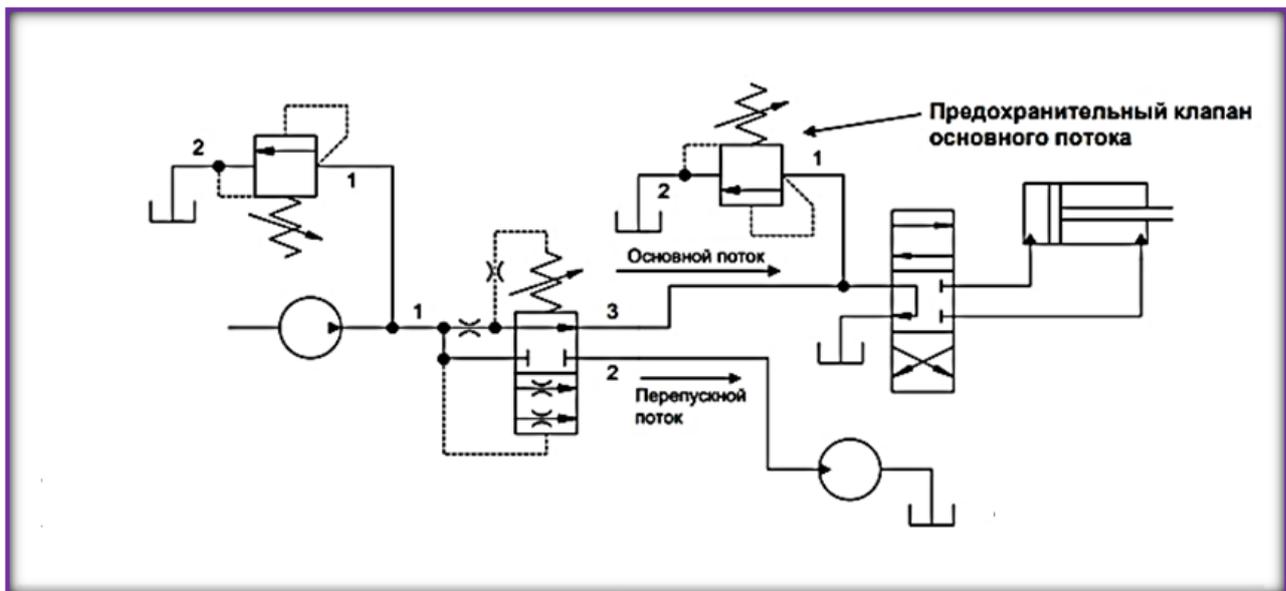


Рис. 2.76. Регулирование основного потока с помощью ограничительных и перепускных клапанов

Регулирование основного потока насоса с помощью ограничительных и перепускных клапанов между двумя гидродвигателями представлено на рис. 2.76.

Ограничительные предохранительные клапаны предотвращают блокировку линии 3 и предохраняют систему от перегрузок. Перепускной клапан направляет неостребованный гидроцилиндром расход жидкости к гидромотору. Величины давлений как в основной, так и в перепускной линиях могут регулироваться.

Контрольные вопросы

1. Поясните общие требования к выполнению принципиальных гидравлических схем.

2. Какие факторы следует учитывать при составлении принципиальной гидравлической схемы?

3. Назовите основные ключевые моменты методики составления гидравлической схемы.

4. Проясните особенности использования схемы гидропривода с замкнутой циркуляцией.

5. Укажите показания к применению предохранительного клапана непрямого действия.

6. Поясните назначение и особенности использования редукционных клапанов.

7. Как можно избежать прерывистого движения гидроцилиндра при использовании гидрозамков?

8. Каким образом можно осуществить регулирование скорости гидродвигателя при «попутной» нагрузке?

9. Поясните основные способы синхронизации движения гидродвигателей.

10. Поясните типовые функции гидроаккумулятора в гидроприводе.

3. ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА

Различают предварительный и поверочный расчеты.

При предварительном расчете по заданным силовым и кинематическим параметрам выходных звеньев гидродвигателей с учетом принятых величин номинального давления и потерь давления в напорной и сливной гидролиниях (от насосной установки до гидродвигателя и от гидродвигателя до гидробака насосной установки) определяют в первую очередь подачу насосной установки (насоса) и необходимость изменения ее подачи, расходы, конструктивные параметры и давления, обеспечивающие выполнение заданных кинематических и силовых параметров исполнительных гидродвигателей и гидропривода, типоразмеры и номенклатуру гидроустройств и гидроаппаратов.

3.1. Номинальное давление и мощность

Исходя из условий эксплуатации, назначения и возможностей, комплектования гидропривода выпускаемыми гидродвигателями, определяют номинальное давление $p_{\text{ном}}$ в его напорной линии.

При проектировании гидропривода следует стремиться к построению его преимущественно на базе серийно выпускаемых гидроустройств, что ускоряет и удешевляет процесс создания гидропривода. С учетом указанного обстоятельства на практике, как правило, максимальное рабочее давление выбирают на уровне, принятом в отрасли машиностроения, в которой предполагается использование проектируемого гидропривода.

Номинальное давление $p_{\text{ном}}$ (МПа) выбирают на основе имеющегося инженерного опыта, а также исходя из технических параметров серийно выпускаемого оборудования в соответствии с ГОСТ 12445-80 из следующего ряда: 0,1; 0,16; 0,25; 0,63; 1; 1,6; 2,5; 4; 6,3; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250.

Как показывает анализ современной техники, оптимальные величины номинального давления в современных объемных гидроприводах достигают 16–32 МПа.

При отсутствии достаточной квалификации для выбора номинального давления можно воспользоваться следующими соображениями.

С увеличением давления (до определенного предела) уменьшаются масса и стоимость гидравлического оборудования, зависящие от числа исполнительных механизмов. Результаты исследования показали, что для большинства гидроприводов мобильных машин, авиационной и ракетной техники оптимальное давление, соответствующее давлению настройки предохранительного клапана, составляет 25–32 МПа. При дальнейшем повышении давления масса и стоимость гидравлического оборудования непропорционально увеличиваются. Следует учитывать, что с повышением номинального давления увеличивается вязкость рабочей жидкости и уменьшается поток вследствие увеличения скорости жидкости. Все это приводит к повышению гидравлических потерь в гидросистеме машины.

Увеличение номинального давления в гидросистеме неизбежно связано с повышением требований к качеству материалов, применяемых для изготовления гидрооборудования, точности его изготовления, а также к чистоте рабочей жидкости при эксплуатации. Номинальное давление в объемном гидроприводе с одним насосом обычно стремятся принять одинаковым для всех исполнительных механизмов.

Вследствие нестабильности статических характеристик предохранительного клапана, оцениваемой случайным изменением (разбросом) перепада давления на клапане при полном потоке в условиях настройки, возможно изменение давления в гидросистеме машины. Для клапанов, используемых в гидроприводах мобильных машин и общего машиностроения, разброс перепада давления колеблется в пределах 0,2–1,5 МПа.

Необходимо иметь в виду, что действительные значения давления в гидросистемах машин отличаются от расчетных на величину погрешности измерений при настройке предохранительного клапана. Обычно погрешность измерений принимается равной цене деления шкалы манометра, используемого при настройке клапана.

При расчете следует учитывать, что максимальное давление в напорной гидролинии насоса p_{\max} и перепады давления на исполнительном органе $\Delta p_{\text{и max}}$ (при установившемся режиме максимального потока рабочей жидкости через предохранительный

клапан) и $\Delta p_{\text{и min}}$ (при потоке рабочей жидкости, близком к нулевому) изменяются в процессе эксплуатации и отличаются от соответствующих величин, полученных при настройке клапанов на заводе – изготовителе изделия. Различие вызвано изменением потерь давления на разных участках гидросистемы, определяемым нестабильностью температуры и вязкости рабочей жидкости при неустановившемся режиме теплообмена гидросистемы с окружающей средой. Для мобильных машин и летательных аппаратов, эксплуатируемых на открытом воздухе даже в умеренном климате, вязкость рабочей жидкости может увеличиваться в 5–10 раз или уменьшаться в 2–5 раз по сравнению с вязкостью при настройке предохранительного клапана. Наихудшими являются условия работы, при которых вязкость рабочей жидкости достигает максимального значения.

Давление настройки клапана $p_{\text{наст}}$ и номинальная подача $Q_{\text{ном}}$ соответствуют максимальной мощности, затрачиваемой на выполнение изделием наиболее энергоемкой операции.

Мощность привода насосной установки определяется по суммарной мощности одновременно работающих гидродвигателей. Исходные данные для определения мощности получают из кинематического и динамического расчетов изделия, основанных на циклограммах действующих усилий и необходимых скоростях исполнительных механизмов. Для получения максимального КПД объемного гидропривода давление и подача насосов должны быть возможно более близки к номинальным, рекомендуемым заводом-изготовителем.

Необходимо учитывать, что объемный и полный КПД насосов и гидродвигателей снижаются в процессе эксплуатации в результате изнашивания деталей. Поэтому значение расчетного КПД должно быть несколько ниже величин, указанных в технических характеристиках.

Основные граничные условия при расчете гидропривода:

- должны быть установившиеся режимы теплообмена с окружающей средой и течения рабочей жидкости через элементы гидропривода;

- при длительных нагрузках ($R_{\text{ном}}$, $M_{\text{ном}}$) давление в гидроприводе (в наихудшем возможном случае) не должно превышать $p_{\text{ном}}$;

- не должно быть перетечки рабочей жидкости через предохранительный клапан при выполнении рабочих операций.

В общем случае мощность гидропривода должна соответствовать мощности изделия. Средняя мощность гидропривода определяется по формулам:

$$N_{\text{ср}} = \frac{1}{\eta} \sum Rv\bar{T} \quad \text{или} \quad N_{\text{ср}} = \frac{1}{\eta} \sum M\omega\bar{T},$$

где η – коэффициент полезного действия механизма; \bar{T} – относительное время работы с нагрузкой.

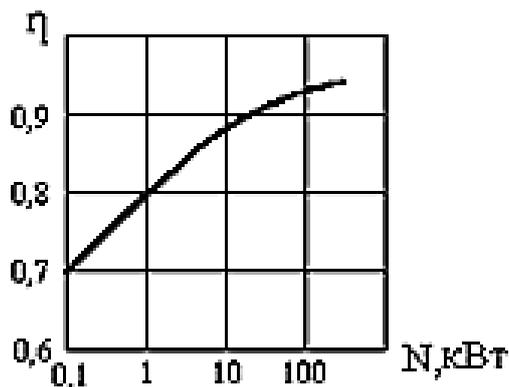


Рис. 3.1. Зависимость КПД гидропривода от мощности

Для мобильной техники при определении \bar{T} можно воспользоваться табл. 3.1. При отсутствии данных по времени работы изделия под нагрузкой следует принимать $\bar{T} = 1$. Коэффициент полезного действия механизма η в первом приближении для нерегулируемого объемного гидропривода и гидропривода с объемным регулированием можно определить по графику (рис. 3.1), а для ОГП с дроссельным регулированием и постоянным давлением питания можно принять $\eta = 0,385$.

Таблица 3.1

Режимы работы гидропривода мобильной техники

Режим работы гидропривода	Коэффициент использования номинального давления	Относительное время работы под нагрузкой	Число включений в 1 ч	Область применения
1	2	3	4	5
Легкий	Менее 0,2	0,1...0,3	До 100	Системы управления, снегоочистители, трубоукладчики, рыхлители

Окончание табл. 3.1

1	2	3	4	5
Средний	0,4...0,5	0,4...0,5	100...200	Скреперы, бульдозеры, станки
Тяжелый	0,5...0,7	0,6...0,8	200...400	Погрузчики, автокраны, бульдозеры
Весьма тяжелый	Более 0,7	0,9...1,0	400...800	Экскаваторы, катки, машины непрерывного действия

Можно рекомендовать следующие соотношения мощности гидропривода и номинальных значений давления:

$N_{\text{ср}}$, кВт	до 0,1	0,1...1	1...5	5...20	свыше 20
$p_{\text{ном}}$, Мпа	1,0	1...6,3	6,3...10	10...16	16...25

Если в гидроприводе несколько гидроцилиндров, то мощность привода насоса находят по сумме мощностей наибольшего количества одновременно работающих гидродвигателей. При питании гидродвигателей от нескольких автономных насосов, подающих жидкость в одну напорную линию, мощность привода определяется так же, как и для одного насоса, а затем пропорционально их подачам рассчитывается для каждого отдельного насоса. В случае двух- или трехпоточной гидросистемы с насосами, обеспечивающими функционирование разных групп гидродвигателей, расчет мощности привода каждого насоса производится отдельно.

3.2. Методика выбора гидродвигателей

В гидроприводах мобильных машин и энергетических установок наибольшее распространение получили гидродвигатели, выполненные в виде гидроцилиндров или гидромоторов. Гидроцилиндры преобразуют давление рабочей жидкости в поступательное перемещение поршня, а гидромоторы – во вращательное движение выходного вала.

Основные параметры гидродвигателей определяют исходя из кинематической схемы машины и наличия промежуточных звеньев между рабочими и исполнительными органами. Заданные скорости и нагрузки на рабочих органах машины должны быть отнесены расчетным путем к соответствующим параметрам гидродвигателей,

выбранных для применения. Основными условиями правильного выбора гидродвигателей являются обеспечение рабочими органами машины необходимых вращающего момента M и частоты вращения n для гидромотора, усилия R и скорости перемещения V для гидроцилиндров и соответствие внешних нагрузок указанным в технической характеристике гидродвигателей.

При циклическом характере рабочего процесса машины и переменных нагрузках и скоростях параметры гидродвигателей должны быть определены из условия обеспечения максимальных нагрузок и скоростей.

Основными параметрами гидродвигателей являются: рабочий объем V_M гидромотора, диаметры цилиндра $d_{ц}$ и штока $d_{ш}$ и ход штока h гидроцилиндра, перепад давления Δp_M или $\Delta p_{ц}$ при установившемся движении, а производным параметром – расход рабочей жидкости, поступающей в гидромотор Q_M или в гидроцилиндр $Q_{ц}$.

Для ОГП с объемным регулированием и нерегулируемого привода перепад давлений на гидродвигателе Δp_M или $\Delta p_{ц}$ для предварительного расчета принимают на 10–20 % меньшим выбранного номинального давления $p_{ном}$ с учетом потерь давления в гидросистеме. Для ОГП с дроссельным регулированием и постоянным давлением питания $\Delta p_{ц} = \frac{2}{3} p_{ном}$. При последовательном

включении нескольких гидродвигателей $\Delta p_{M(ц)} = \sum_{i=1}^n \Delta p_{M(ц)i}$, где $i = 1, 2, \dots, n$

n – порядковый номер гидродвигателя.

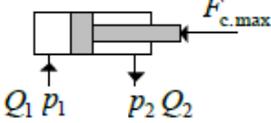
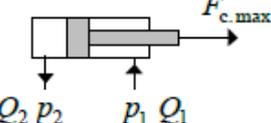
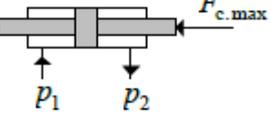
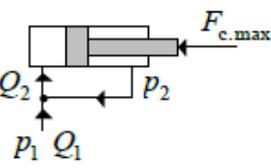
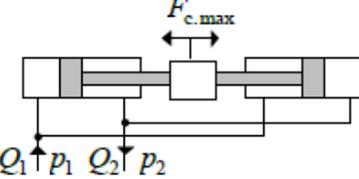
Определение параметров гидроцилиндров. К основным конструктивным параметрам гидроцилиндра, подлежащим определению, относятся ход поршня h , диаметр поршня $d_{ц}$ и диаметр штока $d_{ш}$. Ход поршня обычно задают из конструктивных соображений в соответствии с ходом рабочего органа механизма или определяют через кинематическую цепь, если между гидроцилиндром и рабочим органом имеется передача.

Усилие, развиваемое гидроцилиндром при установившемся движении, затрачивается на полезную нагрузку на штоке гидроцилиндра, на преодоление сил трения в уплотнениях поршня и штока и на преодоление силы противодействия, вызванной потерями энергии в сливной линии гидродвигателя (фильтр, теплообменник и др.).

Для вычисления диаметра поршня $d_{\text{п}}$ используют формулы, приведенные в табл. 3.2. Они получены из уравнения равновесия сил, действующих на поршень, для случая преодоления поршнем максимальной силы сопротивления движению.

Таблица 3.2

Формулы для вычисления диаметра поршня гидроцилиндра и расхода жидкости

Тип гидроцилиндра (ГЦ) и режим работы	Схема включения гидроцилиндра в гидросистему	Формула
ГЦ двухстороннего действия с односторонним поршнем. Выталкивание поршня		$d_{\text{п}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{с max}}}{\pi\eta_{\text{мц}}\left(p_1 - \frac{p_2}{\psi}\right)}},$ $Q_2 = Q_1 / \psi$
ГЦ двухстороннего действия с односторонним поршнем. Втягивание поршня		$d_{\text{п}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{с max}}}{\pi\eta_{\text{мц}}\left(\frac{p_1}{\psi} - p_2\right)}},$ $Q_2 = Q_1\psi$
ГЦ двухстороннего действия с двухсторонним поршнем. Втягивание / выталкивание поршня		$d_{\text{п}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{с max}}}{\pi\eta_{\text{мц}}(p_1 - p_2)}},$ $Q_2 = Q_1$
Дифференциальный ГЦ одностороннего действия. Выталкивание поршня		$d_{\text{п}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{с max}}}{\pi\eta_{\text{мц}}p_1\left(1 - \frac{1}{\psi}\right)}},$ $Q_2 = Q_1\left(\frac{\psi}{\psi - 1}\right)$
Два ГЦ с односторонним поршнем и схемой включения «тандем». Втягивание / выталкивание поршня		$d_{\text{п}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{с max}}}{\pi(p_1 - p_2)\left(1 + \frac{1}{\psi}\right)\eta_{\text{мц}}}},$ $Q_2 = Q_1$
<p><i>Примечание.</i> $F_{\text{с max}}$ – максимальная сила сопротивлению поршня; p_1 – давление в напорной полости цилиндра, $p_1 = (0,85-0,90)p_{\text{НОМ}}$; $\eta_{\text{мц}}$ – механический КПД гидроцилиндра, $\eta_{\text{мц}} = 0,9-0,97$; p_2 – давление в сливной полости цилиндра, $p_2 = (0,05-0,10)p_{\text{НОМ}}$; значение коэффициента мультипликации ψ: при $p_{\text{НОМ}} < 1,5$ МПа $\psi = 1,09-1,14$; при $p_{\text{НОМ}} = 1,5-10$ МПа $\psi = 1,33$; при $p_{\text{НОМ}} = 10-20$ МПа $\psi = 1,66$; $d_{\text{п}}$ – диаметр поршня; Q_2 – расход жидкости.</p>		

Диаметр штока:

$$d_{\text{ш}} = d_{\text{п}} \sqrt{1 - \frac{1}{\Psi}},$$

где Ψ – коэффициент мультипликации рабочих полостей цилиндра.

$$\Psi = d_{\text{п}}^2 / (d_{\text{п}}^2 - d_{\text{ш}}^2).$$

На практике рекомендуется выбирать следующие значения коэффициента мультипликации: $\psi = 1,1$ при $p_{\text{ном}} < 1,5$ МПа; $\psi = 1,33$ при $p_{\text{ном}} = 1,5-5,0$ МПа; $\psi = 2,0$ при $p_{\text{ном}} > 5,0$ МПа.

Полученные значения $d_{\text{п}}$ и $d_{\text{ш}}$ округляют в большую сторону до ближайших целых значений и принимают в качестве конструктивных параметров цилиндра. Диаметры поршней (мм) стандартного размера согласно ГОСТ 6540-68: **10, 12, 16, 20, 25, 32**, 36, **40**, 45, 50, 56, **63**, 70, **80**, 90, **100**, 110, **125**, 140, **160**, 180, **200, 250**, 280, **320**, 360, 400, 450, **500**, 560, 710, **800**, 900 (размеры основного ряда выделены жирным шрифтом).

Ход штока определяют по кинематической схеме машины, но он должен соответствовать значению, установленному стандартом для выбранных диаметров поршня и штока гидроцилиндра унифицированной конструкции.

Ход поршня (мм) принимается стандартного ряда: **4, 6, 8, 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50, 56, 63**, 70, **80**, 90, **100**, 110, 125, 140, **160**, 180, 200, 220, **250**, 280, 320, 360, **400**, 450, 500, 560, 630, 710, **800**, 900, **1000**, 1200, **1250**, 1400, 1600, 1800, **2000**, 2240, 2800, 3000, **3150**, 3350, 3750, **4000**, 4250, 4500, 4750, **5000**, 5600, 6000, **6300, 6700**, 7100, 7500, **8000**, 8500, 9000, 9500, **10 000** (размеры основного ряда выделены жирным шрифтом).

Если гидроцилиндр используется для привода рабочего органа с большой массой, перемещаемой со скоростью более 0,3 м/с на всю длину штока, то согласно ГОСТ 16514-79 обязательно применение гидроцилиндра с торможением (демпфированием) поршня в конце хода с двух сторон.

Давление торможения, создаваемое демпфером, не должно превышать давления, допускаемого для выбранного гидроцилиндра $p_{\text{т}} \leq p_{\text{ц, доп}}$. Давление торможения:

$$p_{\text{т}} = F_{\text{т}} / f_{\text{п}},$$

где $F_{\text{т}}$ – усилие торможения; $f_{\text{п}}$ – площадь поршня со стороны демпфирующего устройства.

Усилие торможения в зависимости от направления движения массы при горизонтальном движении:

$$F_T = ma_T - F_{тр} - F_{ц};$$

при вертикальном движении:

$$F_T = ma_T \pm mg \pm F_{тр} + F_{ц},$$

где m – масса подвижных частей; $a_T = v_{ц}^2 / 2L_T$ – ускорение торможения в предположении равнозамедленного движения штока; $F_{тр}$ – сила трения в направляющих рабочего органа (при их наличии); $F_{ц}$ – усилие, создаваемое рабочим давлением в работающей полости гидроцилиндра, если во время торможения полость эта соединена с насосом; $v_{ц}$ – скорость штока в момент начала торможения; L_T – длина участка торможения, равная длине хода демпфирующего устройства; знак «+» соответствует движению массы вниз, знак «-» – движению массы вверх.

Из каталогов серийно выпускаемых изделий необходимо выбрать требуемый гидроцилиндр, привести сведения о производителе и маркировке изделия, технические характеристики, представить внешний вид и габаритный чертеж гидродвигателя.

Расход рабочей жидкости определяют для каждого гидродвигателя исходя из требуемых максимальных скоростей.

Для гидроцилиндра в зависимости от схемы его включения:

– с поршневой рабочей полостью:

$$Q_{ц} = v_{ц} / f_{п} = 0,25\pi D^2 v_{ц};$$

– со штоковой рабочей полостью:

$$Q_{ц} = v_{ц} / f_{ш} = 0,25\pi(D^2 - d^2)v_{ц} = 0,25\pi D^2 v_{ц} / \varphi;$$

– с дифференциальной схемой включения:

$$Q_{ц} = v_{ц} f_{п} / (1 + f_{ш} / f_{п}) = 0,25\pi D^2 v_{ц} / (2D^2 - d^2) = 0,25\pi D^2 v_{ц} \varphi / (\varphi + 1);$$

– для взаимно спаренных гидроцилиндров:

$$Q_{ц} = v_{ц} (f_{п} + f_{ш}) = 0,25\pi(2D^2 - d^2)v_{ц} = 0,25\pi D^2 v_{ц} (\varphi + 1) / \varphi.$$

Здесь $f_{п}$ и $f_{ш}$ – площади поршневой и штоковой полостей гидроцилиндра.

При выборе параметров гидродвигателя следует учитывать, что для обеспечения установленного технической документацией ресурса и КПД требуемая скорость гидродвигателя не должна превышать номинальной.

Определение параметров гидромоторов. Гидромоторы, применяемые в приводах, можно разделить на две группы:

– низкомоментные гидромоторы с частотой вращения $n_r(\text{ном}) = 900\text{--}2400$ об/мин и крутящим моментом $M_r(\text{ном})$ меньше $1000 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

– высокомоментные гидромоторы с частотой вращения $n_r(\text{ном}) = 50\text{--}200$ об/мин и крутящим моментом больше $1000 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Низкомоментные гидромоторы чаще всего соединяют с рабочими органами машин зубчатыми редукторами. Высокомоментные гидромоторы позволяют осуществлять безредукторное соединение с рабочими органами, например колесами транспортной машины.

При выборе гидромотора необходимо выполнить расчеты для двух названных вариантов соединения гидромотора с исполнительным механизмом и проанализировать их.

Для выбора гидромотора необходимо определить мощность на валу рабочего органа, связанного с выбираемым гидромотором:

$$N_p = M_c \omega_c,$$

где M_c – момент сопротивления рабочего органа (принимается, как правило, по рекомендациям технического задания на разработку гидропривода), $\text{Н}\cdot\text{м}$; $\omega_c = 2\pi n_c / 60$ – угловая скорость рабочего органа, об/мин; n_c – частота вращения рабочего органа, с^{-1} .

Значения M_c и n_c берутся из технического задания на разработку гидропривода.

В большинстве случаев на мобильных машинах применяются низкомоментные гидромоторы (аксиально-поршневые, шестеренные и др.), которые соединяются с рабочими органами через редукторы. Поэтому требуемая полезная мощность гидромотора с учетом редуктора определяется как:

$$N_{\text{м.п.}} = N_p \eta_p,$$

где η_p – КПД редуктора.

Значение η_p на данном этапе можно принять несколько заниженным, например, равным $0,9$, а в дальнейшем его уточнить.

По найденному значению полезной мощности гидромотора $N_{\text{м.п.}}$ из каталогов производителей объемных гидромашин находят наиболее близкий по мощности гидромотор. При этом номинальная мощность выбранного гидромотора должна быть равна или больше $N_{\text{м.п.}}$.

Если выбран низкомоментный гидромотор, то определяют передаточное число зубчатого редуктора по формуле:

$$u_p = \frac{M_c}{M_{Г(ном)}\eta_p},$$

где $M_{Г(ном)}$ – номинальный вращающий момент гидромотора, Н·м; берут из его технической характеристики в каталоге выбранного производителя гидромоторов.

Затем необходимо найти расчетное значение угловой скорости $\omega_{Г(рас)}$:

$$\omega_{Г(рас)} = \omega_p u_p$$

и определиться, сможет ли выбранный гидромотор реализовать угловую скорость $\omega_{Г(рас)}$. При положительном ответе на вопрос производится выбор редуктора из каталогов производителей, при отрицательном ответе необходимо выполнить дополнительные расчеты. Здесь удобно привести сведения о производителе и маркировке выбранного редуктора, его технические характеристики, представить внешний вид и габаритный чертеж редуктора. Возможно, производится уточнение передаточного числа зубчатого редуктора $u_{р(ном)}$ и его значения КПД $\eta_{р(ном)}$.

Затем необходимо определить расчетные значения угловой скорости гидромотора $\omega_{Г(рас)}$, крутящего момента гидромотора $M_{Г(рас)}$, удельного рабочего объема $q_{Г(рас)}$ гидромотора и требуемого расхода рабочей жидкости через гидромотор $Q_{Г(рас)}$:

$$\begin{aligned}\omega_{Г(рас)} &= \omega_p u_{р(ном)}, \\ M_{Г(рас)} &= \frac{M_c}{u_{р(ном)}\eta_{р(ном)}}, \\ q_{Г(рас)} &= \frac{2\pi M_{Г(рас)}}{(p_1 - p_2)\eta_{ГМ}},\end{aligned}$$

где p_1 – давление в напорной полости гидромотора, принимается $p_1 = (0,85–0,90)p_{ном}$, чтобы учесть падение давления по пути от насоса до гидродвигателя; p_2 – давление в сливной полости гидромотора, $p_2 = (0,05–0,10)p_{ном}$ с учетом потерь на фильтре и теплообменнике, если они установлены на сливной линии. Эти потери зависят от типа фильтра и теплообменника и равняются (0,2...0,6) МПа; $\eta_{ГМ}$ – механический КПД гидромотора, определяется из характеристик выбранного изделия.

По полученному значению удельного рабочего объема $q_{Г(рас)}$ и номинальному давлению выбирают гидромотор из каталогов производителей.

Нужный типоразмер гидромотора окончательно выбирают по условиям $q_{Г(ном)} \geq q_{Г(рас)}$ и $\omega_{Г(ном)} \geq \omega_{Г(рас)}$, где $q_{Г(ном)}$ – рабочий объем, м³; $\omega_{Г(ном)}$ – номинальная скорость вращения выходного вала гидромотора, рад/с.

Значения параметров находят в паспортных данных выбираемого гидромотора.

При выборе высокомоментного гидромотора и безредукторном его соединении с рабочим механизмом в формулах принимают $u_p = 1$ и $\eta_p = 1$.

Затем по заданной частоте вращения $n_{Г(рас)} = \omega_{Г(рас)} / 2\pi$ по формуле $Q_{Г(рас)} = n_{Г(рас)}q_{Г(ном)} / \eta_{ог}$, где $\eta_{ог}$ – объемный КПД гидромотора при номинальном давлении в системе, определяют расчетный расход гидромотора $Q_{Г(рас)}$, а по уравнению $N_{Г(рас)} = Q_{Г(рас)}(p_1 - p_2) \eta_{г}$ – его мощность. Здесь $\eta_{г}$ – общий КПД гидромотора.

При большом заданном моменте ($M_c > 200$ Н·м) и малой частоте вращения вала ($n_c < 200$ мин⁻¹) рекомендуется использовать, как правило, радиально-поршневые гидромоторы. При меньших моментах и частоте вращения вала, изменяющейся в большом диапазоне ($n_c = 20...1800$ мин⁻¹), применяются аксиально-поршневые гидромоторы. Пластинчатые и шестеренные гидромоторы рекомендуются при частоте вращения не менее 300 мин⁻¹ и сравнительно малом моменте ($M_c < 200$ Н·м), причем первые имеют несколько больший момент, чем вторые, но могут работать при давлении не более 6,3 МПа.

3.3. Методика выбора насосов

Выбор марки и типоразмера насоса гидропривода производится в зависимости от необходимой подачи и номинального давления в гидросистеме с учетом особенностей (рис. 3.2) их использования в гидроприводах энергетических машин. Требования к выбору насосов приведены ниже:

- предельные частота вращения, давление и подача определяют размеры и массу насоса;
- конструктивная сложность существенно влияет на стоимость и надежность работы насоса;

– эксплуатационные качества, а именно надежность, полный КПД, сложность ремонта и обслуживания, определяют эффективность гидропривода и гидроприводной машины в целом;

– возможность регулирования и реверсирования подачи насоса способствует повышению эффективности гидропривода.

Для правильного выбора типоразмера насоса необходимо обеспечение максимальных нагрузок и скоростей гидродвигателей, а также соответствие значениям параметров, указанным в технической характеристике насоса.



Рис. 3.2. Выбор насоса

Основными параметрами насоса являются: рабочий объем V_H ; номинальное давление $p_{H,ном}$; частота вращения приводного вала n_H ; а производным параметром – подача рабочей жидкости Q_H (для регулируемого насоса еще и диапазон регулирования подачи D_{Q_H}).

Для расчета в качестве номинального давления $p_{H,ном}$, развиваемого насосом, используют предварительно выбранное номинальное давление в гидросистеме.

При выборе насоса следует учитывать, что насосы, рассчитанные на высокое давление, могут быть использованы в гидроприводах,

имеющих более низкое давление. Следует также учесть, что при наличии в системе нескольких контуров некоторые из них могут работать на более низком давлении при использовании перед контуром редукционного клапана.

В предварительных расчетах значения общего и объемного КПД различных типов насосов могут быть приняты в пределах, указанных в табл. 3.3.

Таблица 3.3

КПД насосов

Тип насоса	Общий КПД η_n	Объемный КПД $\eta_{но}$
Шестеренные	0,8–0,85	0,90–0,94
Пластинчатые	0,60–0,85	0,70–0,90
Аксиально-поршневые	0,85–0,90	0,95–0,98

Номинальной подачей насоса является сумма расходов параллельно включаемых гидродвигателей:

$$Q_{н.ном} = \sum_{i=1}^n Q_{м(i)} i.$$

Для обеспечения оптимального КПД процесса управления гидропривода с постоянным давлением питания и дроссельным регулированием скорости:

$$Q_{н.ном} = \sqrt{3Q_D}.$$

При отдельной работе нескольких гидродвигателей или нескольких групп гидродвигателей подачу насоса необходимо определять по той группе одновременно включаемых гидродвигателей, для работы которой требуется наибольший расход.

Некоторые варианты применяемых в регулируемых насосах регуляторов приведены в параграфе 2.3.

Для привода насоса с регулятором мощности расчетными параметрами являются минимальная подача насоса в начале участка регулирования $Q_{н. min} = Q_n / (DQ_n)$ при номинальном давлении $p_{н.ном}$, соответствующем максимальной нагрузке, и минимальное давление в конце участка регулирования $p_{н.min} = p_n / (DQ_n)$ при максимальной подаче рабочей жидкости $Q_{н max}$.

Требуемый рабочий объем насоса $V_n = Q_n / (n_n \eta_{Vn})$, где $n_n = n_{дв} / u_p$ – частота вращения вала насоса, зависящая от вида приводного устройства (здесь $n_{дв}$ – частота вращения выходного вала

приводного двигателя; u_p – передаточное отношение редуктора привода насоса), при отсутствии редуктора $n_n = n_{дв}$; η_{VH} – объемный КПД насоса.

Номинальные частоты вращения, установленные ГОСТ 12446-80, следующие: 750; 690; 1200; 1500; 1920; 2400 об/мин и т. д.

Для насоса с приводом от электродвигателя в качестве n_n принимается значение частоты вращения соответствующего электродвигателя. Номинальные частоты вращения ротора асинхронных электродвигателей следующие: 750, 1500, 3000 об/мин.

Если насос приводится в действие от двигателя внутреннего сгорания, то в качестве n_n принимается некоторая характерная частота вращения двигателя, при достижении которой должен быть достигнут расход $Q_{n \max}$. Например, это может быть минимальная частота холостого хода или номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя.

Для мобильных машин в качестве приводных двигателей насосов чаще всего используют дизели с номинальной частотой вращения 1500, 1600, 1700 об/мин и т. д.

После определения рабочего объема V_n выбирают типоразмер насоса из номенклатуры серийно выпускаемых гидромашин таким образом, чтобы требуемая частота вращения вала насоса n_n была близка к номинальной для выбранного типа насоса.

Если этого достигнуть не удастся, то между приводным двигателем и насосом устанавливают вспомогательный редуктор.

Если значение рабочего объема насоса оказывается слишком большим, из-за чего возникают трудности в выборе подходящего типоразмера насоса, то возможно применение двух или более насосов, установленных параллельно.

Следует помнить, что расчетное число оборотов вала насоса должно находиться как можно ближе к номинальному числу, указанному в технических характеристиках. В этом случае его режим работы будет оптимальным. Из таблиц в технических характеристиках выбирают рабочий объем и объемный КПД насоса. Если в результате расчета число оборотов вала оказалось выше или ниже рекомендованных техническими характеристиками, то расчет повторяют, изменив число насосов или рабочий объем. В реальном проектировании конструктор при невозможности добиться хорошей сходимости расчетного числа оборотов с номинальным значением

изменяет исходные данные проекта. В учебном проектировании допускается отклонение расчетного числа оборотов от номинального на 10 %.

В случае когда насос пристыковывается через муфту к валу двигателя внутреннего сгорания (а не к коробке отбора мощности и т. п.), обороты насоса принимаются равными номинальным оборотам двигателя. Тогда формула расчета числа оборотов вала решается относительно рабочего объема насоса q_n , а предварительные исходные данные проекта конструктор уточняет после окончательного выбора марки насоса.

При выборе числа и типа насосов необходимо помнить следующие практические рекомендации. Если расчет показывает необходимость применения двух и более насосов, то с целью унификации целесообразно использовать один тип и даже одну марку насосов, а тройники для слияния двух или трех потоков жидкости надо проектировать с большим радиусом закругления.

Применение более двух насосов, питающих одну напорную гидролинию, не рекомендуется по следующим соображениям:

- появляется необходимость введения дополнительного вала в коробку отбора мощности;
- гидросистема становится более разветвленной, что приводит к дополнительным потерям давления в трубопроводах;
- при слиянии потоков жидкости увеличиваются вибрации и шум в гидросистеме.

Тип насоса выбирается на основе опыта проектирования и эксплуатации аналогичных машин и зависит от режима работы гидропривода. В гидросистемах легкого и среднего режимов работы целесообразно применять шестеренные насосы, а для тяжелого и весьма тяжелого режима работы – аксиально-поршневые.

Следует помнить, что шестеренные насосы при одинаковой вязкости жидкости имеют больший объемный КПД при низких температурах и меньший при высоких температурах, чем аксиально-поршневые насосы.

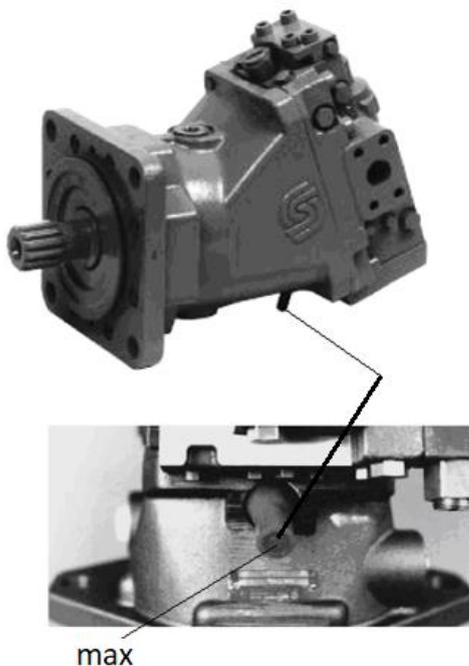
Мощность привода насоса нерегулируемого $N_{пр} = Q_n p_n / \eta_{общ. н.}$, с регулятором мощности $N_{пр} = Q_n p_n / (\eta_{общ. н.} DQ_n)$, где $\eta_{общ. н.}$ – общий КПД насоса.

Для предварительного расчета значение мощности насоса можно принять из технических условий, определенных для номинальных условий.

Большинство аксиально-поршневых гидромашин имеют механические ограничители объема (рис. 3.3). Минимальный объем гидромашин может быть установлен в границах стандартного диапазона регулировочным винтом в корпусе мотора. Максимальный объем гидромашин может быть установлен с помощью проставки, установленной в сервопоршне.

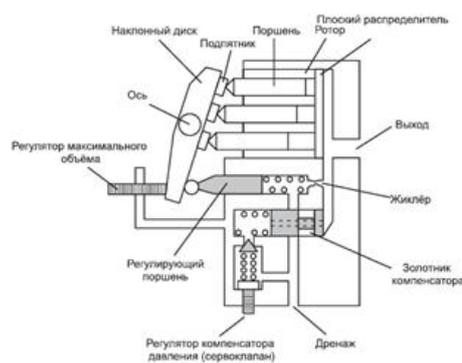
механические ограничители объема насоса

ограничитель минимального объема
с защитным колпачком



а)

винт ограничителя
максимального объема



б)

Рис. 3.3. Гидромашина фирмы Sauer Danfoss:

а – ограничитель минимального объема с защитным колпачком;

б – винт ограничителя максимального объема

Особенности выбора нерегулируемого насоса для нескольких гидродвигателей. При разработке высокоэффективного нерегулируемого гидропривода с несколькими гидродвигателями важно, чтобы

расходы, поступающие в рабочие полости гидродвигателей, соответствовали подаче насоса (насосной установки) при давлениях нагнетания, создающих условия преодоления нагрузки на выходном звене гидродвигателя [11, 20].

В качестве примера типового расчета принят гидропривод (ГП), имеющий в своем составе 3 типа гидродвигателей, требующих для независимого управления каждым использованием индивидуальных гидрораспределителей (рис. 3.4). В число этих гидродвигателей входят: одноштоковый гидроцилиндр двустороннего действия, реверсивный гидромотор и, как исключение, двухштоковый гидроцилиндр двустороннего действия для использования в гидроприводе с дроссельным управлением.

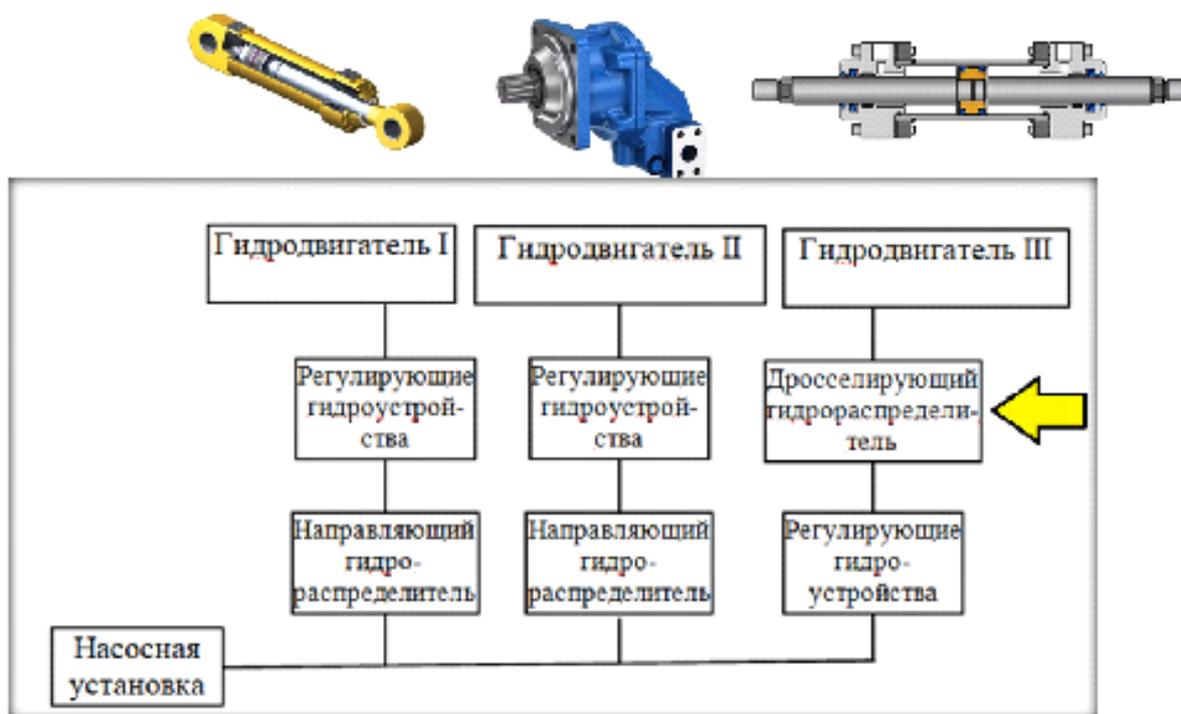


Рис. 3.4. Структурная схема гидропривода с несколькими гидродвигателями

Следует заметить, что увеличение числа гидродвигателей в рассматриваемом случае не влияет на порядок работ при создании гидропривода.

Из практики известно, что индивидуальная схема соединения гидродвигателей применяется в тех случаях, когда в нерегулируемом гидроприводе желают получить наилучшие энергетические характеристики (наибольший КПД гидропривода при работе на одном из

гидродвигателей) или когда одновременная работа гидродвигателей по условиям эксплуатации гидрофицированной машины является недопустимой.

Таким образом, возникает задача выбора величины подачи насоса (насосной установки) и обеспечения работы каждого гидродвигателя. Это возможно получить соответствующим подбором рабочих параметров гидродвигателей (рабочий объем гидромотора, эффективные рабочие площади поршней и штоков гидроцилиндров) и схемными решениями.

При использовании насоса для питания нескольких гидродвигателей при выборе его подачи исходят из расходов, потребных для максимального обеспечения заданных скоростей движения выходного звена каждого из гидродвигателей, а также циклограммы работы гидропривода в целом. В этом случае иногда в качестве источника подачи рабочей жидкости более рациональным может быть использование насосно-аккумуляторной станции.

Предварительное определение параметров насосной установки. Одним из наиболее важных параметров гидропривода является максимальная полезная мощность его насоса, определяемая по формуле $N = p_{\text{наг}} Q_{\text{н}}$, где $p_{\text{наг}}$ – максимальное рабочее давление насоса; $Q_{\text{н}}$ – подача насоса.

При определении полезной мощности насоса исходными являются данные о максимальных выходных мощностях каждого из трех гидродвигателей (гидромотора и гидроцилиндров), которые определяются по формулам:

$$N_{\text{ГМ}} = M_{\text{ГМ}}\omega_{\text{ГМ}} \quad \text{и} \quad N_{\text{ГЦ}} = V_{\text{ГЦ}}R_{\text{ГЦ}},$$

где $N_{\text{ГМ}}$, $M_{\text{ГМ}}$ и $\omega_{\text{ГМ}}$ – мощность, момент и угловая скорость вращения вала гидромотора; $N_{\text{ГЦ}}$, $V_{\text{ГЦ}}$ и $R_{\text{ГЦ}}$ – мощность, скорость перемещения и усилие на штоке гидроцилиндра.

Каждый гидродвигатель, как правило, совершает два хода: прямой и обратный. Для простоты рассуждения один ход каждого гидропривода будем считать за один гидропривод с соответствующими индексами $i1$ и $i2$, где i – порядковый номер гидродвигателя, $j = 1$ и $j = 2$ – индексы прямого и обратного хода.

На практике [20] заданные скоростные и силовые параметры (скорость V_{ij} и нагрузка R_{ij} при возвратно-поступательном движении штока гидроцилиндра или угловая скорость ω_{ij} и момент M_{ij} вращающегося вала гидромотора) следует расчетным путем

воплотить в расход и давление рабочей жидкости. В дальнейшем использовать определенные расчетами параметры для назначения стандартных геометрических размеров эффективных рабочих площадей гидроцилиндров (или рабочих объемов гидродвигателей). Таким образом, расчетом определяют величины рабочих давлений p_{i1} и p_{i2} и расходов рабочей жидкости Q_{i1} и Q_{i2} , обеспечивающие выполнение гидроцилиндром заданных скоростных и силовых параметров.

Таблица 3.4

Скоростные и силовые параметры гидродвигателей

№	Гидродвигатель	Прямой ход	Обратный ход
1	гидроцилиндр одноштоковый двустороннего действия	$V_{11}[\text{м/с}], R_{11}[\text{Н}]$	$V_{12}[\text{м/с}], R_{12}[\text{Н}]$
2	гидромотор двустороннего действия	$M_{21}[\text{Н}\cdot\text{м}], \omega_{21}[\text{1/с}]$	$M_{21}[\text{Н}\cdot\text{м}], \omega_{21}[\text{1/с}]$
3	гидроцилиндр двуштоковый двустороннего действия	$V_{xx} [\text{м/с}], R_T[\text{Н}]$	$V_{xx} [\text{м/с}], R_T[\text{Н}]$

Так как заданы по два режима (прямой и обратный ход) для каждого из трех гидродвигателей, то должны получиться 5–6 значений мощности ($N_{11}; N_{12}; N_{21}; N_{22}; N_3$) (см. табл. 3.4).

По наибольшей величине мощности, например N_3 , назначается величина давления в системе. Можно принять максимальное рабочее давление на уровне, принятом в отрасли машиностроения (не более $p_{\max} = 16...32$ МПа), в которой предполагается использование проектируемого гидропривода. Определяется предварительно подача насоса Q_3 при давлении, меньшем максимального выбранного $p_K \leq p_{\max}$ на величину потерь в распределительно-регулирующих гидроустройствах и гидролиниях гидродвигателя 3, т. е. $p_3 \leq p_{\max} - \Delta p_{\text{гл}}$. На практике принимают $\Delta p_{\text{гл}} \approx 0,5...1,0$ МПа.

Предполагая, что через точку К ($Q_3 \approx Q_K; p_K = p_3 + \Delta p_{\text{гл}}$) будет проходить рабочая характеристика $Q_H = f(p_H)$ насосной установки, совершаем подбор насосной установки каталогов выпускаемой продукции.

Одновременно выбирая величины расхода $Q_3 \approx Q_K \approx Q_H$ и давления p_3 , определяем геометрические размеры эффективных рабочих площадей или рабочего объема самого нагруженного гидродвигателя 3.

Мощность каждого гидродвигателя можно представить через расход и давление потока рабочей жидкости, поступающей от насоса: $V_{11}R_{11} = p_{11}Q_{11} = N_{11}$; $V_{12}R_{12} = p_{12}Q_{12} = N_{12}$; $M_{21}\omega_{21} = p_{21}Q_{21} = N_{21}$; $M_{22}\omega_{22} = p_{22}Q_{22} = N_{22}$; $V_{xx}R_T = p_T Q_{xx} = N_3$.

Приняв мощность гидродвигателя в каждом рабочем режиме постоянной и произвольно назначив величину, например, расхода $Q_{ij} \leq Q_{Hij}$, можно определить, соответственно, величину давления. Так, для каждого режима сделаем расчет нескольких точек и построим на поле $Q_H \dots p_H$ диаграммы (рис. 3.5, кривые постоянных мощностей N_{ij}).

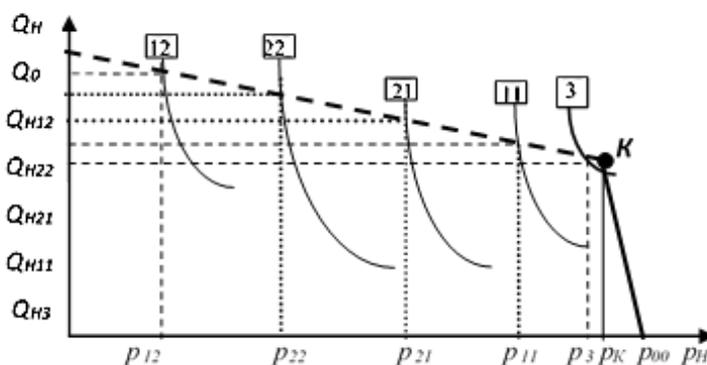


Рис. 3.5. Нанесение характеристик постоянной мощности гидродвигателей N_{ij} и подбор рабочей характеристики насосной установки (жирный пунктир)

При построении кривых постоянной мощности (индексы в квадратах 11...3) на поле рабочей характеристики выбранной насосной установки на диаграмме (см. рис. 3.5) получаем точки пересечения, координаты которых указывают параметры потока рабочей жидкости $Q_{ij} \leq Q_{Hij}$ при p_{ij} , обеспечивающие заданные кинематические и силовые характеристики гидродвигателей. Построение дает представление о возможных величинах давлений при требуемых режимах работы на входе каждого гидродвигателя при назначении приблизительно равного для всех гидродвигателей расхода-подачи насоса. По этим полученным параметрам потока рабочей жидкости каждого режима работы гидродвигателя определяются рабочий объем гидромотора и эффективные рабочие площади поршневой и штоковой полостей, после чего производится подборка готовых гидродвигателей из каталогов выпускаемых изделий.

Расчет потребных параметров расхода и давления насоса производят из условия обеспечения требуемых скоростей и силовых параметров гидродвигателя. При проведении расчетов за величину расхода любого гидродвигателя можно принимать величину подачи Q_H насосной установки (при максимальном давлении нагнетания).

Учет величин потерь давления в напорной и сливной гидролиниях (от насосной установки до гидродвигателя и от гидродвигателя до гидробака насосной установки) смещает влево рабочую точку ($Q_K; p_K$), не изменяя существенно величину подачи (рис. 3.6, в).

По параметрам гидродвигателя 3 (p_3, Q_3), обладающего максимальной потребной мощностью, была предварительно выбрана насосная установка с рабочей точкой $Q_H = Q_K$ при p_K . Параметр Q_0 рабочей характеристики насоса, если не задан, то следует определить по выражению $Q_H = \eta_{об.н} Q_0$, приняв объемный КПД насоса $\eta_{об.н} = 0,92...0,95$.

Две охватывающие прямые Q_0K и Kp_{00} образуют рабочую характеристику насосной установки. Точка К соответствует моменту открытия напорного клапана или включения устройства, изменяющего подачу насоса.

Выполнение рабочих параметров гидродвигателей 1 и 2, не расположенных на прямой Q_0K , обеспечивается применением подбираемых по каталогам гидроаппаратов, которые дроссельным способом ограничивают расход, поступающий в рабочие полости гидродвигателей. Величина дросселируемого расхода при давлении p_i равна $\Delta Q_i = Q_H - Q_i$, где Q_H – подача насосной установки при давлении p_i ; Q_i – расход, необходимый гидродвигателю для выполнения заданной скорости.

В качестве таких гидроустройств можно использовать дроссель, регулятор расхода, синхронизаторы. На рис. 3.6 показаны схемы установки этой гидроаппаратуры и получение рабочей характеристики.

Дроссель $D_{др}$, установленный в схемах а и б рис. 3.6, должен пропускать расход $Q_{др} = Q_1 < Q_{н1}$, обеспечивающий выполнение требуемой скорости перемещения, с потерей давления. На практике перепад давлений на дросселе составляет $\Delta p_{др} = f(Q_{др}) \approx \approx 0,03...0,05$ МПа. Открытие клапана К на сброс рабочей жидкости происходит при давлении $p_{ок} = p_1 + \Delta p_{1др} - \Delta p_{1кл}$.

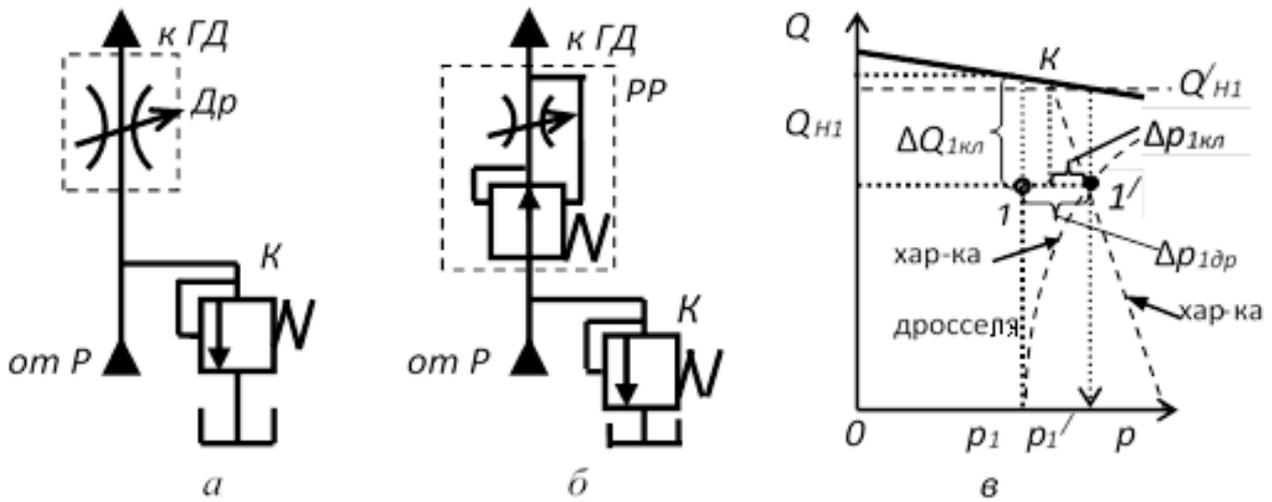


Рис. 3.6. Схемы установки гидроаппаратуры дроссельного управления расходом: *а* – дроссель; *б* – регулятор расхода; *в* – рабочая характеристика

Приращение перепада давления на клапане $\Delta p_{1кл}$ будет определяться величиной расхода через клапан $\Delta Q_{1кл} = Q_{H1} - Q_1$, где Q_{H1} – подача насосной установки при давлении нагнетания $p'_1 = p_1 + \Delta p_{1др} - \Delta p_{1кл}$. Величина потерь на клапане зависит не только от расхода, но и от жесткости пружины клапана. Практически потребляемый расход гидродвигателем в режиме *I* будет обеспечиваться подачей рабочей жидкости при давлении нагнетания, равном $p'_{12} = p_1 + \Delta p_{1др}$, т. к. $\Delta p_{1кл} \approx 0$ ввиду малости расхода, выбранной при проектировании, и малой жесткости пружины. Таким образом, при работе гидродвигателя в режиме *I* величина потребляемой энергии определяется как произведение $p'_1 Q_{H1}$, а полезная энергия равна $p_{12} Q_{12}$. Разницы между величинами расходов Q_{H1} и Q'_{H1} при давлении нагнетания p_1 и p'_1 очень незначительны, поэтому часто принимают, что $Q_1 = Q'_{H1}$.

Таким образом, при работе гидропривода общий КПД равен:

$$\eta_1 = Q_1 p_1 \eta_{H1} / Q_{H1} p'_1 = Q_1 p_1 \eta_{H1} / (Q_1 + \Delta Q_{1кл}) p'_1.$$

Следует помнить об установке параллельно регулируемому гидроустройству обратного гидроклапана, чтобы беспрепятственно пропускать поток рабочей жидкости в обратном направлении.

При подборе из каталога образца регулирующего гидроустройства или гидроклапана проводится пересчет каталожных рабочих параметров на требуемые рабочие параметры методом постоянной проводимости, состоящим в следующем. При использовании выбранного гидроустройства с каталожными параметрами Δp_K

при пропускании расхода Q_k величина перепада давления Δp_i на гидроустройстве при протекании необходимого расхода Q_i при условии сохранения постоянства проводимости определяется по выражению:

$$\frac{Q_k}{\sqrt{\Delta p_k}} = \frac{Q_i}{\sqrt{\Delta p_i}} = \sigma.$$

В случае выхода ΔQ_{21} (пунктир на рис. 3.5) за пределы рабочей характеристики насоса следует попробовать решить эту проблему перестановкой направления потока в гидродвигателе. При неудачных попытках можно рассмотреть вариант применения аккумуляторов в напорной гидролинии соответствующего гидродвигателя.

Характеристики насосов. Основными характеристиками насоса являются зависимости расхода, КПД и потребляемой мощности от давления, т. е. $Q = f(p)$, $\eta = f(p)$ и $N = f(p)$. Поскольку такие графические характеристики при выборе насоса из каталогов оборудования практически отсутствуют, то при их построении используют упрощенные методы.

В соответствии с теорией насосов объемного действия их теоретическая подача не зависит от давления, и поэтому теоретическая характеристика $Q_T = f(p)$ (рис. 3.7, линия 1) будет иметь вид прямой линии, проведенной параллельно оси ординат (ось давлений p) через расчетное значение подачи насоса $Q_T = Q_{ном} / \eta_{об}$, отложенное на оси абсцисс. Значение Q_T определяется на основе характерного рабочего объема выбранного насоса и выбранной частоты вращения приводного двигателя $Q_T = V_H n_H$. Действительная подача насоса зависит от давления, с повышением которого растут утечки (перетечки) жидкости.

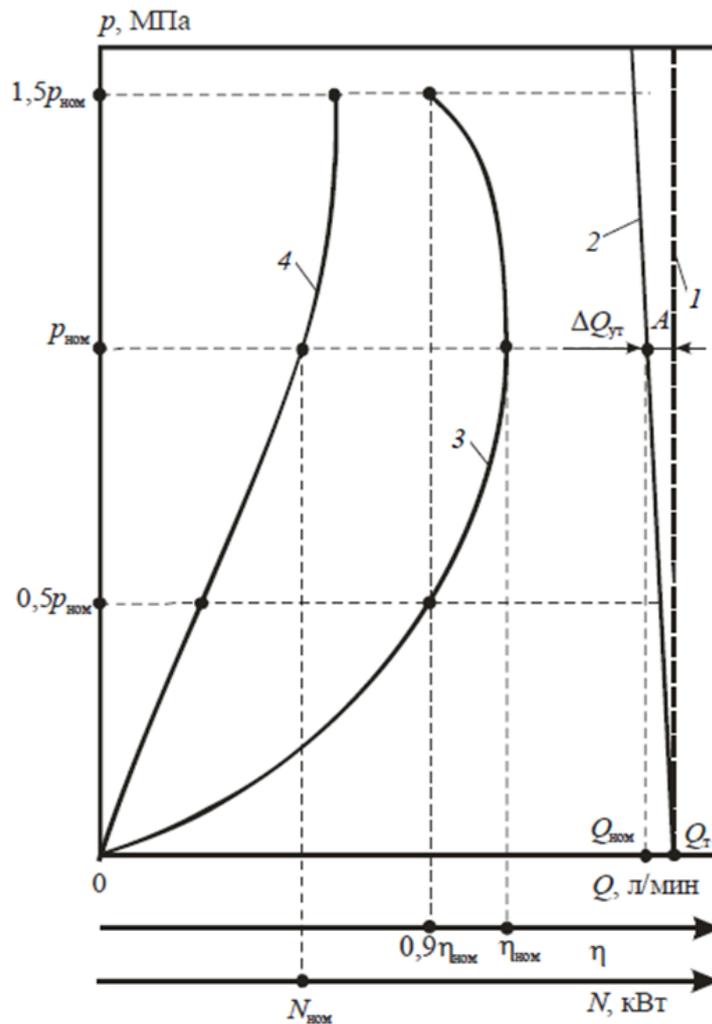


Рис. 3.7. Характеристики нерегулируемого насоса

Поэтому действительная характеристика $Q = f(p)$ при номинальном давлении $p_{\text{ном}}$ отклонится на величину утечек $\Delta Q_{\text{ут}}$, равную $(1/\eta_{\text{об}} - 1)Q_{\text{ном}}$. Значения $p_{\text{ном}}$ и объемного КПД насоса $\eta_{\text{об}}$ берутся из паспортных данных насоса. Через точки Q_T и A проводят прямую линию (линия 2), которая является действительной характеристикой насоса.

Для построения характеристики $\eta = f(p)$ (линия 3) используют значение общего КПД насоса, который определяют по выражению

$$\eta = \eta_{\text{об}}\eta_{\text{м}}\eta_{\text{г}},$$

где $\eta_{\text{м}}$ – механический КПД насоса, который принимается из технической характеристики выбранного насоса; $\eta_{\text{г}}$ – гидравлический КПД, учитывающий потери на преодоление гидравлических сопротивлений в самом насосе ($\eta_{\text{г}} \cong 1$). Но, как правило, КПД насоса указан в его паспорте или каталоге.

Значение η соответствует рабочей точке с параметрами $Q_{\text{НОМ}}$ и $p_{\text{НОМ}}$, которая является точкой номинальной работы насоса (точка А). Остальные точки, необходимые для построения зависимости $\eta = f(p)$, получают из соотношений:

$$\begin{aligned} \eta_1 &= 0 \text{ при } p_1 = 0; \\ \eta_2 &= 0,9\eta_{\text{НОМ}} \text{ при } p_2 = 0,5p_{\text{НОМ}}; \\ \eta_3 &= \eta_{\text{НОМ}} \text{ при } p_3 = p_{\text{НОМ}}; \\ \eta_4 &= 0,9\eta_{\text{НОМ}} \text{ при } p_4 = 1,5p_{\text{НОМ}}. \end{aligned}$$

Для построения зависимости $N = f(p)$ (линия 4) необходимо для всех значений вычисленных КПД определить потребляемую насосом мощность по формуле $N = pQ / \eta$. Значение p и Q снимают с характеристики насоса $Q = f(p)$ для точек, соответствующих значениям $\eta_1, \eta_2, \eta_3, \eta_4$.

Характеристика насоса с объемным регулированием за счет изменения характерного рабочего объема V_{H} от минимального до максимального значения (может настраиваться регулировочными винтами при необходимости) строится аналогично (см. пример на рис. 3.8), где:

$$\bar{V}_{\text{H}} = \frac{V_{\text{H}}}{V_{\text{H}}^{\text{max}}}, \bar{V}_{\text{H}} = 0 \dots 1.$$

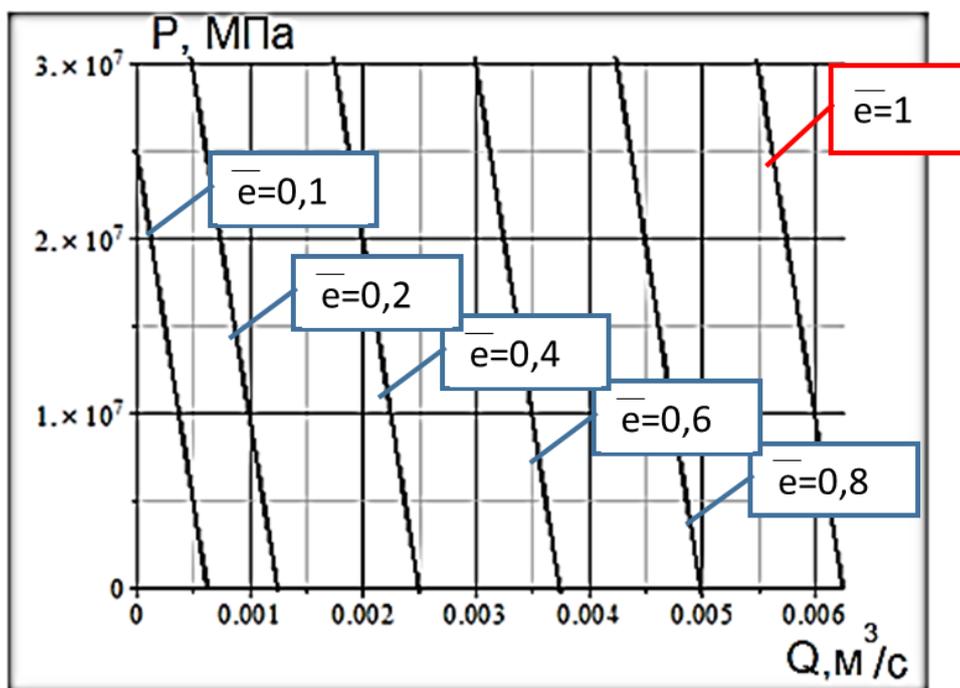


Рис. 3.8. Характеристика объемного регулируемого насоса

В случае когда регулируемый насос используется при раздельной работе нескольких гидродвигателей или нескольких групп гидродвигателей, характеристику насоса на заданном режиме работы следует определять раздельно. На рис. 3.9 представлен вариант работы регулируемого насоса на одном из своих режимов, работающего на гидромотор, причем максимальная подача жидкости к гидромотору на этом режиме насоса составляет $0,38V_{н\text{ max}}$, т. е. 38 % максимальной производительности насоса. Возможность регулировать подачу в сторону снижения на этом режиме у насоса сохранена. Тем самым достигается обеспечение требований по частоте вращения гидромотора (рабочая точка на рис. 3.9) за счет подстройки характерного рабочего объема насоса.

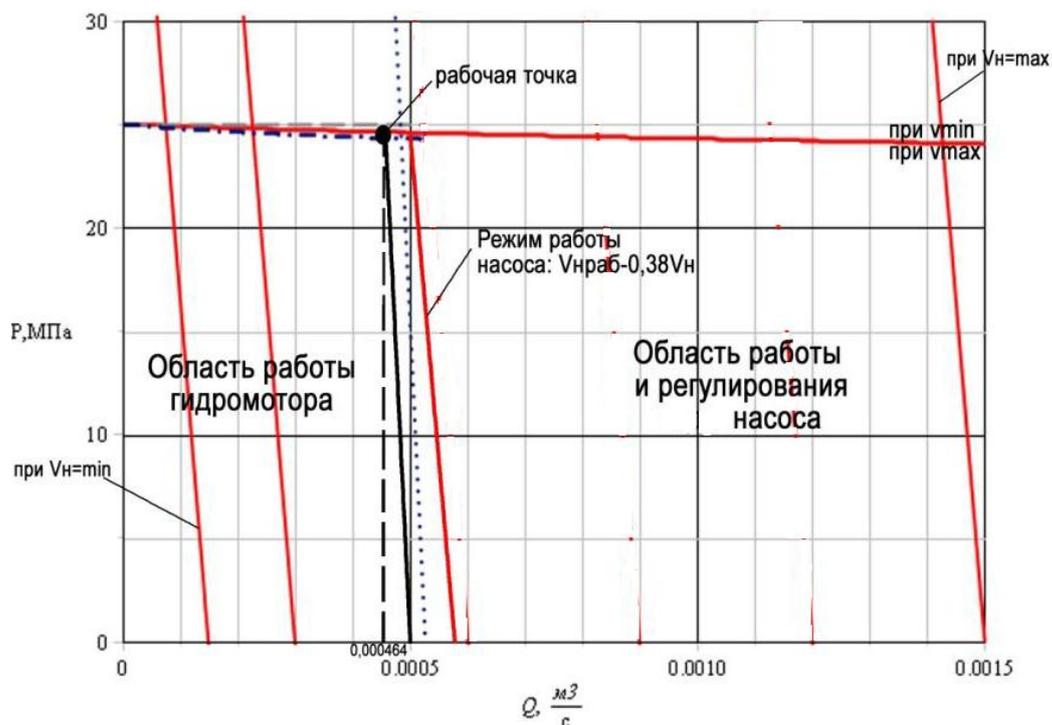


Рис. 3.9. Характеристика регулируемого насоса, работающего на несколько гидродвигателей

Насос подпитки. Насос подпитки является абсолютно необходимым компонентом гидростатической трансмиссии с замкнутым контуром.

Функции подпитывающего насоса, связанные с его объемным расходом:

- восполнение потерь рабочей жидкости вследствие объемных утечек в насосе и гидромоторе (гидромоторах);

- восполнение потерь рабочей жидкости, ушедшей через промывочный клапан промывки контура;
- подпитка контура рабочей жидкостью для компенсации эффекта сжатия жидкости под нагрузкой;
- обеспечение расхода рабочей жидкости через поршень сервоуправления (в системах с сервоуправлением);
- обеспечение постоянного расхода для системы электрического управления рабочим объемом (EDC) в системах с EDC;
- обеспечение расхода рабочей жидкости для выполнения вспомогательных функций системы, например снятие со стояночного тормоза или изменение рабочего объема гидромотора.

Функции насоса подпитки, связанные с поддержанием давления подпитки:

- поддержание требуемого низкого давления контура для обеспечения достаточных усилий «удержания» вращающихся узлов;
- обеспечение достаточного давления для нормальной работы сервосистемы управления (в машинах с сервоуправлением);
- управление расходом промывки контура посредством разности давления между предохранительным клапаном линии подпитки и предохранительным клапаном промывки контура;
- обеспечение давления для выполнения вспомогательных функций системы, таких как снятие со стояночного тормоза.

Все эти требования обеспечения расхода в линии подпитки и поддержания давления подпитки должны соблюдаться в каждом режиме работы, в противном случае это приведет к низкому КПД системы или повреждению ее компонентов. Настоятельно рекомендуется в каждом конкретном случае тщательно исследовать вопросы обеспечения достаточного расхода в линии подпитки и давления подпитки, чтобы гарантировать нормальное функционирование системы во всех режимах работы.

Большинство насосов поставляется со встроенными насосами подпитки, параметры которых соответствуют требованиям типовых установок. Также в линии подпитки могут использоваться дополнительные или выносные насосы. Шестеренчатый насос подпитки, спаренный с основным насосом, часто является наиболее удобным.

Значение подачи насоса подпитки в замкнутом контуре должно быть не меньше суммарного значения утечек в насосе и

гидродвигателе основного контура, определяемого с учетом максимального изнашивания гидромашин, т. е. $Q_{н.п} \geq \sum Q_{ут}$.

Если теплообменные аппараты установлены в системе подпитки, то для обеспечения теплового режима в основном контуре подачу насоса подпитки следует увеличить до $Q_{н.п} = (0,2 \div 0,3)Q_{ном}$.

Разгрузка насосов от давления. В гидроприводах, в которых гидродвигатели работают непродолжительно, необходимо устраивать системы разгрузки насоса от давления. Благодаря этому уменьшаются эксплуатационные расходы, увеличивается КПД системы и повышается долговечность насоса.

Разгрузка через распределитель осуществляется путем соединения напорной линии насоса непосредственно через распределитель с баком. На рис. 3.10, а показан момент разгрузки насоса при помощи трехпозиционного реверсивного распределителя с электромагнитным управлением. Разгрузка осуществляется при среднем положении плунжера за счет каналов, сделанных в плунжере золотника.

Разгрузка насоса с удержанием в гидромагистрали установившегося давления необходима для гидросистем машин с прижимом или зажимом деталей при их обработке (в станкостроении) или в гидросистемах, где продолжительное время должно поддерживаться высокое давление при отсутствии расхода. В таких случаях применяют гидроаккумуляторы. Рассмотрим еще один вариант разгрузки. На рис. 3.10, б представлена гидросхема, где разгрузка насоса с удержанием давления в гидромагистрали осуществляется следующим образом. После прижима штоком поршня груза 1 к упору начинается зарядка гидроаккумулятора 2. В это же время жидкость под высоким давлением по линии управления 3 подводится к напорному клапану.

Когда давление достигнет значения, на которое настроен клапан 4, он откроется и соединит напорную линию с гидробаком. Насос разгрузится от высокого давления, при этом обратный клапан 5 блокирует магистраль от слива, а нужное давление поддерживается гидроаккумулятором 2. Гидроаккумулятор при этом компенсирует утечки рабочей жидкости в гидроаппаратуре и перетечки в гидродвигателе. Разгрузка насоса в положении «стоп» исполнительного механизма применяется в станках, работающих по циклам: рабочий ход – «стоп» – реверс – холостой ход. В этом случае к гидроцилиндру и гидромагистрали необходимо подключить

обратные клапаны (рис. 3.10, в, г). При достижении поршнем крайнего правого положения (рис. 3.11, в) насос разгружается по линии 1-2-3-4-5-6-7, а при достижении крайнего левого положения (рис. 3.10, г) – по линии 1-2-6-8-9-3-7.

В заключение данного параграфа напомним, что в курсовой работе следует привести общий вид и габаритные размеры выбранного насоса (насосов), технические характеристики и конструктивные размеры. Для регулируемого насоса следует подробно описать с использованием принципиальной схемы регулятора принцип регулирования насоса, привести качественные характеристики насоса с регулятором и еще раз обосновать необходимость выбранного способа регулирования параметров насоса.

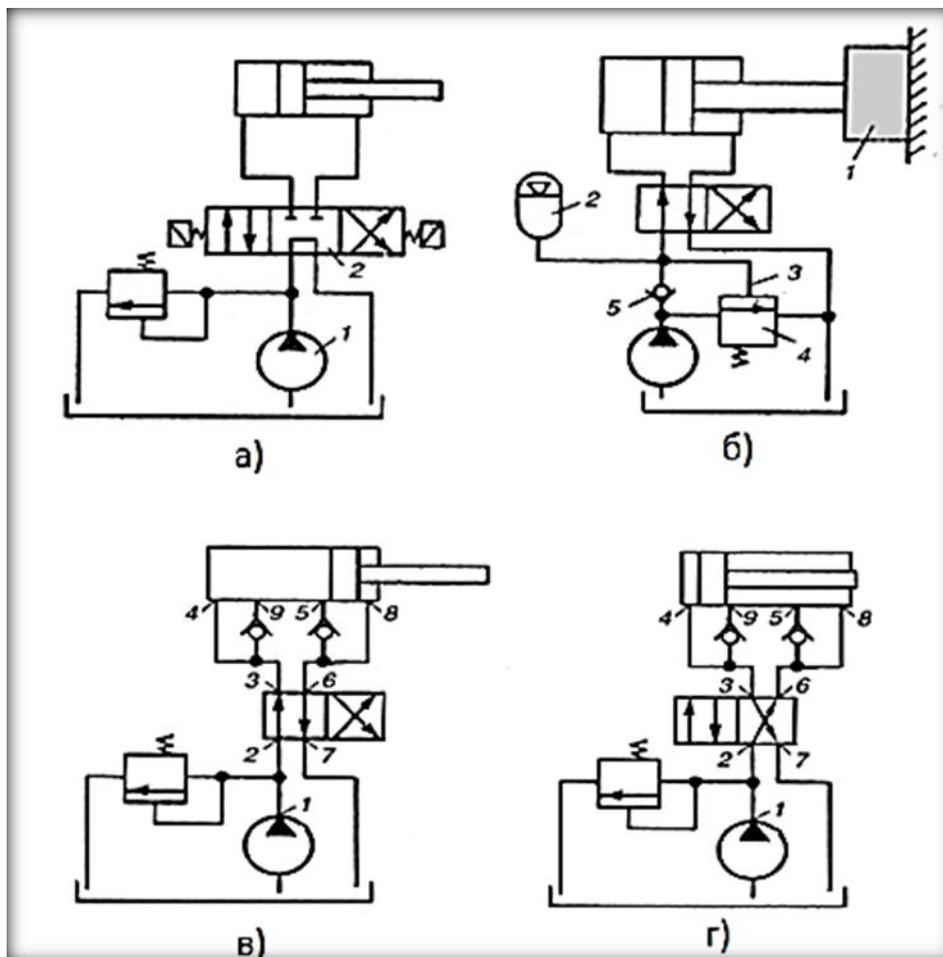


Рис. 3.10. Принципиальные схемы разгрузки насосов

3.4. Определение диаметров трубопроводов

Выбор трубопроводов (определение типов, длин, диаметров, видов соединений) зависит от номинального давления в гидроприводе, назначения трубопровода, пространственного расположения соединяемых узлов, условий эксплуатации объекта и других факторов.

Типоразмер любого трубопровода характеризуется диаметром условного прохода D_y , примерно равным внутреннему диаметру трубы d .

Расчет выполняется отдельно для всасывающего, напорного и сливного трубопроводов при использовании одних и тех же формул. Внутренний диаметр трубопровода определяется по трем условиям обеспечения:

- 1) допустимой скорости рабочей жидкости в трубопроводе;
- 2) ламинарного режима движения рабочей жидкости;
- 3) допустимых потерь давления в трубопроводе.

При выполнении расчетов условный проход трубопровода (мм) определяют из выражения:

$$D_y = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}},$$

где Q – расход, м³/с; v – скорость рабочей жидкости, м/с.

Отечественный и зарубежный опыт проектирования и эксплуатации самоходных и других энергетических машин с гидроприводом позволяет рекомендовать следующие значения скорости потока жидкости:

- а) для всасывающего трубопровода 0,5–1 м/с;
- б) для сливного трубопровода 2–3 м/с;
- в) для гидролиний управления 3–5 м/с;
- г) для напорных гидролиний 5–7 м/с, при давлении $P_{ном}$ свыше 15 МПа скорость потока может быть 8–10 м/с.

Считается, что скорость потока рабочей жидкости будет приемлемой, когда потери давления в гидролиниях не превышают 5–10 % от $P_{ном}$.

Меньшие значения скорости принимаются для машин северного исполнения, большие – для машин обычного исполнения (умеренного климата).

В дренажных трубопроводах необходимо обеспечивать свободный слив утечек жидкости, поэтому независимо от объема этих утечек минимальный диаметр дренажной линии должен быть в пределах 8–10 мм. При значительных утечках жидкости (более 2 л/мин) диаметр дренажного трубопровода выбирают так, чтобы давление в дренажной линии было не выше 0,15 МПа, а скорость потока жидкости соответствовала скорости всасывающего трубопровода.

Следует обратить внимание, что в контурах гидросистем могут применяться простые и сложные схемы соединения трубопроводов с агрегатами и гидродвигателями. Особенности соединений трубопроводов следует учитывать при расчете гидравлических потерь (рис. 3.11).

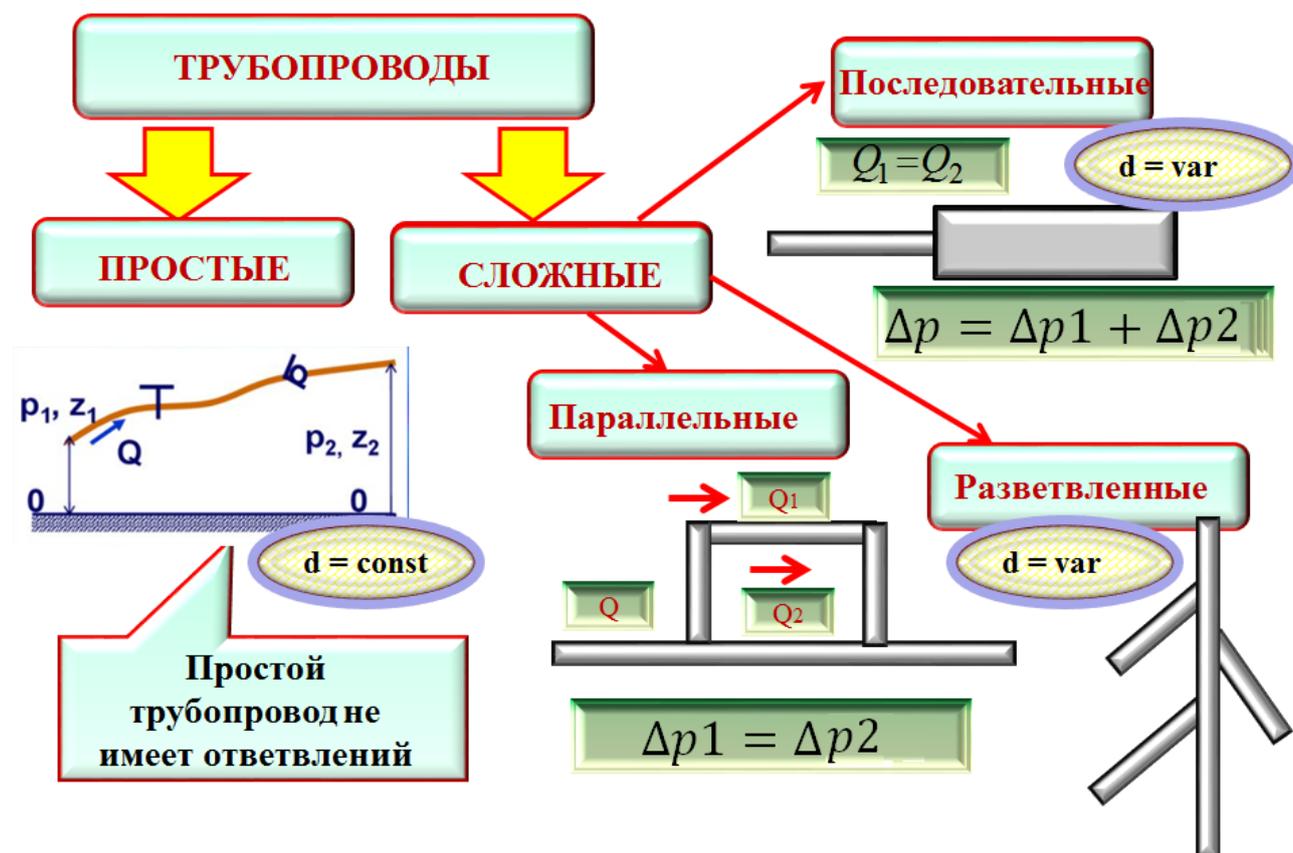


Рис. 3.11. Особенности расчета простых и сложных трубопроводов

После расчета всасывающего, сливного и напорного трубопроводов их диаметры уточняют в соответствии с ГОСТом, а затем по уточненным данным определяют действительные скорости потока

жидкости в указанных трубопроводах и эти значения используют в дальнейшем расчете гидропривода.

Если через рассматриваемый трубопровод проходят различные расходы, то при определении диаметра используется наибольший расход.

Если в гидроприводе используется несколько независимо работающих контуров с различными расходами рабочей жидкости, то допускается применение трубопроводов различного диаметра, хотя и следует стремиться к унификации.

Определение внутреннего диаметра трубопровода осуществляется в результате принятия компромиссного решения, т. к. увеличение диаметра сопровождается уменьшением потерь энергии в гидроприводе и одновременным увеличением массы.

Полученное значение округляется до ближайшего целого из стандартного ряда значений, установленных ГОСТ 16516-80: 2,5; 3,2; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250 мм. Принятое значение называется условным проходом трубопровода и обозначается D_y . По нему из каталогов выбирают параметры трубопровода. При этом действительное значение диаметра трубопровода d должно быть больше расчетного. Значение толщины стенки трубопровода принимают конструктивно равным 2–4 мм. Окончательное значение назначается после анализа установившегося режима работы привода исходя из допускаемых потерь давления в гидросистеме и проверки условий прочности.

Более точно условный проход трубопровода должен быть определен после установления его длины, числа соединений и местных сопротивлений, а также уточнения параметров номинального (расчетного) режима работы гидропривода. При точном расчете потерь давления в гидроприводе с номинальным давлением свыше 16 МПа следует учитывать увеличение вязкости рабочей жидкости в зависимости от давления.

Для проведения гидравлических расчетов целесообразно привести расчетную схему гидропривода. При наличии в гидросистеме нескольких независимых контуров расчетных схем может быть несколько. Результаты расчета исходных данных сводятся в табл. 3.5. Здесь В – всасывающий трубопровод, Н – нагнетательный трубопровод, С – сливной трубопровод, У – линия управления. Длину участка выбирают исходя из технических соображений по

формированию облика гидросистемы объекта и инженерного опыта разработки монтажных схем гидропривода.

Таблица 3.5

Исходные данные для расчета гидравлических потерь

Номер участка	Назначение	Скорость, м/с		Расход, Q , м ³ /с	Диаметр, d , м		Длина участка, l , м
		Допустимая, V_{\max}	Расчетная, V		Расчетный	Принятый по стандарту	
1`-1``	В	1,2 5					
2`-2``	Н						
...	С						
	У						

В гидроприводах машин, имеющих односторонний выход штока гидроцилиндра, при нагнетании рабочей жидкости в штоковую полость сливной поток:

$$Q_{\text{сл}} = Q_{\text{ном}} D^2 / (D^2 - d^2) = Q_{\text{ном}} \varphi.$$

Расчет трубопроводов состоит из двух частей: гидравлического расчета и проверки условий прочности при максимальном давлении в гидросистеме.

Для *тонкостенных труб*, имеющих отношение толщины стенки трубы к наружному диаметру $\delta/d_n \leq 0,0625$, должно соблюдаться соотношение:

$$\sigma = \frac{pd}{2[\sigma]} \leq \sigma,$$

где σ – тангенциальное напряжение разрыва от действия внутреннего давления жидкости; p – расчетное давление жидкости в гидросистеме, принимаемое равным $(1,2-1,3)p_{\text{раб}}$; $d_{\text{ср}} = (d_n + d_v) / 2$ – средний диаметр трубы; d_n и d_v – наружный и внутренний диаметры трубопровода соответственно; δ – толщина стенки трубы; $[\sigma]$ – допускаемое напряжение.

Обычно прибавку на коррозию принимают $\delta_k = 1$ мм, полагая, что скорость коррозии составляет 0,1 мм в год, а срок службы установки – 10 лет. Допускаемые напряжения определяются из соотношения:

$$[\sigma] = 0,3\sigma_{вр},$$

где $\sigma_{вр}$ – предел прочности.

Пределы прочности (временное сопротивление) сталей, применяемых для изготовления трубопроводов, приведены в табл. 3.6.

Таблица 3.6

Пределы прочности (временное сопротивление) сталей, применяемых для изготовления трубопроводов

Сталь марки	Сталь 10	Сталь 20	Сталь 35	10Г2	20Х
$\sigma_{вр}$, МПа	340	420	520	480	440

Для *толстостенных труб*, имеющих отношение толщины стенки трубы к наружному диаметру $\delta/d_n \geq 0,0625$, должно соблюдаться соотношение:

$$\sigma = p \frac{d_n^2 + d_b^2}{d_n^2 - d_b^2}.$$

Окончательно внутренний и наружный диаметры и толщину стенки выбирают по ГОСТ 8734-75 для стальных холоднодеформированных труб.

В качестве примера в табл. 3.7 приведены соотношения параметров трубопроводов от давления в гидросистеме.

Таблица 3.7

Соотношения условного прохода D_y , наружного диаметра и толщины стенок стальных труб от давления в гидросистеме

Условный проход D_y , мм	Диаметры труб наружные, мм, при давлении, МПа		Толщина стенок, мм, при давлении, МПа	
	16	25	16	25
8	10	12	1,4	1,6
10	12	14	1,4	2,0
13	15	16	1,6	2,5
13	16	16	1,6	2,5
16	18	20	2,0	3,0
20	22	25	2,5	3,5
25	28	30	3,0	4,0
32	35	38	3,5	4,5
32	36	38	3,5	4,5
40	42		4,0	

В качестве гибких трубопроводов при высоком давлении (свыше 10 МПа) применяют резиновые рукава с металлическими оплетками (ГОСТ 6286-73), при низком давлении – резиновые рукава с нитяными оплетками (ГОСТ 10362-76).

Трубопроводы соединяются разъемными соединениями: шаровыми; торцевыми; с вращающимся кольцом либо с развальцовкой. Для трубопроводов, рассчитанных на давление свыше 16 МПа, следует использовать соединение с врезающимся кольцом, преимущества которого состоят в том, что не требуется приварки ниппелей к трубе и при сборке значительно уменьшается возможность осевого натяга трубопроводов.

Контрольные вопросы

1. Поясните основные шаги методики выбора гидродвигателей.
2. В чем заключаются особенности выбора насосов?
3. Как выглядят и от чего зависят основные характеристики объемных насосов?
4. Укажите назначение насоса подпитки.
5. Как осуществляется разгрузка насосов от давления?
6. Каким образом можно менять характеристику нерегулируемого насоса?
7. Поясните характеристику насоса с объемным регулированием.
8. Укажите назначение характеристики постоянной мощности гидродвигателей.
9. В чем заключается предварительное определение параметров насосной установки?
10. Поясните особенности выбора нерегулируемого насоса для нескольких гидродвигателей.

4. ВЫБОР ГИДРООБОРУДОВАНИЯ

При проектировании гидропривода гидроаппараты обычно не рассчитывают, а выбирают из промышленных каталогов производителей в соответствии с принципиальной схемой по их функциональному назначению.

Основными требованиями при выборе параметров гидроаппаратов и кондиционеров рабочей жидкости (гидрораспределителей, клапанов, дросселей, фильтров, трубопроводов, гидроаккумуляторов и гидробаков) являются обеспечение надежной работы гидроприводов в течение установленного ресурса (рис. 4.1) и соответствие режимов работы гидрооборудования в конкретной гидросистеме его параметрам, указанным в технической характеристике.

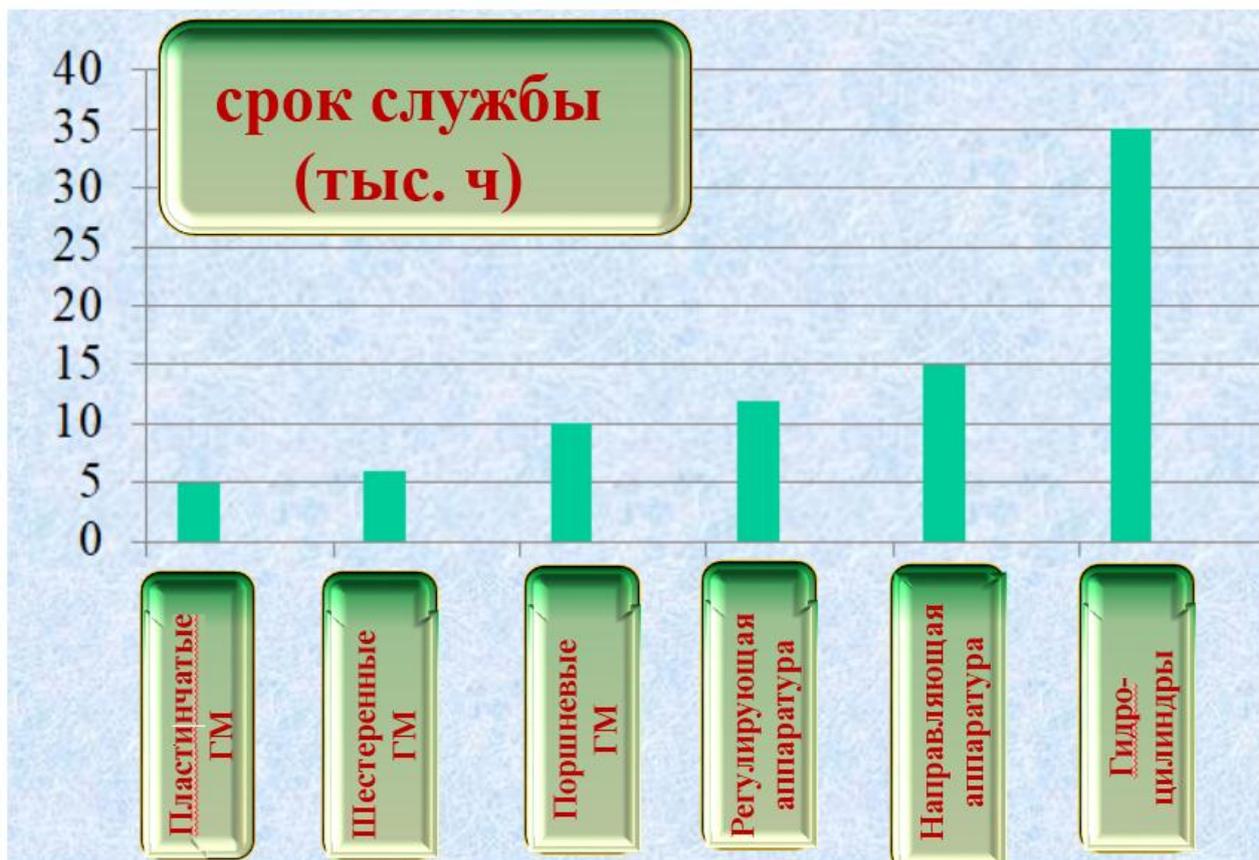


Рис. 4.1. Сроки службы гидроаппаратуры и гидромашин

По назначению гидроаппараты разделяются на направляющие и регулирующие. Направляющие аппараты предназначены для изменения направления потока жидкости путем полного перекрытия

(или открытия) проходного сечения в аппарате. Регулирующие гидроаппараты служат для изменения (или поддержания) давления и расхода жидкости путем частичного перекрытия проходного сечения аппарата.

Основными параметрами гидроаппаратов (кроме гидроаккумуляторов и гидробаков) являются: номинальное давление $p_{\text{ном}}$; диаметр условного прохода D_y ; номинальная тонкость фильтрации $\delta_{\text{ном}}$ (для фильтров); номинальные емкость $V_{\text{ном}}$ (для гидроаккумулятора) и вместимость $W_{\text{ном}}$ (для гидробака). Дополнительным параметром для всех гидроаппаратов, кроме гидроаккумуляторов и гидробаков, является номинальный расход $Q_{\text{ном}}$ (рис. 4.2).



Рис. 4.2. Основные параметры гидроаппаратуры

Перечисленные параметры приводятся в паспортных данных гидроаппаратов, выпускаемых промышленностью. Также в технических характеристиках приводятся внутренние утечки $Q_{\text{га(ут)}}$ и потери давления $\Delta p_{\text{га}}$ в выбранном гидроаппарате.

Номинальное давление гидроаппарата $p_{\text{ном}}$ – это наибольшее давление рабочей жидкости, поступающей на вход гидроаппарата, при котором он должен работать в течение установленного ресурса.

Номинальный расход жидкости $Q_{\text{ном}}$ – это максимальный расход жидкости, протекающей через гидроаппарат, при котором он выполняет свое назначение.

Гидроаппараты выбирают по условному проходу из справочников на гидрооборудование. Условный проход D_y у выбираемого гидроаппарата должен быть равен условному проходу присоединяемого трубопровода, и при этом должно соблюдаться условие:

$$p_{\text{ном}} \geq p_{\text{тр(рас)}},$$

где $p_{\text{тр(рас)}}$ – расчетное давление жидкости в месте установки гидроаппарата.

Иногда в каталогах отсутствуют данные о величинах условных проходов гидроаппаратов. В этом случае выбор гидроаппаратов следует производить исходя из необходимости выполнения данного условия совместно с условием:

$$Q_{\text{ном}} \geq Q_{\text{тр(рас)}},$$

где $Q_{\text{тр(рас)}}$ – расчетный расход жидкости в гидрوليнии, в которой установлен гидроаппарат.

При выборе гидроаппаратов предпочтение следует отдавать тем, которые имеют наиболее близкие к расчетным номинальные значения давления и расхода. Если гидроаппарат имеет значительно большие номинальные давления и расход, чем расчетные давление и расход, то это, как правило, означает, что он имеет большую массу и габариты.

4.1. Направляющая гидроаппаратура

Направляющие гидроаппараты предназначены для изменения направления потока рабочей жидкости путем полного открытия или закрытия рабочего проходного сечения. К этой группе аппаратов относятся гидрораспределители золотникового или кранового типа, обратные клапаны, а также некоторые гидроклапаны давления, распределители и встраиваемые аппараты, которые могут работать в режиме направляющих гидроаппаратов (рис. 4.3).

Гидрораспределитель является элементом (устройством) для управления направлением движения рабочей жидкости.

Многопозиционные (дресселирующие) гидрораспределители (серво-распределители) – это распределители с плавным (непрерывным, многопозиционным) переключением. Они имеют два крайних положения и любое число промежуточных положений для плавного (аналогового) изменения расхода (давления) рабочей среды. Такие распределители могут не только изменять направление потока рабочей жидкости, но и регулировать расход (давление) рабочей жидкости в соответствии с изменением внешнего управляющего воздействия.

По способу присоединения к гидросистеме гидрораспределители выпускают в трех исполнениях: резьбового, фланцевого и стыкового присоединения. Выбор способа присоединения зависит от назначения гидрораспределителя и расхода через него рабочей жидкости.

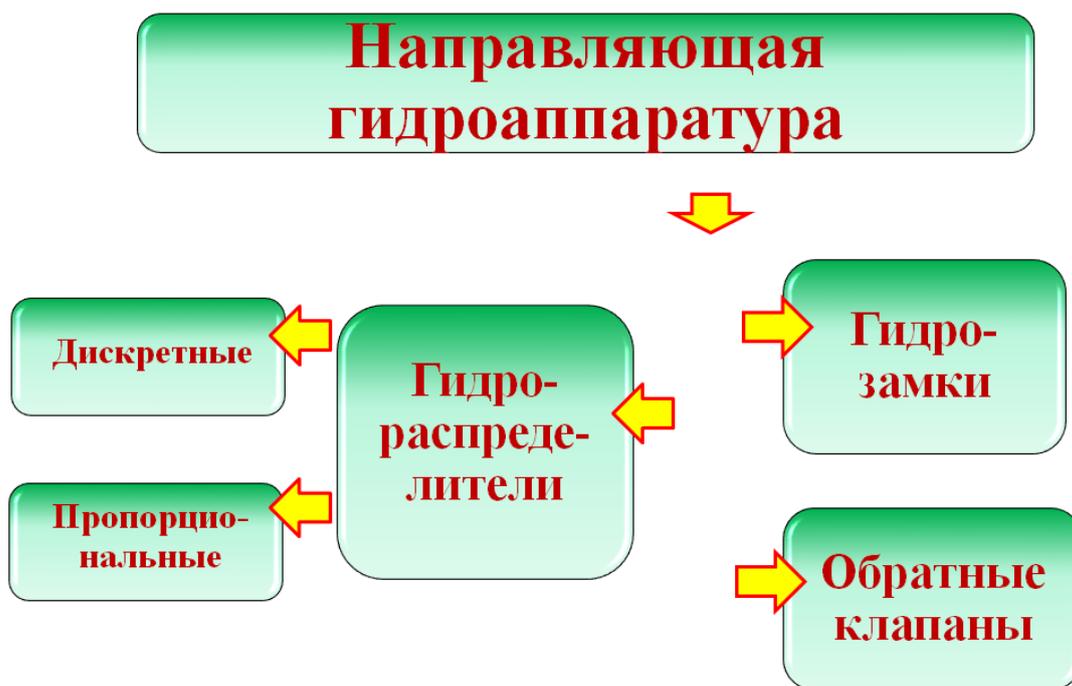


Рис. 4.3. Виды направляющих гидроаппаратов

По конструкции запорно-регулирующего элемента гидрораспределители подразделяются на:

- золотниковые (запорно-регулирующим элементом является золотник цилиндрической или плоской формы). В золотниковых гидрораспределителях изменение направления потока рабочей жидкости

жидкости осуществляется путем осевого смещения запорно-регулирующего элемента;

- крановые (запорно-регулирующим элементом служит кран). В этих гидрораспределителях изменение направления потока рабочей жидкости достигается поворотом пробки крана, имеющей плоскую, цилиндрическую, коническую или сферическую форму;

- седельные или клапанные (запорно-регулирующим элементом является клапан). В клапанных распределителях изменение направления потока рабочей жидкости осуществляется путем последовательного открытия и закрытия рабочих проходных сечений клапанов (шариковыми, тарельчатыми, конусными и т. д.) различной конструкции.

По числу фиксированных положений запорно-регулирующего элемента гидрораспределители подразделяются на двухпозиционные, трехпозиционные и многопозиционные.

По виду управления гидрораспределители подразделяются на гидроаппараты с ручным, механическим, электромагнитным, гидравлическим, пневматическим или комбинированным управлением.

По конструкции корпуса гидрораспределители подразделяются на моноблочные и секционные.

У моноблочных распределителей золотники (запорно-регулирующие элементы) размещены в одном литом корпусе.

Преимущества моноблочных распределителей:

- компактность;
- хорошие массогабаритные характеристики;
- меньший объем механической обработки корпуса.

Недостатки моноблочных распределителей:

- при изготовлении отливок из-за сложности корпуса возникает много брака;
- ограниченный объем числа управляемых гидродвигателей одним распределителем.

При секционном исполнении золотники расположены в отдельных рабочих секциях, которые соединяют в единый блок с напорной и сливной секциями с помощью стяжных винтов или шпилек. Дополнительно секционные распределители оснащаются предохранительными и обратными клапанами, расположенными в общем блоке.

Преимущества секционных распределителей:

- простота корпусов секций распределителя;

– по желанию можно набирать любое число (но не более 8) секций в один блок.

Недостатки секционных распределителей:

– требуют большого объема механической обработки (фрезерование и шлифование каждой секции с двух сторон);

– масса их больше на 20–30 %, т. к. каждая секция имеет стенки с двух сторон, чтобы не деформировался и не разрушался корпус.

Примеры обозначения распределителей приведены на рис. 4.4: направляющий двухпозиционный двухлинейный распределитель с ручным управлением (рис. 4.4, а); двухпозиционный двухлинейный распределитель с гидравлическим управлением (рис. 4.4, б); направляющий двухпозиционный четырехлинейный распределитель с управлением от кулачка и пружинным возвратом (рис. 4.4, в); направляющий трехпозиционный четырехлинейный распределитель с электрогидравлическим управлением, причем в нейтральном положении все линии соединены (рис. 4.4, г); многопозиционный четырехлинейный распределитель с управлением от двух электромагнитов (рис. 4.4, д).

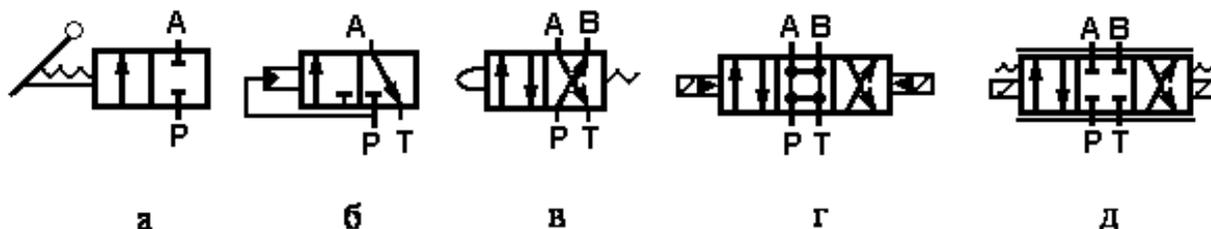


Рис. 4.4. Условные графические обозначения распределителей в схемах

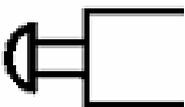
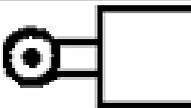
В обозначении распределителя (см. рис. 4.4) указывают следующие элементы: позиции запорно-регулирующего элемента; внешние линии связи, подводимые к распределителю; проходы (каналы); элементы управления. Число позиций изображают соответствующим числом квадратов. Многопозиционность обозначают сплошными прямыми линиями вдоль большей стороны условного обозначения распределителя. Проходы обозначают прямыми линиями со стрелками, показывающими направление потоков рабочей жидкости в каждой позиции, а места соединений проходов выделяют точками. Закрытый ход изображают тупиковой

линией с поперечным отрезком. Внешние линии связи всегда подводят к исходной позиции. Как правило, их четыре: Р – подвод рабочей среды под давлением, Т – отвод рабочей среды, линии А и В соединены с потребителем. Условные графические обозначения едины для золотниковых, крановых и клапанных распределителей, они не отражают конструкцию запорно-регулирующих элементов.

Управление положением золотника распределителя может быть осуществлено различными способами (табл. 4.1).

Таблица 4.1

Виды управления распределителями

Условное обозначение	Описание
1	2
Управление мускульной силой	
	без уточнения типа
	ручное кнопкой
	ручное рычагом
	ручное рычагом с фиксацией
	ручное поворотной рукояткой
	ножное педалью
Управление механическим воздействием	
	от толкателя
	от ролика

1	2
	от ролика с ломающимся рычагом
	от пружины
Управление давлением	
	прямое гидравлическое нагружение
	прямое пневматическое нагружение
	прямое гидравлическое разгружение

Классификация серийно выпускаемых гидрораспределителей по функциональному назначению приведена на рис. 4.5.

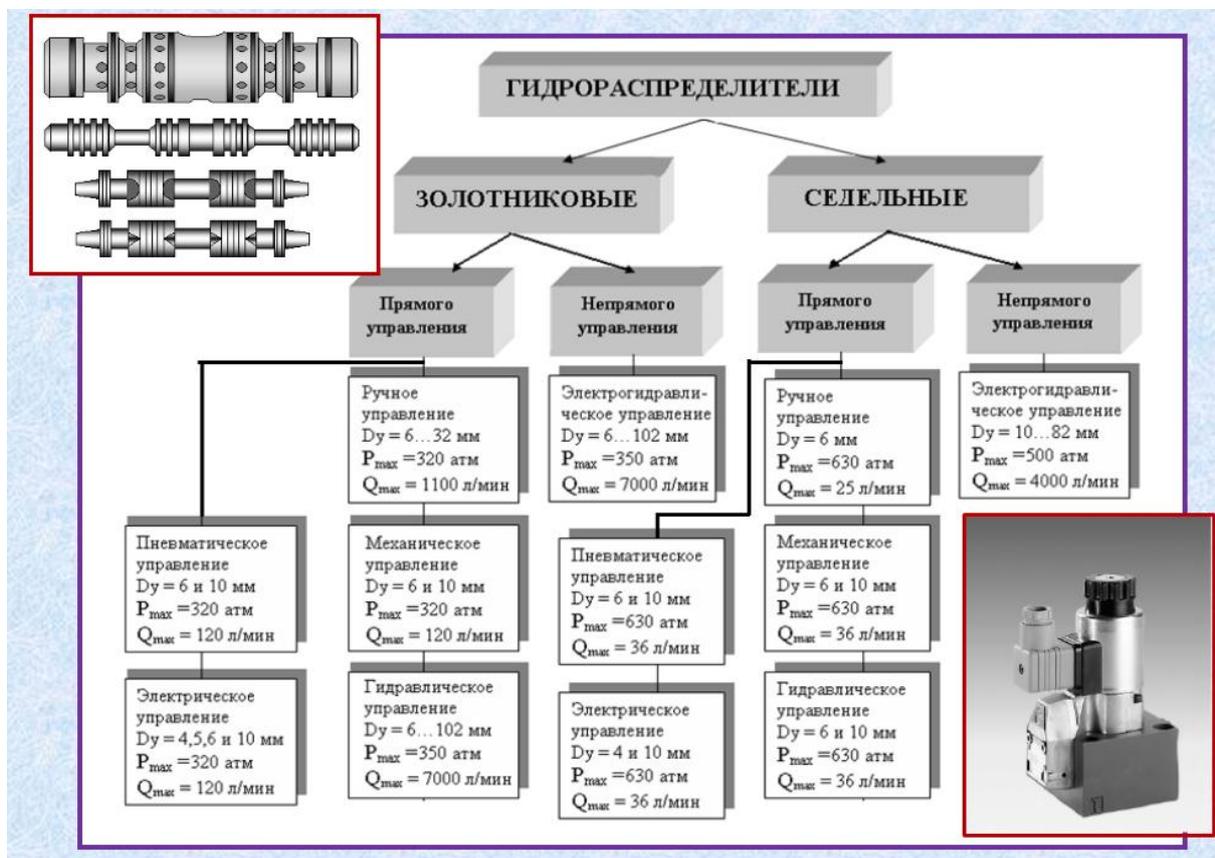


Рис. 4.5. Функции и характеристики гидрораспределителей

Эксплуатационные качества гидрораспределителя оцениваются по следующим критериям: предел динамической характеристики; предел статической характеристики; потери давления; утечки (для гидрораспределителей золотникового типа вследствие зазора между золотником и гильзой); быстродействие (время переключения) (рис. 4.6).

Эти качества гидрораспределителей достаточно подробно рассмотрены в [31].



Рис. 4.6. Эксплуатационные качества гидрораспределителей

Золотниковые гидрораспределители, пожалуй, являются самыми распространенными. Запорно-регулирующим элементом золотниковых гидрораспределителей является цилиндрический золотник, который в зависимости от числа каналов (подводов) в корпусе (гильзе) может иметь один, два и более поясков (рис. 4.7). На золотниках обычно используются канавки для разгрузки от гидродинамического воздействия и проточки для исключения облитерации (залипания) золотников в гильзе, которые отчетливо видны на рис. 4.7.

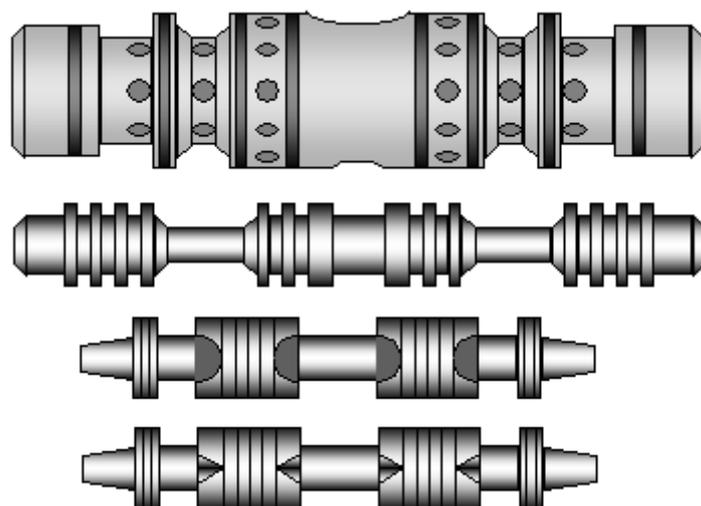


Рис. 4.7. Примеры исполнения гильзы (вверху) и золотников

В результате движения золотника реализуется разделение или соединение кольцевых каналов. В золотниковых гидрораспределителях уплотнение обеспечивается вдоль зазора между золотником и корпусом. Степень уплотнения зависит от величины зазора, вязкости рабочей жидкости и особенно от величины давления. При высоких давлениях (до 350 атм) утечки возрастают настолько, что они должны учитываться при вычислении коэффициента полезного действия гидропривода.

Результатом утечек в гидравлических системах управления являются:

- гидродвигатели, например, гидроцилиндры, которые находятся под давлением, могут «сползать» из заданного положения в направлении действия нагрузки из-за утечек в гидрораспределителе;
- гидродвигатели с различными рабочими площадями (дифференциальные гидроцилиндры) могут смещаться в направлении воздействия большей площади из-за утечек в гидрораспределителе, запирающем в средней позиции все гидролинии;
- при использовании аккумуляторов утечки через золотники гидрораспределителей должны приниматься во внимание при выборе необходимой вместимости аккумулятора.

Гидрораспределители прямого управления. Под термином *золотниковые гидрораспределители прямого управления* понимают гидрораспределители золотникового типа, золотник которых приводится в действие напрямую с помощью электромагнитов,

пневматических гидравлических цилиндров или механических устройств без промежуточного усиления. Из-за статических и динамических сил, возникающих в гидрораспределителях золотникового типа под воздействием давления и потока, золотниковые гидрораспределители прямого управления применяются, как правило, для условных проходов $D_y < 10$ мм. Это ограничение соответствует расходу до 120 л/мин и давлению до 350 атм и относится прежде всего к электроуправляемым аппаратам.

Рассмотрим принцип работы распределителя прямого управления (рис. 4.8).

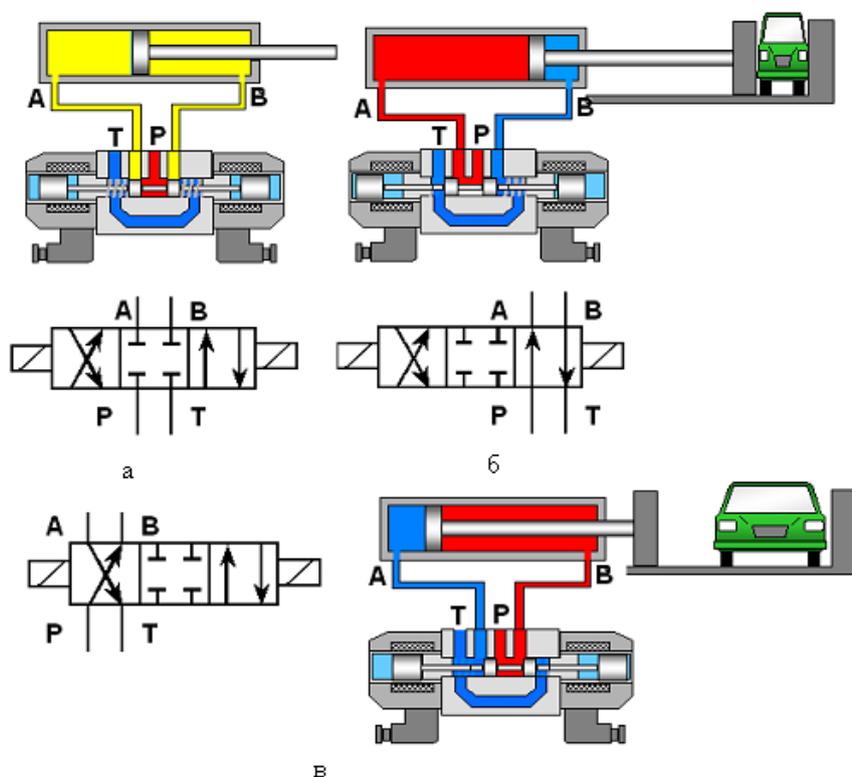


Рис. 4.8. Схема работы золотникового гидрораспределителя

В первой (исходной) позиции все линии А, В, Р и Т, подходящие к распределителю, разобщены, т. е. перекрыты (рис. 4.8, а). При смещении золотника влево распределитель переходит во вторую позицию, в которой попарно соединены линии Р и А, В и Т (рис. 4.8, б). При смещении золотника вправо – в третью позицию, где соединяются линии Р и В, А и Т (рис. 4.8, в). Такой распределитель часто называют реверсивным, т. к. он используется для остановки и изменения направления движения исполнительных органов.

В зависимости от числа подводов (линий, ходов) распределители могут быть двухходовые (двухлинейные), трехходовые (трехлинейные), четырех- и многоходовые. В соответствии с этим в обозначениях гидрораспределителей первая цифра говорит о числе подводов. Например, из обозначения гидрораспределителя «4/2» можно понять, что он имеет 4 подвода, т. е. он четырехходовый (четырёхлинейный). Вторая цифра в обозначении говорит о числе позиций. То же обозначение распределителя «4/2» говорит, что у него две позиции.

Описание конструкций распределителей прямого и непрямого управления, особенностей их использования приведены в [31]. Типовые гидрораспределители с электрогидравлическим управлением приведены на рис. 4.9.

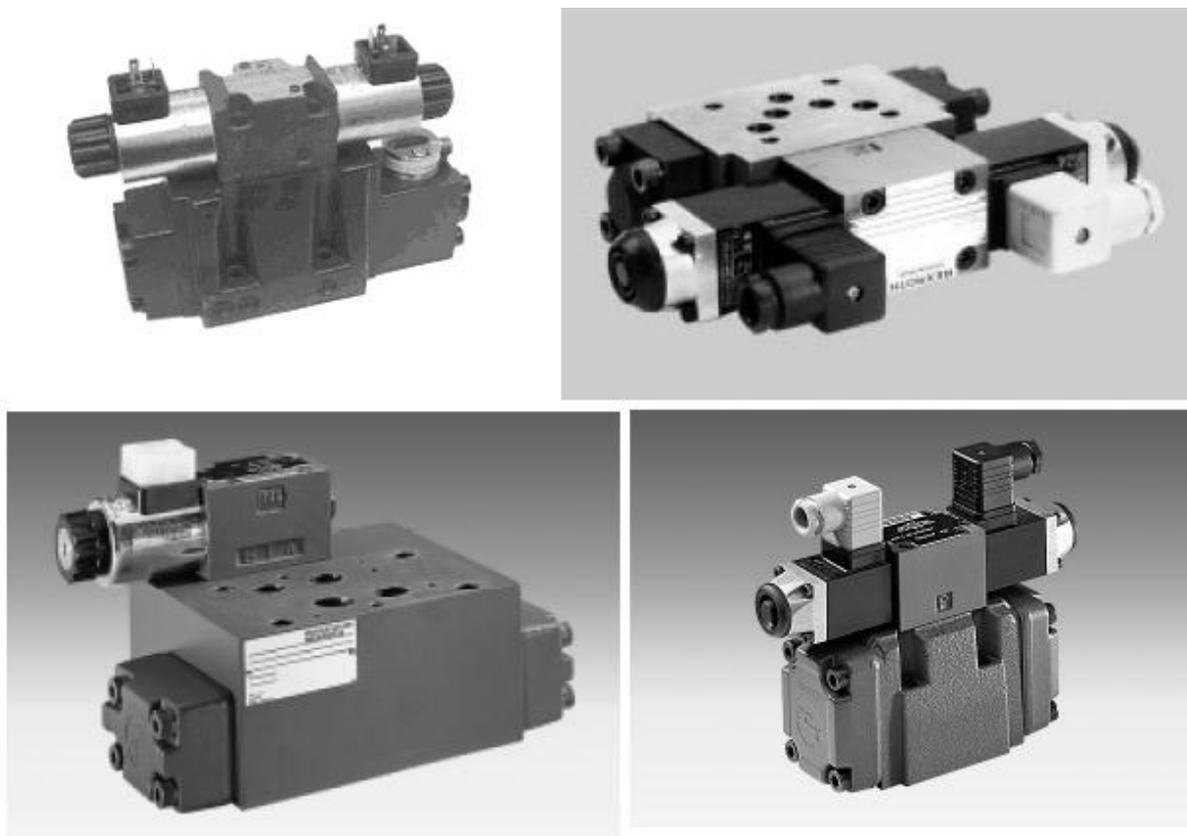


Рис. 4.9. Гидрораспределители с электрогидравлическим управлением

Потери мощности в гидрораспределителях складываются в основном из двух слагаемых – это потери, связанные с объемными утечками, и потери давления при прохождении рабочей жидкости по каналам распределителя, т. е. это перепад давлений между входом

и выходом, характеризуемый как внутреннее сопротивление гидрораспределителя.

Так как перепад давлений на практике не может быть вычислен с достаточной точностью, производители определяют значения для отдельных размеров гидроаппаратов эмпирическим путем и заносят результаты в форме расходно-перепадной характеристической кривой. При этом необходимо учитывать, соединениям каких гидролиний соответствует каждая из кривых (например, P–A и B–T или P–B и A–T и т. д.). Пример графика гидравлических потерь в гидрораспределителе с $D_y = 10$ приведен на рис. 4.10.

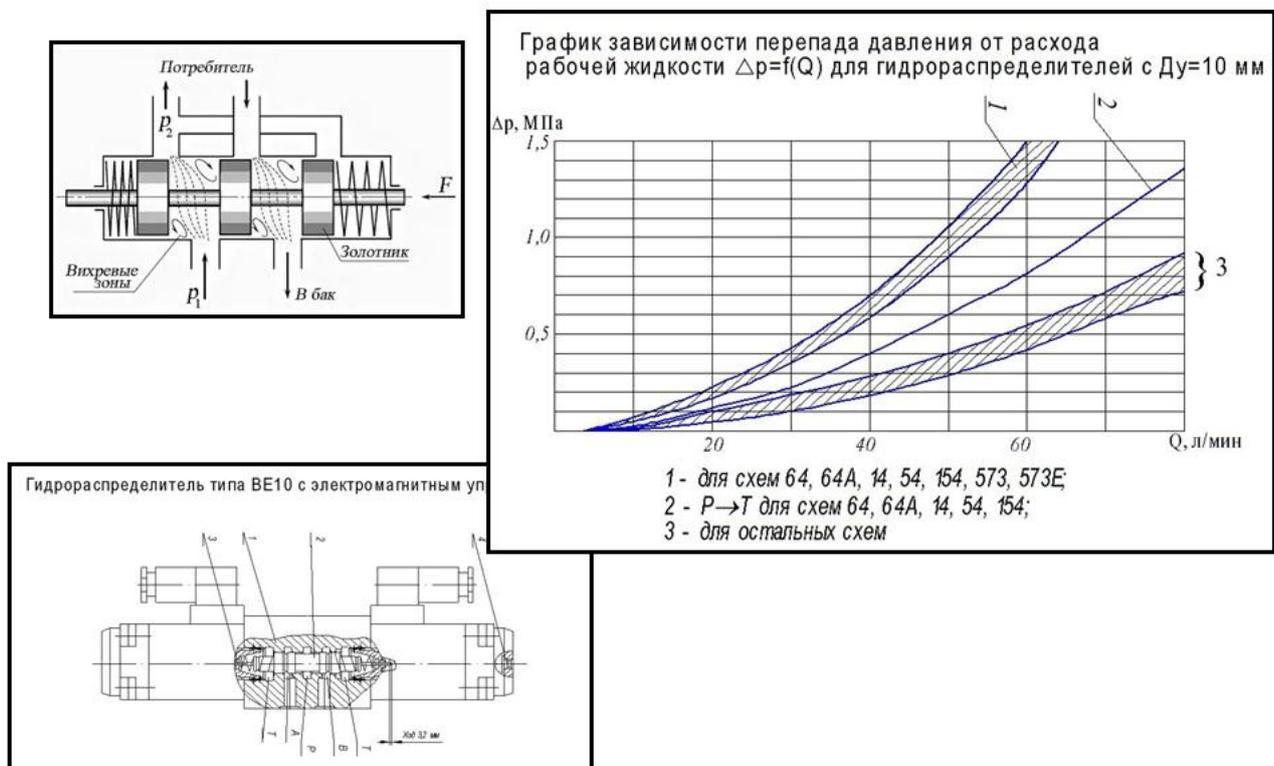
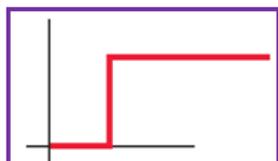


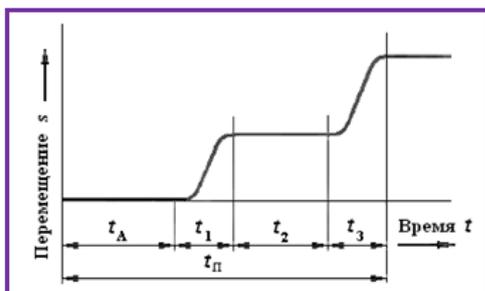
Рис. 4.10. Гидравлические потери в гидрораспределителе

При повышенных требованиях к динамическим характеристикам гидрораспределителей необходимо учитывать время переключения гидрораспределителя (временной интервал от начала приложения управляющего воздействия до полного окончания хода управляющего элемента). Определение времени срабатывания производится в соответствии со стандартом ISO 6403. Экспериментальные исследования гидрораспределителей с электроуправлением показали, что время переключения складывается из четырех фаз (рис. 4.11).

Быстродействие (время переключения или время срабатывания)



ступенчатое воздействие



Фазы времени переключения
распределителя

	Схема трехпозиционного четырехцелевого гидрораспределителя
	t_A — Время запаздывания срабатывания от момента подачи напряжения до начала перемещения якоря. В этом временном промежутке создается магнитная сила, необходимая для преодоления усилия пружины и сил облитерации золотника.
	t_1 — Время до начала эффективного воздействия силы потока на дросселирующую кромку (пусковая зона).
	t_2 — Время, необходимое для создания полной магнитной силы, способной противодействовать максимальному значению силы потока. Оно зависит от величины силы потока и в значительной степени влияет на общее время переключения $t_{П}$ (зона силы потока).
	t_3 — Время, необходимое для движения управляющего золотника до своего конечного положения (зона переключения).

Рис. 4.11. Фазы срабатывания электрогидрораспределителя

Гидрораспределители непрямого управления. Для управления большими гидравлическими мощностями применяются золотниковые гидрораспределители с электрогидравлическим управлением (см. рис. 4.9). Это связано с необходимостью применения больших перестановочных усилий. Условные графические обозначения и приемы чтения схем представлены в табл. 4.2.

Условные графические обозначения и приемы чтения схем

Распределитель с центрированием пружинами	
Развернутая схема	Описание
1	2
	<p>Основной золотник удерживается в средней позиции пружинами. Обе пружинные (торцевые) камеры в нейтральной позиции одновременно соединены через пилот с баком (нулевое давление).</p> <p>В пилот подводится давление управления, причем эта линия может соединяться с линией P основного гидрораспределителя или выводиться отдельно (линия управления X). При срабатывании, например, электромагнита <i>a</i> пилота его золотник смещается влево. В результате левая пружинная камера основного золотника оказывается под воздействием управляющего давления, а правая продолжает соединяться с баком. Управляющее давление воздействует на левый торец основного золотника и смещает его вправо до упора в крышку, преодолевая усилие пружины. Основной золотник при этом соединяет линии P–B и A–T. После отключения электромагнита золотник пилота возвращается в среднюю позицию, и давление в пружинной камере основного золотника падает. В результате пружина смещает основной золотник в среднюю (нейтральную) позицию. Поток управляющей жидкости сливается из пружинной камеры основного золотника в линию слива управления Y. При срабатывании электромагнита <i>b</i> аппарат работает аналогично, однако основной золотник смещается влево</p>
<p>Упрощенная схема</p>	
Распределитель с центрированием давлением	
	<p>Для исполнения с гидравлическим центрированием в нейтральной позиции обе торцевые камеры основного золотника одновременно соединены с давлением управления X. Основной золотник удерживается в средней позиции за счет совместной работы находящихся под давлением поверхностей золотника и центрирующего поршня. Пружины в камерах основного золотника служат лишь для удержания его в средней позиции без подвода управляющего давления, например при вертикальной установке гидрораспределителя</p>

1	2
Упрощенная схема	

В *седельных гидрораспределителях* в качестве запорно-регулирующих элементов используются герметично подогнанные шарики, конусы или плоские диски (рис. 4.12). Увеличение рабочего давления приводит к повышению герметичности соединения.

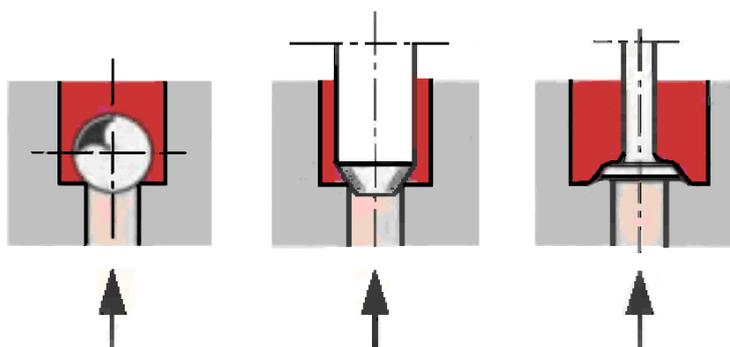


Рис. 4.12. Запорно-регулирующие элементы седельных гидрораспределителей

Основными особенностями седельных гидрораспределителей являются:

- отсутствие утечек;
- долговечность, т. к. нет дросселирующих зазоров, которые могут изменяться;
- могут работать на максимальных давлениях, т. к. не происходит гидравлического защемления (деформаций под действием давления) и утечек на запорном элементе;
- большие потери давления из-за малого хода запорного элемента;
- провалы давления во время переключения из-за наличия отрицательного перекрытия (одновременное соединение насоса, гидродвигателя и бака);

– потеря эксплуатационного качества из-за неполного выравнивания давления по оси запорного элемента.

Седельные гидрораспределители могут иметь прямое или не прямое управление, причем выбор типа управления зависит главным образом от требуемой величины перестановочного усилия и диаметра условного прохода.

В гидрораспределителях прямого управления управляющее устройство напрямую (механически) воздействует на запорный элемент (рис. 4.13).

В связи с наличием больших статических и динамических сил из-за воздействия давления и потока диаметры условных проходов седельных гидрораспределителей прямого управления, как правило, не превышают $D_y < 10$ мм. Данное ограничение соответствует расходу примерно 36 л/мин при рабочем давлении 63 МПа и действительно прежде всего для электроуправляемых аппаратов.

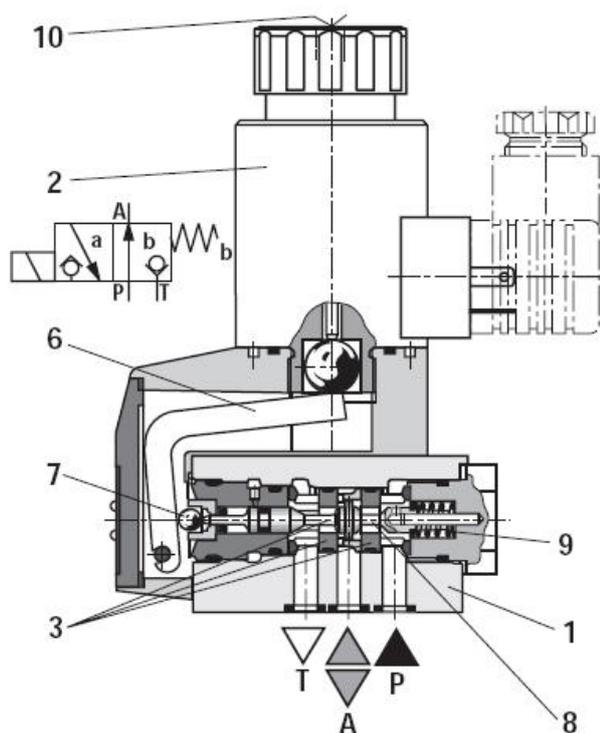


Рис. 4.13. Гидрораспределитель седельного исполнения прямого управления

Секционные гидрораспределители. Принцип агрегатирования гидрораспределителей в секции из унифицированных деталей обеспечивает большое число комбинаций распределительных блоков с различными сочетаниями рабочих секций (рис. 4.14).

Секционные гидрораспределители могут применяться для большой номенклатуры различных по мощности и гидрокинематическим схемам машин. Благодаря своей универсальности секционные гидрораспределители наиболее часто применяются в гидроприводах самоходных машин.

Секционные гидрораспределители предназначены для управления исполнительными механизмами машин, эксплуатируемых при широком диапазоне изменения температуры рабочих жидкостей (от -40 до $+75$ °С).

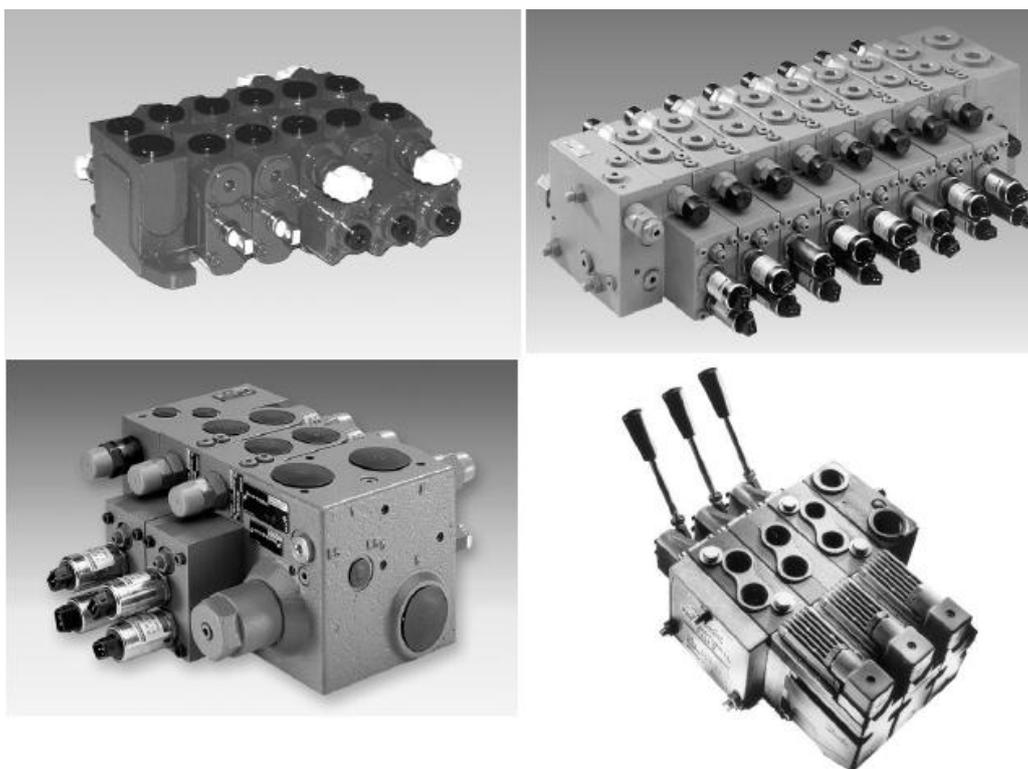


Рис. 4.14. Различные виды секционных гидрораспределителей

Для регулирования скоростей рабочих органов и получения удовлетворительных динамических характеристик гидропривода обычно выбирают гидрораспределитель, обеспечивающий при нейтральной позиции всех золотников соединение насоса непосредственно с баком гидросистемы, а при переключении какого-либо золотника в одну из рабочих позиций – одновременное перекрытие переливного канала и открытие напорного канала, т. е. обеспечивается подвод рабочей жидкости к гидродвигателям и, таким образом, привод исполнительных механизмов и подвод рабочей жидкости к гидродвигателю. При плавающей позиции одного из

золотников рабочие отводы гидродвигателя соединены между собой и со сливом. Это позволяет рабочему органу свободно перемещаться под действием внешней нагрузки.

При секционном исполнении золотники расположены в отдельных рабочих секциях, которые соединяют в единый блок с напорной и сливной секциями с помощью стяжных винтов или шпилек. Между секциями устанавливаются резиновые уплотнительные кольца. Предохранительные и обратные клапаны обычно расположены в напорной секции.

Гидрораспределитель собирают в единый блок из отдельных унифицированных секций: напорной, рабочих (различных по назначению), промежуточных и сливной.

Секции стягивают между собой болтами. Между секциями в соответствующих канавках установлены круглые резиновые кольца, предназначенные для уплотнения стыков. Все резиновые уплотнительные кольца имеют одинаковое поперечное сечение, поэтому при затяжке болтов обеспечивается одинаковая деформация резиновых колец по всей плоскости стыка секции.

Количество рабочих секций в гидрораспределителе может достигать 12 штук. Между рабочими секциями можно вставить промежуточную, выполняющую дополнительные функции, например объединение двух потоков для совмещения рабочих операций. С увеличением числа секций пропорционально растут гидравлические потери. Рабочие секции могут иметь исполнение с пропорциональными золотниками, которые позволяют плавно регулировать изменение потока и, следовательно, пропорциональное изменение скорости гидродвигателя.

Некоторые примеры и правила компоновки секционных гидрораспределителей приведены в [31].

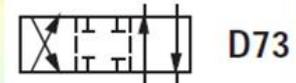
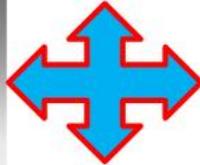
Выбор гидрораспределителя. В качестве примера рассмотрим выбор трехпозиционного четырехлинейного гидрораспределителя с закрытыми каналами в среднем положении (схема D73), который должен обеспечить управление расходом жидкости в 50 л/мин при давлении 16 МПа (рис. 4.15).

Исходя из задачи снижения массогабаритных характеристик рассмотрена возможность использования гидрораспределителя с $D_y = 6$ мм (рис. 4.16, а). Пропускная способность такого гидрораспределителя с трудом справляется с расходом в 50 л/мин,

и не обеспечивается необходимое давление в 16 МПа вследствие больших внутренних гидравлических потерь. А при использовании распределителя с проходным сечением $D_y = 10$ мм требования к гидрораспределителю выполняются полностью.

Пример выбора распределителя

ТРЕБОВАНИЯ



Расход
50 л/мин

Рабочее
давление
16 МПа

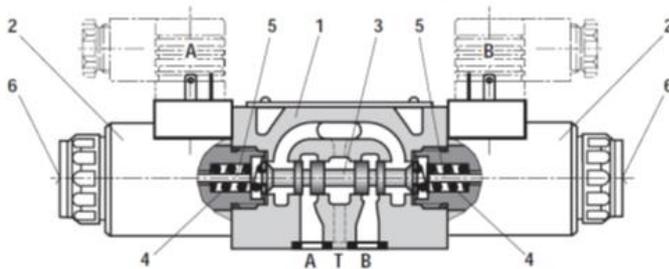


Рис. 4.15. Требования к выбору гидрораспределителя

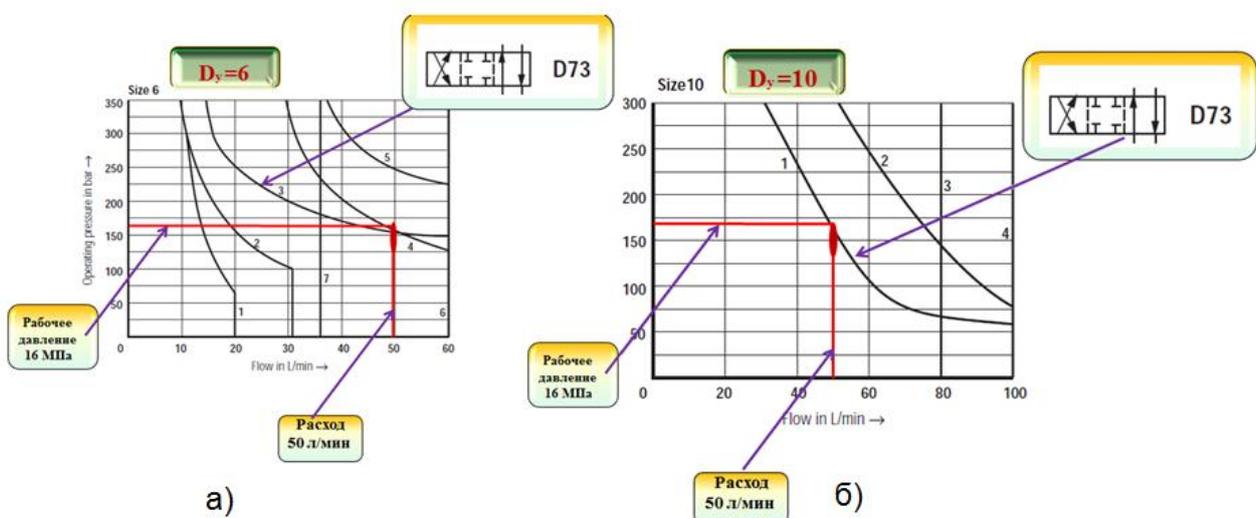


Рис. 4.16. Сравнение характеристик гидрораспределителя:
а – для гидрораспределителя с $D_y = 6$ мм; б – для гидрораспределителя с $D_y = 10$ мм

При этом внутренние гидравлические потери в гидрораспределителе с $D_y = 10$ мм незначительны (рис. 4.17, б) по сравнению с потерями при $D_y = 6$ мм (рис. 4.17, а).

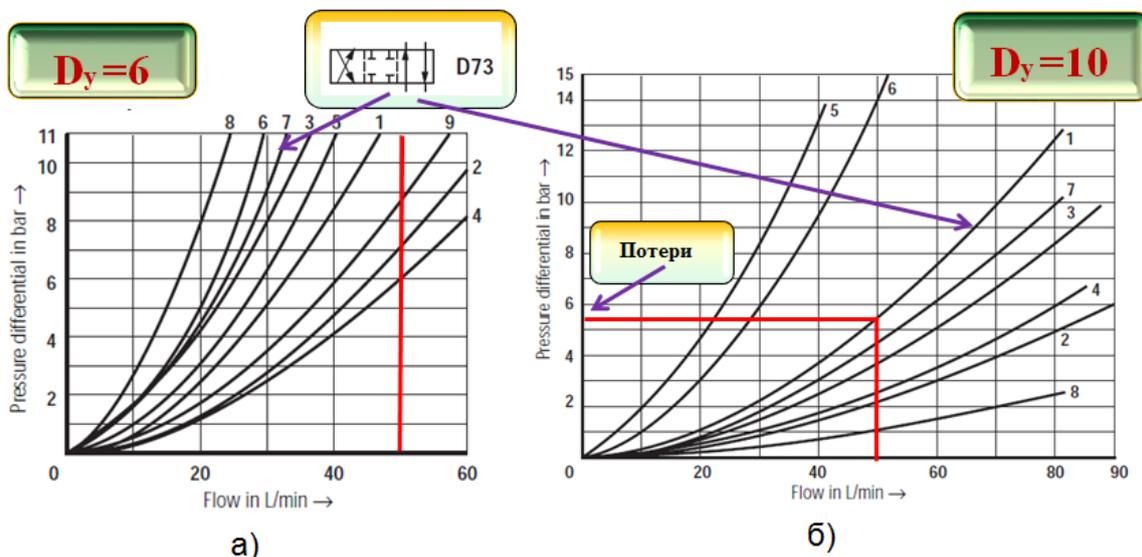


Рис. 4.17. Гидравлические потери в гидрораспределителе:
 а – для гидрораспределителя с $D_y = 6$ мм; б – для гидрораспределителя с $D_y = 10$ мм

При выборе двухкаскадного гидрораспределителя на 200 л/мин при рабочем давлении 25 МПа (рис. 4.18) на примере распределителя Rexroth с закрытыми центрами основного золотника следует учесть наличие первого каскада управления распределителем.

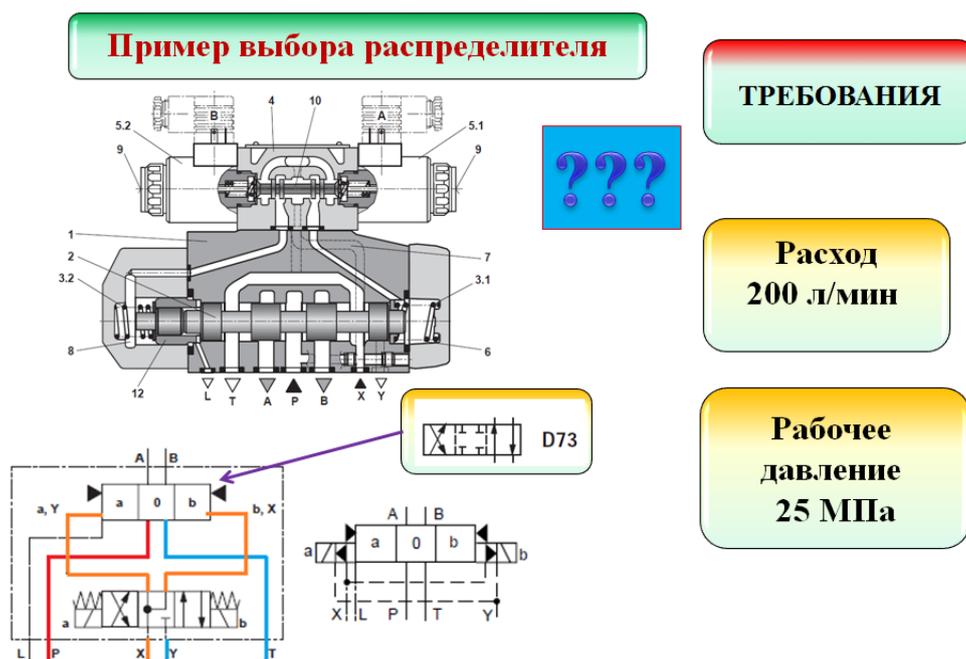


Рис. 4.18. Пример выбора двухкаскадного гидрораспределителя

Анализ параметров и характеристик двухкаскадных электрогидрораспределителей показал, что наиболее приемлемым вариантом является тип распределителя 4WEN 16 с диаметром условного прохода $D_y = 16$ мм, обеспечивающего необходимые условия пропускания жидкости при собственных гидравлических потерях, представленных на рис. 4.19.

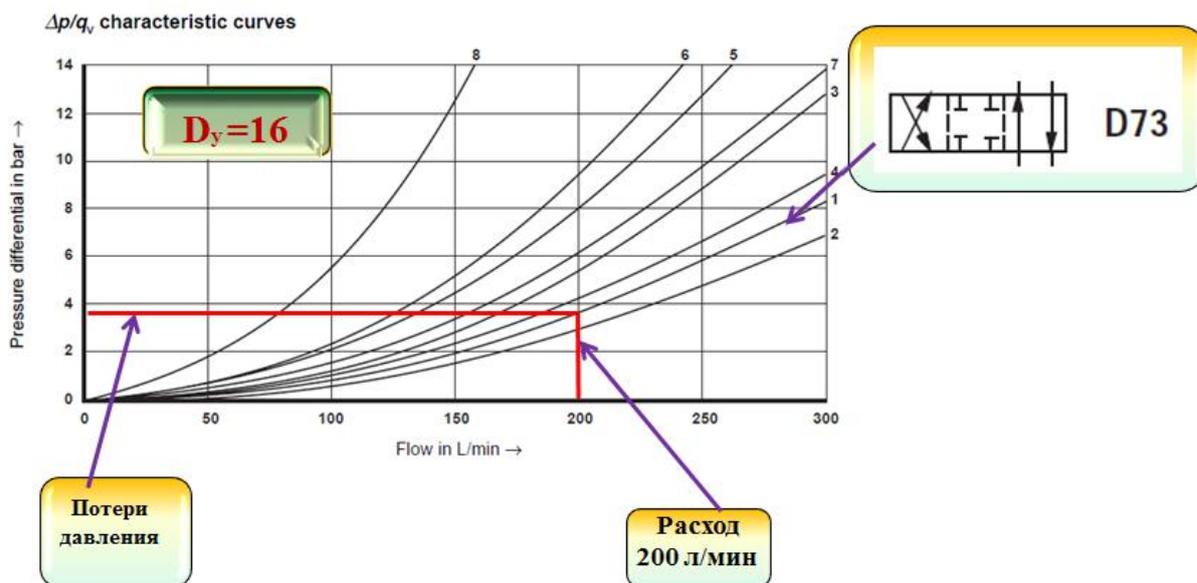


Рис. 4.19. Гидравлические потери в двухкаскадном гидрораспределителе

Паспортные данные распределителя (рис. 4.20) указывают, что давление в линии управления первого каскада распределителя составляет 1,6 МПа, а время переключения распределителя не превышает 30–40 мс, что явно удовлетворяет динамическим требованиям большинства энергетических объектов.

Если необходимо подобрать двухкаскадный гидрораспределитель большой мощности с пропорциональным электрогидравлическим управлением, то особое внимание следует уделить вопросам точности и управляемости. Так, например, рассмотрим пример с выбором распределителя Rexroth (рис. 4.21). Положение золотника 2 определяется величиной командного сигнала от электромагнитных пропорциональных реле 6 и контролирует положение основного золотника 11. Тем самым смещение золотника 11 пропорционально сигналу управления и обеспечивает регулируемый расход жидкости в исполнительных гидролиниях А и В.

Анализ оборудования показал, что для обеспечения требуемого, допустим, максимального расхода через распределитель в 800 л/мин при рабочем давлении 25 МПа подходит распределитель с $D_y = 32$ мм (рис. 4.22). При величине 90 % управляющего командного сигнала на электромагнитные пропорциональные реле и давлении в линии управления командным золотником 2 в 3 МПа при расходе в 15,9 л/мин достигается требуемый максимальный расход через основной золотник распределителя в 800 л/мин.

Пример выбора распределителя



ТРЕБОВАНИЯ По быстродействию

		Shifting time of the valve from neutral position to shifted position with AC (~) and DC (=) operation													
at pilot pressure		bar		~ 70 =		~ 140 =		~ 210 =		~ 250 =					
Size 16 Pilot valve series-6X/E	- 3-position valve, spring-centred	ms	25...30	40	25...30	40	25...30	40	20...25	40					
	- 2-position valve	ms	30...35	55	30...35	55	30...35	55	25...30	50					
	- 3-position valve, pressure-centred	ms	30	30	40	40	30	30	40	40	30	30	35	40	
	- 3-position valve, Solenoid operated	ms	a	b	a	b	a	b	a	b	a	b	a	b	
	Shifting time of the valve from shifted position to neutral position														
	- 3-position valve, spring-centred	ms	20 to 35 for ~ / 30 for =												
	- 2-position valve	ms	35...50	45	35...50	45	30...45	40	30...45	35					
	- 3-position valve, pressure-centred	ms	20...35	20	20...55	20	20...35	20	20...35	20	20...35	20			
				a	b	a	b	a	b	a	b	a	b	a	b

Рабочее
давление
25 МПа

Расход
200 л/мин

Переключение
не более 30–40 мс

Давление в линии
управления X
1,6 МПа

Расход в линии
управления X
35 л/мин

Рис. 4.20. Характеристики двухкаскадного гидрораспределителя

Двухкаскадный пропорциональный гидрораспределитель

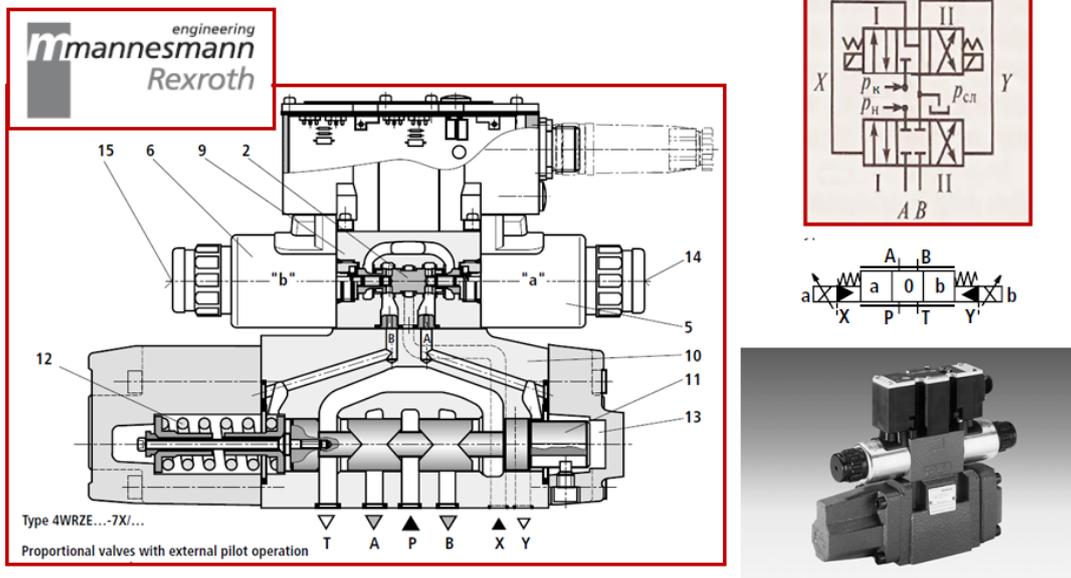
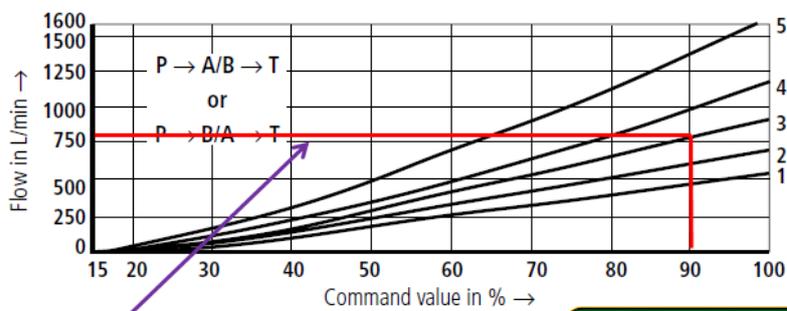


Рис. 4.21. Пропорциональный двухкаскадный гидрораспределитель

Пример выбора распределителя

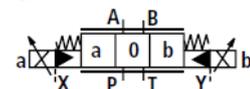


**Расход
800 л/мин**

- 1 $\Delta p = 10$ bar constant
- 2 $\Delta p = 20$ bar constant
- 3 $\Delta p = 30$ bar constant
- 4 $\Delta p = 50$ bar constant
- 5 $\Delta p = 100$ bar constant

$D_y = 32$

ТРЕБОВАНИЯ



**Расход
800 л/мин**

**Рабочее
давление
25 МПа**

**Давление в линии
управления X
3 МПа**

**Расход в линии
управления X
15,9 л/мин**

**Переключение
не более 400 мс**

Рис. 4.22. Характеристики пропорционального двухкаскадного гидрораспределителя

Здесь уместно подчеркнуть, что быстродействие распределителей зависит от диаметра условного прохода D_y и величины командного давления. На рис. 4.23 приведены кривые переходных процессов распределителей с $D_y = 10$ мм и $D_y = 32$ мм. Увеличение диаметра условного прохода распределителя значительно увеличивает время переходного процесса. Величина управляющего сигнала также влияет на время переключения распределителя.

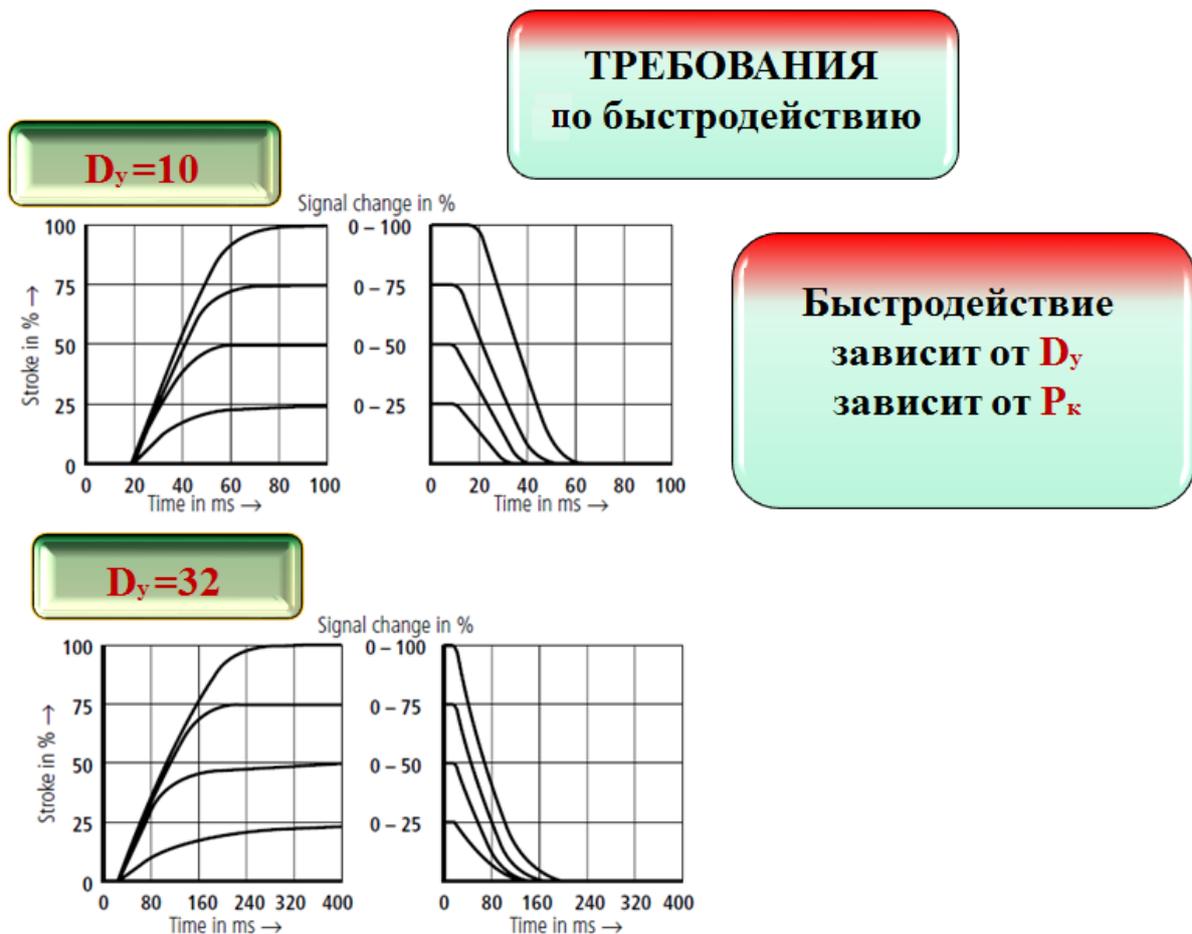


Рис. 4.23. Динамические характеристики пропорционального двухкаскадного гидрораспределителя

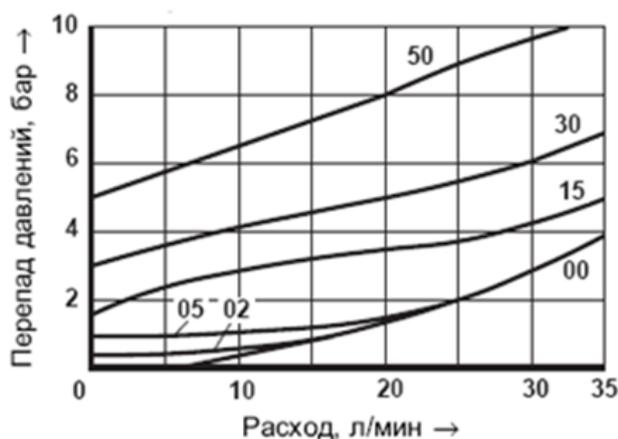
Обратные гидроклапаны предназначены для пропускания рабочей жидкости только в одном направлении. Установка в гидроприводе обратного клапана исключает самопроизвольное опускание рабочего оборудования под действием внешней нагрузки, а также при случайном включении гидрораспределителя.

Обратные клапаны используются:

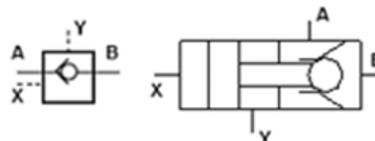
- для обхода дросселирующих устройств;

- для запираания одного из направлений потока;
- в качестве перепускных (байпасных) клапанов для защиты сливных фильтров при их чрезмерном засорении;
- в качестве подпорных клапанов для создания определенного давления подпора в гидросистеме.

Обратные клапаны



а



б

Рис. 4.24. Обратный клапан стыкового исполнения с дистанционным управлением:

а – характеристика гидравлических потерь на обратном клапане типа MS-R серии 1X для номинального диаметра 8 мм при $t = 500\text{ }^{\circ}\text{C}$, вязкости рабочей жидкости $41\text{ мм}^2/\text{с}$ при различном давлении открытия (0–5 атм); *б* – обратный клапан стыкового исполнения с дистанционным управлением

В соответствии с областью применения обратные клапаны можно подразделить на следующие три группы:

- простейшие обратные клапаны;
- управляемые обратные клапаны (гидрозамки);
- клапаны наполнения (антикавитационные клапаны).

Обратные клапаны могут иметь различные *запорно-регулирующие элементы*: шариковый, конусный, тарельчатый или плунжерный. При движении потока в обратном направлении проходное сечение клапана закрывается.

В соответствии со своим назначением обратный клапан должен быть герметичным в закрытом положении, т. е. в исходном

положении запорно-регулирующего элемента клапан (рис. 4.24) свободно пропускает поток от А к В, в противоположном направлении запорный элемент прижат к седлу силой пружины и давления, и канал перекрыт. При подаче управляющего давления в канал Х поршень смещается вправо и отжимает запорный элемент от седла. Теперь поток может свободно протекать от В к А. Для надежного открытия клапана давление, подаваемое к поршню, не должно быть меньше заданного. В клапане может быть выполнено дополнительно предварительное открытие. При подаче управляющего давления в канал Х поршень смещается вправо и отжимает от седла шарик, после чего отжимается запорный элемент. Поток может свободно протекать от В к А. Клапаны с предварительным открытием более плавно открывают нагруженный давлением канал и демпфируют возможные при открытии удары. Дополнительно может быть предусмотрен дренажный канал Y.

Обратные клапаны подбирают из условия обеспечения требуемого расхода жидкости через клапан по величине D_y и давления открытия клапана. Гидравлические потери в обратном клапане (см. рис. 4.24) определяются по паспортным данным для соответствующего расхода жидкости через клапан.

Гидрозамки предназначены для пропуска потока рабочей жидкости в одном направлении при отсутствии управляющего воздействия, а при наличии управляющего воздействия – в обоих направлениях.

Самопроизвольное движение рабочего органа гидросистемы при транспортировке, опускании или во время работы может привести к поломке или аварийной ситуации. Обычно гидрозамки устанавливаются между гидроцилиндром и распределителем для надежной фиксации и предотвращения самопроизвольного (неуправляемого) движения рабочих органов гидросистемы, вызванного неизбежными перетечками жидкости в зазоре запорно-регулирующего элемента направляющего гидроаппарата.

По конструктивному исполнению различают *односторонние гидрозамки* – с одним запорным элементом и *двухсторонние* – с двумя запорными элементами. Гидрозамки состоят из обратных клапанов и цилиндров управления для их принудительного открытия. Односторонние гидрозамки перекрывают одну гидролинию,

а двухсторонние – обе гидролинии, идущие от гидрораспределителя к гидроцилиндру.

На рис. 4.25 представлен внешний вид, конструкция и схемы установки гидрозамка двухстороннего действия. Поток от А1 к А2 и от В1 к В2 проходит свободно, в противоположном направлении – заперт.

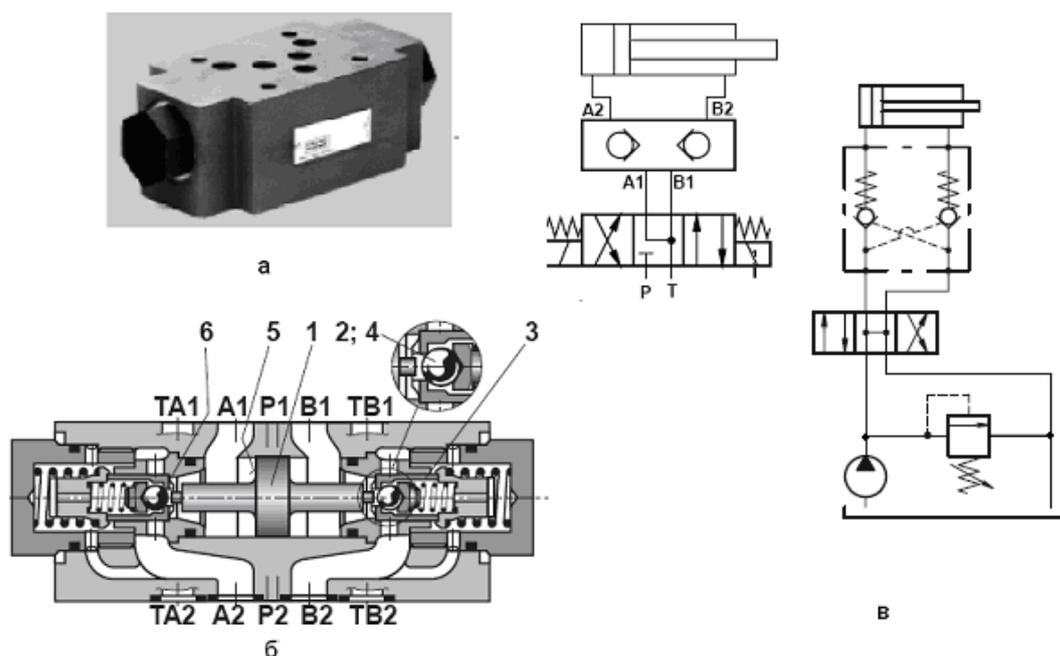


Рис. 4.25. Гидрозамок двухстороннего действия:

а – общий вид гидрозамка; б – конструкция гидрозамка; в – применение гидрозамка в гидросистеме

Двухсторонний гидрозамок имеет в своем корпусе два запорно-регулирующих элемента 6, две нерегулируемые пружины 3, а между ними плавающий толкатель 1 (рис. 4.25, б). При подводе рабочей жидкости под давлением к каналу А2 открывается запорно-регулирующий элемент 6 (шариковый клапан 4 смещается влево), и жидкость свободно поступает в канал В и далее к гидродвигателю (например в поршневую полость гидроцилиндра). Одновременно с этим толкатель 1 гидрозамка перемещается вправо и открывает второй запорно-регулирующий элемент, обеспечивая пропуск жидкости (например, от штоковой полости гидроцилиндра) из канала В1 в канал В2 и далее в сливную магистраль. Аналогично гидрозамок работает при реверсе движения выходного звена гидродвигателя. Если жидкость под давлением не подводится ни к одному из каналов

(А или В), то рабочие элементы 1 снова занимают положение, указанное на рис. 4.25, б. Полости гидродвигателя блокируются от слива, тем самым блокируя выходное звено гидродвигателя от перемещений.

Выбор гидрозамка аналогичен выбору обратного клапана.

4.2. Регулирующая гидроаппаратура

При проектировании гидроприводов регулирующая гидроаппаратура обычно не рассчитывается, а выбирается по номинальному давлению, потоку жидкости и условному проходу. Однако при необходимости применения оригинальных конструкций регулирующей гидроаппаратуры некоторые параметры определяются расчетным путем, а геометрические размеры выбираются аналогично нормализованной гидроаппаратуре.

Регулирующая гидроаппаратура изменяет давление, расход и направление потока рабочей жидкости за счет частичного открытия рабочего проходного сечения.

Рабочее проходное сечение гидроаппаратов изменяется при изменении положения запорно-регулирующего элемента, входящего в их конструкцию.

По принципу действия запорно-регулирующего элемента гидроаппараты подразделяют на:

- гидроклапаны;
- гидроаппаратуру неклапанного действия (дрессели).

В зависимости от конструкции запорно-регулирующего элемента гидроаппараты подразделяют на:

- золотниковые;
- крановые;
- клапанные (седельные).

По внешнему воздействию на запорно-регулирующий элемент гидроаппараты подразделяют на регулируемые и настраиваемые.

В зависимости от способа монтажа гидроаппараты могут иметь следующие конструктивные исполнения: резьбовой монтаж, стыковой монтаж, модульный монтаж, ввертной монтаж, вставной монтаж.

Гидроклапаном называется гидроаппарат, в котором величина открытия рабочего проходного сечения изменяется от воздействия проходящего через него потока рабочей жидкости.

Гидроклапан может работать в двух режимах. Изменение давления или расхода происходит внезапно (путем переключения) или постепенно (управляемо) за счет воздействия одного или нескольких давлений на одну или более поверхностей запорного элемента, нагруженного одной или несколькими пружинами.

По характеру воздействия на запорно-регулирующий элемент гидроклапаны могут быть прямого и непрямого действия. В гидроклапанах прямого действия величина открытия рабочего проходного сечения изменяется в результате непосредственного воздействия потока рабочей жидкости на запорно-регулирующий элемент. В гидроклапанах непрямого действия поток сначала воздействует на вспомогательный запорно-регулирующий элемент, перемещение которого вызывает изменение положения основного запорно-регулирующего элемента.

Гидроаппаратом неклапанного действия называется гидроаппарат, в котором величина открытия рабочего проходного сечения не зависит от воздействия потока проходящей через него рабочей жидкости. Такие гидроаппараты иначе называют дросселями. С точки зрения положений гидравлики дроссель представляет собой активное гидравлическое сопротивление.

Напорные гидроклапаны предназначены для ограничения давления в подводимых к ним потоках рабочей жидкости.

В общем случае напорные клапаны можно разделить на клапаны, управляющие давлением (предохранительный, редуционный, подпорный клапан разности (перепада) давлений, клапаны давления с дополнительной электроразгрузкой), и клапаны переключения давления (разгрузочные клапаны, клапаны последовательности и клапаны зарядки аккумуляторов) (рис. 4.26).

Типы регуляторов давления

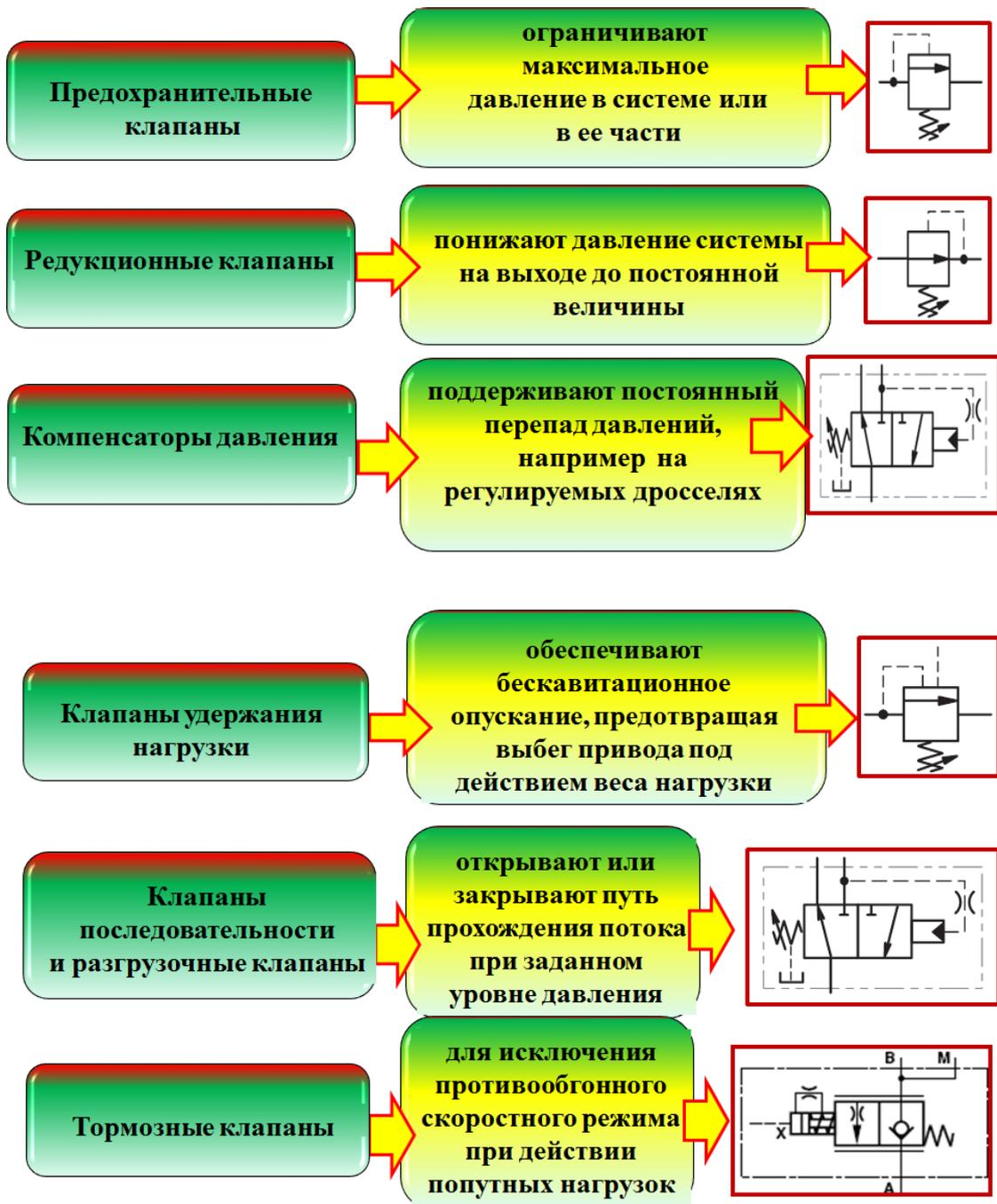


Рис. 4.26. Напорные клапаны (регуляторы давления)

Предохранительные клапаны

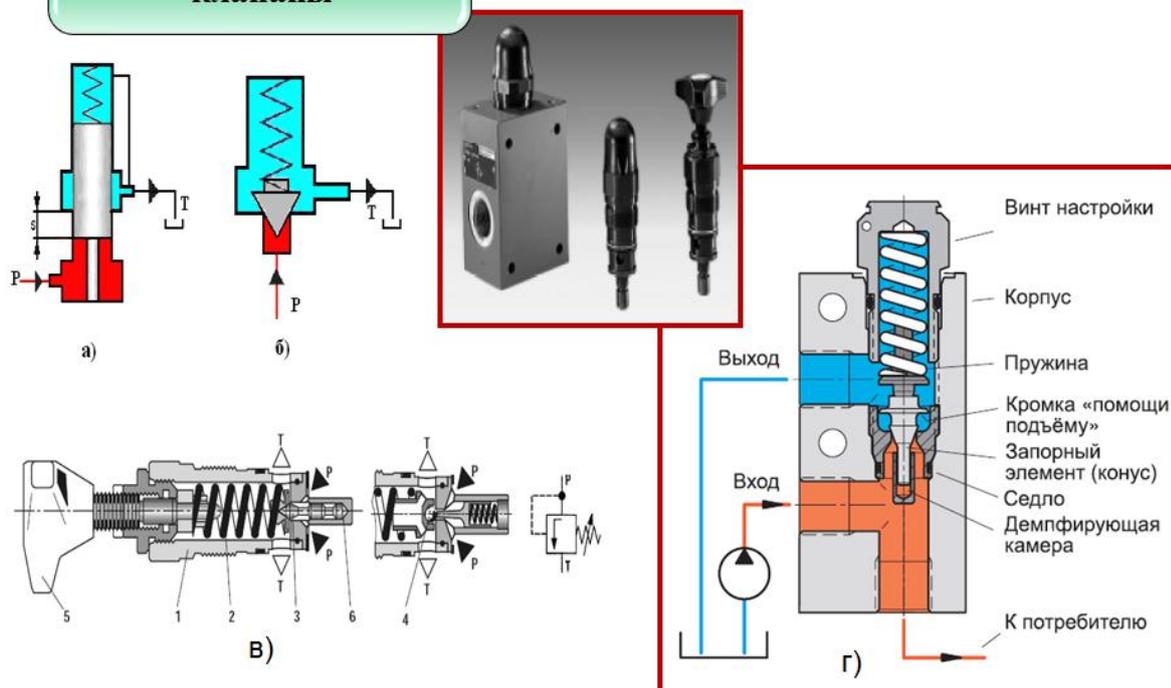


Рис. 4.27. Предохранительные клапаны:
а – золотниковый запорно-регулирующий элемент; *б* – конический запорно-регулирующий элемент; *в* – конструкция предохранительного клапана; *г* – схема работы предохранительного клапана

На рис. 4.27 приведены виды и схемы напорных клапанов прямого действия. Клапаны могут быть выполнены с шариковым, конусным, плунжерным и тарельчатым запорно-регулирующими элементами.

Основными деталями ввинчиваемого (ввертного) клапана на рис. 4.27, *в* являются гильза 1, пружина 2, конусный 3 (давление от 20 до 400 атм) или шаровой 4 (давление до 630 атм) запорно-регулирующий элемент с демпфирующим поршнем 6 и винт 5. Часть корпуса, к которой запорно-регулирующий элемент клапана прижимается пружиной, называется седлом (посадочным местом).

При установке клапана в гидросистему пружина 2 настраивается с помощью регулировочного винта 5 так, чтобы создаваемое ею давление было больше рабочего, тогда запорно-регулирующий элемент будет прижат к седлу, а линия слива Т будет отделена от линии высокого давления Р. При повышении давления в подводимом потоке сверх регламентированного запорно-регулирующий элемент

клапана перемещается, преодолевая усилие пружины, рабочее проходное сечение клапана открывается, и гидролиния высокого давления P соединяется со сливной линией T . Вся рабочая жидкость идет через клапан на слив. Как только давление в напорной гидролинии упадет, клапан закроется, и, если причина, вызвавшая повышение давления не будет устранена, процесс повторится.

Возникает вибрация запорно-регулирующего элемента, сопровождаемая ударами о седло и колебаниями давления в системе. Вибрация и удары могут служить причиной износа и потери герметичности клапанов.

Для уменьшения силы удара и частоты колебаний клапана о седло применяют специальные гидравлические демпферы (например, рис. 4.27, *г*). Создаваемое при движении демпфера гидравлическое сопротивление, пропорциональное скорости движения запорно-регулирующего элемента, уменьшает частоту колебаний, силу удара и частично устраняет вибрацию элемента.

Достоинство клапанов прямого действия – высокое быстродействие. Недостаток – увеличение размеров вследствие значительных габаритов пружины, компенсирующей величину рабочего давления, а также нестабильность работы. Для улучшения характеристик регулирования весь диапазон регулирования разбивают на уровни (до 7 уровней). Каждому уровню, характеризующемуся максимальным давлением настройки, соответствует определенная пружина. Предохранительные клапаны прямого действия нормально применяются на практике только в рекомендуемых диапазонах.

При конструировании напорных клапанов их габарит и массу можно уменьшить, если применить *клапаны непрямого действия* (рис. 4.28).

При необходимости дистанционно отменить функцию предохранительного клапана непрямого действия используют *клапан с разгрузкой*. Это означает, что поток рабочей жидкости может проходить через клапан практически свободно. Одним из типовых примеров является разгруженный запуск насоса.



Рис. 4.28. Внешний вид предохранительного клапана непрямого действия с пропорциональным управлением

Свободный проход рабочей жидкости (рис. 4.29) обеспечивается в случае, если пружинная полость плунжера 3 свободно соединена с баком. Работа предохранительного клапана соответствует работе описанного выше клапана непрямого действия.

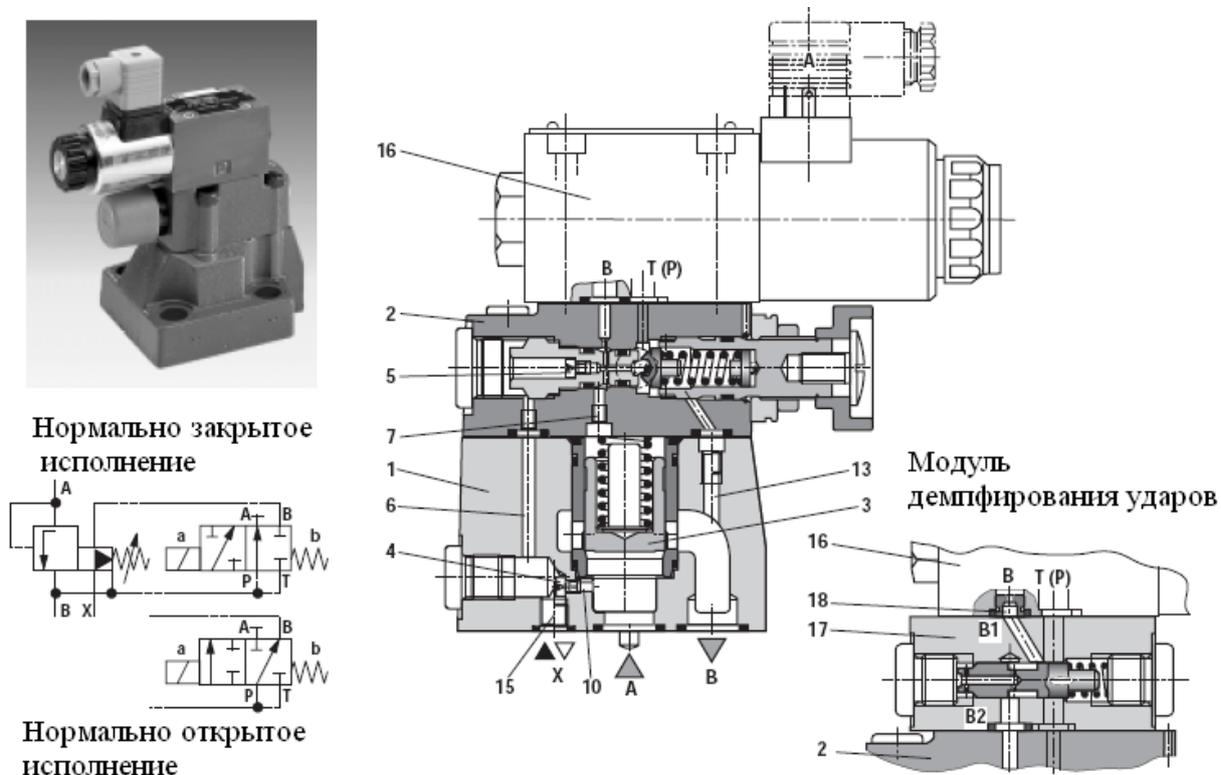


Рис. 4.29. Предохранительный клапан непрямого действия с электроразгрузкой

За счет объединения предохранительного клапана и гидрораспределителя возможно сравнительно просто осуществлять разгрузку системы по электрическому сигналу управления.

Когда электромагнит гидрораспределителя 16 выключен, отверстие В, связанное с пружинной полостью клапана, не соединяется с баком, и, следовательно, клапан работает в качестве предохранительного.

Когда электромагнит включен, пружинная камера плунжера 3 соединяется с линией Т гидрораспределителя, и плунжер 3 поднимается со своего седла. Теперь рабочая жидкость проходит из линии А в линию В практически без давления (разгрузка), а сопротивление потоку определяется гидравлическими потерями в гидросистеме.

Поскольку процесс разгрузки протекает очень быстро, давление в системе быстро падает до минимальной величины. Это сопровождается большими пиками давления и значительными акустическими эффектами.

Для устранения этой проблемы с различным успехом на практике применяются следующие методы:

- специальное профилирование рабочей поверхности плунжера;
- регулируемое пилотное управление;
- модули демпфирования ударов.

Время переключения предохранительного клапана может изменяться за счет использования модуля демпфирования ударов и, следовательно, процесс переключения может проходить более плавно.

Качество предохранительных клапанов оценивается по следующим критериям:

- зависимость давления от расхода ($p-Q$ характеристика);
- предел динамической характеристики;
- динамическое поведение.

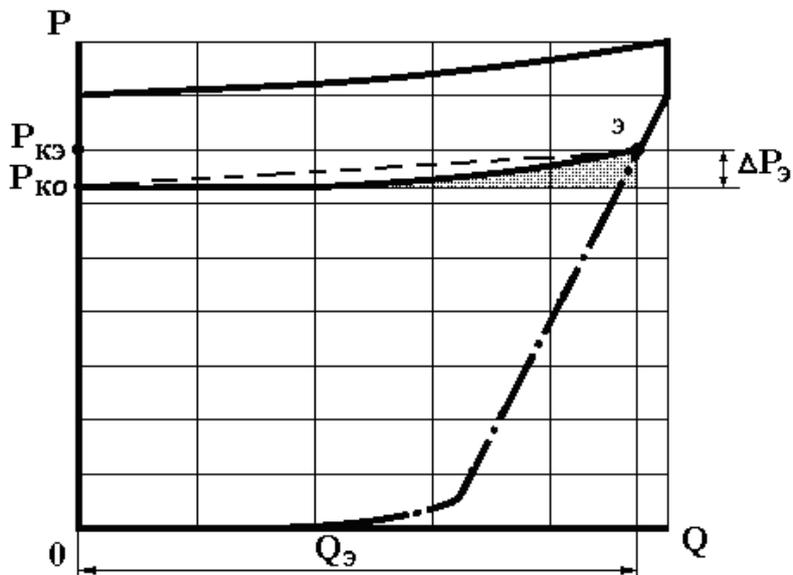


Рис. 4.30. Схема задания характеристики предохранительного клапана

Форма статической характеристики предохранительного клапана задается (рис. 4.30) необходимым давлением $p_{к0}$ в начале открытия клапана, параметрами крайнего эксплуатационного режима (давлением $p_{кэ}$ и расходом Q_k или $Q_э$) и наклоном характеристики в зоне эксплуатационного режима (точка Э). Ввиду нелинейности зависимостей силы гидродинамического воздействия жидкости на запорно-регулирующий элемент клапана при его открытии, коэффициента расхода и площади рабочей щели, определяющих форму характеристики, последняя имеет нелинейный характер (рис. 4.31, а).

Схематизированную характеристику можно описать выражением $p = p_{к0} + \frac{p_{кэ} - p_{к0}}{Q_э} Q$, которое в безразмерной форме имеет вид

$$\bar{p} = \frac{p}{p_{к0}} = 1 + \frac{p_{кэ} - p_{к0}}{Q_э p_{к0}} Q = 1 + K_э Q, \quad \text{где коэффициент } K_э = \frac{p_{кэ} - p_{к0}}{Q_э p_{к0}}$$

представляет среднюю удельную, т. е. отнесенную к рабочему давлению $p_{к0}$, крутизну характеристики. Статистический анализ [29] характеристик основных типов гидроаппаратуры показал, что им соответствуют вполне определенные интервалы изменения $K_э$ (с/м^3), приведенные в табл. 4.3.

Границы интервалов не являются четкими, а представляют перекрывающиеся друг друга зоны.

Характеристика клапана с $K_v = 0$ является идеальной. Отклонение от идеальной характеристики происходит по следующим причинам.

Таблица 4.3

Рекомендуемые значения коэффициента K_v

Пружинные клапаны	$K_v > 30$
Пружинно-дроссельные клапаны	$14 < K_v < 40$
Отражательные клапаны	$6 < K_v < 22$
Клапаны непрямого действия	$K_v < 10$
Клапаны обратного тока с коническим затвором	$6 < K_v < 22$

В предохранительных клапанах прямого действия (см. рис. 4.31, *a*) при увеличении расхода через клапан ход запорного элемента возрастает и, следовательно, увеличивается сжатие пружины. В дополнение возрастают потери давления и гидродинамическая сила потока.

Можно выровнять характеристическую кривую предохранительных клапанов прямого действия с помощью специально спроектированной пружинной шайбы, на которую садится запорный элемент, также называемой отражателем. При этом силы воздействия выходного потока используются для компенсации увеличения усилия пружины, действующего на запорный элемент. Этот эффект называется на практике «помощью хода». Путем подгонки усилия пружины к установленному расходу (разделения на исполнения по давлению) достигаются «практические» соотношения давления и потока, показанные на рис. 4.31, *a*. По характеристическим кривым с наименьшим углом наклона подбираются исполнения по давлению.

Может быть установлено давление и ниже рекомендуемого давления настройки, теоретически до $p_{ко} = 0$ (полная разгрузка пружины), однако при этом следует учитывать большие отклонения от установленной величины давления при изменении расхода.

Еще более тяжелое положение со стороны гидродинамических сил на запорный элемент в направлении закрытия дросселирующей щели между плунжером и седлом наблюдается в предохранительных клапанах непрямого действия.

Пружина, нагружающая плунжер сверху, обеспечивает только его установку в определенное положение, поэтому она развивает

сравнительно малое усилие. Следовательно, воздействие пружины на характеристическую кривую здесь значительно меньше, чем у клапанов прямого действия. Но, как показано на рис. 4.31, б, характеристические кривые имеют незначительный угол наклона. Увеличение «чувствительности» установки давления достигается за счет наличия нескольких исполнений по давлению.

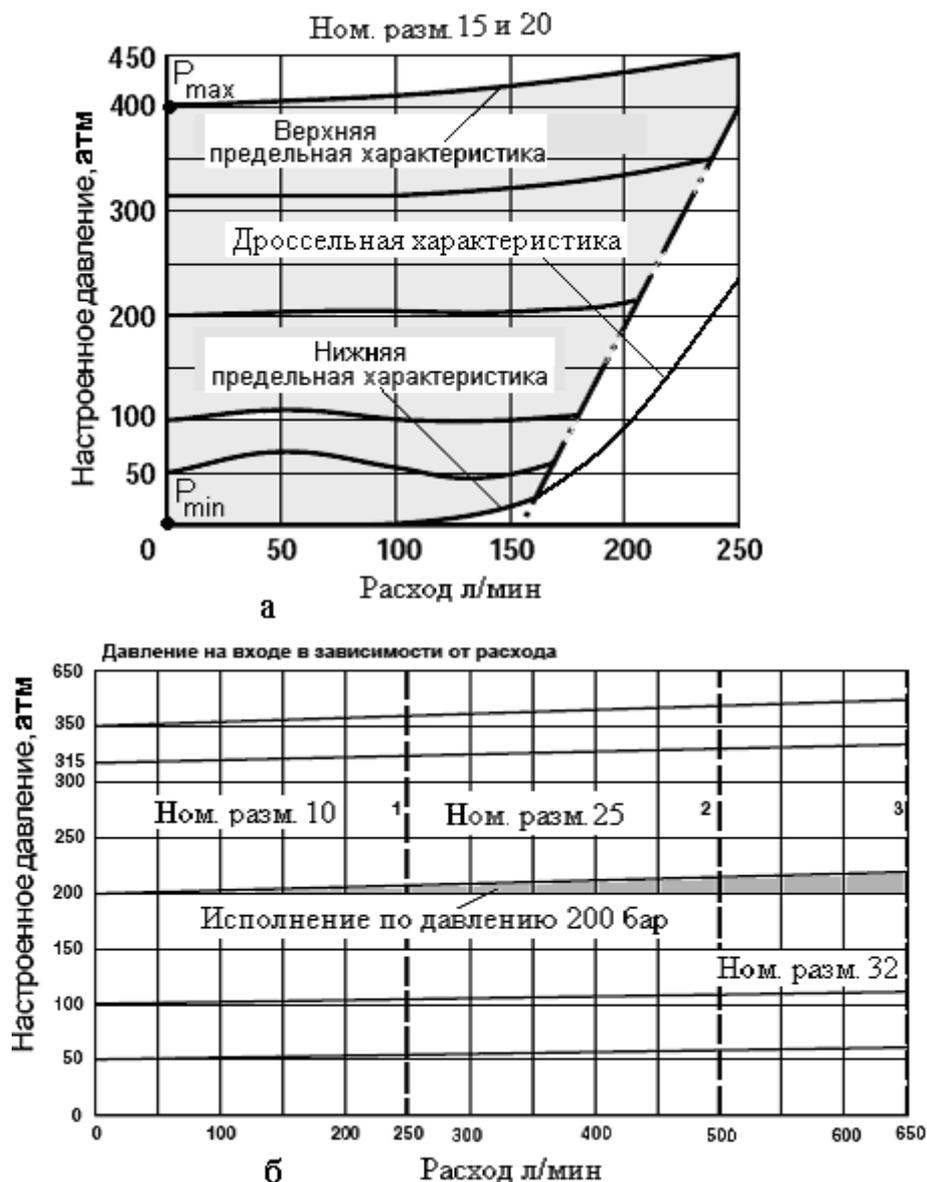


Рис. 4.31. Характеристики предохранительных клапанов:
а – прямого действия; *б* – непрямого действия

Для очень малых расходов ($Q < 0,5...1$ л/мин) зависимость давления от расхода имеет определенный гистерезис. Это значит, что когда клапан закрывается (уменьшение расхода), получается более

низкое давление p_3 по сравнению с давлением $p_{ко}$ при открывании (увеличении расхода) (рис. 4.32). Указанное различие между характеристиками закрывания и открывания имеет место из-за механических и гидравлических сил трения, действующих на подвижные элементы клапана, а также из-за загрязнений в рабочей жидкости.

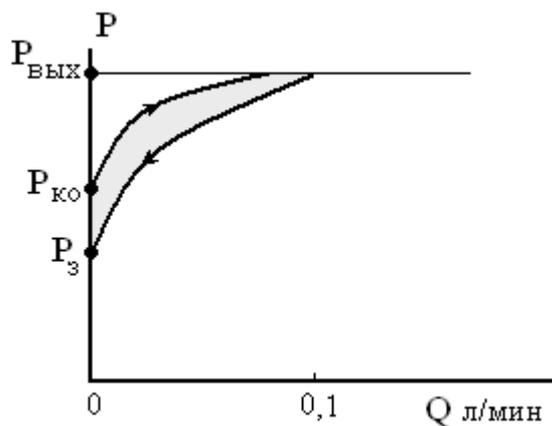


Рис. 4.32. Характеристики клапана при очень малых расходах

В предохранительных клапанах имеется различие между верхней и нижней предельными характеристиками (см. рис. 4.31, а). Установленное давление p_{max} ограничивает верхний диапазон предохранительного клапана. Этот диапазон определяется максимальным усилием пружины F_2 и соответствующей уплотняющей площадью A_2 запорного элемента пилотного клапана (рис. 4.33). Повышенные расходы требуют большего проходного сечения и, следовательно, больших усилий пружины в соответствии с выражением $p_2 = F_2 / A_2$. Следовательно, предохранительные клапаны прямого управления могут применяться в диапазоне, где возможна ручная настройка давления $p_{\text{кл}}$.

Предохранительные клапаны непрямого действия используются для больших расходов жидкости при высоких давлениях за счет возможности применения большой площади A_1 основного плунжера.

Небольшое усилие пружины F_1 многократно усиливается давлением управления p_1 (рис. 4.33).

Из-за малых расходов через пилотный клапан давление управления p_1 может легко устанавливаться регулировкой затяжки пружины вручную (низкие настроечные силы).

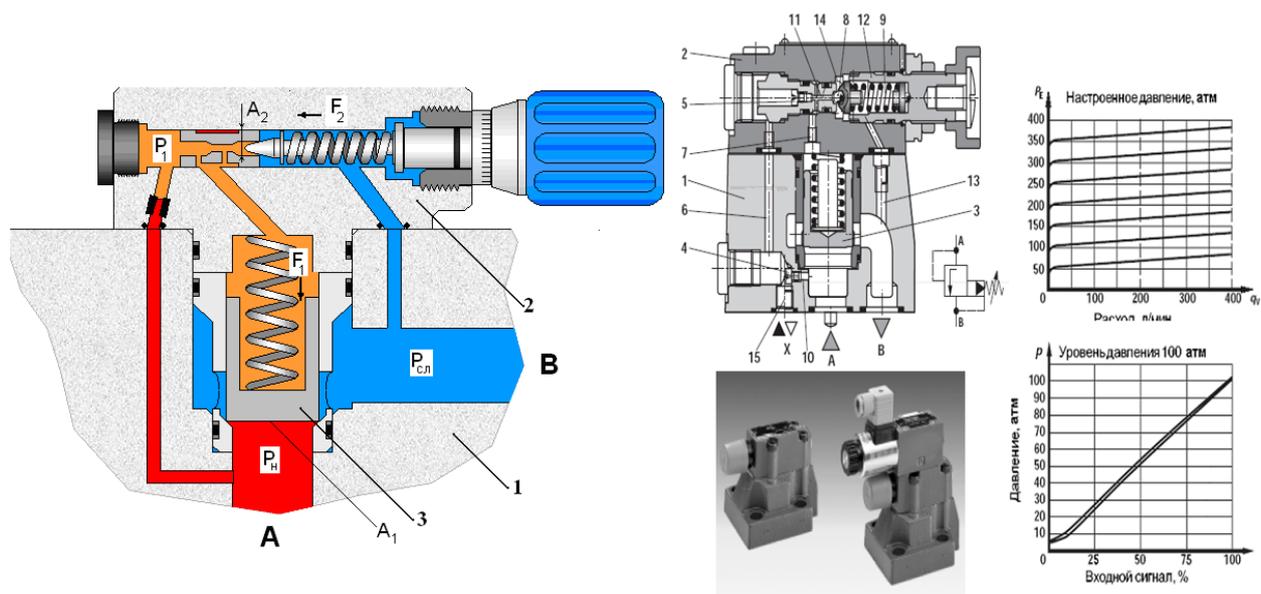


Рис. 4.33. Предохранительный клапан непрямого действия

В клапанах прямого действия нижняя предельная характеристика достигается, когда запорный элемент максимально открыт и усилие пружины равно нулю. Следовательно, давление в системе соответствует дроссельной характеристике клапана при постоянной площади проходного сечения при максимальном открытии клапана (см. рис. 4.31, а). Характеристическая кривая клапана пересекает дроссельную характеристику при любой настройке, и достигается предельная характеристика клапана (управление при полном открытии). Это означает, что если расход повышается дальше, клапан начинает работать в соответствии с дроссельной характеристикой. Как правило, область работы клапана ограничивается определенной зоной (штрихпунктирная линия на рис. 4.31, а).

В клапанах непрямого действия нижняя предельная характеристика соответствует началу открытия при определенном усилии пружины, нагружающей основной плунжер, и минимальной величине давления управления. Это значение для стандартных клапанов находится между 1,5 и 4,5 атм.

Если основной плунжер достигает положения максимального открытия в результате увеличения расхода, характеристическая кривая пересекает дроссельную характеристику при минимальном давлении настройки (штриховая линия на рис. 4.31). В зависимости от максимального проходного сечения основного клапана нижняя

предельная характеристика для клапанов непрямого действия достигается только при низких давлениях настройки. Для уменьшения скорости потока и, следовательно, снижения потерь давления в гидросистемах максимальный расход ограничивается в зависимости от условного прохода клапана (линии 1, 2, 3). В клапанах непрямого действия с электроразгрузкой с помощью гидрораспределителя нижняя предельная характеристика соответствует «давлению перепуска». Оно определяется силой предварительного натяжения пружины основного плунжера и минимальным давлением управления, зависящим от сопротивления сливной линии пилота.

При наличии в технических характеристиках выбранного по каталогу предохранительного клапана, наподобие приведенных на рис. 4.31, можно воспользоваться для построения характеристик этими данными при соответствующих номинальном давлении и размере.

Редукционные клапаны служат для создания установленного постоянного давления в отдельных участках гидросистемы, сниженного по сравнению с давлением в напорной линии.

Редукционные клапаны подобны описанным выше предохранительным клапанам, они состоят из тех же деталей (за исключением корпуса и золотника).

Редукционный клапан прямого действия стыкового монтажа, его внешний вид, условные обозначения и конструктивная схема показаны на рис. 4.34.

Данный редукционный клапан прямого действия трехлинейного исполнения, т. е. он имеет предохранение по давлению во вторичном контуре. Настройка давления во вторичном контуре осуществляется посредством регулировочного устройства 4. Принцип работы редукционного клапана заключается в следующем. Рабочая жидкость под давлением подводимого потока через канал Р дросселируется в рабочем проходном сечении золотника 2 в канал А. Вследствие этого давление на выходе из клапана (редуцированное давление в канале А) понижается и поддерживается в заданных пределах. При повышении редуцированного давления в канале А сверх расчетного золотник 2 клапана автоматически перемещается влево, сжимая пружину 3.

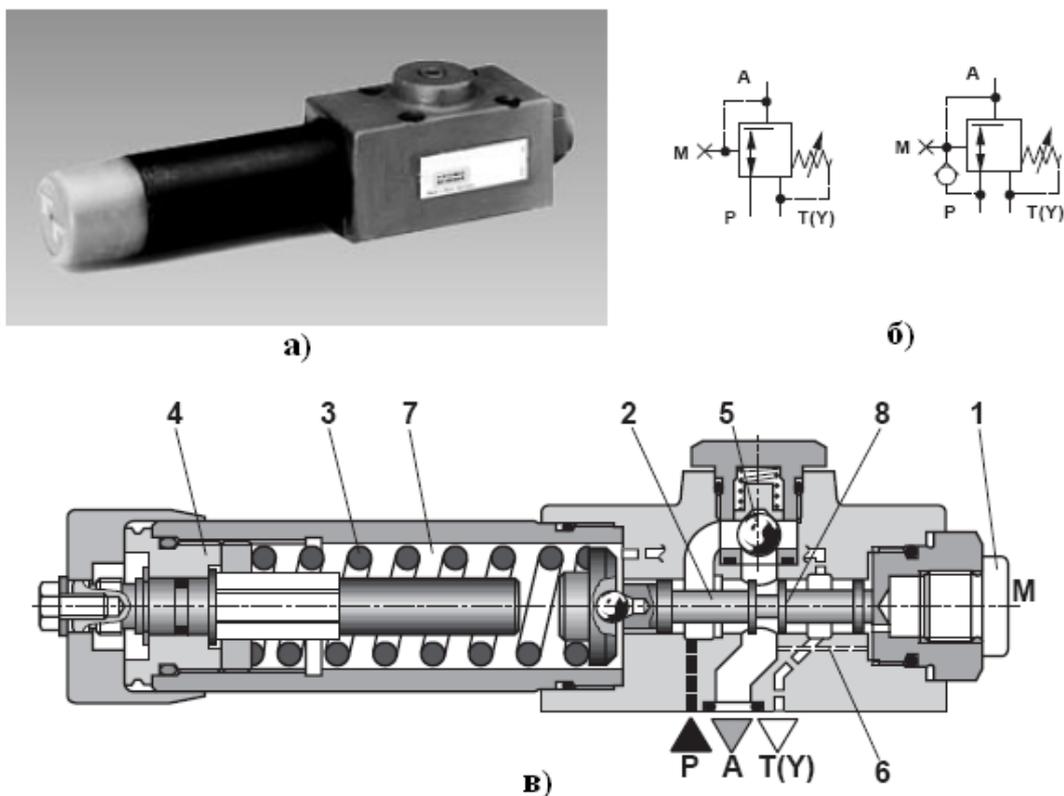


Рис. 4.34. Редукционный клапан прямого действия:
a – общий вид; *б* – условные обозначения; *в* – принцип действия

Управляющим сигналом для перемещения является давление рабочей жидкости, поступающее по каналу 6 под правый торец золотника 2. При этом проходное сечение (дросселирующая щель) уменьшается, гидравлическое сопротивление увеличивается и давление в канале А снижается до расчетного значения. Если давление в канале А в результате действия внешних сил на потребитель будет увеличиваться дальше, то золотник 2 будет продолжать движение в направлении пружины сжатия 3. Вследствие этого канал А соединяется через управляющую кромку 8 золотника 2 с баком (канал Т).

При понижении редуцированного давления ниже расчетного значения золотник переместится вправо под действием пружины 3. Полость пружины 7 всегда соединяется дренажной линией с линией слива Т.

Для свободного протекания рабочей жидкости из канала А в канал Р по желанию заказчика встраивается обратный клапан 5. Присоединение манометра 1 дает возможность контролировать редуцируемое давление в канале А.

На рис. 4.35 показаны гидравлические характеристики редукционного клапана прямого действия в зависимости от направления движения потока. Подход к расчету и построению характеристик редукционного клапана аналогичен предохранительному клапану.



Рис. 4.35. Гидравлические характеристики редукционного клапана прямого действия

Для повышения стабильности редуцированного давления, особенно при больших расходах рабочей жидкости, применяют редукционные клапаны непрямого действия. Типовые гидравлические характеристики редукционного клапана непрямого действия представлены на рис. 4.36.

При наличии в технических характеристиках выбранного по каталогу редукционного клапана, наподобие приведенных на рис. 4.36, можно воспользоваться для построения характеристик этими данными при соответствующих номинальном давлении и размере.

Редукционные клапаны непрямого действия на расходы до 400 л/мин обычно имеют конструкцию, представленную на рис. 4.37.

Основными частями являются основной клапан 1 с комплектом плунжера 3 и клапан предупреждения 2 с элементом настройки. Рабочая жидкость из напорной линии В подводится через дросселирующую щель между гильзой корпуса 3 и рабочей кромкой золотника и далее проходит в полость канала А, в которой поддерживается пониженное (редуцированное) давление. Слив масла

из вспомогательного клапана 2 выведен отдельной линией Y. При работе аппарата масло в небольшом количестве (0,5–1,5 л/мин) постоянно течет через шариковый клапан 6 в линию слива (поток управления).

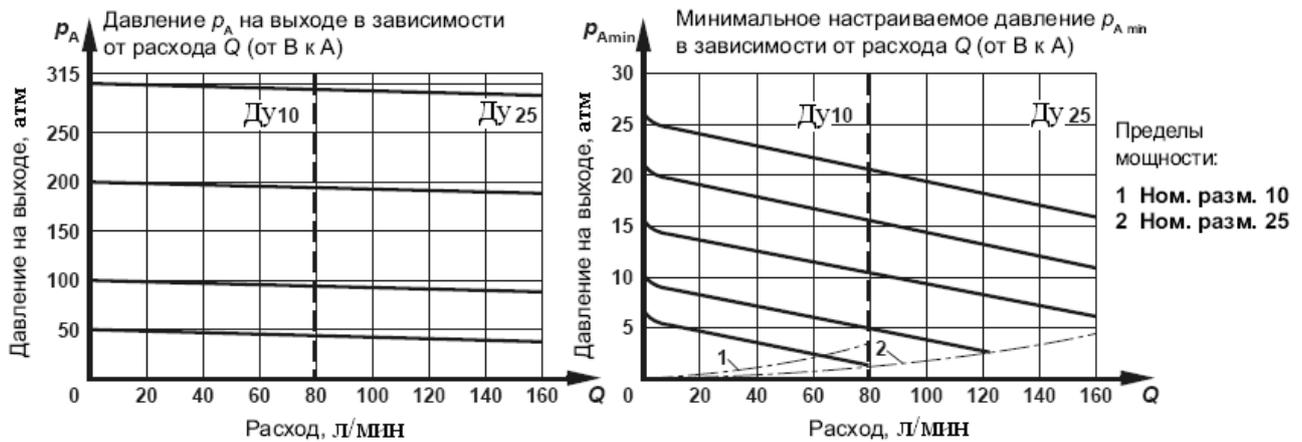


Рис. 4.36. Гидравлические характеристики редукционного клапана непрямого действия

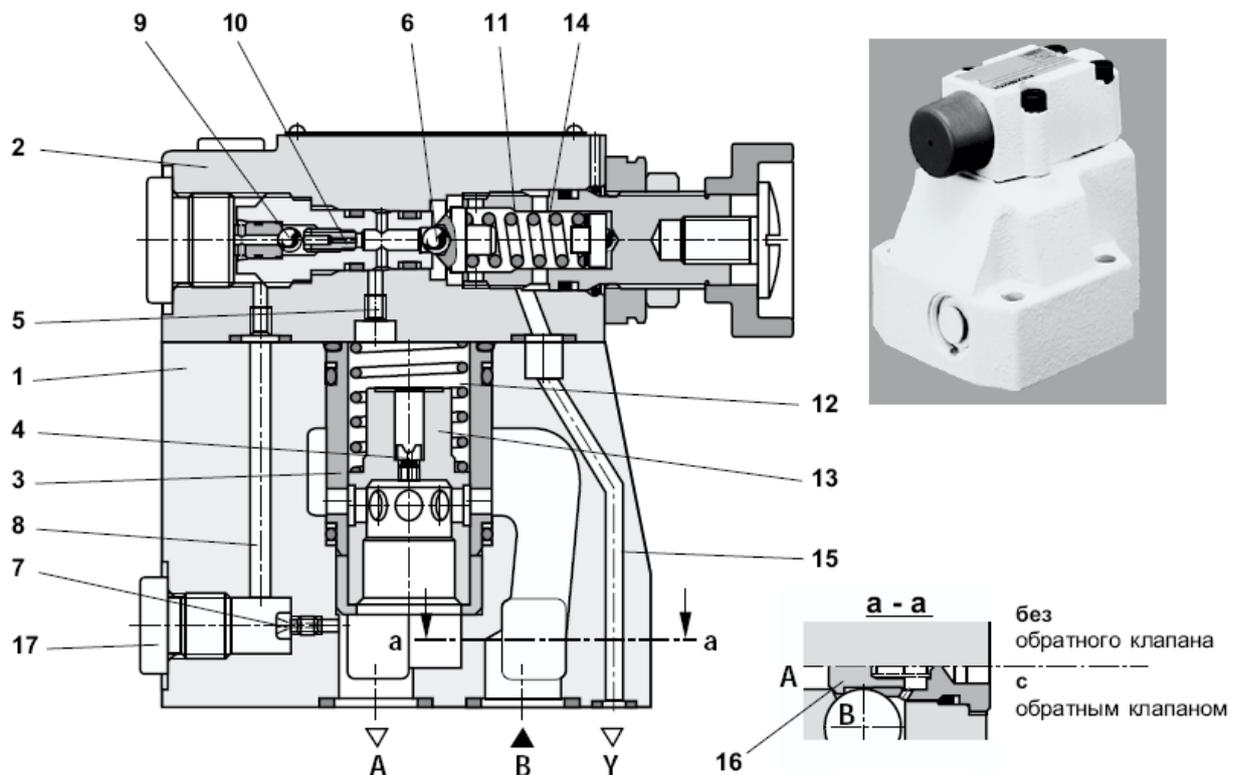


Рис. 4.37. Редукционный клапан непрямого действия для монтажа на плите

Итак, давление в канале А действует на нижний конец плунжера. Одновременно через дроссель 4 давление поступает к верхнему торцу плунжера и по каналу 5 к шариком 6 клапана предупреждения 2. Давление к шариковому клапану 6 поступает также через дроссель 7, канал 8, обратный клапан 9 и дроссель 10. Степень затяжки пружины 11 определяет давление перед шариком 6 и в полости 12.

При этом давление, поддерживаемое клапаном 6 в полости 12, будет ниже давления в полости А на величину потерь давления в дросселе 4. Наличие разности давлений на торцевых поверхностях плунжера создает осевое усилие, сжимающее пружину над плунжером. Плунжер рабочей кромкой дросселирует поток жидкости, поступающий из напорной линии В в линию А, вследствие чего давление в отводной линии понижается по сравнению с давлением в напорной линии. Заданное редуцированное давление достигается при равновесии давления в канале А и давления, определяемого затяжкой пружины 11. Редукционный клапан может быть укомплектован дополнительно обратным клапаном 16 для свободного перетекания жидкости из канала А в канал Б. Гнездо 17 служит для присоединения манометра к каналу А. Случайные изменения редуцированного давления в канале А вызывают перемещение плунжера клапана в направлении уменьшения ошибки. При росте давления увеличивается расход масла через дроссель 4 и потери давления в нем, в результате чего плунжер дополнительно смещается вверх, прикрывая дросселирующую щель, при уменьшении давления пружина смещает плунжер вниз, уменьшая дросселирование основного потока. Поскольку поток управления постоянно проходит из линии В через дросселирующую щель, нерегулируемый дроссель 4 и канал 5, клапан 6 в линию У, редуцированное давление автоматически примерно поддерживается постоянным во всем диапазоне расходов.

Типовые схемы применения редуцированных клапанов. Схемы применения клапанов даны на рис. 4.38. В зажимных устройствах (рис. 4.38, а) масло от насоса 1 под давлением настройки клапана 10 (контролируется манометром 9) через распределитель 3 поступает в цилиндр 4, скорость которого регулируется дросселем 2, и через распределитель 6 поступает в цилиндр зажима 7, давление в котором

определяется настройкой редукционного клапана 8 (контролируется манометром 5).

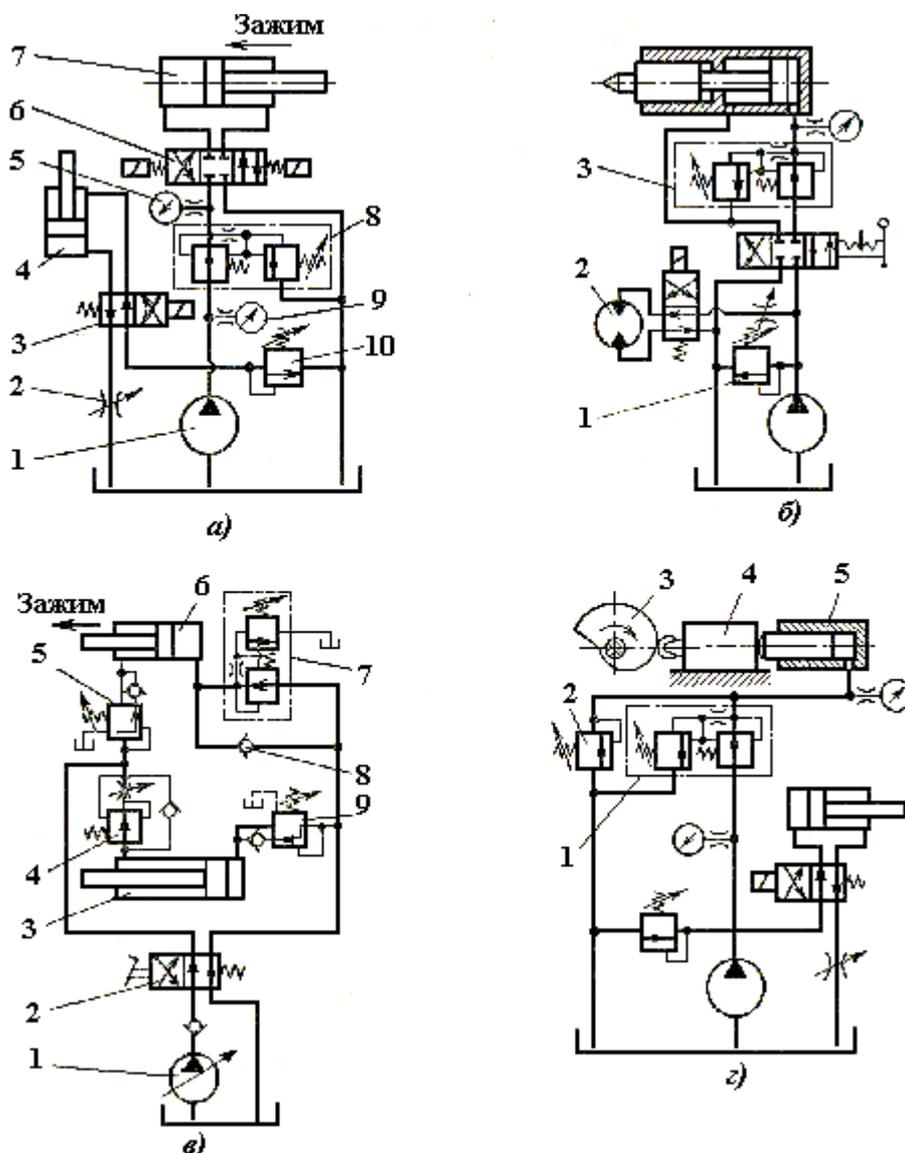


Рис. 4.38. Типовые схемы применения редукционных клапанов непрямого действия:

- a* – использование в зажимных устройствах; *б* – редукционный клапан работает в двух направлениях; *в* – пример использования редукционного клапана;
- г* – редукционный клапан при работе с кулачком

В схеме на рис. 4.38, *б* редукционный клапан 3 пропускает поток масла в двух направлениях, а гидромотор 2 работает под давлением настройки предохранительного клапана 1. При воздействии на педаль распределителя 2 (схема на рис. 4.38, *в*) масло от насоса 1 через редукционный клапан 7 свободно проходит в цилиндр зажима 6, далее открывается клапан 9, и цилиндр подачи 3 начинает двигаться

влево со скоростью, определяемой настройкой регулятора расхода 4. После освобождения педали сначала отводится цилиндр 3, а затем через клапан 5 масло поступает в цилиндр 6, поршневая полость которого соединена с баком через клапан 8 и распределитель 2. В гидросистеме (рис. 4.38, з) движение суппорта 4 реализуется кулачком 3, а цилиндр 5 обеспечивает лишь поджим ролика к кулачку. При движении влево масло в цилиндр поступает через редукционный клапан 1, а при движении вправо вытесняется в бак через клапан 2, настроенный на более высокое давление (во избежание потока масла из напорной линии в сливную через клапаны 1 и 2).

Компенсаторы давления. Компенсаторы давления поддерживают постоянный перепад давления (Δp) между каналом Р (давление в системе) и каналом А или В (исполнительные гидролинии) и обеспечивают постоянный расход независимо от перепадов давления (рис. 4.39). На рисунке представлены внешний вид и условные обозначения клапана, в том числе и при использовании совместно с многопозиционным четырехлинейным электрогидрораспределителем, на котором компенсатор давления поддерживает постоянный перепад давления, обеспечивая требуемый постоянный расход жидкости через распределитель. Регулирование желательного перепада давления осуществляется ослаблением контргайки компенсатора и вращением регулировочного винта на пилотном устройстве. Вращение по часовой стрелке увеличивает контролируемый перепад давления. Обычно применяют компенсаторы давления с D_y 6, 10, 16 мм, максимальный расход до 200 л/мин, максимальное давление до 35 МПа.

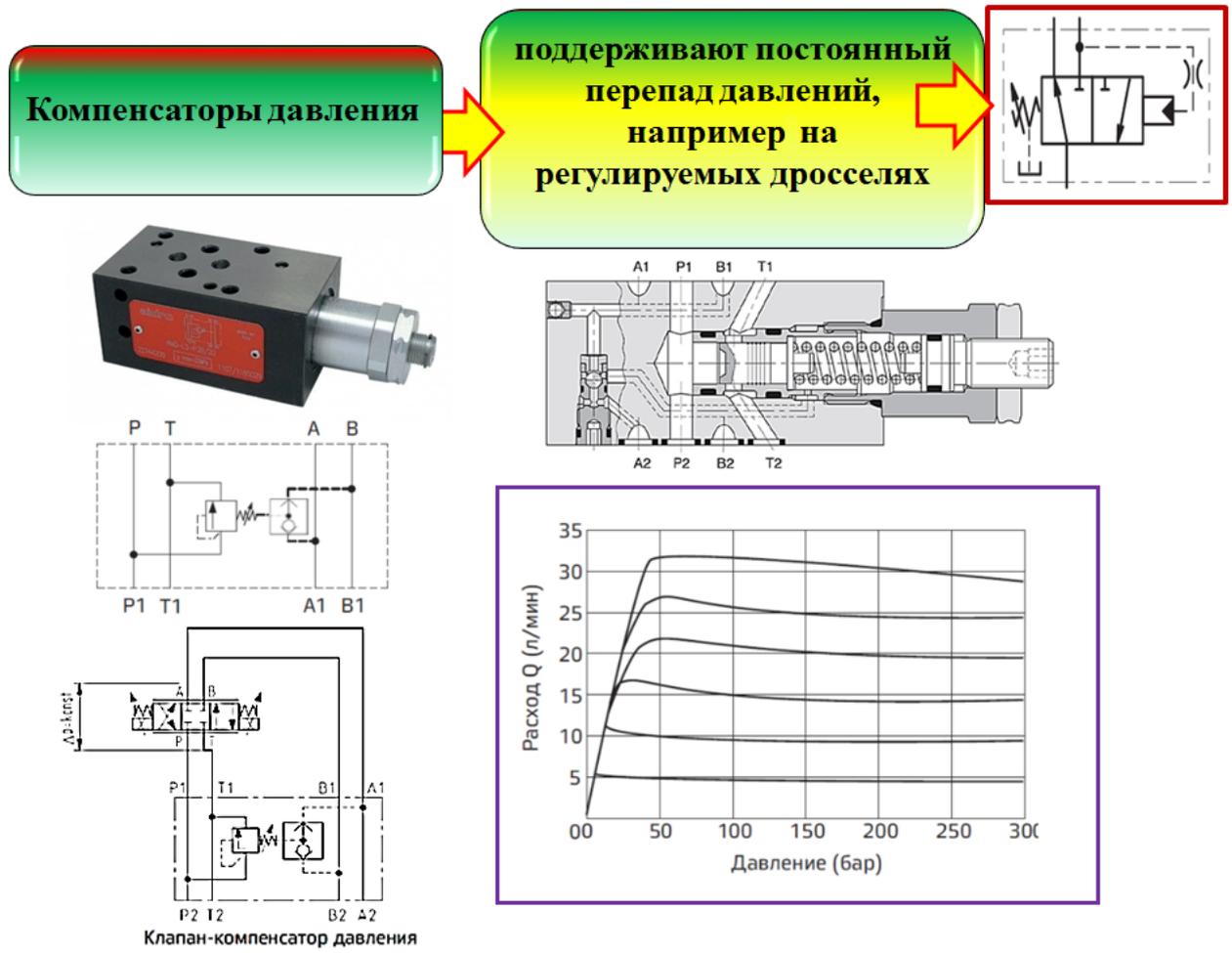


Рис. 4.39. Компенсатор давления

Клапан последовательности. Клапаны последовательности устанавливаются в основные напорные линии гидропривода и предназначены для включения или отключения участков (элементов) гидросистемы в зависимости от установленного давления.

Клапан последовательности может использоваться для последовательной работы двух гидроцилиндров: при достижении давления настройки клапана гидроцилиндра Ц1 клапан открывается, и рабочая жидкость проходит в напорную магистраль гидроцилиндра Ц2, сохраняя при этом возможность движения потока в противоположном направлении через обратный клапан (рис. 4.40). Данные гидроклапаны позволяют регулировать давление более точно, нежели предохранительные клапаны, поскольку регулировка производится на основе абсолютного давления. При управлении последовательностью работы двух и более цилиндров или

гидромоторов давление на исполнительном звене, совершающем движение первым, поддерживается постоянным.

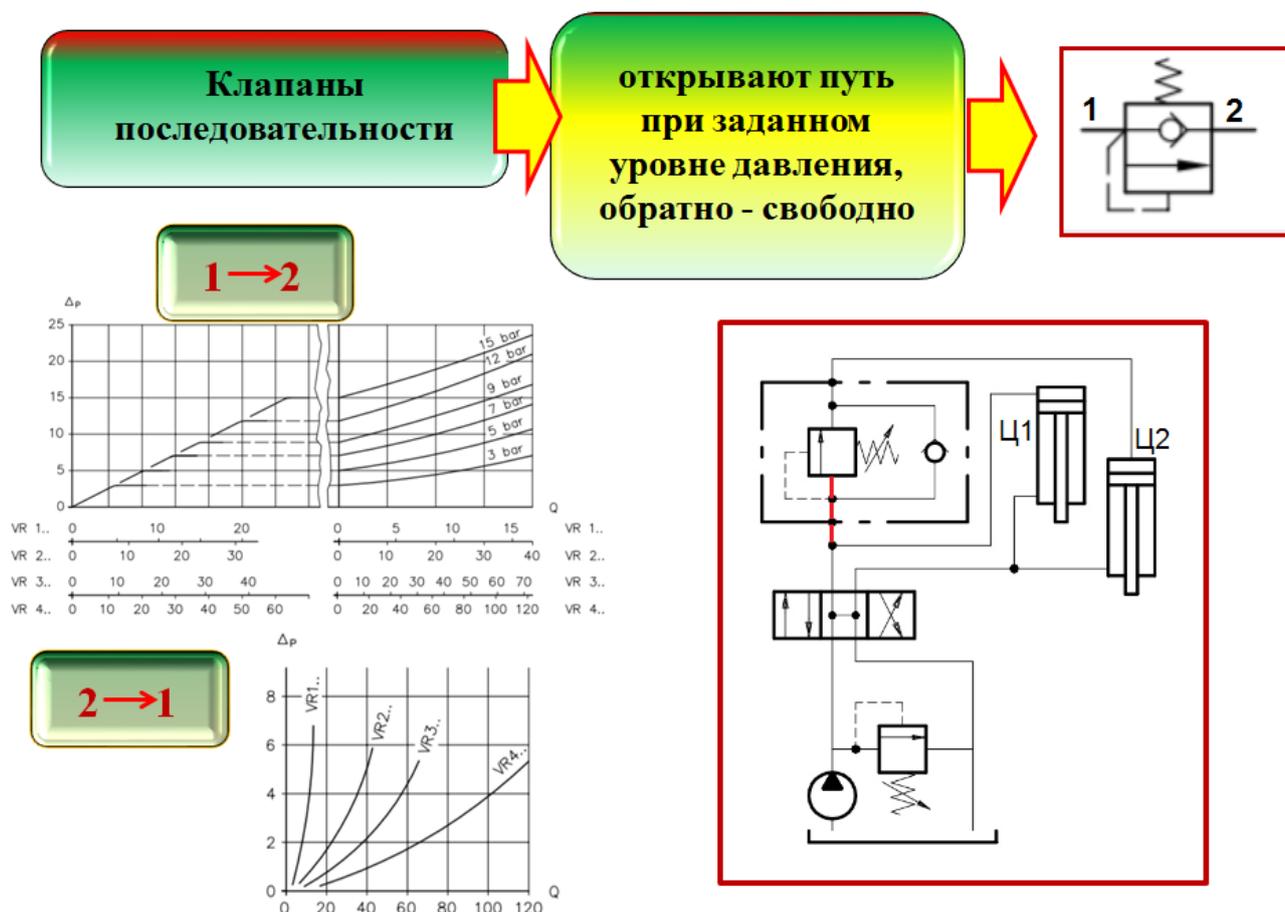


Рис. 4.40. Клапан последовательности

Разгрузочный клапан. Клапан представляет собой перепускной предохранительный клапан с функцией автоматической разгрузки (рис. 4.41). Предназначен для автоматического перевода насоса в режим холостого хода в период пауз потребления энергии системой подзарядки гидроаккумулятора при понижении давления в нем до определенной величины. Клапаны применяются совместно с гидроаккумулятором в силовых приводах с неравномерным или эпизодическим потреблением рабочей жидкости под давлением. При достижении давления настройки клапан осуществляет безнапорную разгрузку насоса и снова нагружает насос, когда давление в контуре снижается до 68 % (или 78 %) от заданного значения.

Для обеспечения этого действия необходимо использовать гидроаккумулятор, гарантирующий поддержание давления в контуре.

Обратный клапан предотвращает падение давления в гидроаккумуляторе через открытый разгрузочный клапан.

Система поддерживает давление в гидравлическом контуре, предотвращая нагрев масла и снижая потребление электроэнергии. Рекомендуется располагать гидроаккумулятор как можно ближе к клапану, не уменьшая при этом проходные сечения трубопроводов.

Продолжительность цикла зависит от производительности насоса, объема и предварительной зарядки гидроаккумулятора, а также требований системы по расходу.

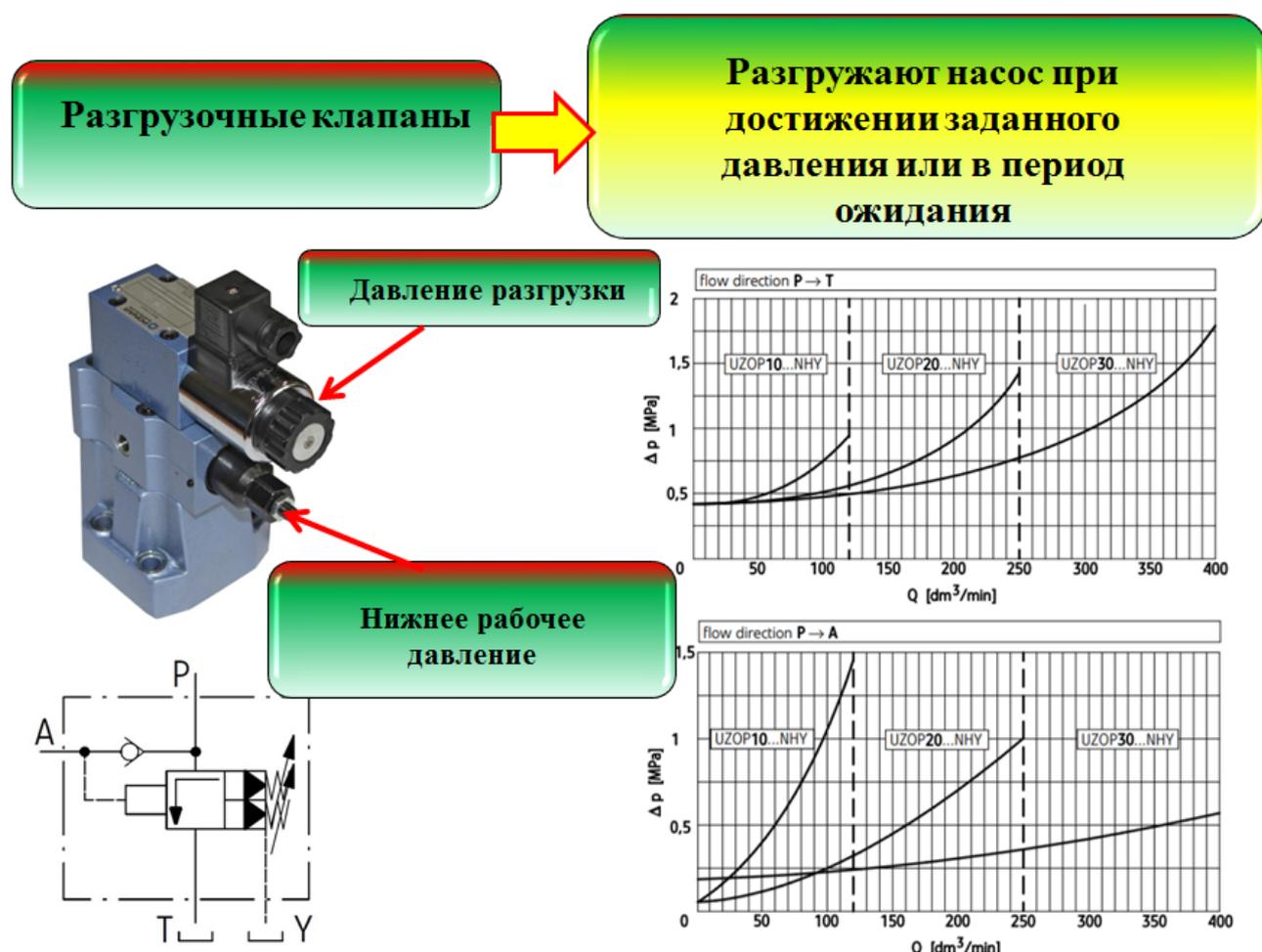


Рис. 4.41. Разгрузочный клапан

Тормозной клапан. Тормозные клапаны применяют в приводах механизмов опускания грузов для исключения противообгонного скоростного режима при действии нагрузок, направление которых совпадает с направлением вращения или движения гидродвигателя: торможение лебедок грузоподъемных механизмов и телескопических гидроцилиндров.

Исполнение тормозных клапанов различается по конструктивно-компоновочным схемам (рис. 4.42).

Основными частями тормозного клапана являются: корпус 1, основной клапан 2, клапан предупреждения 3, управляющий плунжер 4, поршень 5 и дроссель 6. При подъеме груза (поток от А к В) основной клапан 2 открывается. В случае падения давления ниже определяемого нагрузкой (например, при падении давления в трубопроводе между распределителем и каналом А) основной клапан 2 закрывается. Эта функция выполняется за счет соединения стороны нагрузки 7 с полостью 8. При опускании груза направление потока от В к А. Выход А через распределитель соединен с баком. В штоковую полость цилиндра подводится линия с расходом, соответствующим режиму работы.

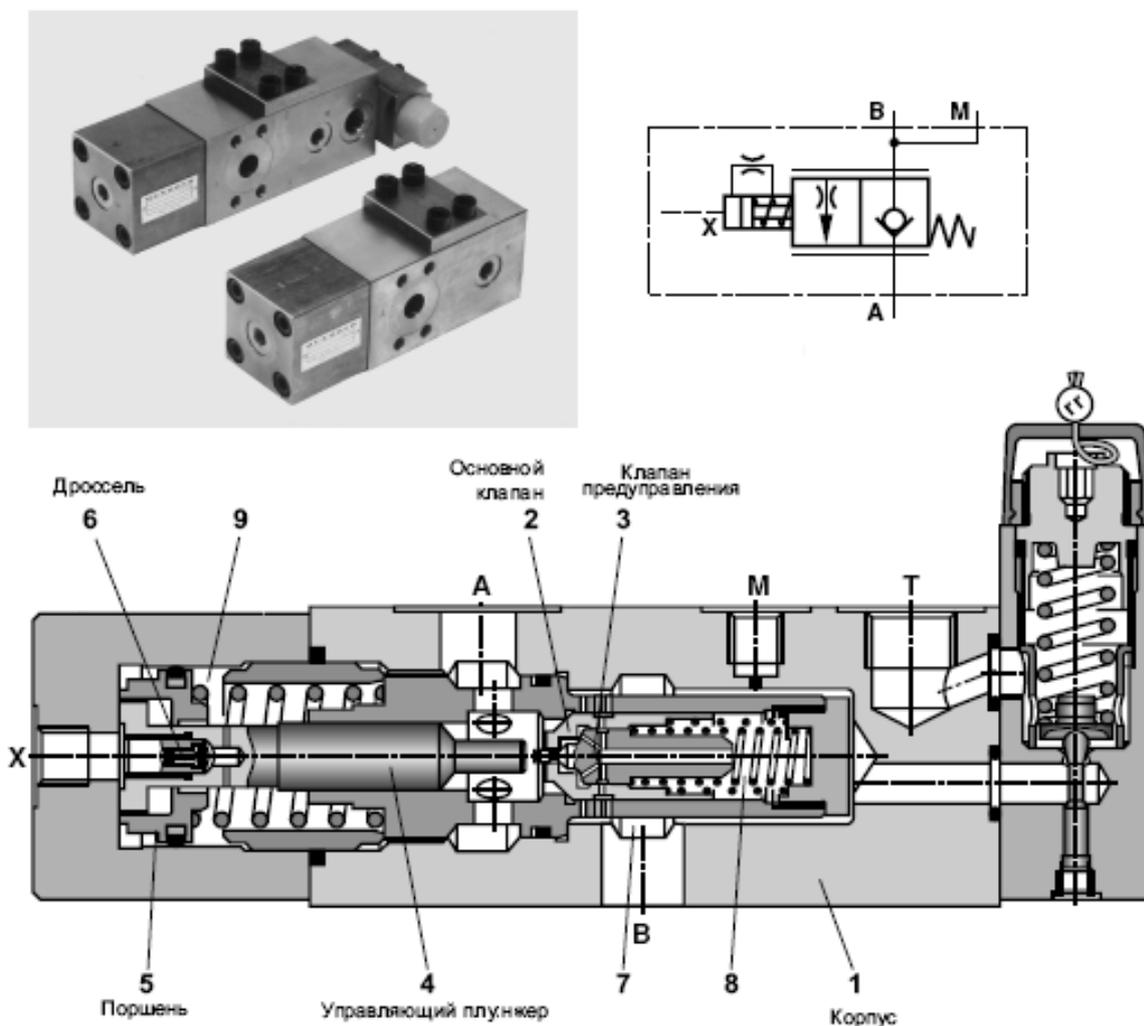


Рис. 4.42. Тормозной клапан

Отношение управляющего давления на точке X и давление на присоединение В = 1 : 20. При возрастании управляющего давления происходит предварительное открытие клапана. Управляющий плунжер 4 перемещается и открывает клапан предупреждения 3, при этом полость 8 соединяется через канал А с баком и разгружается от давления. Одновременно перекрывается связь полости 8 с каналом В, находящимся под давлением от действия груза. Таким образом, основной клапан становится разгруженным от давления. При этом торец управляющего плунжера 4 упирается в основной клапан 2, а буртик – в поршень 5. Теперь давление на присоединении X, необходимое для соединения В с А, определяется только силой пружины в полости 9. Соединение В и А начинается при давлении 20 атм, для полного открытия необходимы 50 атм. Сечение проходного отверстия увеличивается постепенно, по мере открытия радиальных отверстий в гильзе, перекрытых основным клапаном 2. Взаимосвязь между давлением управления, давлением открытия и перепадом давлений регулирует расход слива от В к А. Таким образом, исключается самопроизвольное ускорение потребителя. Контролируемое опускание не нарушается при разрушении трубопровода между распределителем и присоединением А.

Открытие клапана происходит с дросселированием масла, выжимаемого поршнем 5, через дроссель 6, защищенный сеткой. Закрытие клапана происходит без дросселирования. При использовании клапана с цилиндром в линии X может быть установлен дроссель (клапан для регулирования времени закрытия). При использовании с гидромотором дроссель 6 в линии X не устанавливается. В этом случае рекомендуется использовать время срабатывания распределителя. При установке тормозного клапана в гидросистему, где в качестве исполнительного гидродвигателя используется *гидроцилиндр с односторонним штоком*, необходимо предусматривать запертые каналы в среднем положении распределителя (рис. 4.43, а).

При использовании гидромотора (рис. 4.43, б) для нормальной работы тормозного клапана оба выхода распределителя в среднем положении должны быть связаны с Т. При отдельном канале сброса масла из клапана в среднем положении выходы могут быть заперты. На два параллельно работающих цилиндра (рис. 4.43, в) не могут быть установлены отдельные тормозные клапаны, т. к. в этом случае

одинаковые скорости и давления не гарантируются. Поэтому к цилиндрам подключаются два гидравлических замка. Тормозной клапан устанавливается на объединенной линии.

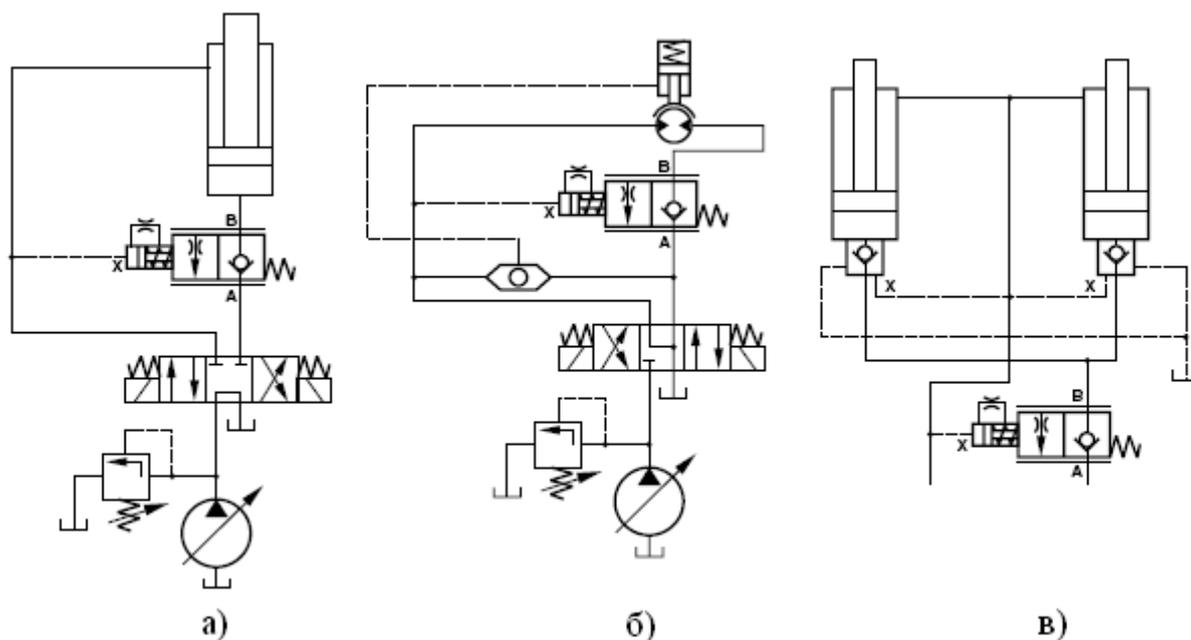


Рис. 4.43. Примеры использования тормозных клапанов

Дроссели с обратным клапаном. Регулируемые дроссели с обратным клапаном предназначены для ограничения потока рабочей жидкости в одном направлении и свободного пропускания его в другом направлении.

На рис. 4.44 показан внешний вид и конструктивное исполнение обратного клапана с дросселем в одном блоке. При протекании жидкости с дросселированием конус 5 давлением и пружиной 6 прижимается к седлу и запирает канал обратного клапана. Жидкость поступает через основные отверстия 3 к дроссельной щели 4, образованной корпусом 2 и гильзой 1. В обратном направлении давление жидкости, действуя на торцевую поверхность конуса 5, отжимает его, и поток протекает свободно, без дросселирования. При этом часть потока, проходящая через дроссельную щель, обеспечивает ее промывку. Характеристики дросселя-клапана с различным условным проходом (6–15 мм) приведены на рис. 4.45.

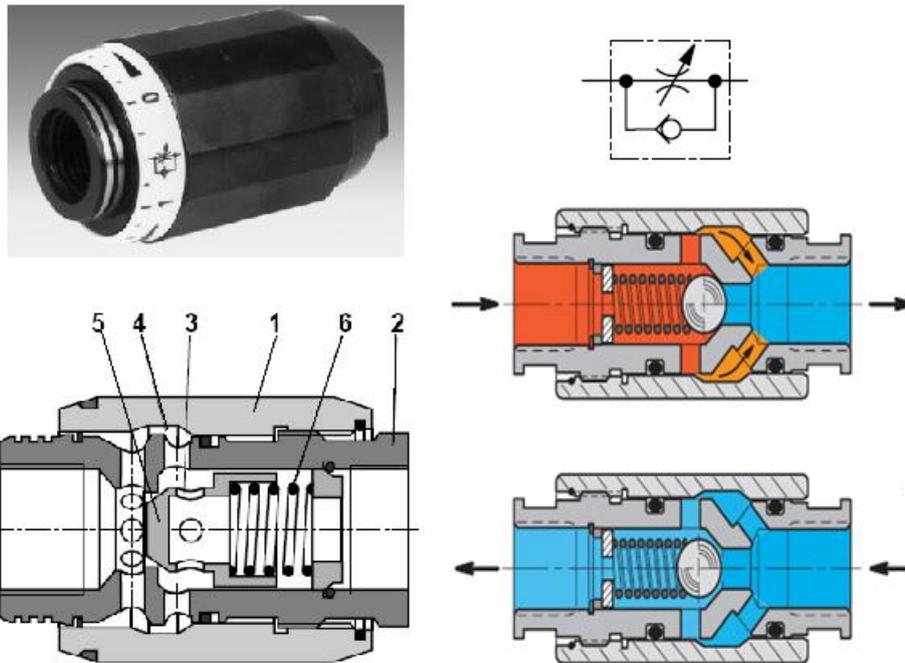


Рис. 4.44. Дроссель-клапан

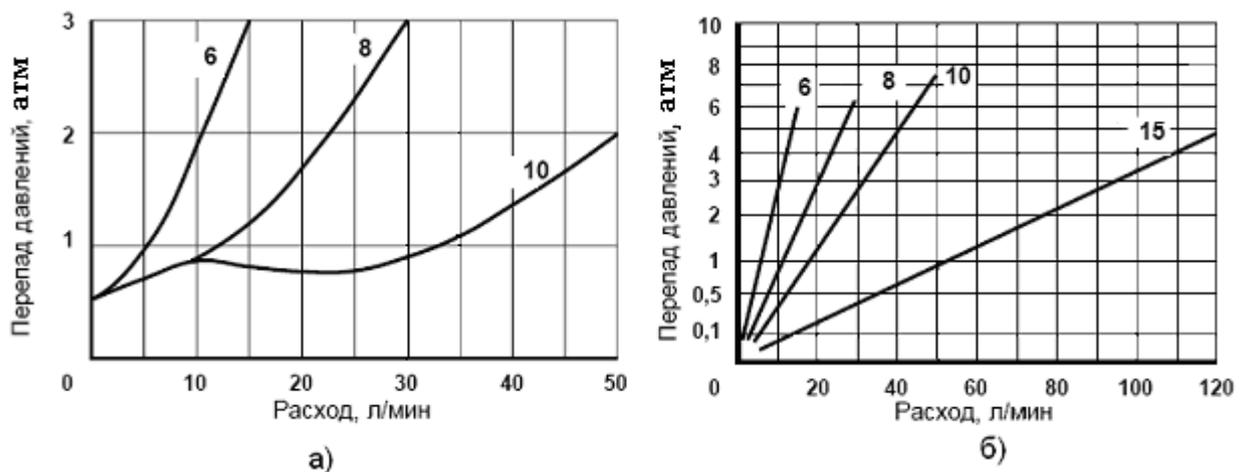


Рис. 4.45. Характеристики дросселя-клапана различных номинальных размеров (6–15 мм) при течении жидкости:

а – через обратный клапан при закрытом дросселе; *б* – через открытый дроссель

Регулятор расхода (потока). Регулятор расхода предназначен для поддержания установленной скорости перемещения гидродвигателей путем изменения потока жидкости независимо от давления и температуры в гидросистеме.

Регуляторы расхода для монтажа на плите представлены на рис. 4.46.



Рис. 4.46. Регуляторы расхода для монтажа на плите

Исполнение регуляторов может быть разное: с обратным клапаном или без; с запирающим клапаном перепада давления (для безударного срабатывания) или без запирающего. Условные обозначения регуляторов расхода с различными функциями приведены на рис. 4.47.

Основными деталями регулятора расхода на рис. 4.48 являются: корпус 1; поворотная рукоятка 2; гильза 3; клапан перепада давления 4; по выбору обратный клапан 8. Дросселирование потока из канала А в канал В осуществляется дросселем 5, степень открытия которого устанавливается рукояткой 2. В канале В для стабилизации расхода установлен клапан перепада давления 4. При отсутствии потока пружина 6 удерживает золотник на упоре, и проход от А к В открыт. При наличии потока давление в канале А через канал 7 действует на торец золотника 4. С другой стороны на золотник действует давление потока, протекающего через дроссель 5, которое меньше давления в канале А.

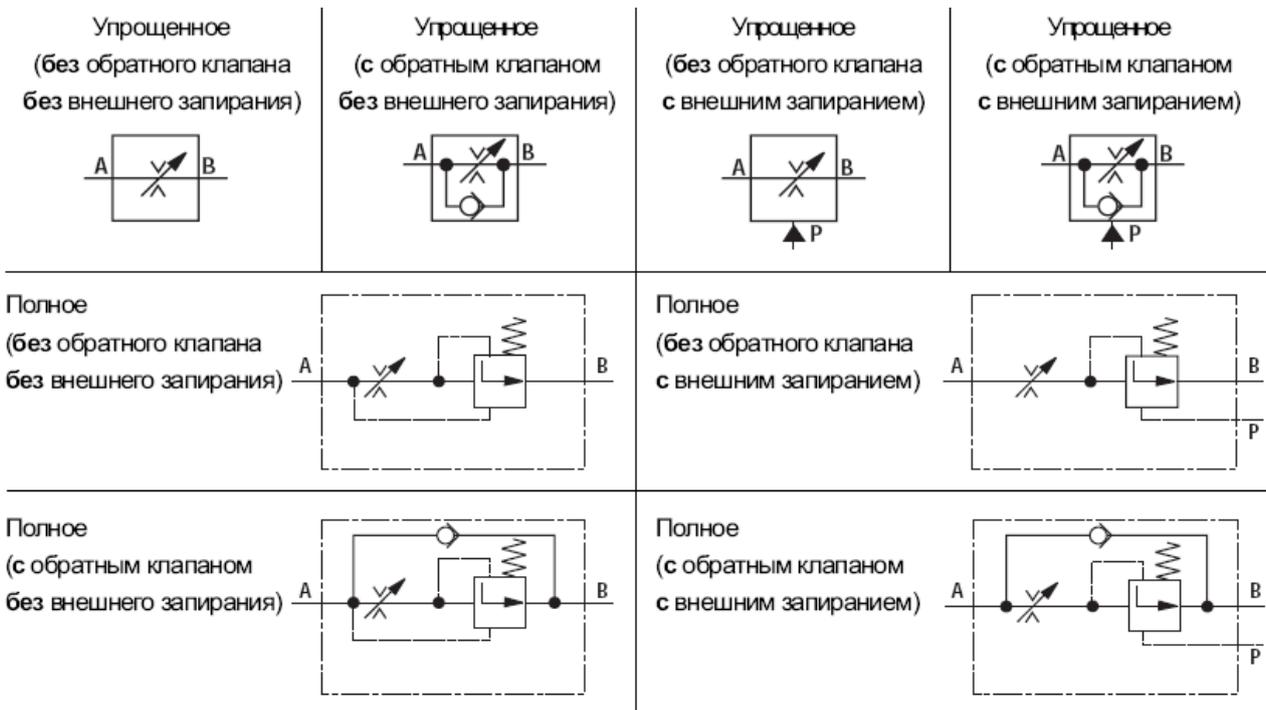


Рис. 4.47. Схемы условных обозначений регуляторов расхода

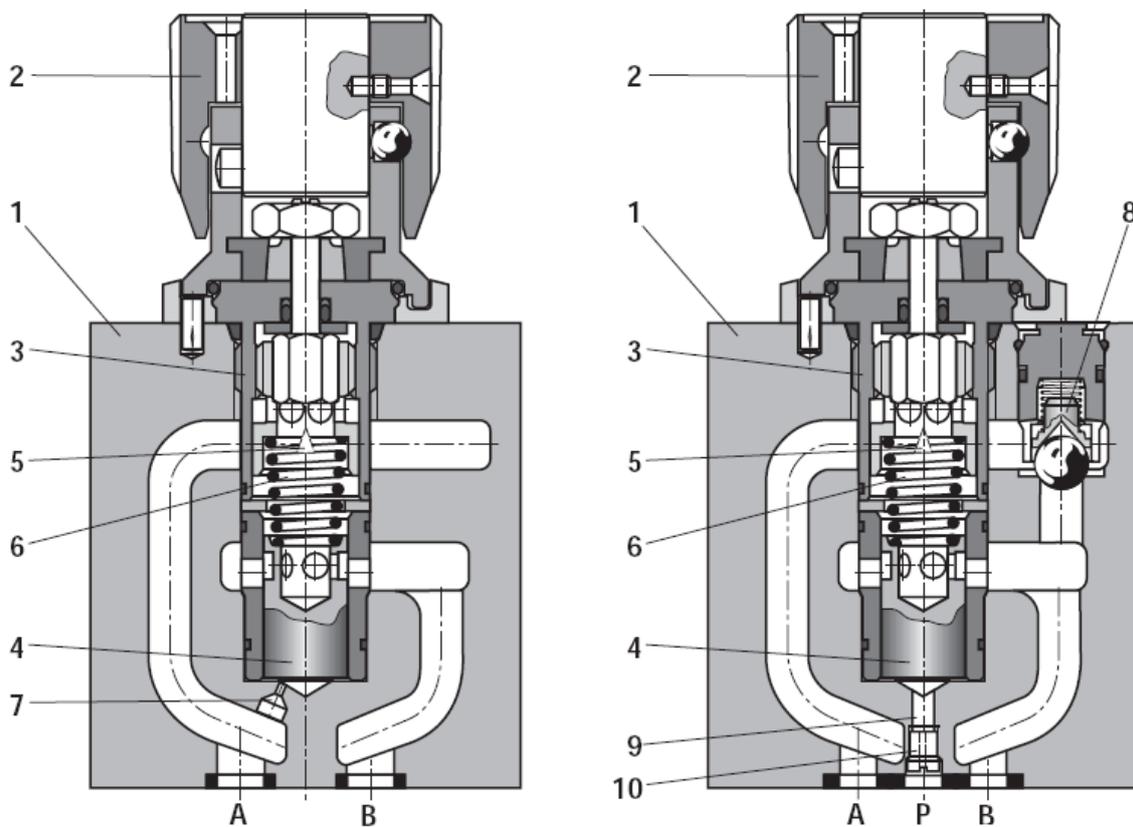


Рис. 4.48. Конструкция регуляторов расхода с монтажом на плите

При увеличении расхода увеличивается перепад давлений на золотнике, и он, обжимая пружину, входит в режим регулирования, перекрывая частично проходное сечение до достижения баланса сил. Таким образом ограничивается расход, величина которого определяется перепадом давления на дросселе.

Благодаря постоянству перепада давлений у дросселя расход жидкости через регулятор и скорость движения выходного звена гидродвигателя не изменяются при изменении нагрузки.

Для пропускания потока в обратном направлении от В к А установлен обратный клапан 8.

Приведенные выше конструкции регуляторов расхода распространяются в основном на диаметр условного прохода 6 мм, расход 32 л/мин и давление 32 МПа. Увеличение номинального размера до 10 и 16 приводит к изменению конструкции регулятора расхода.

Типовые гидравлические характеристики регуляторов расхода приведены на рис. 4.49, а схемы работы в составе гидросистемы приведены на рис. 4.50.

В схеме на рис. 4.50, а регулятор расхода 5 подключен на выходе из цилиндра. Масло, подаваемое насосом 1, под давлением, определяемым настройкой предохранительного клапана 2, поступает через распределитель 3 в поршневую полость цилиндра 4, а из штоковой полости через распределитель и регулятор расхода сливается в бак. Регулятор обеспечивает постоянство скорости движения цилиндра независимо от нагрузки Р. Подключение дополнительных дросселей 7 и 9 (рис. 4.50, б), шунтируемых распределителями 6 и 8, позволяет ступенчато изменять скорость, причем регулятор аппарата обеспечивает постоянство перепада давлений на всей дроссельной цепочке, т. к. отверстие для дистанционного управления соединено с баком.

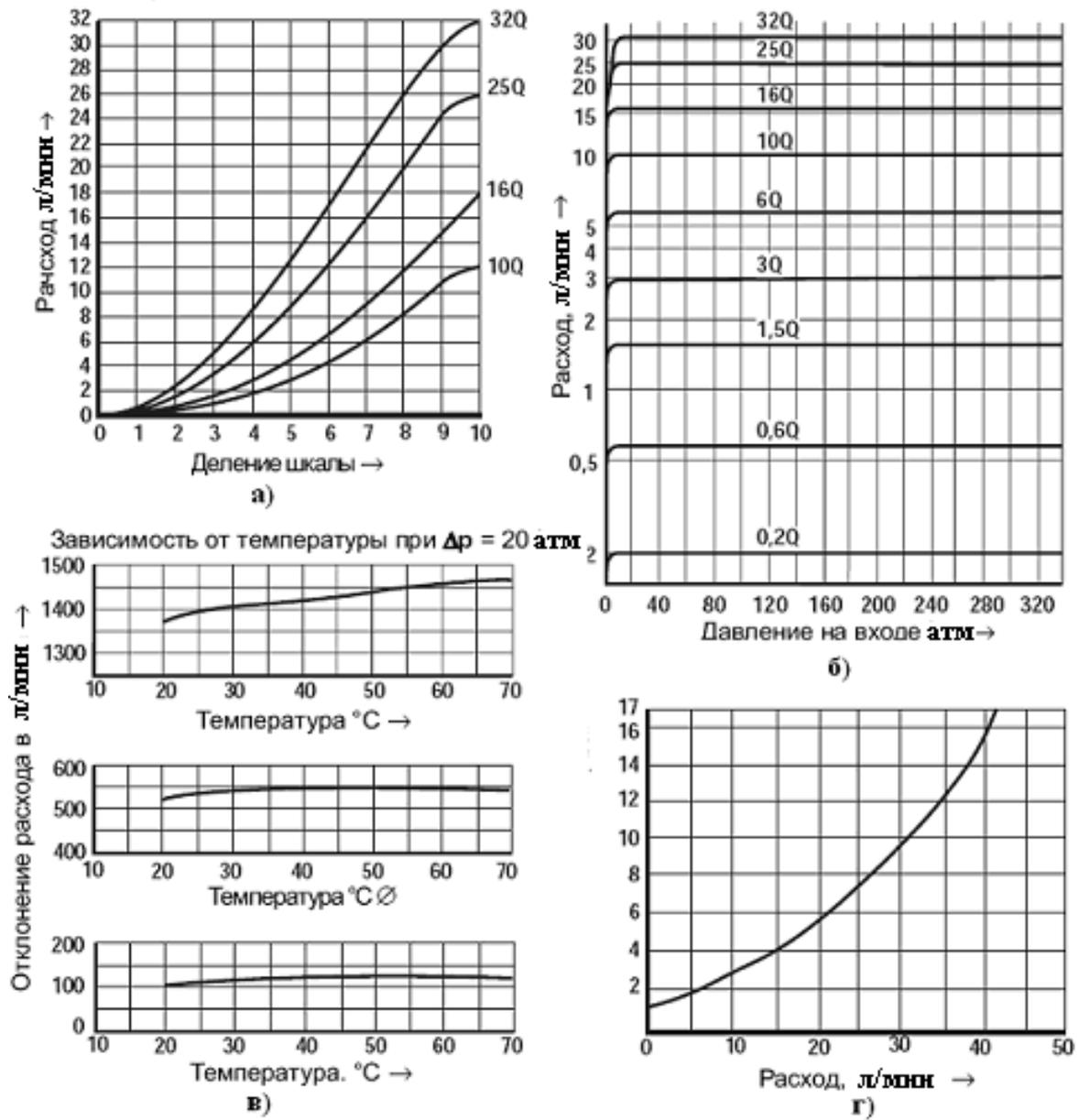


Рис. 4.49. Гидравлические характеристики регулятора расхода:
 а – расход в зависимости от настройки по шкале (от А к В); б – зависимость от давления на входе; в – зависимость от температуры при перепаде давления 20 бар; г – характеристики для течения через обратный клапан (от В к А), дроссель закрыт

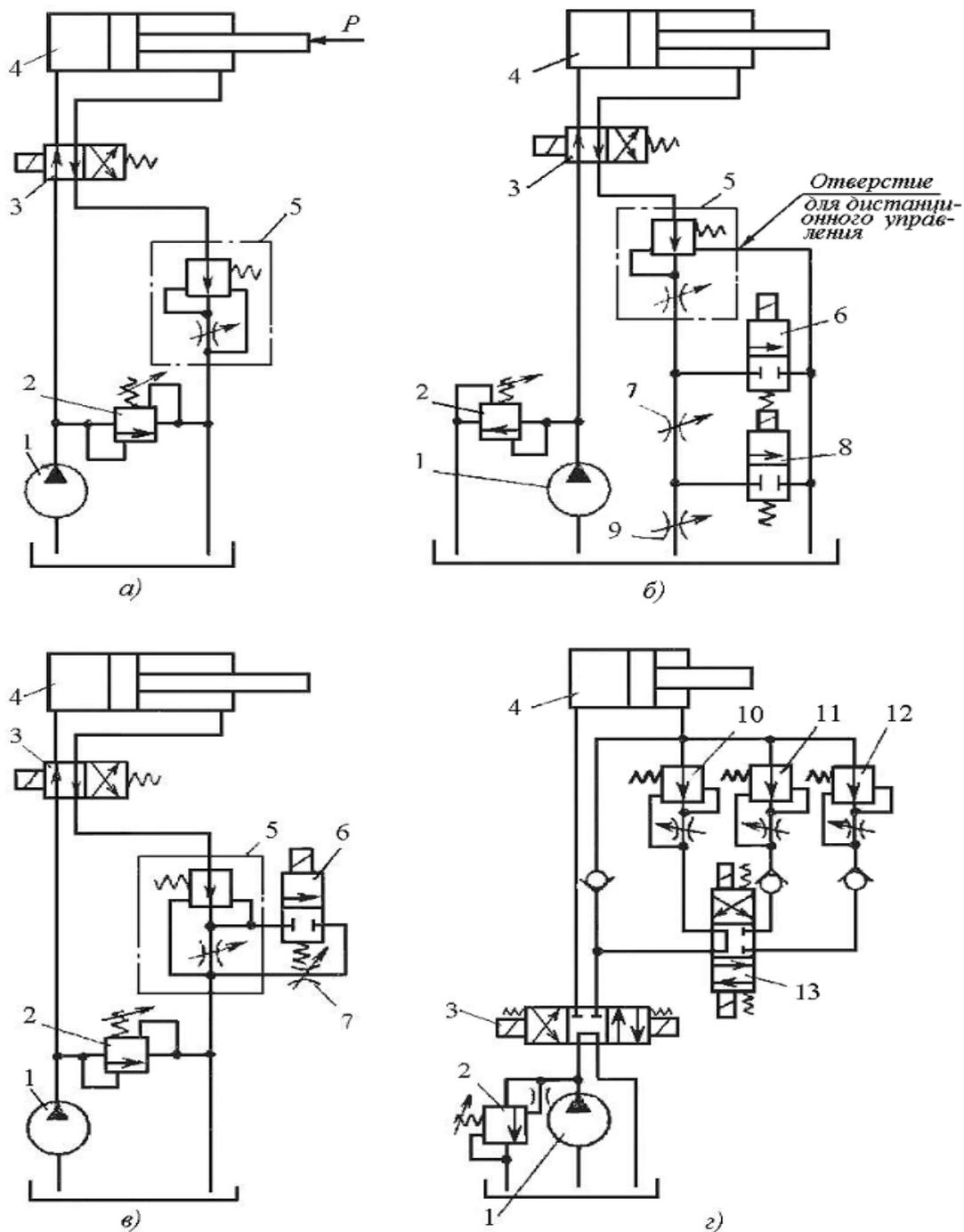


Рис. 4.50. Типовые схемы включения регуляторов расхода в гидросистему: а – установка регулятора расхода на сливе; б – регулятор расхода с управляемой разгрузкой; в – дистанционное управление дросселями; г – возможность установления различных скоростей гидродвигателей

В ряде случаев в момент включения насоса или переключения потоков с одного регулятора на другой возможны кратковременные рывки цилиндра вперед, которые могут привести к поломке инструмента или появлению рисок на обрабатываемой детали.

Причиной этого дефекта является повышенный перепад давлений на дросселирующей щели в начальный момент работы аппарата.

В схеме, приведенной на рис. 4.50, в, этот дефект устранен. При включении электромагнита распределителя 6 цилиндр движется со скоростью первой рабочей подачи (определяется дросселем 7), а при выключении – со скоростью второй (меньшей) рабочей подачи, определяемой настройкой регулятора расхода 5.

В этом случае рывки цилиндра отсутствуют, поскольку золотник регулятора постоянно находится в рабочем положении. На рис. 4.50, г показана схема, в которой с помощью распределителя 13 можно устанавливать любую из трех скоростей, определяемых настройкой регуляторов расхода 10–12.

Выбор вспомогательного гидрооборудования. Гидробак.

Основное функциональное назначение гидробака – размещение объема жидкости, необходимого для работы гидросистемы. Кроме того, через гидробак осуществляется теплообмен между рабочей жидкостью и окружающим пространством, в нем происходит выделение из рабочей жидкости воздуха, пеногашение и оседание механических и других примесей. При проектировании бака должны быть обеспечены нормальные условия всасывания и деаэрация рабочей жидкости. Вместимость бака мобильной машины назначается в 1,5–2,0 раза больше суммарной вместимости всех элементов гидросистемы (полостей гидроцилиндров, трубопроводов, фильтров, гидроаккумуляторов и т. д.), но не менее двух-, трехминутной подачи насоса. Основные компоненты бака и некоторые рекомендации по изготовлению представлены на рис. 4.51.

Полагая, что полезный объем V_B^0 , дм^3 гидробака равен трем объемам перекачиваемой насосом за минуту рабочей жидкости, получим: $V_B^0 (\text{дм}^3) = (2 \div 3)Q(\text{л/мин})$. В этом выражении подача насоса Q_n имеет размерность литр в минуту.

Для гидроприводов транспортных машин, включающих теплообменные аппараты, можно принимать $V_B = Q_n / 3$ при условии, что $V_B = 3V_{\text{сум}}$, где $V_{\text{сум}}$ – суммарный объем рабочих полостей всего гидропривода с учетом гидромашин.

Бак заполняется рабочей жидкостью примерно на 80 % от полного объема гидробака V_B . Двадцать процентов свободного объема предназначено для компенсации температурного расширения

рабочей жидкости, а также обеспечения воздуховыделения. Тогда полный объем гидробака $V_B = 1,2 V_B^0$.



Рис. 4.51. Гидравлический бак

Полученное значение V_B , дм^3 следует округлить в большую сторону в соответствии с ГОСТ 12448-80 (табл. 4.4).

Таблица 4.4

Номинальные емкости гидробаков

Номинальные емкости масляных баков, дм^3									
1	0,125	0,16	0,2	0,25	0,2	0,4	0,5	0,63	0,8
1	1,25	1,6	2	2,5	3,2	4	5	6,3	8
10	12,5	16	20	25	32	40	50	63	80
100	125	160	200	250	320	400	500	630	800
1000	1250	1600	2000	2500	3200	4000	5000	6300	8000
10 000	12 500	16 000	20 000	25 000	—	—	—	—	—

В соответствии с приведенным рядом выбираются также объемы гидроаккумуляторов, пневмоаккумуляторов и ресиверов.

Размеры и форма бака тесно связаны с температурным режимом в гидроприводе, поскольку через стенки бака в окружающую среду

передается значительная часть тепловой энергии, выделяемой в процессе функционирования гидросистемы. Для баков, выполненных в форме цилиндра, куба и параллелепипеда, наибольшую площадь охлаждения S имеет бак, изготовленный в виде параллелепипеда с рекомендуемым соотношением стенок $a \times b \times h = 1 \times 2 \times 3$, где a , b , h – ширина, длина и высота гидробака соответственно.

В этом случае полный объем гидробака:

$$V_{\text{Б}} = abh = 6a.$$

Ширина гидробака:

$$a = \sqrt[3]{\frac{V_{\text{Б}}}{6}}.$$

Площадь охлаждения $S_{\text{Б}}$ определяется размером поверхности бака, контактирующей с маслом:

$$S_{\text{Б}} = ab + 2h(a + b).$$

Выбор фильтров. Безотказность и долговечность гидрооборудования зависят от многочисленных конструктивных, технологических, производственных и эксплуатационных факторов. По информации зарубежных компаний Vickers, Parker, Bosch Rexroth, Hydac, SauerDanfoss, специализирующихся на изготовлении гидравлического оборудования, до 70–80 % всех отказов в гидравлических системах и связанный с этим ремонт гидрооборудования возникает из-за загрязнения или применения рабочих жидкостей (РЖ), не предназначенных для гидравлического привода. Существует причинно-следственная связь между эксплуатационными свойствами РЖ и параметрами фильтрации, которые в свою очередь зависят от режимов работы и условий эксплуатации гидропривода [12].

При соблюдении необходимых требований по очистке РЖ от загрязнений можно снизить эксплуатационные расходы в среднем наполовину. Следовательно, чистота РЖ в гидросистеме взаимосвязана с выбором системы фильтрации и применяемых фильтров, что оказывает решающее влияние на их средний ресурс и срок службы, но для этого необходимо выбрать тонкость фильтрации или класс чистоты РЖ для конкретной гидросистемы с учетом нормируемого давления и характера потока РЖ. Затем выбирают параметры фильтра, грязеемкость и исполнение индикатора загрязненности фильтроэлемента.

Для технически обоснованного применения фильтров необходимо понимать термины «тонкость фильтрации» и «класс

чистоты РЖ». Эти два неравнозначных, но самых распространенных оценочных показателя характеризуют эффективность фильтрации РЖ.

По классификации NAS 1638 установлены 13 классов чистоты, характеризующие число частиц в пробе жидкости объемом 100 мл, которые разделены по размеру в мкм на 5 групп: 5–15; 15–25; 25–50; 50–100 и более 100 мкм. Например, 4-й класс чистоты РЖ по классификации NAS 1638 соответствует 13/10 классу чистоты по ISO 4406 или 8 классу по ГОСТ 17216-2001. Такой класс чистоты достигается трехмикронными фильтрами ($\beta_3 \geq 75$), если предъявляются повышенные требования к чистоте РЖ, например при применении распределителей, клапанов давления с пропорциональным электромагнитным управлением непрямого действия и регуляторов расхода.

Таблица 4.5

Соотношение между классами чистоты РЖ по нормам ISO 4406 и ГОСТ 17216-2001

ISO	8/6	9/7	10/8	11/9	12/9	13/10	14/2	15/13	16/13	17/14	18/16	19/16	10/18	21/19	22/20
ГОСТ	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17

Чтобы обеспечивалась работоспособность аксиально-поршневых насосов, направляющих и регулирующих гидроаппаратов, требуется 7 класс чистоты по нормам NAS 1538, соответственно, 16/13 класс по ISO/DIS 4406 или 11 класс по ГОСТ 17216-2001.

Для повышения долговечности всех компонентов гидропривода надо стремиться к достижению более высокого класса чистоты. Установлено, что изменение диапазона номинальной тонкости фильтрации от 25–30 до 5–10 мкм позволяет в 7–8 раз уменьшить интенсивность снижения объемного КПД авиационных насосов и гидромоторов.

В зависимости от схемы циркуляции РЖ в гидроприводе (с разомкнутым или замкнутым потоком) существуют различные схемы фильтрации применительно к конкретной гидравлической системе, которая содержит несколько фильтров, устанавливаемых в определенной комбинации для полнопоточной или пропорциональной

схемы фильтрации с учетом применяемого гидрооборудования. Обычно изготавливают фильтры по назначению и устанавливают во всасывающей, напорной и сливной гидролинии (рис. 4.52).



Рис. 4.52. Назначение фильтров

Всасывающие фильтры стоят перед насосом и защищают насос от загрязнений, содержащихся в баке. Напорные фильтры стоят после насоса перед исполнительными механизмами. Они служат для защиты более требовательных по чистоте масла компонентов, например пропорциональных клапанов. Сливные фильтры ставят на выходе системы, перед баком, и через них проходит масло, прошедшее весь гидравлический процесс. Нужно отметить, что у этих фильтров тонкость фильтрации больше, чем у двух других типов, т. к. эти фильтры служат в основном для улавливания наиболее крупных частиц, которые появились в результате износа компонентов.

Воздушный фильтр (сапун) должен по возможности иметь тонкость фильтрации 3 мкм или по меньшей мере такую же тонкость фильтрации, как и рабочий фильтр системы.

Любой фильтр состоит из основных деталей: корпуса (головки); стакана-отстойника; переливного клапана; фильтрующего элемента, который задерживает загрязняющие частички и пропускает очищенную рабочую жидкость (РЖ); визуального или электрического индикатора перепада давлений, сигнализирующего о загрязнении фильтроэлемента. Переливной клапан предназначен для защиты фильтроэлемента от повреждений и для поддержания заданного давления путем непрерывного слива РЖ во время работы при загрязненном фильтроэлементе или при существенном повышении вязкости РЖ, что обычно происходит при понижении температуры окружающей среды.

Износ сопряженных поверхностей гидрооборудования вызывает объемные потери мощности, переходящие в тепло, дополнительные затраты мощности на охлаждение для поддержания температурного режима, при котором КПД гидропривода соответствует оптимальному тепловому режиму. Отсюда следует практическое правило: чем выше степень чистоты РЖ, тем больше наработка на отказ и ресурс гидрооборудования. Однако повышение степени очистки РЖ сопряжено с повышением перепада давлений на фильтроэлементе, т. е. гидравлического сопротивления потоку РЖ. Экспериментально установлено, что перепад давлений на фильтроэлементе прямо пропорционален величине расхода РЖ и динамической вязкости и обратно пропорционален площади фильтрующей поверхности и удельной пропускной способности, характеризующей пористость фильтрующего материала. Следовательно, площадь фильтрующего элемента зависит от проницаемости пористой среды, и чем больше пористость, тем меньше потребуется фильтрующей поверхности при других равных условиях.

Современные фильтроэлементы (рис. 4.53) представляют собой смесь стекловолокон, которая путем специальной пропитки превращается в мелкопористое гомогенное полотно высокой прочности. Затем формируются гофры и в виде многолучевой звезды фильтрующая штора, их вместе с одно- или двусторонней армирующей сеткой укладывают вокруг перфорированного цилиндра и склеивают торцовыми опорными шайбами.

ФИЛЬТРУЮЩИЕ ЭЛЕМЕНТЫ для фильтров серии AF

Спецификация фильтрующих элементов



	Предварительная фильтрация	Грубая фильтрация	Микро-фильтрация	Удаление масел	Активированный уголь
Градация	P	R	M	S	A
Степень очистки, мкм	3	1	0,1	0,01	0,005
Максимальное остаточное содержание масел, мг/м ³	-	-	<0,1	<0,01	<0,005
Максимальная рабочая температура, °C	65	65	65	65	45
Потеря давления новый элемент, мбар	10	20	50	80	60
Потеря давления – смена элемента, мбар	350	350	350	350	6 месяцев
Цвет	Желтый	Синий	Зеленый	Красный	Стальной

info@top-compressor.ru
+7 (495) 785-20-30



Рис. 4.53. Примеры спецификации фильтрующих элементов

Зарубежные фильтроэлементы очень прочные, и разрушающее давление всегда выше давления открытия переливного клапана. Максимальный перепад давлений по нормам ISO 2941 составляет 21,0 МПа. Благодаря высокому неразрушающему перепаду давлений в некоторых «защитных» фильтрах перепускной клапан не устанавливаются.

Общие потери давления на фильтре складываются из потерь давления корпуса $\Delta P_{\text{к}}$ и фильтроэлемента $\Delta P_{\text{эл}}$. Сумма потерь давления $\sum \Delta P_{\text{ф}} = \Delta P_{\text{к}} + \Delta P_{\text{эл}}$ обычно нормируется при кинематической вязкости рабочей жидкости (РЖ) 30 сСт. Для фильтров низкого давления рекомендуемый перепад давлений не должен превышать 0,03 МПа, для фильтров среднего давления – 0,05 МПа, для фильтров высокого давления – 0,08 МПа. Если для применяемой РЖ это значение отличается от принятого (30 сСт), то оценить потери давления при прохождении потока РЖ через фильтр можно по зависимости $\sum \Delta P_{\text{ф}} = \Delta P_{30} \sqrt{\nu_{30} / \nu}$, где ΔP_{30} – вязкость используемой рабочей жидкости.

Всасывающие фильтры обеспечивают полнопоточную фильтрацию РЖ, нагнетаемой насосом в гидравлическую систему, и прежде всего защищают насосы от износа и повреждений. При установке и эксплуатации фильтров надо следить за герметичностью уплотнений, не допуская подсоса воздуха насосом.

Для визуального контроля загрязнения фильтроэлементов на верхней крышке фильтра устанавливают вакуумметр или вакуумные датчики (реле) с нормально открытыми или с нормально замкнутыми контактами на давление 0,02 МПа или настраиваемый датчик (реле) давления.

Выбор и применение всасывающих фильтров осуществляют с учетом свойств РЖ, конструкции применяемого гидравлического оборудования, климатических условий эксплуатации и других факторов. Эксплуатационные свойства фильтра определяются основными параметрами фильтрующих элементов: пропускной и фильтрующей способностью (тонкостью фильтрации, мкм или коэффициентом фильтрации β). При выборе типа всасывающего фильтра и места его установки в гидравлической системе следует учитывать, что при понижении окружающей температуры существенно повышается вязкость РЖ до критического значения, выше которого нарушается сплошность (неразрывность) потока РЖ, возникают недозаполнение рабочих камер насоса, кавитация и возможны отказы насоса.

Следует иметь в виду и то, что при эксплуатации мобильных машин и промышленных установок с гидроприводом в условиях низких температур окружающей среды, особенно в период пуска, возникают большие перепады температур между горячей РЖ в баке и холодным наружным воздухом, что неизбежно приводит к конденсации воды из влажного воздуха.

Для обеспечения работоспособного состояния гидравлической системы и предохранения насоса от повреждений необходимо: создать скорость потока РЖ во всасывающей гидролинии не более 0,6–0,85 м/с и статический напор РЖ во всасывающей гидролинии не менее 0,5 м, установив насос ниже уровня РЖ в баке; применять всасывающие фильтры с переливным клапаном и фильтроэлементами не менее трехкратной номинальной подачи насоса. Это позволит также увеличить грязеемкость фильтроэлементов, а следовательно, и периодичность их замены при загрязнении.

Напорные фильтры применяют в основном для фильтрации полного потока РЖ, создаваемого насосами, и, таким образом, для защиты всех компонентов гидравлической системы (кроме насосов). Напорные фильтры, рассчитанные на среднее и высокое давление (11–42 МПа), изготовлены из высокопрочного чугуна

и штампованной стали и потому достаточно прочные и наиболее тяжелые. Обычно испытательное давление превышает максимальное в 1,5 раза, а разрушающее давление – трехкратное.

Как правило, напорные фильтры оснащены переливными (bypass) клапанами и индикаторами загрязнения фильтроэлементов, но по требованию покупателя вместо индикатора может быть установлена резьбовая заглушка, а в фильтры без переливного клапана устанавливаются индикаторы, настроенные на перепад давлений 0,8 МПа. Фильтроэлементы, предназначенные для гидравлических аппаратов с электрогидравлическим сервоуправлением, способны выдерживать перепад давлений до 21 МПа. Такие фильтроэлементы исключают возможность миграции загрязняющих частиц при открытии переливного клапана.

Сливные фильтры устанавливаются в сливных гидромагистралях перед теплообменником или непосредственно на верхней крышке бака. Установка сливного фильтра на крышке бака, наполовину утопленного в РЖ, наиболее предпочтительна, поскольку исключается сливной участок трубопровода после фильтра, можно компактно установить, жестко закрепить фильтр и обеспечить удобную и легкую замену загрязненного фильтроэлемента после снятия верхней крышки фильтра. Расход сливных фильтров должен соответствовать не менее двух-, трехкратной номинальной подачи насосов, чтобы обеспечить приемлемый срок службы фильтроэлементов до замены.

Защитный фильтр для управляющих (командных) линий. Высокая степень чистоты РЖ нужна для поддержания в хорошем состоянии не только аналоговых (многопозиционных) распределителей, но и всех остальных компонентов гидросистемы, как, например, насосов высокого давления и обычных распределителей.

В случае аналоговых распределителей следует стремиться к достижению 4 класса чистоты масла по классификации NAS 1638 (ISO/DIS 4406, код 13/10). Аналоговые распределители сохраняют работоспособность и при 7 классе чистоты, однако в целях достижения возможно большей долговечности обязательно требуется повышение уровня чистоты масла.

Защитные фильтры предохраняют от внезапных сбоев, вызываемых относительно крупными частицами, особо важные или дорогие компоненты. Они не дублируют функции рабочих фильтров. В соответствии со своим назначением они не должны иметь

байпасного прохода для жидкости. Защитные фильтры всегда оснащаются элементами, выдерживающими высокий перепад давления. Они должны располагаться как можно ближе к защищаемым компонентам.

Защитный фильтр должен (рис. 4.54):

- иметь достаточно высокую тонкость фильтрации, чтобы достичь требуемой степени чистоты жидкости (рабочая функция);
- быть достаточно большого типоразмера, чтобы обеспечивать требуемую очистку жидкости в течение длительного срока (рабочая функция);
- иметь указатель перепада давлений, чтобы обеспечить бесперебойную эксплуатацию (рабочая функция);
- не допускать протока жидкости в обход фильтроэлемента, т. е. иметь фильтроэлемент, выдерживающий высокий перепад давлений (защитная функция);
- располагаться перед защищаемым компонентом (защитная функция).



Рис. 4.54. Концепция фильтрации в крупной гидросистеме

Типоразмеры зарубежных фильтров предназначены для эксплуатации при температуре от -25 до $+110$ °С на летнем сорте

рабочей жидкости кинематической вязкостью 30 мм²/с (типа HLP DIN 51524, аналог отечественного гидравлического масла МГЕ-46В по ТУ 38.001347-83). Для надежной эксплуатации гидропривода в районах с умеренным (У) и холодным (ХЛ) климатом необходимо применять специально созданное для гидравлических приводов гидравлическое масло МГ-15В (ВМГЗ по ТУ 38.101476-00) кинематической вязкостью 10,37 мм²/с при температуре +50 °С, а при температуре –40 °С – 1290 мм²/с [4].

Тонкость фильтрации следует выбирать в соответствии с требуемой или желательной степенью (классом) чистоты масла. Для обеспечения работоспособности компонентов гидросистем требуется 7 класс чистоты согласно нормам NAS 1638 (код 16/13 согласно ISO/DIS 4406). Этот класс чистоты в правильно спроектированной гидросистеме достигается при оснащении ее фильтроэлементами с тонкостью фильтрации 25 мкм. В целях повышения долговечности всех компонентов гидросистемы следует стремиться к получению более высокого класса чистоты. Желательный класс чистоты должен приниматься с учетом применения аналоговых распределителей. Удовлетворительный класс чистоты достигается с использованием 15-микронных фильтроэлементов.

В системах, где ставятся особые требования к долговечности компонентов и (или) к динамике аналоговых распределителей, следует принимать 4 класс чистоты или выше по нормам NAS 1638 (код 13/10 согласно ISO/DIS 4406). Эти классы чистоты достигаются при условии применения 3-микронных фильтроэлементов.

Для очистки РЖ от загрязнений при доливке в бак через заливочную горловину и воздуха от пыли при поступлении через воздушный фильтр-сапун в процессе приточно-вытяжной вентиляции бака необходимо применять комбинированные заливные горловины с сеткой с тонкостью очистки 10 или 40 мкм и воздушным фильтром на расход воздуха 0,45 или 0,75 м³/мин типа ТМ178 G78 или ТМ478 G100.

Выбор рабочих жидкостей. От правильности выбора рабочей жидкости зависит работоспособность гидропривода и долговечность гидрооборудования. Даже оптимально спроектированный гидропривод может оказаться неработоспособным или малоэффективным, если жидкость не будет соответствовать условиям эксплуатации.

Марку масла выбирают исходя из условий эксплуатации, типа насоса, характеристик гидрооборудования и ответственности гидросистемы. Чем ниже температура окружающего воздуха, тем менее вязкую жидкость следует выбирать, и наоборот.

Для выбора рабочей жидкости и гидроагрегатов необходимо знать граничные температуры окружающего воздуха, которые зависят от климатической зоны эксплуатации машины. Граничными температурами можно задаваться на основе следующих рекомендаций:

- Крайний Север и Якутия – $50 \div +30$ °С;
- Западная и Восточная Сибирь – $40 \div +30$ °С;
- районы средней полосы страны – $30 \div +30$ °С;
- южные районы страны – $20 \div +40$ °С.

Для объемных гидроприводов масла выбираются по следующим основным показателям: диапазону температур; соответствию вязкости жидкости номинальному давлению; климатическим условиям эксплуатации гидропривода; срокам эксплуатации; продолжительности работы гидропривода в течение суток; соответствию рабочей жидкости резиновым уплотнениям гидрооборудования; стоимости жидкости. Важнейшим из этих показателей следует считать диапазон температуры (вязкости) масла.

Рабочую жидкость выбирают также с учетом типа насосов. Для шестеренных гидронасосов всех марок в качестве рабочих жидкостей используют моторное масло М-8В2 (зимой), М-10В2 (летом), для аксиально-поршневых насосов ВМГЗ (зимой), МГ-30 (летом), для машин, работающих в закрытых помещениях, используют МГ-20. В качестве заменителя масел ВМГЗ и МГ-30 могут быть использованы масла АМГ-10 и ИС-30 соответственно.

Контрольные вопросы

1. Поясните основные шаги методики выбора направляющей гидроаппаратуры.
2. Перечислите основные критерии эксплуатационных качеств гидроаппаратуры.
3. Как определить гидравлические потери в гидрораспределителе, клапане давления?

4. Когда лучше использовать секционные гидрораспределители?
5. В каких случаях используется пропорциональный двухкаскадный гидрораспределитель?
6. Поясните назначение и принцип работы гидрозамков.
7. Поясните типы и назначение напорных клапанов (регуляторов давления).
8. В каких случаях рекомендуется использовать предохранительные клапаны непрямого действия?
9. В чем заключается назначение компенсаторов давления?
10. В чем заключается назначение клапанов последовательности?

5. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ

Характеристика потерь давления – это графическая зависимость потерь давления в приводе от подачи насоса. Ее определяют при установившемся режиме работы привода для случая, когда гидродвигатели работают с постоянной скоростью, совершая рабочий ход. Методика последовательности расчета приведена на рис. 5.1. Исходными данными для построения характеристики потерь являются: геометрические параметры гидролиний; параметры местных сопротивлений гидролиний (в виде поворотов, сужений, расширений и т. п.); сведения о гидроаппаратах привода и их технических параметрах. Перечисленные данные сводят в таблицы 5.1 и 5.2. При наличии в гидроприводе нескольких контуров расчет производится для наиболее нагруженных контуров или контуров, работающих длительное время. Для построения характеристики трубопровода необходимо определить все потери в нем и представить их в функции $\Delta p = f(Q)$.



Рис. 5.1. Рекомендуемая последовательность расчета гидравлических потерь

Таблица 5.1

Параметры гидролиний привода

Номер участка	Длина, l м	Диаметр, d_l , м	Местное сопротивление		
			Вид	Количество	ξ_m

Таблица 5.2

Параметры гидроаппаратов и вспомогательных устройств привода

Наименование гидроаппарата	Марка и типоразмер	Параметры	
		$P_{га(ном)}$, МПа	$Q_{га(ном)}$, м ³ /с

Суммарные гидравлические потери в гидросистеме, которые определяют для каждого расчетного случая (контура), состоят из потерь давления в трубопроводах $\Delta P_{тр}$, местных сопротивлений ΔP_m и элементах гидропривода $\Sigma \Delta P_{га}$:

$$\Delta P_{пр} = \Sigma \Delta P_{тр} + \Sigma \Delta P_m + \Sigma \Delta P_{га}.$$

В основе расчета трубопроводов лежит формула Дарси для определения потерь давления $\Delta P_{тр}$ на трение по длине:

$$\Delta p_{тр} = \lambda_i \frac{l_i}{d_i} \frac{\rho V_i^2}{2}.$$

Формула Вейсбаха для определения потерь на местных сопротивлениях:

$$\Delta p_m = \xi_m \frac{\rho V_i^2}{2},$$

где λ_i и V_i – коэффициент гидравлического трения по длине и скорость потока жидкости на i -ом участке трубопровода.

Потери зависят от режима течения жидкости. Режим течения определяют по числу Рейнольдса:

$$Re_i = \frac{V_i d_i}{\nu} = \frac{4Q}{\nu \pi d},$$

где ν – вязкость рабочей жидкости при определенной температуре.

Здесь необходимо учесть важный момент. Определение потерь на трение в гидролиниях (напорной, сливной и всасывания) проводится для двух вариантов течения рабочей жидкости:

– при температуре запуска гидропривода, определяемой температурой окружающей среды;

– при температуре рабочей жидкости на номинальном режиме работы гидропривода.

Следует учесть, что значительное количество номенклатуры серийного гидрооборудования не рекомендуется эксплуатировать при температурах ниже $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$. Для этого перед началом работы в условиях более низких температур следует прогреть рабочую жидкость в баке до температуры не менее $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Если для круглого трубопровода $Re \leq 2300$, то режим течения считают ламинарным, а если $Re > 2300$ – турбулентным.

Для ламинарного режима течения λ_T определяют по формуле Стокса:

$$\lambda_T = 64 / Re.$$

В практических расчетах с учетом теплообмена для рукавов высокого давления:

$$\lambda_T = 75 / Re.$$

Коэффициент сопротивления трения λ_T , или коэффициент Дарси, при турбулентном режиме в общем случае зависит от числа Рейнольдса Re и относительной шероховатости Δ/d . Для гидравлически гладких труб шероховатость на сопротивление не влияет и коэффициент λ_T однозначно определяется числом Re . Наиболее употребительной в этом случае является формула Блазиуса:

$$\lambda_T = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}}.$$

Универсальной формулой, учитывающей одновременно оба фактора, является формула Альтшуля:

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

где Δ – абсолютная шероховатость (высота выступов стенки трубы).

Значения шероховатости некоторых типов трубопроводов и каналов приведены в табл. 5.3.

Абсолютная шероховатость Δ труб и каналов из разных материалов
с учетом длительности эксплуатации

Трубы и каналы		Абсолютная шероховатость $10^3 \cdot \Delta$, м
Тип	Состояние	
Трубы стальные бесшовные холоднотянутые	Новые	0,01 ÷ 0,05
	Находящиеся в эксплуатации	0,04 ÷ 0,1 (до 0,15)
	С незначительной коррозией	0,2 ÷ 0,3
Каналы сверленные в стальных деталях	Новые	0,04 ÷ 0,1
	Находящиеся в эксплуатации	0,1
Рукава резиновые высокого давления	Новые	0,005 ÷ 0,001
	Находящиеся в эксплуатации	0,01 ÷ 0,05

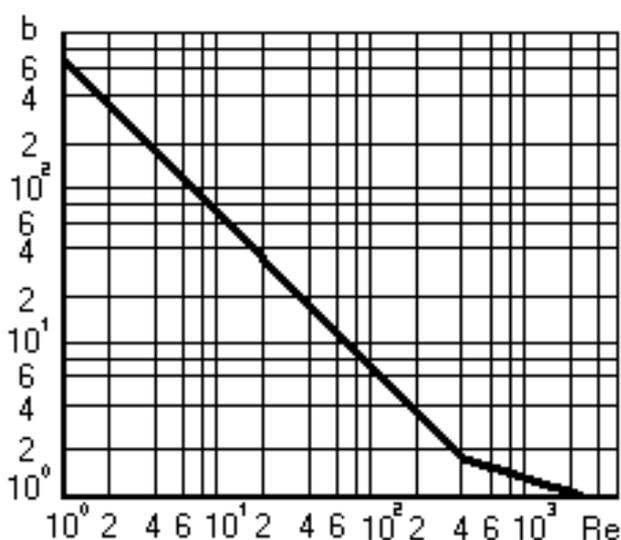


Рис. 5.2. Зависимость поправочного коэффициента b местных потерь давления от числа Re при ламинарном режиме течения рабочей жидкости

Трубы считаются гладкими, если $\delta_{\text{лам}} \geq \Delta$, и шероховатыми, если $\delta_{\text{лам}} < \Delta$, где $\delta_{\text{лам}} = 34,2 \cdot 10^{-3} d \cdot Re^{-0,875}$ – толщина ламинарного слоя турбулентного потока. При $\delta_{\text{лам}} < \Delta$ для определения λ применяют формулу:

$$\lambda = 0,11(K_s/d)^{0,25}.$$

Согласно формулам характеристики трубопроводов при ламинарном режиме течения представляют прямые линии, а при турбулентном – квадратичные параболы.

Потери давления на местных сопротивлениях с учетом характера течения жидкости можно определить по формуле:

$$\Delta p_m = b \xi_m \frac{\rho V^2}{2},$$

где ξ_m – коэффициент местного сопротивления; b – поправочный коэффициент, учитывающий зависимость потерь на местном сопротивлении от числа Re при ламинарном режиме течения. При $Re > 2300$ $b = 1$, при $Re < 2300$ ($Re < Re_{кр}$) коэффициент b определяют по графику на рис. 5.2.

Экспериментальные значения коэффициента местного сопротивления ξ_m , наиболее часто встречающиеся в практике, приведены в табл. 5.4.

Таблица 5.4

Коэффициент местного сопротивления

Вид местного сопротивления	ξ^*
Гидрозамки, клапаны с коническим запорным элементом (без учета усилия пружины)	2 ÷ 3
Самозапирающиеся соединительные муфты	1 ÷ 1,5
Выход жидкости из трубы в гидробак: для турбулентного режима течения для ламинарного режима течения	1,0 2,0
Вход в гидроцилиндры, гидропневмоаккумуляторы, фильтры и т. д.	0,8 ÷ 0,9
Выход из гидробака в трубу с острыми кромками: при трубе, выполненной заподлицо со стенками гидробака при трубе, выдвинутой в гидробак	0,05 1,0
Штуцеры, присоединяющие трубы к переходникам, и переходники, соединяющие участки труб	0,1 ÷ 0,15
Плавные колена трубопроводов под углом 90° при минимальном радиусе изгиба, равном 3–5 диаметрам трубы	0,12 ÷ 0,15
Поворотные соединения с одним поворотом потока на 90°	2,0
Сверленные или штампованные угольники	2,0
Тройники с одинаковыми диаметрами всех каналов: а) поток складывается б) поток расходится	0,5 ÷ 0,7 1,5 ÷ 2,0 0,9 ÷ 1,2 1 ÷ 1,5
*Значения ξ даны для скорости в основном трубопроводе диаметром d	

Потери в гидрооборудовании. Гидрораспределители, гидроклапаны, дроссели, гидрозамки, фильтры, теплообменники и другие элементы гидропривода являются сложными гидравлическими

сопротивлениями, и вследствие взаимного влияния они не поддаются аналитическому расчету. Обычно гидравлические характеристики натуральных образцов гидрооборудования определяют экспериментально в рабочем диапазоне эксплуатационных параметров и указываются в технической документации.

Потери давления в гидрооборудовании определяют по их гидравлическим характеристикам при расчетных значениях расхода и вязкости рабочей жидкости. Если в технической документации отсутствуют данные о потерях давления в гидрооборудовании при расчетных значениях расхода и вязкости, то они могут быть получены приближенно пересчетом по данным, имеющимся для конкретных значений расхода и вязкости:

$$\Delta p_{Q_2} = \Delta p_{Q_1} (Q_1 / Q_2)^m,$$

$$\Delta p_{v_2} = \Delta p_{v_1} (v_1 / v_2)^n.$$

При этом для ламинарного режима показатели $m = 1$, $n = 1$, а для турбулентного режима $m = 2$, $n = 0$.

Вследствие большого числа местных сопротивлений в направляющих и регулирующих гидроаппаратах возникает неустойчивый переходный режим. Поэтому можно принимать значения $m = 1,85-1,75$, $n = 0,15-0,25$. Потери давления в гидрораспределителях следует учитывать при определении КПД и теплового режима работы гидропривода. Эти потери зависят от размера, типа и числа секций (или золотников в блоке), а также от режима течения потока.

Следует учитывать, что гидрораспределитель является гидроаппаратом, через который рабочая жидкость проходит дважды (из насоса в гидроцилиндр и из гидроцилиндра на слив).

Определение характеристики потерь давления рекомендуется начинать с разработки расчетной схемы гидропривода. *Расчетная схема* – это схема соединения участков привода (контуров), отличающихся один от другого характером или величиной гидравлического сопротивления. Выделенные участки на схеме изображают в виде прямоугольников, внутри которых записывают функциональное назначение участков. Расчетную схему разрабатывают на основе принципиальной гидравлической схемы для выбранного режима работы привода. Примеры построения расчетных схем гидроприводов показаны на рис. 5.3, 5.4 [11].

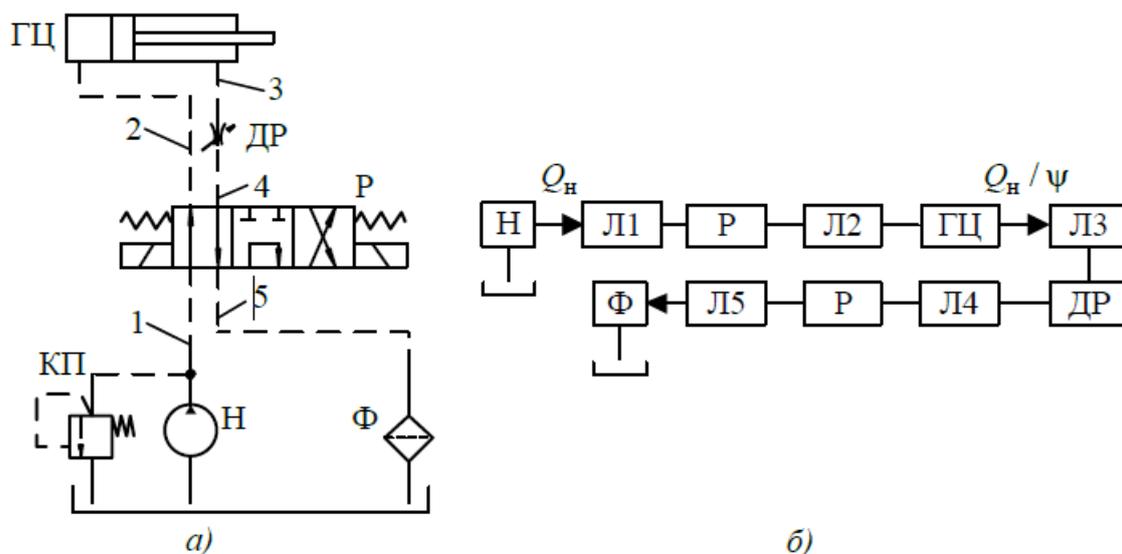


Рис. 5.3. Схема гидропривода с поступательным движением выходного звена:
а – принципиальная схема; *б* – расчетная схема

Если расчетная схема состоит только из последовательно соединенных участков (рис. 5.3, *б*), то потери давления в приводе определяют суммированием потерь давления на отдельных участках ΔP_i :

$$\Delta P_{\text{пр.}} = \sum_{i=1}^{n-1} \Delta P_i,$$

где ΔP_i – гидравлические потери давления в отдельных, последовательно расположенных участках привода; n – число участков привода.

Характеристику потерь давления находят путем варьирования расхода Q_n в интервале от 0 до $Q_{\text{нт}}$, где $Q_{\text{нт}}$ – теоретическая подача насоса. Потери ΔP_i на отдельных участках рассчитываются по приведенным выше формулам с учетом того, что на участках Л1, Р и Л2 расход рабочей жидкости равен Q_n , а на участках ДР, Л4, Р, Л5 и Ф – Q_n / Ψ , где Ψ – коэффициент мультипликации рабочих полостей цилиндра.

При наличии в расчетной схеме параллельно соединенных гидравлических контуров потери давления в каждом контуре подсчитываются отдельно, но при построении характеристики потерь давления в приводе учитываются только наибольшие из них. Например, в гидроприводе, показанном на рис. 5.3, *б*, суммарные потери давления в контуре управления гидроцилиндром:

$$\Delta P_{\text{к.гц}} = \Delta P_{\text{л2}} + \Delta P_{\text{р1}} + \Delta P_{\text{л3}} + \Delta P_{\text{гц}} + \Delta P_{\text{л4}} + \Delta P_{\text{р1}} + \Delta P_{\text{л5}}.$$

Потери давления в контуре управления гидромотором:

$$\Delta P_{к.ГМ} = \Delta P_{л7} + \Delta P_{р2} + \Delta P_{л8} + \Delta P_{ГМ} + \Delta P_{л9} + \Delta P_{р2} + \Delta P_{л10}.$$

Если $\Delta P_{к.ГЦ} \geq \Delta P_{к.ГМ}$, то характеристика потерь давления в рассматриваемом приводе (рис. 5.3, б) определяется по формуле:

$$\Delta P_{пр.} = \Delta P_{л1} + \Delta P_{к.ГЦ} + \Delta P_{\phi} + \Delta P_{л6}.$$

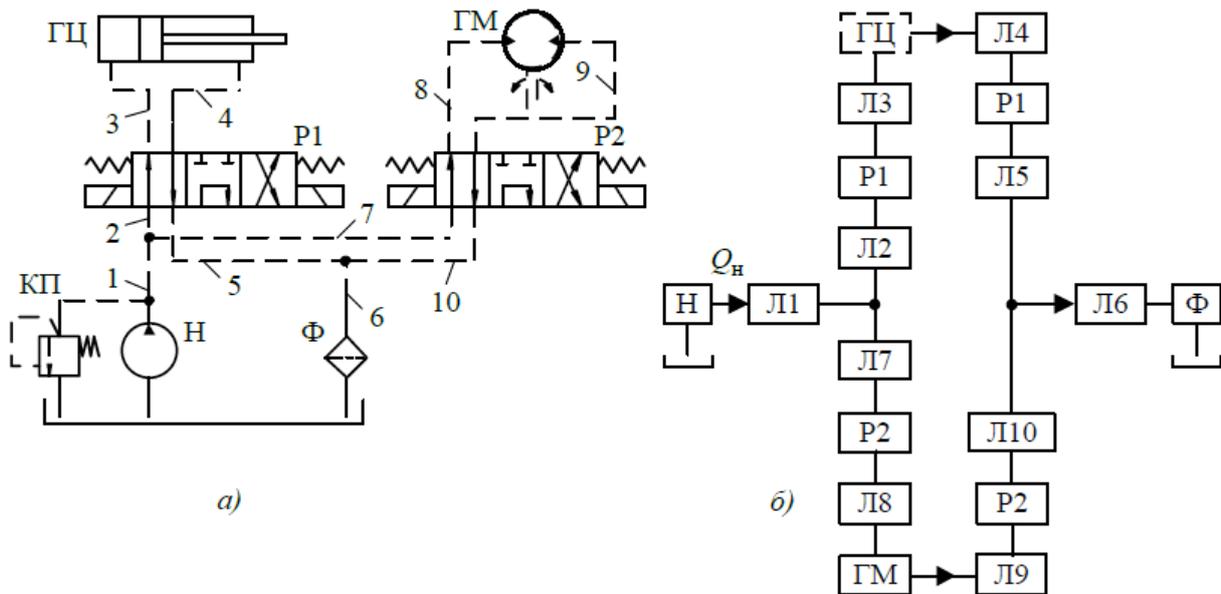


Рис. 5.4. Схема гидропривода с параллельным включением гидродвигателей:
а – принципиальная схема; б – расчетная схема

В качестве примера в табл. 5.5–5.7 приведены результаты расчетов потерь давления по длине, в местных сопротивлениях и гидрооборудовании гидропривода самоходной гусеничной машины при температуре рабочей жидкости на номинальном режиме работы.

Таблица 5.5

Потери давления по длине в напорных трубопроводах при $t = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$
(пример оформления)

Контур	d , м	V , м/с	Re	λ		ΔP , Па		Суммарные потери ΔP_L , МПа
				гибкие	твердые	гибкие	твердые	
ПВОП	0,02	3,692	3692	0,122107	0,138572	35993,16	40846,43	0,07684
ПГК	0,01	0,833	416,5	0,163265	0,163265	12249,27	12249,27	0,024499
ПЛ	0,025	4,523	5653,75	0,115417	0,131009	61271,9	69549,13	0,130821
ПП	0,008	4,134	1653,6	0,041122	0,041122	94985,11	94985,11	0,18997
ПМП	0,01	4,405	2202,5	0,030874	0,030874	64775,53	64775,53	0,129551
ПГХ ПЗ	0,025	4,523	5653,75	0,115417	0,131009	61271,9	69549,13	0,130821
ПГХ ВЗ	0,025	4,523	5653,75	0,115417	0,131009	122543,8	139098,3	0,261642

Таблица 5.6

Коэффициент сопротивления на поворотах трубопровода

Контур	Количество поворотов		Коэффициент сопротивления ξ на поворотах		Сумма $\xi_{\text{общ}}$
	на 90°	на 180°	при 90°	при 180°	
I	2	3	4	5	6
ПВОП	3	0	2,1	0	2,1
ПГК	4	2	2,8	7,84	10,64
ПЛ	4	2	2,8	7,84	10,64

Окончание табл. 5.6

1	2	3	4	5	6
ПП	9	1	6,3	8,82	15,12
ПМП	9	1	6,3	8,82	15,12
ПГХ ПЗ	9	0	6,3	0	6,3
ПГХ ВЗ	9	0	6,3	0	6,3

Возможный принцип определения гидравлических потерь в оборудовании при использовании технических характеристик каталога фирмы Parker Hannifin на четырехлинейные трехпозиционные гидрораспределители с пилотным управлением D91VW представлен в качестве примера на рис. 5.5. Выбранному распределителю на рис. 5.5 соответствуют линии 3, 2, 5 в зависимости от положения золотника. По графику для конкретного случая использования определены значения, что при максимальном расходе на гидроцилиндрах, например, управления ковшом скрепера $Q = 251$ л/мин потери давления на распределителе составляют 2,5 бар, на гидроцилиндре выдвижения задней стенки с расходом $Q = 236$ л/мин потери давления на распределителе составляют 2,1 бар. Здесь необходимо отметить, что выбор типоразмера гидрораспределителя NG25 с максимальной подачей 700 л/мин не совсем удачен, целесообразнее было выбрать гидрораспределитель D41VW с максимальной подачей 300 л/мин, имеющий меньшие массогабаритные характеристики и большую точность управления указанными расходами.

Таблица 5.7

Местные потери в гидроаппаратуре

Гидроаппаратура	Потери давления в контурах, Па, в гидроаппаратах						
	ПВОП	ПГК	ПЛ	ПП	ПМП	ПГХ ПЗ	ПГХ ВЗ
1	2	3	4	5	6	7	8
Делитель потока	45 000	45 000	45 000	45 000	45 000		
Гидрораспределители							
1PCЭ8				60 000			
PCP25						190 000	190 000
4WEN 10		18 000					
4WEN 25			50 000				
1P202	20 000						
4WRTE 10E 25L 4X					400 000		

Окончание табл. 5.7

1	2	3	4	5	6	7	8
Обратные клапаны							
S8A0		80 000					
S10A1				100 000			
S10A2					130 000		
Тормозной клапан			190 000				
Дроссель				150 000			
Фильтр	43 000	43 000	43 000	43 000	43 000	43 000	43 000
Теплообменник	63 000	63 000	63 000	63 000	63 000	63 000	63 000
Сумма потерь в напорной линии, МПа	0,065	0,143	0,285	0,205	0,575	0,19	0,19
Сумма потерь в сливной линии, МПа	0,126	0,124	0,156	0,316	0,506	0,296	0,296

Вид представления результатов определения суммарных гидравлических потерь на примере потерь давления в контуре гидроцилиндров привода ковша скрепера показан на рис. 5.5. По графикам потерь можно определить, что при максимальном расходе на гидроцилиндрах привода ковша $Q = 0,00418 \text{ м}^3/\text{с}$ суммарные потери давления при температуре $T_{\min} = -25 \text{ }^\circ\text{C}$ составляют 1,18 МПа, что примерно равно 6 % от выбранного номинального давления в гидросистеме в 20 МПа. При температуре $T_{\max} = +60 \text{ }^\circ\text{C}$ потери давления составляют 0,93 МПа, или 4,6 % от номинального давления, и находятся в пределах допустимых значений.

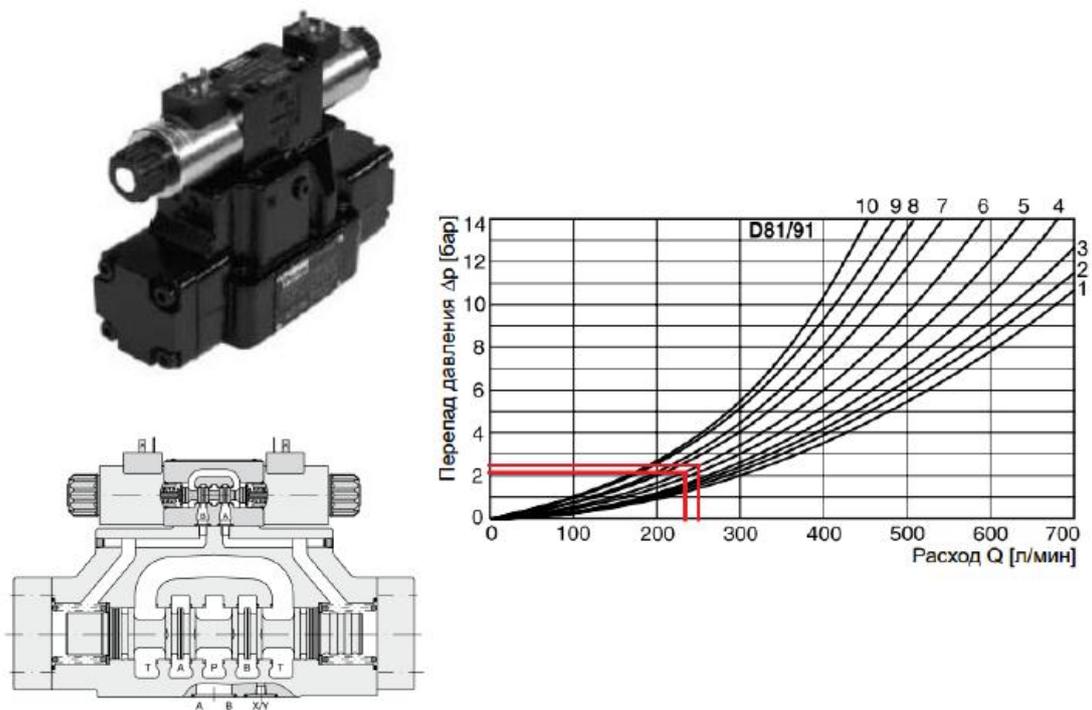


Рис. 5.5. Диаграмма расходно-перепадных характеристик распределителя D91VW типоразмера NG25

На рис. 5.6 показан пример результатов расчета суммарных потерь давления при запуске гидросистемы и при номинальном режиме работы. В данном случае ламинарный режим течения (линейная зависимость) наблюдается при минимальной температуре работы (в момент запуска системы). При работе системы на номинальном режиме может быть получен ламинарный и турбулентный режимы течения с наличием переходной зоны. Видно, что при работе на турбулентном режиме течения рабочей жидкости гидравлические потери по длине значительно возрастают.

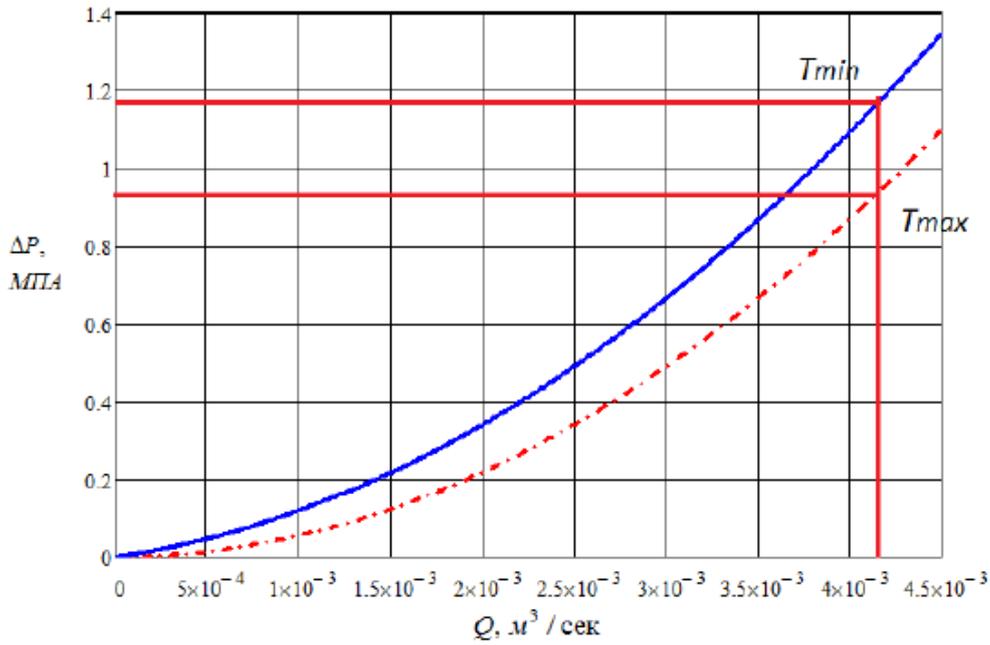


Рис. 5.6. Суммарные потери давления в контуре гидроцилиндров привода ковша скрепера

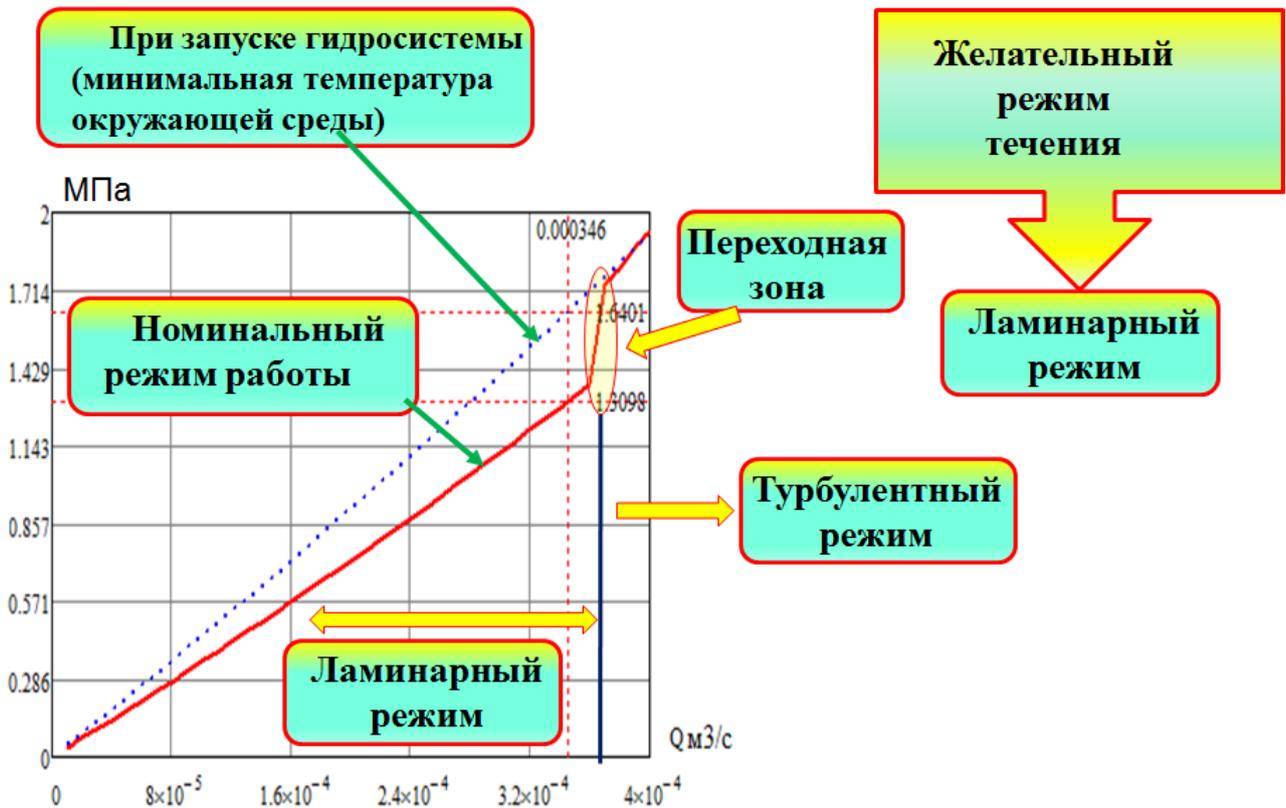


Рис. 5.7. Пример расчета суммарных потерь давления при запуске гидросистемы и при номинальном режиме работы

Гидросистема считается оптимально спроектированной, если потери в гидролиниях, напорной (от насосной установки до гидродвигателя) и сливной (от гидродвигателя до бака насосной установки), при температуре $+20\text{ }^{\circ}\text{C}$ не превышают 5–6 % от номинального давления питания, а при температуре $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ – до 10–12 %.

Контрольные вопросы

1. Поясните методику последовательности расчета гидравлических потерь.
2. В каких случаях при расчете гидравлических потерь следует учитывать шероховатость трубопроводов?
3. Как определить гидравлические потери в гидрооборудовании?
4. Поясните принцип построения расчетных схем гидросистемы для определения гидравлических потерь.
5. В чем особенность расчета гидравлических потерь в гидроприводе с параллельным включением гидродвигателей?
6. Как влияет режим движения жидкости в трубопроводах на величину гидравлических потерь?
7. Как влияет температура рабочей жидкости на величину местных потерь в гидросистеме?
8. Поясните рекомендуемые при расчете максимальные значения гидравлических потерь в системе.
9. Для чего при расчете следует определять переходный режим течения жидкости?
10. Какого режима течения жидкости следует добиваться в гидросистеме и за счет чего?

6. МЕТОДИКА ПОВЕРОЧНОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА

Поверочный расчет выполняют после определения или подбора из каталогов необходимых существующих гидромашин, гидроустройств и гидроаппаратов с целью уточнения основных параметров и характеристик гидропривода, потерь давления в гидролиниях и гидроустройствах.

Как отмечалось ранее, поверочный расчет проводится для уточнения всех эксплуатационных параметров на наиболее характерных и ответственных режимах работы привода. Расчет ведут в следующей последовательности:

- производят гидравлический расчет на основании расчетной схемы, характера течения рабочей жидкости при различных температурах в трубопроводах и гидроагрегатах;
- выполняют расчет располагаемой характеристики насосной станции;
- определяют внутренние статические характеристики гидродвигателей;
- проверяют внешние статические характеристики гидродвигателей на соответствие требованиям технического задания;
- производят расчет КПД на характерных режимах работы гидродвигателей.

6.1. Построение статической (располагаемой) характеристики насосной станции

В гидроприводах энергетических установок в качестве источника питания гидропривода используют насосы трех типов: нерегулируемый насос с предохранительным клапаном; нерегулируемый насос с переливным (перепускным) клапаном; регулируемый насос с регулятором расхода или подачи. Подробнее о регуляторах насосов изложено в п. 3.3 и в [31].

Статическая характеристика насоса – это графическая зависимость давления на выходе насоса P_H от его подачи Q_H при постоянной частоте вращения приводного вала.

Насосы с предохранительными клапанами используются в гидросистемах для обеспечения постоянного расхода жидкости.

В таких системах предохранительный клапан срабатывает только в аварийных ситуациях, а при нормальном режиме закрыт [26, 27]. Поэтому характеристика насоса с предохранительным клапаном совпадает с характеристикой объемного насоса и представляет собой прямую, проходящую через точки 1 и 2 (рис. 6.1, а), уравнение которой:

$$P_H = \frac{P_{\text{ном}}}{1 - \eta_{\text{он}}} \left(1 - \frac{Q_H}{Q_{\text{нт}}} \right),$$

$$Q_{\text{ном}} \leq Q_H \leq Q_{\text{нт}},$$

где $P_{\text{ном}}$ – номинальное давление, развиваемое насосом, Па; $Q_{\text{ном}}$ – номинальная подача насоса, м³/с; $\eta_{\text{он}}$ – объемный КПД насоса; $Q_{\text{нт}}$ – теоретическая подача насоса, определяемая характерным рабочим объемом нерегулируемого насоса и постоянными оборотами приводного двигателя.

$$Q_T = V_H n,$$

где V_H – характерный рабочий объем насоса, м³, n – обороты приводного двигателя, 1/с.



Рис. 6.1. Статические характеристики объемных насосов:

а – нерегулируемый насос с предохранительным клапаном; б – нерегулируемый насос с переливным клапаном; в – регулируемый насос с регулятором расхода

Значения параметров $P_{\text{ном}}$, $Q_{\text{ном}}$, $\eta_{\text{он}}$, V_H и $Q_{\text{нт}}$ принимаются из технической характеристики выбранного насоса. Следует обратить внимание, что в каталогах оборудования объемный КПД насоса $\eta_{\text{он}}$ приводится для определенного в результате испытаний насоса давления. В результате при наличии предохранительного клапана

получается характеристика насосной установки (ломаная линия ABC на рис. 6.1, б).

Насосы с переливными клапанами используются для создания в гидросистемах постоянного давления рабочей жидкости. Как правило, это происходит в гидроприводах с дроссельным регулированием. Под статической характеристикой насоса в этом случае понимается зависимость, определяющая совместную работу насоса и переливного клапана. Ее можно построить графически, используя методику, приведенную в [11].

Построение клапанной ветки располагаемой характеристики насосной станции выполняется при заданном значении настройки клапана $P_{к\lambda 0}$ для известного (по документации) расхода через клапан $Q_{н(к\lambda)}$ и перепада давлений на нем Δp_k по формуле:

$$P_k = \Delta p_k \left(1 - \frac{Q_n}{Q_{н(к\lambda)}} \right) + p_{к\lambda 0}.$$

Параметры $Q_{н(к\lambda)}$ и Δp_k определяются по каталогу из характеристики работы клапана на выбранном эксплуатационном режиме.

Характеристика насоса с переливным клапаном (рис. 6.1, б) описывается уравнением:

$$P_n = \left\{ \begin{array}{l} p_k \left(1 - \frac{Q}{Q_{н(к\lambda)}} \right) + p_{к\lambda 0}, \text{ если } 0 \leq Q_n < Q_{н(к\lambda)} \\ \frac{P_{ном}}{1 - \eta_{он}} \left(1 - \frac{Q_n}{Q_{нт}} \right), \text{ если } Q_{н(к\lambda)} \leq Q_n < Q_{нт} \end{array} \right\},$$

где $P_{н(маx)}$ – максимальное давление насоса с переливным клапаном, Па, принимается из технической характеристики клапана при расходе $Q_{н(к\lambda)}$; $Q_{н(к\lambda)}$ – подача насоса при срабатывании переливного клапана, м³/с; $P_{к\lambda 0}$ – давление срабатывания (настройки) переливного клапана, Па.

Подача насоса в момент срабатывания перепускного клапана:

$$Q_{н(к\lambda)} = \left[1 - \frac{P_{к\lambda 0}}{P_{ном}} (1 - \eta_{он}) \right] Q_{нт}.$$

Максимальное давление, создаваемое насосом:

$$P_{н(маx)} = P_{к\lambda 0} + \Delta P_{к\lambda}$$

Пример располагаемой характеристики насосной станции для объемного насоса с теоретической подачей $Q_{нт} = 90$ л/мин и объемным КПД $\eta_{он} = 0,96$ при давлении 100 атм и предохранительного клапана

с давлением настройки $P_{\text{кпл0}} = 150$ атм для перепада давлений на нем $\Delta P_{\text{кпл}} = 5$ атм при расходе 150 л/мин приведен на рис. 6.2.

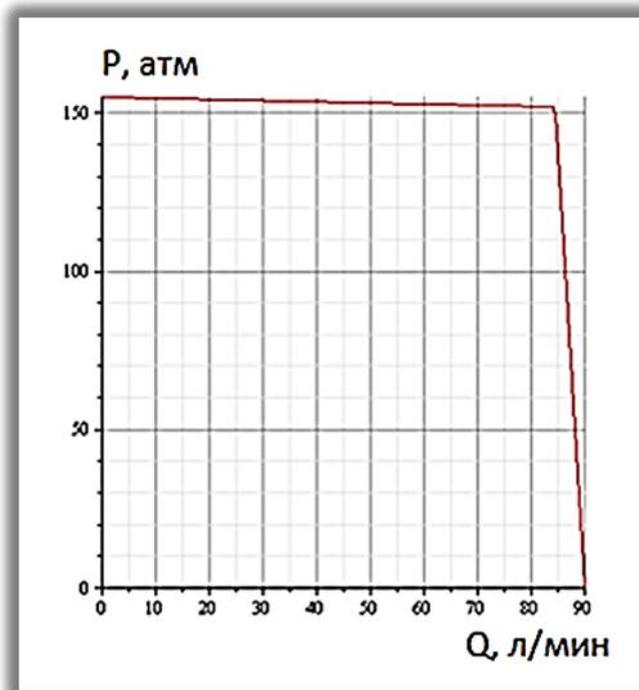


Рис. 6.2. Пример построения располагаемой характеристики насосной станции

Приведенные выше формулы и зависимости справедливы только для постоянной частоты вращения источника механической энергии привода. Реальные двигатели (электродвигатель, ДВС, турбина и т. д.) имеют ограниченную мощность и «мягкие» нагрузочные характеристики (при увеличении момента падает частота вращения), что приводит к уменьшению расхода насоса с увеличением момента. Например, для асинхронных электродвигателей фирмы SIEMENS падение частоты с увеличением мощности может составлять до 20 % (с 1500 об/мин до 1250 об/мин при мощности 45 кВт), что существенно больше влияет на насосную ветку, чем изменение объемного КПД (в среднем около 0,92–0,98).

Реальные экспериментальные зависимости насосных веток для асинхронных двигателей, приведенные Ю. М. Орловым в своих публикациях, представлены на рис. 6.3. На рис. 6.3 можно отчетливо наблюдать «провал» реальных характеристик насоса 2 от идеальных (теоретических) 1, вызванный падением частоты вращения источника механической энергии.

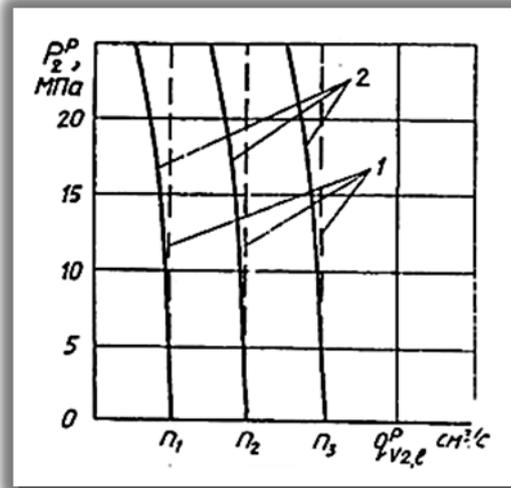


Рис. 6.3. Характеристики объемного насоса при различных оборотах приводного двигателя

Необходимо отметить, что при использовании *регулируемого насоса с регулятором расхода* изменение характерного рабочего объема насоса производится за счет внешнего воздействия.

Регулируемый насос с регулятором расхода и предохранительным клапаном имеет характеристики, показанные на рис. 6.1, в, которые в первом приближении можно описать выражениями:

$$P_n = \left\{ \begin{array}{l} p_k \left(1 - \frac{Q}{Q_{n(\text{кл})}} \right) + p_{\text{кл}0}, \text{ если } 0 \leq Q_n < Q_{n(\text{кл})} \\ \frac{P_{\text{ном}}}{1 - \eta_{\text{он}}} \left(1 - \frac{Q_n}{\bar{V}_n Q_{\text{нт}}} \right), \text{ если } Q_{n(\text{кл})} \leq Q_n < Q_{\text{нт}} \end{array} \right\},$$

где \bar{V}_n – относительное изменение характерного рабочего объема насоса.

6.2. Расчет внутренних статических характеристик гидродвигателей

Внутренние характеристики гидродвигателей позволяют определить характер взаимодействия их потребностей с располагаемой энергией насосной станции с учетом гидравлических потерь в приводе (контуре) при различной температуре рабочей жидкости.

На рис. 6.4 рассмотрены варианты внутренних характеристик нерегулируемого и регулируемого объемным способом гидроприводов.

Область, ограниченная четырехугольником ABCD, характеризует энергетические возможности насосной станции (располагаемая характеристика). Линия AB определяет характеристику насоса при максимальном характерном рабочем объеме с учетом объемного КПД насоса. Линия CD отображает характеристику предохранительного клапана при работе совместно с насосом.

Линии DE и EF демонстрируют ограничение располагаемой характеристики насосной станции вследствие гидравлических потерь по длине и в оборудовании при различной температуре рабочей жидкости. Видно, что по мере роста температуры жидкости до температуры T_{\max} (номинальный режим работы привода) эти потери снижаются. Характеристики гидравлических потерь в контурах привода определены в главе о расчете гидравлических потерь и представлены здесь как потери давления в системе от выбранного значения $P_{H(\max)}$ и обеспеченного настройкой предохранительного клапана на давление $P_{\text{кл}0}$, т. е. функция $P = P_{\text{кл}0} - \Delta P_{\text{пр}}$.

Точки 1 и 2, представляющие собой пересечение располагаемых характеристик насосной станции с учетом гидравлических потерь с характеристикой насоса, определяют максимально возможные рабочие режимы работы гидродвигателя при температурах рабочей жидкости в момент запуска привода и на номинальном режиме работы ($Q_{\text{нр}i}$, $P_{\text{нр}i}$).

При использовании возможности регулирования расхода насоса (пример определен линией FG для производительности насоса в 75 % от максимального значения на рис. 6.4) точки 3 и 4 характеризуют аналогичные рабочие режимы.

При проведении процедуры выбора гидродвигателей в процессе предварительного расчета были определены значения параметров гидродвигателей. Соответственно, можно определить требуемые техническим заданием параметры реализации нагрузок (R или M) на исполнительных органах за счет обеспечения значений перепадов давления на гидродвигателях:

$$P_{\text{д}} = \frac{R}{A_{\text{эф}}}, P_{\text{м}} = \frac{M}{V_{\text{м}}},$$

здесь $A_{\text{эф}}$ и $V_{\text{м}}$ – эффективная площадь гидроцилиндра на рабочем ходе и характерный максимальный объем гидромотора соответственно.

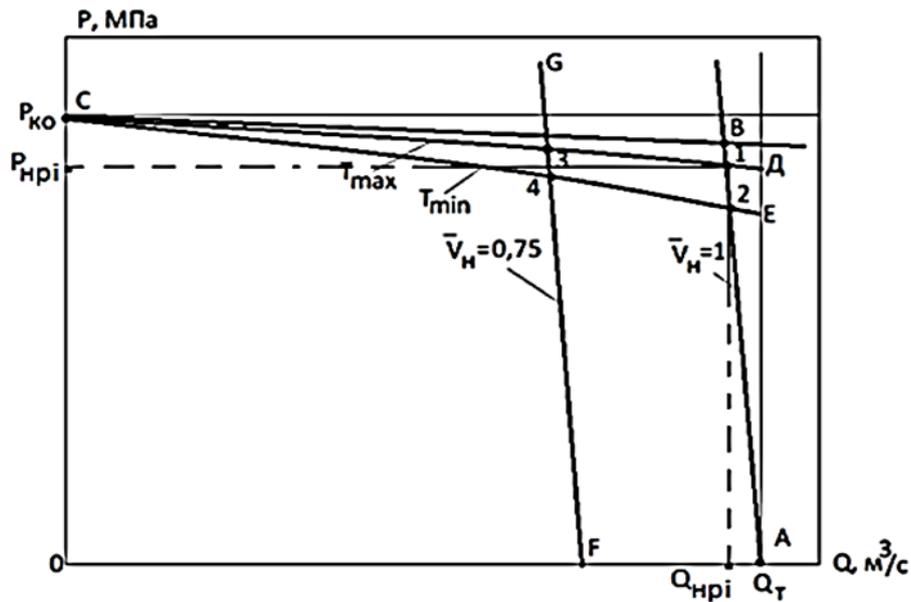


Рис. 6.4. Внутренние статические характеристики гидродвигателей для гидропривода с объемным регулированием или в случае нерегулируемого насоса (линия АВ) на максимально возможных режимах работы

Внутренние статические характеристики гидродвигателей для гидропривода с объемным регулированием или в случае нерегулируемого насоса на заданных режимах работы приведены на рис. 6.5. Обозначения на рис. 6.5 соответствуют рис. 6.4. В зависимости от величины заданной нагрузки и температурного режима работы характеристики гидродвигателей с учетом гидравлических потерь до и после гидродвигателя могут пересекать насосные и клапанные ветви располагаемой характеристики насосной станции в различных случаях (точки 1–4 на рис. 6.5, а, б). В зависимости от этого изменяется КПД гидродвигателя, поскольку в случае, например, представленном на рис. 6.5, б, точка 4, характеризующем работу привода в момент запуска гидросистемы, часть потока жидкости от насоса уходит через предохранительный клапан в бак. Для обеспечения требований технического задания по скоростям гидродвигателей необходимо, чтобы расходы жидкости через гидродвигатели на номинальном режиме работы $Q_d = VA_{эф}$, $Q_m = V_m n$ не превышали располагаемый расход насосной станции при заданном перепаде давлений на гидродвигателе (соответствует точке 1 на рис. 6.5).

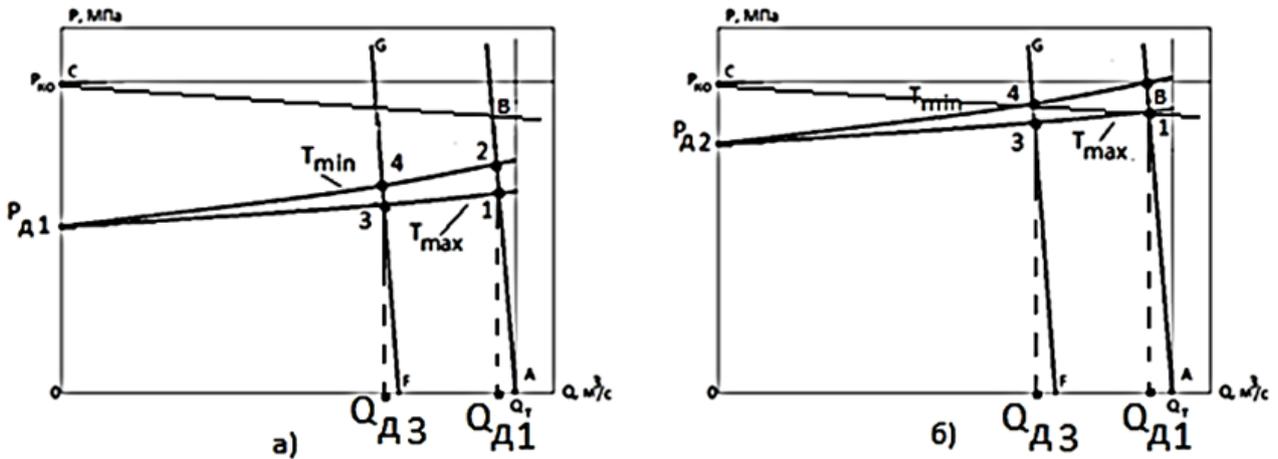


Рис. 6.5. Внутренние статические характеристики гидродвигателей для гидропривода с объемным регулированием или в случае нерегулируемого насоса на заданных режимах работы:
а – работа с нагрузкой $P_{Д1}$ на насосной ветке; *б* – работа с нагрузкой $P_{Д2}$ на клапанной ветке с постоянным давлением питания

Безусловно, при эксплуатации гидропривода действующие на гидродвигатель нагрузки будут изменяться, точка $P_{Д1}$ на рис. 6.5, *а* будет перемещаться по оси ординат от 0 до $P_{к0}$, соответственно, будут получаться различные рабочие точки 1 и 2. Поскольку расчет гидропривода ведется для номинального режима работы при определенных техническим заданием условиях эксплуатации, то желательно стремиться к получению точек пересечения потребной характеристики гидродвигателя насосной ветки располагаемой характеристики насосной станции (точки 1 и 2 на рис. 6.5, *а*).

Располагаемые и потребные характеристики гидропривода существенно зависят от условий их применения в конкретном контуре гидросистемы. На рис. 6.6 в качестве примера показаны характеристики при использовании объемного способа регулирования гидропривода. Так, при исполнении одной из функций энергетической установки регулируемый насос большой производительности начинает работать на регулируемый гидромотор с меньшей подачей (пример управления гидромотором привода лебедки).

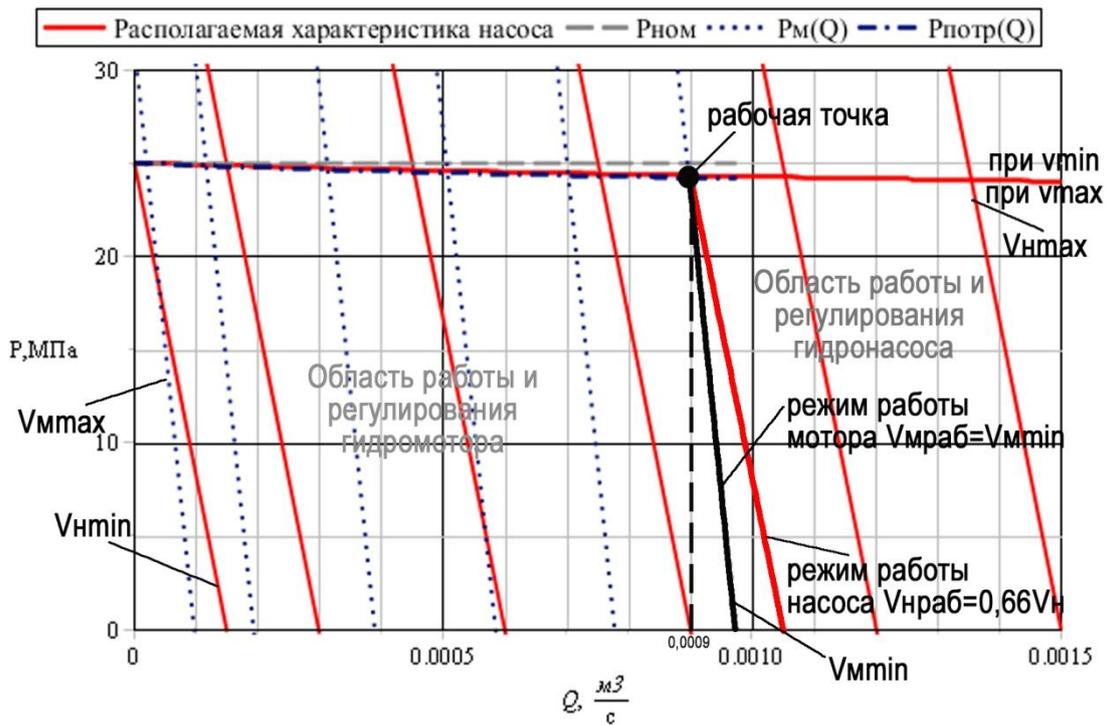


Рис. 6.6. Внутренняя статическая характеристика гидромотора лебедки

Анализ характеристик работы одного из контуров гидросистемы энергетической установки показывает следующее. Давление в системе 25 МПа, влияние изменения температуры рабочей жидкости при различной вязкости (v_{\min} и v_{\max}) здесь незначительное. Производительность насоса изменяется от $V_{H\min}$ до $V_{H\max}$, характерный рабочий объем гидромотора изменяется в пределах $V_{M\max}$ до $V_{M\min}$, причем угол наклона прямых характеристик насоса и гидромотора разный, что говорит о различном объемном КПД гидромашин. Перед началом работы лебедки насос выводится на производительность $0,66V_{H\max}$ для обеспечения требований технического задания к оборотам привода лебедки. Затем регулированием характерного рабочего объема гидромотора в пределах $V_{M\max}$ до $V_{M\min}$ достигается регулирование оборотов привода лебедки. Тем самым обеспечивается точность и плавность управления лебедкой, высокий КПД.

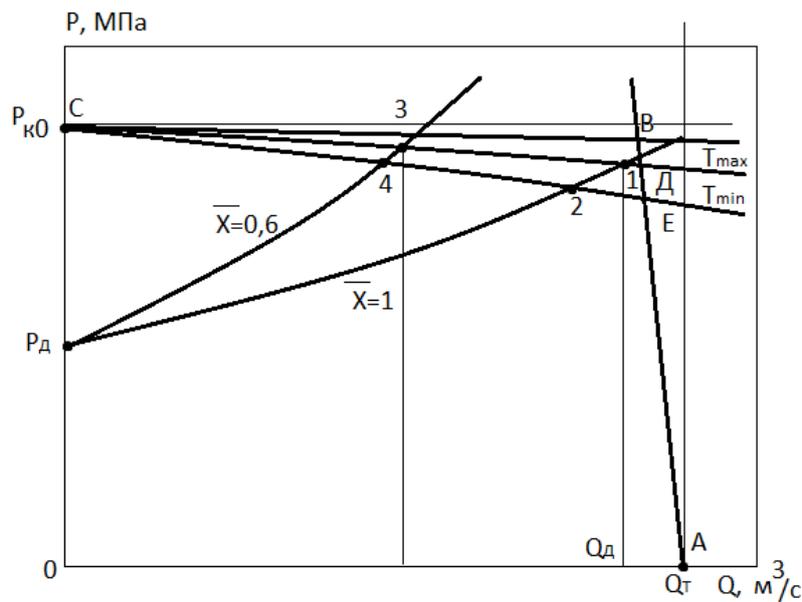


Рис. 6.7. Внутренние статические характеристики гидродвигателей для гидропривода с дроссельным регулированием на заданных режимах работы

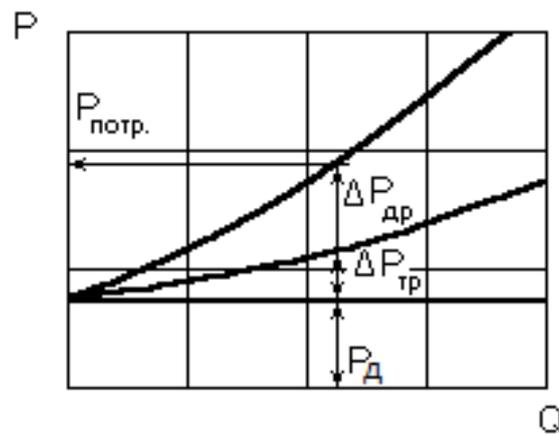


Рис. 6.8. Потребная характеристика гидропривода с дроссельным управлением при постоянной степени открытия дросселирующего устройства, $\bar{f} = \text{const}$, $R = \text{const}$

По-другому выглядят характеристики гидропривода с дроссельным регулированием (рис. 6.7, с принятыми на рис. 6.4 обозначениями). При определенном техническом задании и выбранном гидродвигателем перепаде давления P_d потребные характеристики при различной относительной степени открытия дросселя \bar{X} с учетом гидравлических потерь при различной температуре рабочей жидкости пересекают клапанную ветвь насосной станции. В зависимости от

степени открытия дросселя изменяется расход жидкости к гидродвигателю Q_D и, соответственно, скорость гидродвигателя.

Здесь уместно привести информацию из [8] о некоторых особенностях дроссельного регулирования скорости гидродвигателя.

Уравнение потребной характеристики может быть представлено в виде соотношений $P_{\text{потр.}} = P_D + \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{др.}}(\bar{f})$ и показано на рис. 6.8 для произвольного расхода.

На рис. 6.9 показаны для варианта взаимного положения располагаемой и потребной характеристик на холостом режиме работы (нагрузка отсутствует, управляющий дроссель полностью открыт). Здесь линия bc представляет собой характеристику насоса, линия af_2 – линия ограничения давления с помощью переливного клапана, параболы Of_1 и Of_2 представляют собой суммарные потери давления в трубопроводах при полностью открытых дросселирующих устройствах. Естественно, кривая, имеющая меньшую крутизну, относится к дросселю с большим проходным сечением ($f_{\text{др1}} > f_{\text{др2}}$). Вместе с тем зависимость af_2b представляет собой располагаемую характеристику, а кривые Of – потребные характеристики гидроприводов с дросселями $f_{\text{др1}}$ и $f_{\text{др2}}$ на холостом режиме работы (потребные характеристики на режимах с нагрузками будут эквидистантно подниматься относительно начала координат на величину $P_D = R/A_{\text{эф}}$ или $P_D = M/2\pi V_{\text{ог}}$ (рис. 6.8)). Таким образом, точки пересечения f_1 и f_2 определяют параметры стационарных холостых режимов работы.

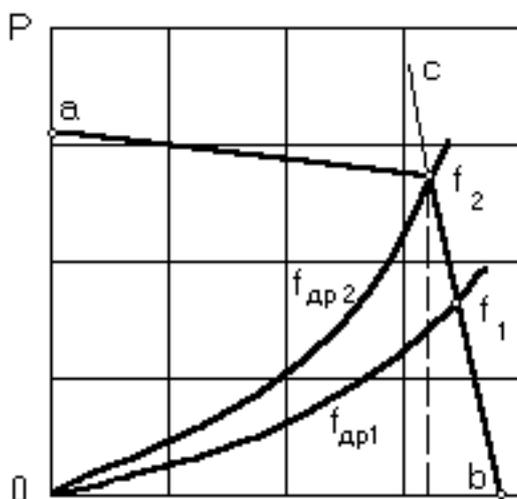


Рис. 6.9. Взаимное положение располагаемой и потребной характеристик на холостом режиме

Взаимное положение располагаемой и потребной характеристик на холостом режиме в значительной мере определяет характер работы гидропривода. Так, у гидропривода с $f_{др1}$ давление насоса на режимах с нагрузками будет переменным $P_{пит} \neq const$, а с $f_{др2}$ – постоянным, $P_{пит} \approx const$. То есть для обеспечения постоянства давления питания при работе гидропривода необходимо, чтобы на холостом режиме потребная характеристика пересекалась с клапанной ветвью располагаемой характеристики. Работа гидропривода с постоянным давлением питания позволяет обеспечить плавность и точность регулирования скорости движения гидродвигателя.

Выбор схемы гидропривода с дроссельным регулированием зависит от многих факторов: вида нагрузки, точности и быстродействия отработки команд, надежности гидравлических устройств и др.

Построение нагрузочной и энергетической характеристик привода. Анализ установившихся режимов работы привода позволяет построить нагрузочную характеристику и характеристику энергетических потерь.

Нагрузочная (внешняя) характеристика – это зависимость скорости выходного звена привода от силы (момента), развиваемой приводом для преодоления внешней нагрузки. Если она имеет малую кривизну и небольшой наклон, то говорят, что привод обладает «жесткой» нагрузочной характеристикой, что является весьма ценным свойством, поскольку способствует стабильной работе привода.

Характеристика энергетических потерь представляет собой зависимость КПД привода от скорости или силы на выходном звене. По этой характеристике можно определить область эффективной эксплуатации привода, соответствующей изменению КПД в пределах от 0,7 и выше.

Методика определения нагрузочной и энергетической характеристик гидропривода с объемным регулированием или в случае нерегулируемого насоса заключается в следующем:

– характеристики потерь давления в приводе (контуре привода), полученные на основании расчетов, накладывают на статическую характеристику насосной станции. Точки пересечения характеристики потерь с характеристикой насоса соответствуют

установившемся режиму работы привода и называются рабочими точками (точки 1 и 2 на рис. 6.4), они имеют координаты ($Q_{нpi}, P_{нpi}$);

– для каждой i -й рабочей точки, используя формулы, приведенные в табл. 6.1, вычисляют скорость движения выходного звена привода, мощность, потребляемую приводом, мощность, развиваемую на выходном звене привода, и КПД привода;

– по результатам расчетов строят нагрузочную ($R = f(V)$ или $M = f(n)$) и энергетические характеристики привода и выполняют их анализ.

Таблица 6.1

Формулы для вычисления выходных параметров гидропривода

Наименование параметра	Вид движения выходного звена привода	
	Поступательное	Вращательное
Скорость движения выходного звена	$V = \frac{4Q_d}{\pi d_p^2}$	$\omega = \frac{Q_d \eta_{ом}}{V_{м(ном)}}$
Расход через гидродвигатель при дроссельном способе регулирования	$Q_d = Q_{др} = \mu_{др} F_{др} \times \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(P_n - \left \frac{R}{A_{эф} \eta_{мг}} \right \right)}$	$Q_d = Q_{др} = \mu_{др} F_{др} \times \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(P_n - \left \frac{M 2\pi}{V_m \eta_{мг}} \right \right)}$
Мощность, потребляемая гидроприводом	$N_{вх} = \frac{P_{нр} Q_n}{\eta_{он} \eta_{мн}}$	
Мощность, развиваемая на выходном звене привода	$N_{вых} = RV$	$N_{вых} = M\omega$
КПД гидропривода	$\eta_{гп} = \frac{N_{вых}}{N_{вх}}$	
<p><i>Примечание.</i> Q_d – расход жидкости, поступающей в гидродвигатель, м³/с; $P_{нр}$ – давление насоса в рабочей точке, Па; Q_n – подача насоса, м³/с; $\eta_{он}$ – объемный КПД насоса на расчетном режиме; $\eta_{мн}$ – механический КПД насоса; R – сила сопротивления движению выходного звена привода, назначенная в техническом задании, Н; M – момент сопротивления движению выходного звена привода, назначенный в техническом задании; $\eta_{мг}$ – механический КПД гидродвигателя; $F_{др}$ – площадь дросселя, м².</p>		

Пример представления внешней статической характеристики контура гидропривода с гидроцилиндром в качестве исполнительного органа с требуемым по техническому заданию (ТЗ) обеспечением параметров $R = 40\,000$ Н и $V = 0,03$ м/с показан на рис. 6.10. Видно, что рабочая точка по ТЗ лежит в зонах работы насоса и

гидроцилиндра. Поскольку насос в данном случае используется в гидроприводе для нескольких функций, для обеспечения требований ТЗ по скорости необходимо изменить производительность насоса (уменьшить характерный рабочий объем насоса).

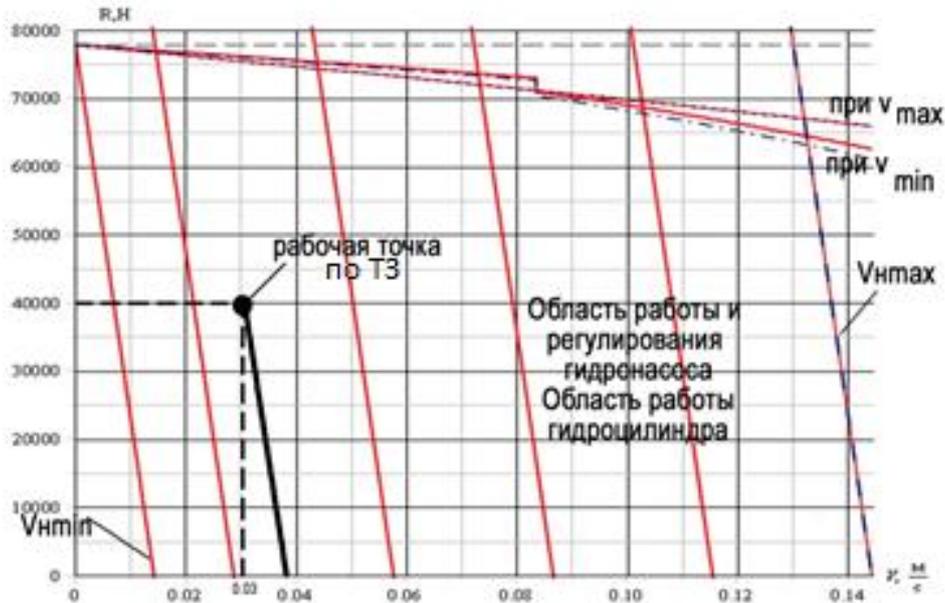


Рис. 6.10. Внешняя статическая характеристика гидроцилиндра подъема звеньев

Контрольные вопросы

1. Поясните методику поверочного расчета гидравлической системы энергетического объекта.
2. Поясните методику построения статической (располагаемой) характеристики насосной станции.
3. Как выглядит характеристика насосной станции с регулируемым насосом?
4. Каким образом можно изменять характеристику насосной станции?
5. Как влияет температура рабочей жидкости на внутренние статические характеристики гидродвигателей для гидропривода с объемным регулированием?
6. Как выглядят внутренние характеристики гидропривода с дроссельным регулированием скорости гидродвигателей?
7. Как выглядят внутренние характеристики гидропривода с объемным регулированием скорости гидродвигателей?

8. Что понимается под выражением «Потребная характеристика гидропривода с дроссельным управлением»?

9. В чем заключается методика определения нагрузочной и энергетической характеристик гидропривода с объемным регулированием?

10. Каким образом определяются КПД контуров гидросистемы с разными условиями функционирования?

7. МЕТОДИКА ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА

Тепловой расчет гидропривода проводится с целью определения максимальной температуры рабочей жидкости в гидроприводе, объема гидробака и выяснения необходимости применения специальных теплообменных устройств.

Основными причинами выделения тепла в гидроприводе являются: внутреннее трение рабочей жидкости; дросселирование жидкости при прохождении различных элементов гидропривода; трение в гидрооборудовании и др. [9, 11].

Как известно, с увеличением температуры уменьшается вязкость рабочей жидкости. Это может привести к значительному увеличению объемных потерь в гидроприводе, нарушению режима смазки поверхностей трения, интенсификации окислительных процессов в рабочей жидкости и процессов выделения смолистых осадков.

Количество тепла, выделяемое в гидроприводе в единицу времени, эквивалентно теряемой в гидроприводе мощности.

Тепловой расчет гидропривода ведется на основе уравнения теплового баланса:

$$Q_{\text{выд.}} = Q_{\text{отв.}},$$

где $Q_{\text{выд.}}$ – количество теплоты, выделяемой гидросистемой в единицу времени (тепловой поток), Вт; $Q_{\text{отв.}}$ – количество тепла, отводимого в единицу времени, Вт.

Количество тепла, получаемое в единицу времени, соответствует потерянной в гидроприводе мощности и может быть определено по формуле:

$$Q = (1 - \eta_{\text{общ}}) \cdot N_{\text{н}} \cdot k_{\text{п}} \cdot k_{\text{д}}, \text{ Вт},$$

где $\eta_{\text{общ}}$ – общий КПД гидропривода; $N_{\text{н}}$ – мощность привода насоса, Вт; $k_{\text{п}}$ – коэффициент продолжительности работы под нагрузкой (табл. 7.1); $k_{\text{д}}$ – коэффициент использования номинального давления (табл. 7.1).

Время достижения в гидроприводе температуры, близкой к установившейся ($T = 0,95 T_{\text{ж.макс}}$):

$$t_{\text{уст}} = 3mc / KS,$$

где $m = m_{\text{м}} + m_{\text{ж}}$ – масса гидропривода и рабочей жидкости; $c = (c_{\text{м}}m_{\text{м}} + c_{\text{ж}}m_{\text{ж}}) / m$ – средняя удельная теплоемкость материалов гидропривода и рабочей жидкости (табл. 7.3, 7.4); K, S – коэффициент теплопередачи и площадь поверхности теплообмена гидропривода.

Режим работы гидропривода

Режим работы гидропривода	Коэффициент использования номинального давления k_d	Коэффициент продолжительности работы под нагрузкой k_n	Число включений в 1 ч	Возможные области применения
Легкий	Менее 0,2	0,1...0,3	До 100	Системы управления, снегоочистители, трубоукладчики, рыхлители
Средний	0,4...0,5	0,4...0,5	100...200	Скреперы, бульдозеры, автогрейдеры
Тяжелый	0,5...0,7	0,6...0,8	200...400	Погрузчики, автокраны, бульдозеры
Весьма тяжелый	Более 0,7	0,9...1,0	400...800	Экскаваторы, катки, машины непрерывного действия

Средний коэффициент теплопередачи поверхности всего гидропривода:

$$K = \sum_{i=1}^n K_i S_i / S,$$

где K_i , S_i – коэффициент теплопередачи и площадь поверхности теплообмена i -го элемента гидропривода.

Коэффициент теплопередачи i -го элемента гидропривода:

$$K_i = (1/\alpha_{ж} + \delta_{ст} / \lambda_{т} + 1 / \alpha_{в})^{-1},$$

где $\alpha_{ж}$, $\alpha_{в}$ – коэффициенты теплоотдачи от жидкости к стенке и от стенки в окружающий воздух соответственно; $\delta_{ст}$ – толщина стенки; $\lambda_{т}$ – теплопроводность материала стенки.

В качестве примера представлена сводная таблица параметров теплоотдачи оборудования (табл. 7.2).

Таблица 7.2

Пример составления сведений о теплоотдаче оборудования

Гидрооборудование	Кол-во	Масса, кг	Теплоемкость, Дж/кг·°С	Площадь, м ²	Коэффициент теплоотдачи, Вт/м ²
Насосы					
$V = 80$	3	114	470	0,746208	25
Гидромоторы					
$V = 28$	4	62	470	0,538092	25
$V = 11,6$	1	4	470	0,134523	25
Гидроцилиндры					
$d = 63$ мм	4	86	470	0,641262	25
$d = 50$ мм	1	4,89	470	0,055135	25
Гидрораспределители					
	1	25	470	0,095966	30
	2	38,8	470	0,616787	30
	1	12	470	0,088809	30
Вспомогательное гидрооборудование					
Обратные клапаны	2	0,6	470	0,015607	30
Обратные клапаны	1	0,2	470	0,005102	30
Делитель потока	1	15	470	0,057355	30
Тормозной клапан	1	3,5	470	0,045478	30
Дроссель	1	1,2	470	0,019316	30
Фильтры	2	6,2	470	0,169646	30
Трубопроводы	110	162	470	6,09	22
Рабочая жидкость в гидросистеме и баке	295 л	255,175	1950		
Сумма					

Выше были приведены рекомендации по расчету объема гидробака. Этот объем не должен превышать 0,8...3,0-минутной подачи насоса. Если это условие не удовлетворяется, то необходима установка теплообменника.

Расчетная площадь поверхности гидробака может быть связана с его объемом следующей зависимостью:

$$S_6 = 0,065 \cdot \sqrt[3]{V^2},$$

где S_6 – площадь поверхности гидробака, м²; V – объем гидробака, дм³.

Для большинства элементов гидропривода $(1/\alpha_{ж} + \delta_{ст}/\lambda_{т}) \ll 1/\alpha_{в}$, поэтому для практических расчетов с достаточной степенью точности можно принять $K_i = \alpha_{в}$. Для гидрооборудования с малыми

коэффициентами $\alpha_{ж}$, соответствующими скоростям движения жидкости (гидробаки, гидроцилиндры) не более 0,1 м/с, при работе на вязких (свыше 100 мм²/с) жидкостях следует принимать $K_i = 0,7\alpha_{в}$.

Коэффициент $\alpha_{в}$ в случае естественной конвекции (когда отсутствует обдув или элементы гидропривода защищены от воздействия внешней среды, например расположены под капотом): $\alpha_{в} = \alpha_{в.е} + \alpha_{в.и}$. При обдуве: $\alpha_{в} = \alpha_{в.в} + \alpha_{в.и}$.

Коэффициент $\alpha_{в.е}$, учитывающий теплоотдачу при естественной конвекции, в зависимости от эквивалентного наружного диаметра $D_э$ приведен на рис. 7.1 для двух значений определяющей температуры.

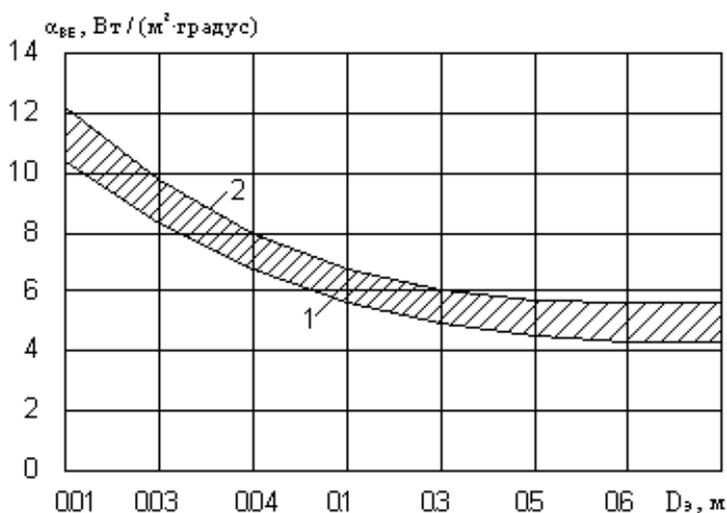


Рис. 7.1. Коэффициент теплоотдачи $\alpha_{в.е}$ при естественной конвекции для определяющей температуры 50 °C (1) и 80 °C (2)

Под определяющей температурой понимается максимально допустимая температура $T_{доп}$, рекомендуемая для данного сорта рабочей жидкости при длительной эксплуатации гидрооборудования и соответствующая минимальной расчетной вязкости ν_{min} .

Значения коэффициента $\alpha_{в.и}$, учитывающего теплоотдачу излучением, в зависимости от степени черноты приведены на рис. 7.2 для двух значений определяющей температуры.

Коэффициент $\alpha_{в.в}$, учитывающий теплоотдачу конвекцией при наличии обдува, представлен на рис. 7.3 в зависимости от эквивалентного наружного диаметра $D_э$ и скорости обдува.

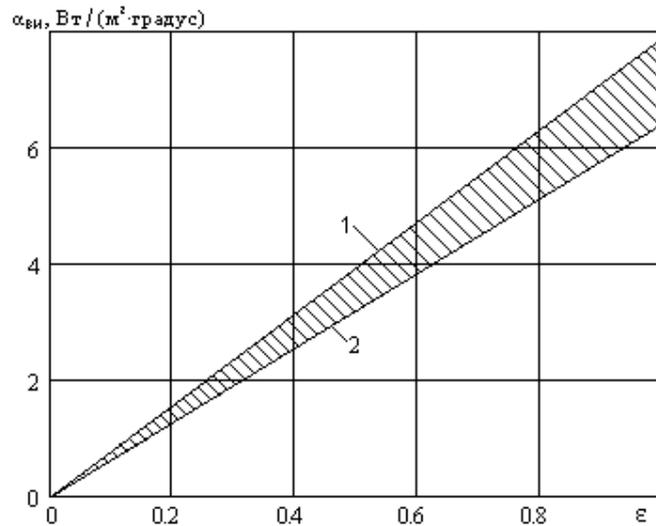


Рис. 7.2. Коэффициент теплоотдачи излучением $\alpha_{в,и}$ в зависимости от степени черноты материала гидрооборудования для определяющей температуры 50°C (1) и 80°C (2)

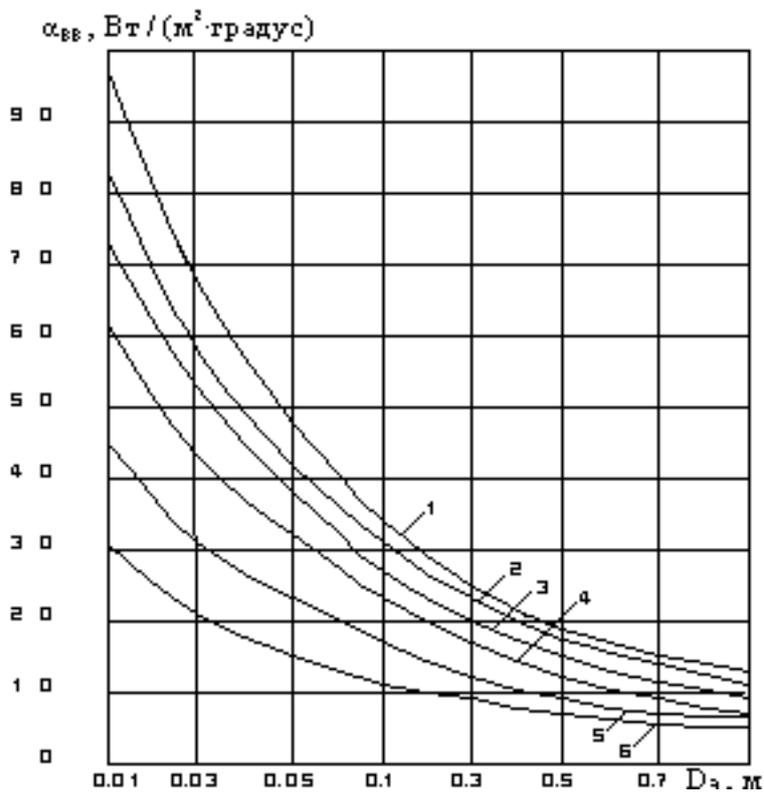


Рис. 7.3. Коэффициент теплоотдачи $\alpha_{в,с}$ в зависимости от скорости обдуваемого потока: 1–6 м/с; 2–5 м/с; 3–4 м/с; 4–3 м/с; 5–2 м/с; 6–1 м/с

Эквивалентный наружный диаметр:

$$D_{э} = 4S_{н}/P_{н},$$

где S_n – наружная поверхность элемента гидропривода, нормальная к тепловому потоку, а при принудительном обдуве – нормальная к направлению потока обдува; P_n – параметр сечения элемента гидропривода.

Для трубопровода круглого сечения D_3 совпадает с наружным диаметром.

Если время достижения установившейся температуры больше времени непрерывной работы гидропривода ($t_{уст} > t_{раб}$, т. е. за время работы гидропривода установившаяся температура не достигается), то текущую температуру за время t находят следующим образом:

$$T_{ж} = \left(\frac{E_{пр}}{KS} \right) \times \left(1 - \exp\left(\frac{-KS}{cm} t \right) \right) + T_{в},$$

где $E_{пр}$ – количество тепла, выделяемое в гидроприводе в единицу времени; $T_{в}$ – максимальная температура окружающего воздуха, заданная условиями эксплуатации. Здесь необходимо напомнить, что при использовании оборудования при температурах ниже -25 °С следует учитывать технические характеристики оборудования и при необходимости обеспечить предварительный подогрев рабочей жидкости в баке до указанной температуры.

Максимальная установившаяся температура (при $t_{уст} \leq t_{раб}$):

$$T_{уст} = E_{пр} / (KS) + T_{в}.$$

Расчетная величина теплообразования в гидроприводе в единицу времени $E_{пр}$ в системе СИ равна суммарным потерям мощности в гидроприводе при минимальной расчетной вязкости ν_{min} :

$$E_{пр} = N_n.$$

Потери мощности, идущие на нагрев гидропривода:

$$N_n = N_{пр} - N_{пол}.$$

Потери мощности при циклической работе определяют как средние за цикл:

$$N_n = N_{пр.ср.} - N_{пол.ср.}$$

Для обеспечения работоспособности и безотказной эксплуатации машин с гидроприводом в районах жаркого климата помимо потерь мощности в самом приводе следует учитывать дополнительное теплообразование за счет поглощения элементами привода энергии солнечного излучения:

$$E_{пр} = N_n + N_c,$$

где $N_c = S_0 S_c \varepsilon$ – поглощаемая энергия солнечного излучения; S_0 – солнечная постоянная, определяемая для различных районов по ГОСТ 16350-70, изменяется в интервале от 350 до 952 Вт/м²; S_c – облучаемая солнцем поверхность гидропривода; ε – коэффициент черноты облучаемой поверхности (табл. 7.5).

Тепловой режим объемного гидропривода считается приемлемым, если определенная максимальная установившаяся температура не превышает температуры, допускаемой для данного сорта рабочей жидкости при длительной эксплуатации гидрооборудования: $T_{уст}(T) \leq T_{доп}$. В противном случае необходимо выполнить повторный расчет и увеличить поверхность теплообмена гидропривода.

Если суммарная фактическая площадь $S_{пр}$ теплоотдающих поверхностей элементов гидропривода меньше требуемой по условиям теплообмена $S_{треб}$, необходимо увеличить эту площадь, например, введением оребрения бака или установкой теплообменника.

Основными требованиями при выборе теплообменника должны являться наличие необходимой теплоотдающей поверхности $S_T \geq (S_{треб} - S_{пр})$ и соответствие проходящего через него потока рабочей жидкости номинальной величине, указанной в технической характеристике.

При наличии принудительного обдува теплообменника площадь его теплоотдающей поверхности может быть уменьшена в соотношении $S_{Т.обд} = S_T K_б / K_T$, где K_T – коэффициент теплопередачи теплообменника в условиях принудительного обдува.

Для предварительного расчета в диапазоне скоростей обдува $V_b = 2-6$ м/с можно принять $K_T = 15-45$ Вт/(м² · °С).

Полученное в результате расчета значение площади S_T округляют до ближайшего значения в ряду серийно выпускаемых теплообменников и затем по нему выбирают нужный типоразмер.

Таблица 7.3

Удельная теплоемкость рабочих жидкостей на нефтяной основе $c_{ж}$, Дж / (кг·°С)

Температура, °С	Плотность, кг/м ³		
	700	800	900
1	2	3	4
0	2020	1885	1780
20	2100	1960	1845
40	2180	2030	1915

Окончание табл. 7.3

1	2	3	4
50	2220	2070	1950
60	2260	2110	1985
80	2340	2190	2055
100	2420	2260	2130
120	2520	2340	2200

Таблица 7.4

Удельная теплоемкость металлов c_m , Дж/(кг·°С)

Металл	Истинная удельная теплоемкость при температуре, °С			Средняя удельная теплоемкость в интервале температур 0 ÷ 100 °С
	0	20	100	
Алюминий	880	897	940	910
Железо, Сталь 10	440	452	486	465
Медь	380	384	397	388
Латунь Л96, Л80, Л68	–	390	–	–
Сталь 15, 20, 30, 45	–	–	–	470

Таблица 7.5

Коэффициент черноты и коэффициент излучения

Материал	Состояние поверхности	Температура, °С	Коэффициент черноты, ϵ	Коэффициент излучения $c_{и}$, Вт/(м ² ·°С)
Алюминий	Шероховатая	26	0,07	0,398
	Полированная	50 ÷ 500	0,04 ÷ 0,06	0,228 ÷ 0,342
Стальное литье	Необработанная	40 ÷ 250	0,93	5,32
Чугунное литье	Необработанная	50	0,81	4,62
Сталь листовая	Прокат с блестящим слоем окиси	50	0,56	3,19
		25	0,82	4,68
Краски масляные	–	20 ÷ 100	0,9 ÷ 0,95	5,13 ÷ 5,41
Железо, сталь	Полированная	150 ÷ 250	0,15 ÷ 0,38	0,815 ÷ 2,15
Чугун	Окисленная	100	0,7 ÷ 0,9	4 ÷ 5,15
Резина серая	Шероховатая	24	0,86	4,88

Контрольные вопросы

1. Для чего производят тепловой расчет гидропривода?
2. Поясните основы методики теплового расчета гидропривода.
3. Последствия увеличения температуры рабочей жидкости в гидроприводе.
4. Каковы основные причины выделения тепла в гидроприводе?
5. Как влияет температура рабочей жидкости на внутренние статические характеристики гидродвигателей для гидропривода с объемным регулированием?
6. На основе каких уравнений производится тепловой расчет гидропривода?
7. Как определяется количество тепла, получаемое в единицу времени, соответствующее потерянной в гидроприводе мощности?
8. Поясните методику получения сведений о теплоотдаче оборудования.
9. Как определяется расчетная площадь поверхности гидробака?
10. На основе каких расчетов определяется выбор серийно выпускаемых теплообменников?

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

При создании высокоэффективного объемного гидропривода с несколькими объемными гидродвигателями следует прежде всего провести детальный аналитический обзор объекта исследования, особенностей его применения и условий эксплуатации. Зачастую приходится самостоятельно выполнять функциональную классификацию гидросистем прототипов объекта исследования, на основании сравнительного анализа схем прототипов определяться с вариантом новой или модернизированной гидросистемы энергетической машины. Цель и задачи проектирования создаваемой гидросистемы должны определяться проблемами развития и эксплуатации аналогичных гидросистем энергетических машин подобного класса, выявленными при аналитическом обзоре.

Разработку новой принципиальной схемы гидравлического привода, описание его функциональных возможностей следует предварять правильным и осознанным формированием технического задания на разработку. Техническое задание на проектирование гидропривода должно содержать полные характеристики нагрузок механизма, его кинематические параметры, режимы работы, условия эксплуатации.

При проведении предварительного расчета новой гидросистемы следует вначале определить рабочие параметры гидравлических машин, устройств и аппаратуры на основе исходных данных, включающих преодолеваемые гидроприводом силовые нагрузки и кинематические параметры исполнительных органов. При подборе гидравлических машин, устройств и аппаратуры для составленной гидравлической схемы рекомендуется стремиться к унификации комплектующих, сокращению числа возможных поставщиков оборудования, использовать информацию об эксплуатационной надежности оборудования.

Выбор оборудования позволит выполнить предварительные необходимые гидравлические, энергетические и тепловые расчеты контуров гидросистемы.

Поверочный расчет гидропривода предполагает расчет и построение графиков внутренних и внешних статических характеристик контуров гидропривода. Последующий анализ результатов расчета на соответствие требованиям технического задания при

необходимости потребует уточнения рабочих параметров гидрооборудования.

Заключительным этапом работы является решение инженерно-технических задач по проектированию и эксплуатации созданного гидропривода, включая составление ведомости покупных изделий и перечня возможных неисправностей и способов их устранения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Азизов А. Г., Рагимов А. М., Азизов М. Г. Проектирование гидро- и пневмосистем: учебное пособие. Баку: АГНА, 2004. 100 с.
2. Алексеева Т. В., Галдин Н. С., Шерман Э. Б. Гидравлические машины и гидропривод мобильных машин. Новосибирск: НГУ, 1994. 212 с.
3. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика: справочное пособие. М.: Машиностроение, 1971. 672 с.
4. Васильченко В. А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: справочник. М.: Машиностроение, 1983. 301 с.
5. Галдин Н. С., Кукин А. В. Атлас гидравлических схем мобильных машин и оборудования: учебное пособие. Омск: СибАДИ, 2006. 91 с.
6. Гидравлика и гидропневмопривод: учебник: в 2 ч. / под ред. А. А. Шейпака. Ч. 2: Гидравлические машины и гидропневмопривод / А. В. Лепешкин, А. А. Михайлин, А. А. Шейпак. М.: МГИУ, 2003. 352 с.
7. Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод: учебное пособие / Т. В. Артемьева и др.; под ред. С. П. Стесина. М.: Академия, 2005. 336 с.
8. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / Т. М. Башта и др. М.: Машиностроение, 1982. 423 с.
9. Гидравлические машины, гидропривод мобильных машин / Т. В. Алексеева и др. Омск: ОмПИ, 1987. 88 с.
10. Гидравлический привод строительных, дорожных и коммунальных машин: каталог-справочник: в 3 т. М.: АО «МАШМИР»; ЗАО «ГИДРОКОМПЛЕКТ» (ТОО «Норвик»), 1997.
11. Гидропривод и средства автоматизации: учебно-методическое пособие к выполнению курсовой работы / В. Л. Кондрашев и др. Новочеркасск: ЮРГПУ (НПИ), 2017. 102 с.
12. Гиргидов А. Д. Техническая механика жидкости и газа: учебное пособие. СПб., 1999. 394 с.
13. Гойдо М. Е. Проектирование объемных гидроприводов. М.: Машиностроение, 2009.
14. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / под ред. М. О. Штейнберга. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1992. 672 с.

15. Кочин Н. Е., Кибель И. А., Розе Н. В. Теоретическая гидромеханика. М.: Дрофа, 2009. 780 с.
16. Кудинов А. А. Техническая гидромеханика: учебное пособие. М.: Машиностроение, 2008. 368 с.
17. Лепешкин А. В., Михайлин А. А., Фатеев И. В. Расчет сложных трубопроводов с насосной подачей: учебное пособие / под ред. проф. Ю. А. Беленкова. М.: МАМИ, 2003. 48 с.
18. Ловкис З. В. Гидроприводы сельскохозяйственной техники: конструкция и расчет. М.: Агропромиздат, 1990. 303 с.
19. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа. М.: Дрофа, 2003. 840 с.
20. Никитин О. Ф. Гидравлика и гидропневмопривод: учебное пособие. 2-е изд., испр. и доп. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2012. 430 с.
21. Попов Д. Н., Панайотти С. С., Рябинин М. В. Гидромеханика: учебник для вузов / под ред. Д. Н. Попова. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. 384 с.
22. Проектирование гидропривода поступательного движения: методические указания к выполнению курсового проекта / авт.-сост.: С. А. Сингеев, В. В. Альдебенев. Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2009. 28 с.
23. Расчет и проектирование передач с использованием систем автоматизированного проектирования / сост.: И. П. Талипова, Р. Н. Тазмеева, И. Д. Галимянов. Набережные Челны: НЧИ КФУ, 2017. 104 с.
24. Расчет и проектирование систем гидропневмоприводов машин и механизмов: методические указания к выполнению курсового проекта (работы) по дисциплине «Проектирование СГПП» / авт.-сост.: В. И. Антоненко, В. С. Сидоренко. Ростов н/Д: Донской гос. тех. ун-т, 2018. 30 с.
25. Расчет объемного гидропривода мобильных машин: методические указания для курсового проектирования по дисциплинам «Гидравлика», «Гидравлика и гидропневмопривод» / сост. Н. С. Галдин. Омск: СибАДИ, 2003. 28 с.
26. Санкович Е. С. Гидравлика, гидромашины и гидропривод: учебно-методическое пособие по курсовой работе для студентов специальностей «Машины и аппараты химических производств и предприятий строительных материалов», «Машины и оборудование

лесного комплекса» / авт.-сост.: Е. С. Санкович, А. Б. Сухоцкий. Минск: БГТУ, 2011. 140 с.

27. Свешников В. К. Гидрооборудование: международный справочник. Номенклатура, параметры, размеры, взаимозаменяемость: в 3 кн. М.: ООО «Техинформ» : МАИ, 2001–2003.

28. Свешников В. К. Станочные гидроприводы: справочник. 4-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 2004. 512 с.

29. Свешников В. К. Станочные гидроприводы: справочник. 5-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 2008. 640 с.

30. Целищев В. А. Гидравлический привод и гидроагрегаты / Уфимск. гос. авиац. техн. ун-т. Уфа: УГАТУ, 2008. 282 с.

31. Шейпак А. А. Гидравлика и гидропневмопривод: учебное пособие: в 2 ч. Ч. 1: Основы механики жидкости и газа. 2-е изд. М.: МГИУ, 2003. 192 с.