

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего профессионального образования
«Кузбасский государственный технический университет
имени Т.Ф. Горбачева»

Кафедра горных машин и комплексов

В.В. Кузнецов К.А. Ананьев

**ГИДРАВЛИКА: КОНСТРУКЦИИ ЭЛЕМЕНТОВ
ОБЪЕМНЫХ ГИДРОПЕРЕДАЧ**

Учебное пособие

Рекомендовано учебно-методической комиссией
специальности 130400.65 «Горное дело»
в качестве электронного издания
для использования в учебном процессе

Кемерово 2013

Рецензенты:

Маметьев Л. Е. - доктор технических наук, профессор кафедры горных машин и комплексов

Хорешок А. А. - доктор технических наук, председатель учебно-методической комиссии специальности 130400.65, специализации 130409.65 «Горные машины и оборудование».

Кузнецов Владимир Всеволодович. Гидравлика: конструкции элементов объемных гидropередач. [Электронный ресурс]: учебное пособие для студентов специальности 130400.65 «Горное дело», специализации 130409.65 «Горные машины и оборудование» / В. В. Кузнецов, К. А. Ананьев. – Электрон. дан. – Кемерово: КузГТУ, 2013. –1 электрон. опт. диск (CD-ROM) ; зв. ; цв. ; 12 см. – Систем. требования : MS Windows XP/Vista/7; MS Office 2003; браузер (например, Internet Explorer, версия не ниже 7,0 или другие); мышь.

Подготовлено по дисциплине «Гидравлика». Приведено описание конструкций, принципа действия и особенностей эксплуатации основного гидророборудования.

© КузГТУ

© Кузнецов В. В.

© Ананьев К. А.

Предисловие

Гидросистемы, гидроприводы машин и оборудования являются составной частью курса «Гидравлика», которая представляется как их научная основа. В данном учебном пособии была поставлена цель, рассмотреть практические аспекты работы различных элементов объемных гидропередаточных устройств.

Весьма широкая область применения гидравлических приводов, особенно в горнодобывающей промышленности и машиностроении, обуславливает знание его конструкции, характеристик и особенностей эксплуатации большим кругом технических специалистов современного производства.

Поиск причин отказа в работе, определение неисправностей и ремонт оборудования, как правило, сопряжены с необходимостью разборки и сборки гидромашин и гидроаппаратов. Это производится для определения целостности деталей и оценки состояния их рабочих поверхностей, а также для обнаружения в рабочих полостях инородных тел, смоляных отложений, коррозии и др., что препятствует функциональным перемещениям деталей и приводит к отказу в работе гидравлических приводов. Поэтому изучение конструкции, принципа действия и особенностей эксплуатации гидропередаточных устройств является обязательной частью изучения студентами механических специальностей курса «Гидравлика».

Основные преимущества гидравлических приводов, такие как малые удельная масса и инерционность, а также высокая жесткость механической характеристики, достигаются за счет использования более качественных материалов и высокой точности изготовления. Последнее обусловлено необходимостью минимизации утечек как внутри гидромашин и гидроаппаратов (перетоки между камерами и полостями), так и обеспечением высокой герметичности гидросистемы в целом.

Внутренние перетоки рабочей жидкости существенно снижают жесткость механической характеристики и КПД привода. Плохая изоляция гидросистемы приводит к быстрому загрязнению рабочей жидкости. Как показывает практика эксплуатации гидроприводов, первопричиной подавляющего числа отказов приводов является халатное отношение к герметичности гидросистемы и пренебрежение контролем за состоянием устройств очистки рабочей жидкости. Катастрофически снижается ресурс гидромашин, падает жесткость механической характеристики и возникают сбои в срабатывании гидроаппаратов вследствие заклинивания и заедания подвижных элементов и т.п. Поэтому требуется более высокий уровень культуры эксплуатации гидравлических приводов.

Столь важные вопросы решаются не только технологическими методами, но и конструктивно, т.е. комплексно. Действительно, в конструкциях гидромашин и гидроаппаратов конструктивно заложены разнообразные варианты компенсации зазоров между деталями, которые в процессе работы гидромашин подвергаются износу, уплотнители с активным поджимом к уплотняемым поверхностям и системы сбора и отвода утечек (дренаж).

Следует отметить и относительную сложность диагностирования и ремонта гидравлического привода.

Все вышеизложенное указывает на значимость изучения студентами конструкций и характеристик гидромашин и гидроаппаратов. Пособие входит в единый комплекс, состоящий из конспекта лекций по теоретической части курса [1] и учебного пособия по выполнению курсовой работы [2].

В учебном пособии приведены конструкции гидромашин и гидроаппаратов, выпускаемых отечественной промышленностью серийно и получивших широкое применение в горном деле, машиностроении, строительско-дорожных машинах и др. отраслях промышленности.

Иллюстрации в количестве 69 рисунков имеют единую сквозную нумерацию и размещены в конце пособия единым блоком. Это, по мнению авторов, должно сделать учебное пособие более удобным при работе с ним.

Список литературы, приведенный в данном учебном пособии, содержит основную справочную литературу по номенклатуре, конструкции и технической характеристике гидромашин и гидроаппаратов и позволяет получить дополнительную информацию, не вошедшую в пособие.

1. Насосы и гидродвигатели объемных гидропередат

Цель работы: изучить конструкцию, принцип действия и условия эксплуатации основных типов насосов и гидродвигателей.

Оборудование в виде натуральных образцов:

- а) насосы типа НШ10У, Г12, Н400, ВНР-32/20М, НП120, УРС и тип 200;
- б) гидростойка крепи ОКП70, гидроцилиндр типа ЦРГ, гидромоторы типов Г15-2...Н и ДП510.

Общие сведения

К настоящему времени разработано и эксплуатируется большое количество разновидностей конструкций и типов насосов и гидродвигателей, что повлекло за собой необходимость введения какой-то упорядоченности в их представлении, т.е. потребовалась систематизация гидромашин. Существует много классификаций насосов и гидродвигателей, различающихся как числом классификационных признаков, так и степенью их иерархической связи, т.е. глубиной их взаимозависимости между собой. Такие классификации необходимы прежде всего разработчикам новых конструкций гидромашин для того, чтобы, как говорится, не «изобрести велосипед».

В нашем случае ограничимся классификацией гидромашин по конструктивным типам и особенностям, отражающим их основные параметры (рис.1).

Основным классификационным признаком, делящим все насосы на две группы, является способность насоса изменять свой главный параметр – производительность. Производительность (подача) насоса определяется его рабочим объемом g и частотой вращения приводного вала n :

$$Q = g n . \quad (1)$$

Из этих двух параметров собственно насосу принадлежит только g , а частота вращения приводного вала насоса задается приводным двигателем. Исходя из этого, под *регулируемым насосом* понимается насос, который позволяет менять производительность за счет изменения его рабочего объема.

Отсюда к группе *нерегулируемых насосов* причисляются все насосы, которые не могут изменять свой рабочий объем в принципе или из-за того, что возникнут ничем не оправданные конструктивные сложности.

Ясно, что из регулируемого насоса можно всегда сделать нерегулируемый путем упрощения его конструкции, а также, применив приводной двигатель с регулируемой частотой вращения, получить от нерегулируемого насоса переменную подачу.

Второй классификационный признак определяет главную конструктивную особенность насоса – тип вытеснителя. *Вытеснителем* называется конструктивный элемент насоса (также и гидродвигателя), который, непосредственно контактируя с жидкостью, передает ей энергию, взятую от приводного двигателя. Так, в шестеренной гидромашине вытеснителями являются шестерни, а в радиально-поршневой - плунжеры, расположенные по радиусам окружности, перпендикулярной оси приводного вала, и т.д.

Гидравлические двигатели подразделяются прежде всего по виду движения, которое они сообщают исполнительному механизму (рис.1). Принято называть гидродвигатели поступательного движения *гидроцилиндрами*, а вращательного движения – *гидромоторами*.

Простота конструкции, надежность в работе и возможность варьирования в широком диапазоне кинематических и силовых параметров делают гидроцилиндры незаменимыми в механизмах с возвратно-поступательным движением.

Гидромоторы в зависимости от степени идентичности конструкции с насосами и близости их кинематических и силовых параметров делятся на обратимые и необратимые гидромоторы. Под *обратимой гидромашиной*, строго говоря, понимается гидромашина, которая может быть с одинаковым успехом использована как в качестве насоса, так и в качестве гидромотора. Однако к этой группе можно отнести и гидромоторы, конструкция которых представляет собой модернизацию соответствующей конструкции насоса в направлении улучшения ее характеристик именно как гидродвигателя.

К *необратимым* относятся конструкции гидромоторов, которые уже принципиально не могут быть использованы в качестве насосов. Все конструктивные решения в них направлены, как правило, на возможность преодоления больших крутящих моментов при малых частотах вращения, тем самым исключая необходимость использования механических редукторов.

При всем многообразии конструктивных отличий, принцип действия объемных насосов одинаков и может быть представлен следующей общей схемой.

Цикл работы насоса состоит из двух фаз:

- 1) всасывание – взятие порции жидкости из бака;
- 2) нагнетание – сообщение этой жидкости механической энергии.

Чтобы осуществить всасывание, увеличивают объем рабочей камеры насоса. В результате чего в ней давление становится ниже давления на свободную поверхность жидкости в баке. Эта разность давлений и заставляет жидкость заполнять рабочую камеру.

Нагнетание происходит путем уменьшения объема рабочей камеры насоса, за счет чего вытеснитель сообщает жидкости механическую энергию.

В обеих фазах работы насоса затрачивается энергия, подводимая от приводного двигателя. Если при нагнетании механическая энергия передается жидкости, в дальнейшем используемой для выполнения полезной работы, то затраты энергии на всасывание необходимо сводить к минимуму. Проблемы всасывания у объемных насосов во многом аналогичны тем, что имеют место у центробежных насосов.

Рабочий процесс гидравлического двигателя также состоит из двух этапов. Основной этап – передача энергии от подаваемой в двигатель жидкости исполнительному механизму. Осуществляется это через вытеснитель и называется рабочим ходом.

Заполнившая камеру гидромотора жидкость, отдав энергию, должна вернуться в бак. Поэтому на втором этапе вытеснитель, уменьшая объем рабочей ка-

меры, выталкивает жидкость на слив в бак. Ясно, что затраты энергии на этом этапе должны быть как можно меньше.

1.1. Конструкции объемных гидравлических насосов

Условные обозначения насосов на гидросхемах показаны на рис.2 :

А - насос нерегулируемый и нереверсивный; Б - насос нерегулируемый, реверсивный; В - насос регулируемый, нереверсивный; Г - насос регулируемый и реверсивный.

Шестеренные насосы являются одним из первых объемных насосов, освоенных промышленностью. Благодаря простоте изготовления, надежности, небольшим размерам и малой стоимости, эти насосы получили широкое применение.

Конструктивной особенностью шестеренных насосов является наличие лишь вращательного движения вытеснителей, в качестве которых применяются главным образом шестерни внешнего и реже (из-за сложности изготовления) внутреннего зацепления. Принципиальная схема шестеренного насоса с шестернями внешнего зацепления представлена на рис.3.

Насос состоит из корпуса 1, в цилиндрических расточках которого установлены две одинаковые шестерни 2 и 4. Шестерня 4 связана валом с приводным двигателем, т.е. является ведущей. Шестерни 2 и 4 находятся в зацеплении, разделяя внутреннюю полость насоса на две камеры В и Н. Эти камеры через отверстия в корпусе 1 соединяются с трубопроводами 3 и 5. Допустим, что при включении приводного двигателя шестерни получили вращение в направлении, показанном на рис.3. В этом случае в камере Н зубья шестерен последовательно входят в зацепление, а в камере В – выходят из зацепления. В результате происходит периодическое увеличение камеры В и уменьшение камеры Н.

Увеличение объема камеры В приводит к снижению давления в ней ниже атмосферного, которое действует на свободную поверхность жидкости в баке 6. Возникшая разность давлений заставляет жидкость (минеральное масло) перемещаться из бака 6 по трубе 5 в камеру В и заполнять ее. Таким образом, происходит процесс всасывания. Поступившая во всасывающую камеру В жидкость впадинами шестерен переносится в направлении их вращения в нагнетающую камеру Н и далее вытесняется в нагнетающий трубопровод 3.

При изменении направления вращения шестерен направление потока жидкости изменится на обратное, т.е. произойдет *реверс* потока. Однако отметим здесь, что не все реальные конструкции шестеренных насосов позволяют осуществлять реверсивную подачу утечек жидкости в насосе.

Радиальный зазор между зубьями шестерен и корпусом составляет 0,03 . . . 0,07 мм и является значительным гидравлическим сопротивлением, поэтому утечки жидкости здесь минимальные. Значительно сложнее предотвратить утечки по торцам шестерен. Для этого принимаются специальные меры, обеспечивающие компенсацию (т.е. устранение) торцевых зазоров.

При работе насоса в камере О происходит запираание некоторого объема жидкости, который при повороте шестерен уменьшается примерно на 20 %. Это приводит к резкому росту давления в камере О, а следовательно, к увеличению нагрузок на опоры шестерен, к шуму и нагреву жидкости. Для устранения этого явления на торцевых поверхностях деталей, прилегающих к шестерням, выполняют разгрузочные канавки К, через которые запертый объем жидкости сообщается поочередно с полостями Н и В.

Задача определения производительности насоса, согласно формуле (1), сводится к установлению рабочего объема насоса g . Точное значение подачи насоса можно определить только экспериментально. Поэтому сложные вычисления по формулам, описывающим эвольвентное зацепление, не оправданы. С достаточной для практики точностью рабочий объем шестеренного насоса можно определить, если допустить, что объем впадины равен объему зуба. Тогда объем жидкости, перенесенный обеими шестернями насоса за один оборот, будет равен объему кольца, определяемому по формуле

$$g = \pi D b h,$$

где D – диаметр начальной окружности шестерни; b – ширина шестерни; h – высота зуба шестерни.

Из кинематики эвольвентного зацепления имеем

$$D = m z \quad \text{и} \quad h = 2 m,$$

где m – модуль зацепления; z – число зубьев одной шестерни.

Отсюда получим

$$g = 2 \pi m^2 z b.$$

Теоретическая подача насоса, согласно формуле (1), будет

$$Q = 2 \pi m^2 z b n,$$

где n – частота вращения шестерен насоса.

Из данной формулы следует, что для получения большей производительности шестеренного насоса выгоднее иметь большой модуль зацепления при небольшом числе зубьев ($z = 6 - 16$). Однако в этом случае опускается равномерность подачи насоса. Действительно, шестеренный насос подает жидкость порциями, равными объему впадины, которые разделены зубьями шестерен. Чем больше модуль зацепления, тем толще зуб, а значит, увеличивается промежуток времени поступления в напорную линию между двумя следующими друг за другом порциями жидкости. Поэтому шестеренные насосы имеют высокую неравномерность подачи.

Типичной конструкцией шестеренного насоса является насос типа НШ (рис. 4).

В литом алюминиевом корпусе 1 установлены две пары бронзовых втулок 2 и 4, которые выполняют роль подшипников скольжения и торцевых уплотнителей для ведущей 9 и ведомой 3 шестерен. Бронзовые втулки 2 неподвижные, а втулки 4 имеют возможность перемещаться в осевом направлении с целью устранения возможного появления торцевых зазоров по поверхностям 8 и 10. Для этого производится гидравлический поджим втулок 4 к торцевым поверхностям шестерен

за счет подвода жидкости в полость 5 через канал 14, сообщающийся с нагнетательной камерой насоса (см. разрез А-А). Во избежание перетока жидкости из камеры 5 во всас насоса по каналу 13 последний закрыт уплотнением 11. Так как распределение давления в местах соприкосновения торцов шестерен и втулок 4 неодинаковое (со стороны всасывания давление меньше), то, во избежание перекоса втулок, площадь камеры 5 со стороны всасывания искусственно уменьшается за счет придания уплотнению 11 определенной формы при помощи копира 12.

При работе насоса за счет трения шестерен о торцы втулок 2 и 4 последние разворачиваются в окружном направлении и обеспечивается полное прилегание лысок по поверхности 17 (см. разрез Б-Б). Для создания предварительного разворота втулок служат фигурные пружины 16. Скосы на торцевых поверхностях втулок образуют треугольные разгрузочные канавки 18, предотвращающие запирающие жидкости.

Ввиду того, что данная конструкция насоса не позволяет реверсировать направление подачи жидкости, всасывающий канал 15 насоса выполнен большего диаметра, чем нагнетающий канал 19 с целью уменьшения сопротивления всасывающей магистрали.

Чтобы избежать повышения давления перед манжетой, установленной на валу ведущей шестерни 9, скапливающуюся перед ней жидкость отводят по отверстию 7, центральному каналу ведомой шестерни 3 и спиральным канавкам на внутренней поверхности втулок в камеру всасывания.

Пластинчатые насосы наиболее просты по конструкции и имеют высокую удельную подачу при сравнительно небольших габаритах. По принципу действия эти насосы бывают однократного и двукратного действия (рис.5).

Пластинчатый насос однократного действия (рис.5,а) состоит из корпуса 4 с внутренней цилиндрической расточкой 6. Внутри этой расточки со смещением оси на величину e , называемую *эксцентриситетом*, располагается ротор 2, имеющий вал для подсоединения к приводному двигателю. В роторе 2 в радиальных пазах установлены пластины 3. В корпусе 4 имеются два дугообразных канала В и Н. Они связаны с выходными отверстиями в корпусе 4, к которым присоединяются трубопроводы 1 и 5.

При включении приводного двигателя ротор 2 получает вращение, и пластины 3 под действием центробежных сил, выдвигаясь из пазов ротора, прижимаются к цилиндрической поверхности расточки 6. Поскольку центробежные силы малы (небольшие радиус установки и масса пластин), во многих конструкциях насосов предусматривается дополнительное прижатие пластин пружинами или давлением жидкости. Кроме этого, для улучшения ремонтпригодности конструкции насоса быстроизнашивающуюся цилиндрическую расточку 6 делают не в корпусе 4, а в промежуточной детали, называемой *статором* (см. поз.б на рис.5, б).

Скользя по рабочей поверхности статора, пластины одновременно совершают возвратно-поступательное движение в пазах ротора. При направлении вращения ротора, как показано на рис. 5,а, такое движение пластин приводит к тому,

что на нижней полуокружности статора объем между соседними пластинами будет увеличиваться, т.е. происходит фаза всасывания. Жидкость из бака по трубе 1 и каналу В заполняет эти объемы. На верхней полуокружности статора пластины вдвигаются в ротор, и объемы между соседними пластинами уменьшаются, т.е. осуществляется фаза нагнетания, жидкость через канал Н поступает в нагнетающий трубопровод 5.

Каждая пара соседних пластин в течение полного оборота ротора участвует в нагнетании и всасывании один раз, поэтому данный насос называется *насосом однократного действия*.

Рабочий объем такого насоса равен объему кольца толщиной $2e$, из которого нужно вычесть объем, занятый пластинами:

$$g = 2e(2\pi R - z\delta)b,$$

где e – эксцентриситет; R – радиус статора; z – число пластин; δ – толщина пластины; b – ширина ротора.

Насосы однократного действия бывают постоянной и переменной подачи. Причем у последних регулирование подачи осуществляется изменением эксцентриситета за счет смещения статора.

У пластинчатых насосов однократного действия ротор и подшипники, на которые он опирается, испытывают односторонние силы давления, что затрудняет создание таких машин большой мощности и является одной из причин малого срока их службы.

Более рационально устроены пластинчатые *насосы двукратного действия* (рис.5,б), у которых ротор разгружен от сил давления.

Основой конструкции насоса является корпус 4, в котором запрессовано статорное кольцо 6 с эллипсовидной рабочей расточкой. Симметрично относительно этой расточки расположен ротор 2 с пластинами 3, размещенными в его пазах под углом в направлении вращения. Этот наклон исключает заклинивание и поломку пластин при их взаимодействии с рабочей поверхностью расточки статора, имеющей существенно большую кривизну, чем у насосов однократного действия.

У данного насоса каждая пара соседних пластин дважды за один оборот ротора участвует в фазах всасывания и нагнетания, чем и обусловлена его двукратность действия. Соответствующие фазы рабочего процесса осуществляются на одной четверти оборота ротора последовательно друг за другом. Для этого в корпусе 4 имеются четыре дугообразных отверстия В и Н. Диаметрально противоположные отверстия имеют одно назначение, и поэтому они соединены между собой каналами, расположенными внутри корпуса. Эти каналы на рис.5,б показаны условно пунктирными линиями. В корпусе насоса имеются два отверстия для подсоединения всасывающего 1 и нагнетающего 5 трубопроводов.

С учетом отмеченных отличительных особенностей принцип действия данного насоса аналогичен предыдущему.

Рабочий объем насоса двукратного действия равен удвоенному объему кольца (W_k) толщиной h за вычетом объема, занимаемого пластинами (W_n), т.е.

$$g = 2(W_k - W_n).$$

Объем кольца составит

$$W_k = \pi(R^2 - r^2)b,$$

где R – радиус статора; r – радиус ротора; b – ширина ротора.

Объем, занимаемый пластинами без учета их наклона, будет

$$W_n = \delta bz(R - r),$$

где δ – толщина пластины; z – число пластин.

Тогда рабочий объем насоса двукратного действия определяем по формуле

$$g = 2b(R - r)[\pi(R + r) - \delta z].$$

Пластинчатые насосы из всех типов насосов отличаются наибольшей равномерностью подачи и нашли широкое применение во многих металлорежущих станках и другом оборудовании.

Типичным представителем пластинчатых насосов двукратного действия является насос типа Г, приведенный на рис.6.

Основными деталями насоса (рис.6,б) являются корпус 1 с крышкой 2, приводной вал 9 с подшипниками 3 и 11, фланец 8 с уплотнениями 10 и рабочий комплект (рис.6,а), состоящий из торцевых уплотнительных дисков 4 и 7, статора 6, ротора 5 и пластин 13. Диски и статор фиксируются в определенном угловом положении относительно корпуса при помощи штифта 15. Для исключения появления зазоров по торцевым поверхностям статора 6, ротора 5 и дисков 4 и 7 последние прижимаются друг к другу тремя пружинами 12, а также давлением масла из нагнетающей камеры насоса при его работе.

В торцевых дисках 4 и 7 имеются дугообразные окна (рис.6,а) для пропуска жидкости при всасывании и нагнетании.

При вращении ротора 5, связанного через шлицевое соединение с приводным валом 9, в направлении, указанном стрелкой, пластины 13 центробежной силой и давлением масла, подведенного в отверстия В, прижимаются к внутренней поверхности статора 6, имеющей форму овала, и, следовательно, совершают возвратно-поступательное движение в пазах ротора 5.

Во время движения пластин от точки А до точки В и от С до D объемы камер, образованных двумя соседними пластинами, внутренней поверхностью статора, наружной поверхностью ротора и торцевыми поверхностями дисков 4 и 7, увеличиваются, и масло заполняет рабочие камеры через окна в диске 4, связанные со всасывающей линией.

При движении пластин в пределах участков ВС и DA объемы камер уменьшаются, и масло вытесняется в напорную линию гидросистемы через окна в диске 7. Поскольку зоны нагнетания (ВС и DA) и всасывания (AB и CD) расположены диаметрально относительно ротора, на него не действуют радиальные усилия, что положительно сказывается на долговечности подшипников приводного вала.

Всасывающие окна в диске 4 через отверстия 14 в статоре 6 соединены с глухими окнами Б в диске 7, благодаря чему масло из всасывающей линии поступает в ротор с двух сторон, что облегчает условия всасывания.

Насосы выпускаются одно- и двухпоточными; в последних на общем приводном валу установлены два рабочих комплекта (одинаковых или различных), что обеспечивает возможность нагнетания масла двумя независимыми потоками (всасывающая линия общая).

Поршневые насосы составляют наиболее представительную группу среди объемных гидромашин.

Благодаря цилиндрической форме поршня (плунжера) и цилиндра, их можно изготовить с большой точностью (т.е. с минимальным зазором), что позволяет уменьшить утечки жидкости, повысить КПД и рабочее давление насосов, достигающее в некоторых насосах 60 МПа. Наибольшее применение получили эксцентриковые плунжерные, радиально-плунжерные и аксиально-плунжерные (или аксиально-поршневые) насосы. Следует отметить, что функции плунжера и поршня одинаковые, но последний имеет кинематическую связь с шатуном, а плунжер не имеет.

Типичным представителем этой группы является **эксцентриковый плунжерный насос**, отличающийся простотой конструкции и высокой надежностью.

Схема работы эксцентрикового плунжерного насоса приведена на рис.7,а. В расточке корпуса 5 находится плунжер 2 с всасывающим клапаном 3, который пружиной 4 постоянно прижат к эксцентрику 1, посаженному на вал насоса. Вращение вала возможно в любом направлении. При повороте эксцентрика пружина, упираясь в ножку всасывающего клапана, поднимает его на величину Δ , а затем упирается в бурт Б плунжера и перемещает его на величину $2e - \Delta$. Жидкость из внутренней полости насоса через зазор между клапаном и плунжером устремляется в подплунжерную камеру. При дальнейшем повороте эксцентрика клапан прижимается к плунжеру, замыкая подплунжерную камеру, после чего происходит вытеснение жидкости из рабочей камеры через нагнетающий клапан 6 в напорную магистраль. Далее цикл повторяется.

На рис.7,б представлена схема одноплунжерного эксцентрикового насоса, отличающегося тем, что всасывание и нагнетание происходит через клапанный блок 7 со всасывающим А и нагнетающим Б клапанами. В корпусе 3 также установлены плунжер 6 с подпятником 4, эксцентрик 2 и пружина 5. Для уменьшения силы трения и износа подпятника на эксцентрике 2 установлен подшипник качения 1. Эксцентрик получает вращение от приводного двигателя. Под действием эксцентрика с одной стороны и пружины с другой плунжер совершает возвратно-поступательное движение в цилиндре клапанного блока 7. При выдвигении плунжера объем камеры под ним увеличивается, и через клапан А жидкость из бака поступает в насос. При задвигении плунжера жидкость через клапан Б подается в нагнетающую линию гидросистемы.

Рабочий объем насоса определяется по формуле

$$g = 0,5\pi d^2 e,$$

где d – диаметр плунжера; e – эксцентриситет.

Из приведенного описания принципа действия видно, что неравномерность подачи одноплунжерного насоса весьма велика. Поэтому одноплунжерные насосы довольно редки и используются только для вспомогательных целей, а в гидроприводах применяются эксцентриковые насосы с числом плунжеров три и более.

Например, у насоса Н-400Е (рис.8) в корпусе 1 размещены в один ряд три плунжера 3, в каждый из которых встроены всасывающий клапан 5, шайба 4 и пружина 2. Приводной вал 8, установленный на подшипниках 6, имеет три смещенных под 120° эксцентрика с обоймами 10 на роликах 11. Перпендикулярно к плунжерам установлены нагнетательные клапаны 13, отводные каналы которых соединены с нагнетающим патрубком 12. Утечки жидкости по валу насоса предотвращаются манжетой 7.

Все эксцентриковые насосы имеют слабую всасывающую способность, поэтому у насосов типа Н-4Е давление во всасывающем патрубке 9 должно быть 500 . . . 1000 мм масляного столба. Если невозможно обеспечить такое превышение уровня масла над насосом, то необходимо устанавливать дополнительный подпиточный насос. Подпиточный насос с давлением 0,5 . . . 0,8 МПа обязательно используется при работе насосов типа НР-Ф или ВНР.

Насос ВНР (рис.9), работающий на водомасляной эмульсии, имеет звездообразное (радиальное) расположение плунжеров. В корпусе, закрытом крышками 7 и 17, на двух подшипниках 9 расположены эксцентриковый вал 8 с опорным кольцом 15, посаженным на два подшипника 16. При вращении вала семь плунжеров 3 совершают возвратно-поступательное движение в цилиндрах. Выдвижение плунжера происходит под действием давления подпиточного насоса и усилия пружины 4, передаваемого через опорное кольцо 5 и сферический подпятник 6. В это время жидкость поступает в плунжерную камеру через отверстие 11, всасывающий коллектор 10 и обратный клапан 1. При ходе нагнетания давлением жидкости в рабочей камере запирается клапан 1 и открывается нагнетающий клапан 18, через который жидкость поступает в коллектор 14 и выходное отверстие 13. Каждая плунжерная группа с клапанами расположена в отдельном съемном корпусе 2, что обеспечивает простоту сборки и ремонта насоса.

Для уравнивания массы эксцентрика на валу установлены два противовеса. Утечки, поступающие во внутреннюю полость насоса, отводятся через дренажное отверстие 12 в бак. Выходной конец вала герметизирован манжетой.

Радиально-поршневые насосы отличаются большой производительностью и малой неравномерностью подачи, обусловленными установкой в них большого числа плунжеров (9 и более штук).

Насос состоит (рис.10) из корпуса 1, в котором на неподвижной распределительной оси 3 установлен ротор 5 с плунжерами 6. Ротор получает вращение от приводного двигателя при помощи вала 9. В распределительной оси 3 имеются две дугообразные проточки и осевые каналы, к которым подсоединены трубопроводы 7 и 8. В направляющих корпуса 1 установлен статор 2 с возможностью перемещения в поперечном направлении на величину e в обе стороны от оси ротора.

Рабочей поверхностью является подшипник качения 4, что позволяет уменьшить силы трения и износ плунжеров и самой рабочей поверхности при работе насоса.

При вращении ротора 5, как показано на рис.10, на нижней половине его оборота плунжеры выдвигаются, и объем цилиндрических камер под ними увеличивается. Происходит фаза всасывания через трубопровод 8 и нижние осевой канал и проточку в распределительной оси 3.

На верхней половине оборота ротора плунжеры вдвигаются в цилиндры, выталкивая жидкость через верхние проточку и осевой канал в распределительной оси 3 в нагнетающий трубопровод 7.

Ход плунжера, а следовательно, и подача насоса зависят от величины смещения оси статора относительно оси ротора, т.е. от эксцентриситета e . Таким образом, радиально-поршневой насос является регулируемым.

Рабочий объем насоса рассчитывают по формуле

$$g = 0,5\pi d^2 e z,$$

где d – диаметр плунжера; e – эксцентриситет; z – число плунжеров.

Изменение направления вращения ротора приведет к изменению направления (реверсу) потока жидкости. Однако более удобным способом реверса потока жидкости является способ, основанный на изменении знака эксцентриситета. Действительно, если ось статора сместить влево от оси ротора (рис.10), то фаза всасывания будет уже на верхней половине оборота ротора, а фаза нагнетания – на нижней, т.е. произойдет реверс потока жидкости, идущего через насос.

В формуле для регулируемого радиально-поршневого насоса переменной величиной является эксцентриситет, который может меняться в пределах $-e_{\max} \leq e_i \leq e_{\max}$. В этом случае удобнее пользоваться формулой, представленной в ином виде, путем введения в нее параметра регулирования.

Параметром регулирования называется отношение текущего значения измеряемого параметра к его максимально возможному значению. В нашем случае параметр регулирования запишется в виде

$$U_n = \frac{e_i}{e_{\max}}.$$

Очевидно, что $-1 \leq U_n \leq 1$ при любых значениях изменяемого параметра e_i .

Отсюда формула рабочего объема регулируемого радиально-поршневого насоса будет иметь вид

$$g = 0,5\pi d^2 e_{\max} z U_n.$$

Попутно отметим здесь, что для регулируемых насосов формулу производительности также надо представлять с параметром регулирования.

В сравнении с другими типами насосов радиально-поршневые гидромашины имеют самые большие массу и габариты. Кроме того, у этих насосов имеются большие проблемы с уплотнением зазора между вращающимся ротором и неподвижной осью. Износ этих деталей приводит к существенному снижению объемного КПД насоса.

Все эти недостатки привели к постепенному сокращению этих насосов в пользу более компактных аксиально-поршневых насосов. Радиально-плунжерные насосы пока сохранились там, где применение аксиально-поршневых насосов приводит к существенному изменению конструкции машины.

Примером могут служить насосы типа НП, применяемые в механизмах подачи очистных комбайнов. Рассмотрим конструкцию насоса НП-120 (рис.11) с рабочим давлением 10 МПа.

В корпусе 15 насоса запрессована ось 14, служащая опорой ротора 6 и в качестве распределительного устройства. Для этого в оси имеются каналы а и б для подвода и отвода рабочей жидкости. К корпусу 15 прикреплена крышка 26. В горизонтальных отверстиях корпуса установлены всасывающие клапаны 13 и 16. От электродвигателя вращение передается ротору 6 через полумуфту 22, эксцентрик 25 и роликовую муфту 20. На эксцентрике 25 установлены два подшипника, заключенные в обойму 19, которая сообщает возвратно-поступательное перемещение плунжеру вспомогательного одноплунжерного насоса 12 (см. также сечение В-В).

Ротор 6 насоса установлен на распределительной оси 14 на двух радиальных шарикоподшипниках. Для обеспечения лучшей concentричности распределительных поверхностей применены подшипники повышенной точности и с уменьшенным радиальным зазором.

В двух рядах радиальных отверстий ротора устанавливаются плунжеры 7, имеющие сферические поверхности на наружных торцах. При вращении ротора плунжеры центробежной силой и давлением подпора в сливной магистрали прижимаются своими сферическими поверхностями к коническим поверхностям внутреннего кольца специального радиального шарикоподшипника 5, установленного в статоре 4. Силы трения, возникающие между сферическими поверхностями плунжеров и конической поверхностью внутреннего кольца подшипника, увлекают последнее во вращательное движение вместе с ротором. Наличие конических поверхностей на внутреннем кольце подшипника статора и сфер на торцах плунжеров обеспечивает во время работы насоса поворачивание плунжеров относительно своих осей, благодаря чему исключается скольжение в местах контакта и обеспечивается равномерный износ плунжеров и отверстий в роторе.

В ротор запрессована бронзовая распределительная втулка 17, имеющая радиальные окна и пазы, объединяющие смежные плунжерные отверстия ротора обоих рядов. Диаметральный зазор между распределительными поверхностями втулки и оси составляет 0,05 – 0,7 мм.

Статор 4 имеет две цилиндрические цапфы 1 и 8, на которые напрессованы втулки с соотношением рабочих площадей 1:2. На этих цапфах статор установлен в боковых крышках 3 и 10, которые прикреплены к корпусу болтами. Уплотнение цапф в крышках осуществляется резиновыми кольцами 2 и 9.

Изменение эксцентриситета статора относительно ротора, а следовательно, и изменение производительности насоса обеспечиваются перемещением статора.

В случае, когда статор concentричен с ротором (эксцентриситет равен нулю), производительность насоса также равна нулю, так как отсутствует поступа-

тельное перемещение плунжеров в отверстиях ротора. При увеличении эксцентриситета в одну или другую сторону соответственно увеличивается производительность.

Полость цапфы 1 постоянно соединена с нагнетательной магистралью вспомогательного насоса, благодаря чему статор стремится занять крайнее правое положение, обеспечивая максимальную подачу насоса. Соединяя полость цапфы 8, имеющей вдвое большую площадь, чем цапфа 1, с нагнетательной магистралью вспомогательного насоса, можно изменять положение статора, осуществляя при этом регулирование и реверсирование потока жидкости.

Для уменьшения потерь мощности на перемешивание масла ротором насоса полость ротора изолирована войлочными кольцами 18 от ванны для масла, в которую устанавливается насос. Для предотвращения наружной течи масла из ванны и из полости ротора в конструкции насоса предусмотрены магнитное уплотнение 23 и резиновое кольцо, а также заглушка 21 с резиновым кольцом. Нагнетание масла в гидросистему, а также возврат (слив) из нее осуществляется через блок предохранительных клапанов 11, который предназначен для ограничения давления рабочей жидкости на входе в гидромотор при перегрузке. Предохранительные клапаны настраиваются на давление 11–12 МПа.

Вспомогательный одноплунжерный насос (разрез В-В) предназначен для подачи масла в систему управления производительностью насоса НП-120, для обеспечения постоянного подпора в 0,3–0,5 МПа во всасывающем канале насоса (подпитки) и для фильтрации жидкости.

За счет эксцентрика 25 плунжер 27 совершает возвратно-поступательное движение. Пружина 30 обеспечивает постоянный контакт плунжера с обоймой 19. Всасывание рабочей жидкости осуществляется через фильтр (храпок) 33 и всасывающий обратный клапан 32. Нагнетание жидкости производится через нагнетательный клапан 29. От насоса рабочая жидкость отводится при помощи штуцера 28. Для предохранения вспомогательной системы от перегрузки в случае закупорки отверстий или чрезмерного загрязнения фильтра тонкой очистки на насосе установлен предохранительный клапан 31.

Аксиально-поршневые насосы в сравнении с радиально-поршневыми насосами имеют меньшие массу и габариты. Достигается это за счет того, что оси поршней располагаются параллельно оси вращения ротора. В результате ротор имеет небольшой диаметр, и скорость его вращения может быть более высокой, чем у радиально-поршневого насоса. Это значит, что высокая производительность аксиально-поршневого насоса будет получена при меньших габаритах.

Серийно выпускается большое количество разнообразных по конструкции аксиально-поршневых насосов. На рис.12 приведена одна из типичных схем такого насоса.

Насос состоит из ротора 6, в котором на окружности диаметром D сделаны расточки-цилиндры. В этих цилиндрах располагаются поршни 9, связанные шатунами 7 с наклонным диском 3. Ротор 6 опирается с одной стороны на приводной вал 1, а с другой через подшипник 11 на неподвижный распределительный

диск 10. Наклонный диск 3 получает вращение от приводного вала 1 через карданный шарнир 2, что позволяет изменять угол наклона диска α относительно ротора 6. Изменение угла наклона диска 3 от $-\alpha_{\max}$ до $+\alpha_{\max}$ осуществляется при помощи чаши 5, к проушине 4 которой присоединен какой-либо управляющий механизм. В распределительном диске 10 имеются два дугообразных окна, с которыми связаны подводящий и отводящий трубопроводы.

Для уменьшения утечек через торцевой зазор между ротором 6 и распределительным диском 10 используется пружина 8, обеспечивающая постоянное прижатие ротора 6 к диску 10.

При включении приводного двигателя вращение через вал 1 получают наклонный диск 3 и ротор 6 с находящимися в нем поршнями 9. Если диск 3 имеет некоторый угол наклона α , то поршни будут совершать в роторе возвратно-поступательное движение. На одной половине оборота ротора (левой или правой, в зависимости от направления вращения вала 1) поршни будут выдвигаться, что приведет к увеличению объема цилиндрических камер в роторе, и через совпадающее в это время с ними дугообразное окно в диске 10 произойдет всасывание жидкости из бака.

На второй половине оборота ротора поршни вдвигаются в цилиндры, выталкивая жидкость через второе дугообразное окно диска 10 в нагнетающий трубопровод.

Рабочий объем насоса определяется как сумма объемов жидкости, подаваемой каждым поршнем за один оборот ротора.

$$g = 0,25\pi d^2 D \operatorname{tg}\alpha_{\max} z U_{\text{H}},$$

где d – диаметр поршня; D – диаметр установки поршней в роторе; α_{\max} – максимально возможный угол наклона диска 3; z – число поршней; U_{H} – параметр регулирования насоса, $U_{\text{H}} = \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}\alpha_{\max}}$.

Реверсирование подачи аксиально-поршневого насоса можно также осуществлять двумя способами: изменением направления вращения приводного вала 1 и изменением направления наклона диска 3 от вертикального ($\alpha = 0$) его положения.

На рис. 13 приведена конструкция насоса типа 937 системы УРС (универсальный регулятор скорости, включающий в себя регулируемый насос и нерегулируемый гидромотор). Приводной вал 1 насоса через пространственный шарнир приводит во вращение диск 2 с заделанными в нем шарнирно шатунами 3 и через хвостовик вала 4 блок цилиндров 5. С помощью шпинделя (винта) 6 регулируют угол наклона чаши 7 и через упорный подшипник 8 угол наклона диска 2.

Предельный угол наклона чаши составляет $\pm 18^\circ$, при этом подача насоса изменяется от максимума до 0, а затем с реверсированием потока жидкости от 0 до максимума.

В последнее время получили широкое распространение аксиально-поршневые насосы и гидромоторы типов 200 и 300. По принципу действия аксиально-поршневые насосы и гидромоторы типа 210 являются обратимыми гидромашинами.

Качающий узел (рис.14,а) гидромашины состоит из приводного вала 1, семи поршней 12 с шатунами 11, радиального 14 и сдвоенного радиально-упорного 13 шарикоподшипников, блока цилиндров 8, центрируемого сферическим распределителем 9 и центральным шипом 5. От осевого перемещения внутренние кольца подшипников удерживаются двумя пружинными кольцами 15, установленными на втулке, и стопорным кольцом 16. В передней крышке 3 установлено армированное манжетное уплотнение 17, опирающееся на термообработанную втулку 2.

Центральный шип 5 опирается с одной стороны сферической головкой на гнездо во фланце вала, а с другой – на бронзовую втулку 10, запрессованную в распределитель 9.

В сферические гнезда фланца вала 1 установлены семь шатунов 11 и закреплены пластиной 4. На шатунах завальцованы семь поршней 12. Поршни находятся в блоке цилиндров 8. К внутренней поверхности крышки 19 (рис.14,б) присоединен распределитель 9, два дугообразных паза которого совмещены с такими же пазами крышками 20. Сферическая поверхность блока цилиндров 8 с помощью тарельчатых пружин 6 (рис.14,а) так прижата к сферической поверхности распределителя, что при вращении блока полости цилиндров в определенной последовательности совмещаются с дугообразными пазами распределителя. Штифт 7 обеспечивает синхронное вращение вала 1 и блока цилиндров 8, а также частично разгружает шатуны от передаваемого крутящего момента.

Качающийся узел установлен в корпусе 18 (рис.14,б) и зафиксирован стопорным кольцом.

Вращение приводного двигателя через вал передается шатуном. Последние, опираясь на конические юбки поршней, приводят во вращение блок цилиндров относительно неподвижного распределителя.

Если ось центрального шипа 5 совпадает с осью вала 1, как показано на рис. 14,а, то при вращении вала поршни не совершают возвратно-поступательного движения и, следовательно, не нагнетают рабочую жидкость. Если блок цилиндров 8 вместе с центральным шипом 5 отклонить на некоторый угол от оси вала 1 (рис.14,б), то при вращении блока поршни 12 будут совершать возвратно-поступательное движение в цилиндрах, всасывать и нагнетать рабочую жидкость через каналы в распределителе 9.

За один оборот приводного вала каждый поршень совершает один двойной ход; при этом поршень, выходящий из блока, засасывает рабочую жидкость в освобождаемый объем, а при движении в обратном направлении вытесняет ее в напорную гидролинию. Количество рабочей жидкости, нагнетаемой насосом, зависит от частоты вращения приводного вала.

При изменении угла и направления наклона блока цилиндров изменяются величина и направление потока рабочей жидкости. Если зафиксирован угол наклона блока цилиндров, то гидромашина будет нерегулируемой, т.е. с постоянным рабочим объемом (рис.14,б).

Направление вращения насоса указано стрелкой на корпусе. Насос правого вращения может работать как гидромотор левого вращения.

Регулируемый насос типа 207 (рис.14,в) имеет корпус 2, два фланца 4 и 15, поворотный корпус 7, заднюю крышку 9 и унифицированный качающий узел (рис. 14,а), установленный в корпусе на радиальном 20 и сдвоенном радиально-упорном 19 подшипниках. Во фланце вала 1 заделаны головки шатунов 13 с поршнями 12. Пластина 3, прикрепленная винтами на торце фланца, удерживает шатуны в сферических гнездах вала 1 от воздействия осевой силы при ходе всасывания поршней.

На центральном шипе 10 установлен блок цилиндров 11, поджимаемый к сферической поверхности распределителя 8 тарельчатыми пружинами 5.

Для соединения с приводным двигателем конец вала 1 может иметь шпонку или шлицы. На двух полых фланцах 4 и 15, прикрепленных к корпусу 2, установлен на шарикоподшипниках 14 корпус 7, который может поворачиваться вокруг вертикальной оси в обе стороны на угол $\alpha = 25^{\circ}$. К торцу поворотного корпуса 7 привернута крышка 9, имеющая два дугообразных паза, соединенных с полостями фланцев 4 и 15 через каналы в поворотном корпусе 6.

Поршни 12 совершают возвратно-поступательное движение в рабочих камерах блока цилиндров, благодаря наличию угла между осью блока цилиндров 11 и осью приводного вала 1. Рабочие камеры блока цилиндров 11 сообщаются с напорным каналом при задвижении поршней в цилиндры и со всасывающим каналом при обратном ходе. За один оборот приводного вала 1 каждый поршень 12 совершает один двойной ход; при этом поршень, выходящий из ротора, засасывает рабочую жидкость в освобождаемый объем, а при движении в обратном направлении вытесняет рабочую жидкость в напорную гидролинию. Рабочая жидкость подводится к качающему узлу из бака гидросистемы через отверстие в нижнем фланце 15 по каналу в поворотном корпусе и через отверстие в верхнем фланце 4. Синхронизация вращения вала 1 и блока цилиндров 11 обеспечивается шатунами 13 и шипом 10.

Изменение величины и направления потока рабочей жидкости (реверсирование насоса) выполняется изменением угла наклона поворотного корпуса 7, соединенного с помощью пальца 6 с каким-либо регулятором. С увеличением отклонения поворотного корпуса от положения, при котором ось приводного вала совпадает с осью ротора, ход поршней увеличивается и, следовательно, подача регулируемого насоса может плавно изменяться при изменении угла наклона поворотного корпуса от 0 до $\pm 25^{\circ}$.

Верхний 4 и нижний 15 фланцы для подвода и отвода рабочей жидкости прикреплены к корпусу 2 винтами 17. Герметичность соединения подводящих и отводящих каналов во фланцах 4 и 15 с поворотным корпусом 7 достигается уста-

новкой в неповоротном корпусе 2 подвижной втулки 16, прижимаемой пружиной 18.

Конструкция аксиально-поршневого насоса, приведенная на рис. 14,в, используется в гидросистемах мобильных машин, в которых необходимо регулировать расход рабочей жидкости и изменять направление потока при постоянном направлении вращения приводного вала. Этот насос предназначен для установки непосредственно в бак с рабочей жидкостью при работе в гидроприводе с замкнутой циркуляцией и подпиткой.

В завершение описания конструкций и принципа действия объемных гидравлических насосов в табл.1 приведены основные обобщения характеристик рассмотренных выше типов насосов, выпускаемых в настоящее время серийно.

Таблица 1

Тип насоса	Рабочее давление, МПа	Производительность, л/мин	КПД		Удельная масса, кг/кВт
			объемный	общий	
Шестеренный	10	10-240	0,9	0,68	7-0,6
Пластинчатый	6,3	5-140	0,75	0,67	4-1,5
	12,5		0,9	0,8	1,3-0,9
Эксцентрикковый	32	5-60	0,8	0,69	10-2
Радиально-поршневой	50	3,5-440	0,8	0,76	18-9
Аксиально-поршневой	32	5-400	0,91	0,85	4,5-1,6

1.2. Конструкции объемных гидравлических двигателей

При выборе типа привода для весьма разнообразных машин и механизмов с поступательным движением в большинстве случаев отдают предпочтение объемному гидравлическому приводу.

Объясняется это тем, что *гидравлические двигатели поступательного движения – гидроцилиндры* имеют неоспоримые преимущества перед другими типами устройств поступательного движения. Гидроцилиндры отличаются компактностью, простотой конструкции, высоким КПД и практически не имеют ограничений по величинам скоростей движения (особенно малых) и преодолеваемых усилий.

Конструкции гидроцилиндров отличаются большим разнообразием, что позволяет их легко приспособлять к всевозможным машинам и механизмам. Поэтому здесь будут рассмотрены конструктивные варианты гидроцилиндров, отличающихся только своими силовыми элементами – элементами, взаимодействующими с подаваемой в гидроцилиндр жидкостью (рис. 15).

На рис.15,а изображен гидроцилиндр, у которого силовым элементом является поршень 2. Он размещается в цилиндрической расточке корпуса 1, деля ее на две рабочих полости. К поршню прикреплен шток 3, выходящий из корпуса через направляющую втулку 4 и соединяющийся с рабочим механизмом. Рабочая по-

лость, в которой находится шток, называется *штоковой*, а другая – *поршневой*. Камеры герметизируются уплотнениями, установленными на поршне и в направляющей втулке. Подвод и отвод жидкости в рабочие полости осуществляется через отверстия в корпусе 1.

Скорость перемещения поршня зависит от количества жидкости, подаваемой в рабочую полость в единицу времени Q , и величины рабочих площадей поршня S . Так, при подаче жидкости в поршневую полость гидроцилиндра рабочей площадью будет площадь $S_1 = 0,25\pi D^2$, и скорость движения поршня составит

$$V_1 = Q/S_1 = Q/0,25\pi D^2, \quad (2)$$

где D – диаметр поршня.

Если подавать жидкость в штоковую полость, то при том же расходе скорость движения поршня будет иной:

$$V_2 = Q/S_2 = Q/0,25\pi(D^2-d^2), \quad (3)$$

где d – диаметр штока.

Очевидно, что $V_2 > V_1$, т.к. $S_2 < S_1$ на величину, занятую штоком.

Для гидроцилиндра с двухсторонним штоком (рис.15,б) рабочие площади в обеих плоскостях одинаковы, и скорость движения в обоих направлениях определяется по формуле (3).

На рис. 15,в изображен гидроцилиндр с силовым элементом в виде плунжера 5. Выдвижение плунжера осуществляется подачей жидкости в рабочую камеру, образованную цилиндрической расточкой в корпусе 1.

В отличие от предыдущих конструкций, у *плунжерного гидроцилиндра* не требуется обработка внутренней поверхности корпуса, что упрощает технологию его изготовления. Однако для обеспечения требуемой устойчивости плунжера направляющую втулку 4 необходимо делать большей длины. Задвижение плунжера в корпус осуществляется под собственным весом или внешней нагрузкой. Рабочая площадь плунжера определяется его диаметром, т.е. $S = 0,25\pi D^2$ (рис. 15,в), а скорость движения рассчитывается по формуле (2).

В устройствах с ограниченными размерами в направлении действия нагрузки с целью увеличения рабочего хода используются *телескопические гидроцилиндры* (рис. 15,г). В цилиндрической расточке корпуса 1 расположен поршень 6 первой ступени раздвижки. В его штоке имеется цилиндрическая расточка, в которой размещается поршень 7 второй ступени раздвижки со штоком 3. При подаче жидкости в поршневые полости обеих ступеней вначале будет выдвигаться поршень 6 и после его полного хода выдвинется поршень 7. Такая последовательность выдвигания объясняется тем, что поршню 6 первой ступени двигаться легче, чем поршню 7, т.к. $S_1 > S_2$. Задвижение поршней будет происходить в последовательности, определяемой соотношением площадей S_3 и S_4 . Скорости движения ступеней раздвижки определяются по формулам (2) и (3) с подстановкой соответствующих рабочих площадей S_1, S_2, S_3, S_4 .

На рис.15,д показан *сильфонный гидроцилиндр*, силовым элементом которого является тонкостенная цилиндрическая оболочка 8 с волнообразными складками (гофрами), удлиняющаяся или укорачивающаяся под действием жидкости. Подавать жидкость можно как внутрь оболочки, так и создавать внешнее воздей-

ствие жидкости на оболочку. Очевидно, что использование внешнего воздействия с позиций прочности является более предпочтительным. Оболочка изготавливается как резинотканевой, так и из металлов одно- или многослойного исполнения. В последнем случае сильфон может работать при давлении до 15 МПа.

Деформация оболочки преобразуется в поступательное перемещение штока 3. Допустимое осевое перемещение сильфона из металла до 25 % его свободной длины, а из резины – до 50 %.

В ряде машин и механизмов могут быть особо высокие требования к герметичности гидросистемы. В этом случае может быть использован *мембранный гидроцилиндр* (рис. 15,е). Силовым элементом и одновременно разделителем, обеспечивающим полную герметичность, является плоская или фигурная эластичная мембрана 10. Она может быть резинотканевой или металлической. Мембрана зажата между корпусом 1 и крышкой 11, разделяя внутреннее пространство на две полости.

Полость, образованная крышкой 11 и мембраной, герметична и в нее через отверстие в крышке подается жидкость. Во второй полости, образованной корпусом 1 и мембраной, располагаются шток 3 с опорным диском и возвратная пружина 9. Жидкость, воздействуя на мембрану, деформирует ее, что приводит к осевому перемещению штока. Деформация мембраны (перемещение штока) является практически линейной функцией разности давления и нагрузки. Предельно возможную величину осевого перемещения (h_{\max}) мембраны, по данным [3], определяем по формуле

$$h = \sqrt{\ell^2 - \left(\frac{D-d}{2}\right)^2},$$

где ℓ - длина дуги мембраны; D – диаметр внутренней расточки крышки; d – диаметр опорного диска.

Силовые характеристики гидроцилиндров представляют собой зависимости, определяющие взаимосвязь между требуемым давлением подаваемой жидкости и нагрузкой, преодолеваемой штоком.

Составим уравнение сил, действующих на поршень при его равномерном движении.

При подаче жидкости в поршневую полость гидроцилиндра поршень со штоком выдвигается. Этому движению противодействуют внешняя (полезная) нагрузка R , силы трения поршня о цилиндр $R_{\text{тр.1}}$ и штока о направляющую втулку $R_{\text{тр.2}}$, а также сила противодействия жидкости, вытесняемой из штоковой полости на слив в бак. Отсюда жидкость, подаваемая в поршневую полость, должна создать силу

$$p_1 S_1 = R + \sum R_{\text{тр}} + p_2 S_2,$$

где $\sum R_{\text{тр}} = R_{\text{тр.1}} + R_{\text{тр.2}}$ – суммарная сила трения в гидроцилиндре; p_1 и p_2 – давление, соответственно, в поршневой и штоковой полостях гидроцилиндра; S_1 и S_2 – площади поршня в соответствующих полостях.

Таким образом, давление в напорной магистрали составит

$$p = \frac{R + \sum R_{\text{тр}} + p_2 S_2}{S_1}. \quad (4)$$

Потери энергии на механическое трение учитываются механическим КПД или с учетом гидравлических потерь – гидромеханическим КПД. Кроме этого учтем, что отношение рабочих площадей поршня называется *коэффициентом мультипликации* $\varphi = S_2/S_1$. Тогда формула (4) имеет вид

$$p_1 = \frac{R}{S_1 \eta_{\text{ГМ}}} + \varphi p_2.$$

Для гидроцилиндра с двусторонним штоком $\varphi = 1$, т.к. $S_1 = S_2$.

У сильфонного гидроцилиндра при подаче жидкости внутрь оболочки 8 (рис. 15,д) требуемое давление для преодоления действующей нагрузки R может быть приближенно определено по формуле (3)

$$p = \frac{4R}{\pi D_{\text{ср}}^2},$$

где $D_{\text{ср}}$ – средний диаметр гофров оболочки сильфона.

Рабочее давление у мембранного гидроцилиндра (рис.15,е) зависит от эффективной площади мембраны. Она равна сумме площади опорного диска и примерно половины площади кольца свободной диафрагмы, т.е.

$$S_3 = \frac{\pi d^2}{4} + 0,5 \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2),$$

или после перегруппировки составляющих

$$S_3 = 0,25\pi(3d^2 - D^2).$$

Тогда рабочее давление мембранного гидроцилиндра определяем по формуле

$$p = \frac{R + R_{\text{пр}}}{0,125\pi(3d^2 - D^2)},$$

где R – действующая нагрузка; $R_{\text{пр}}$ – усилие возвратной пружины.

Гидростойка крени ОКП – 70 (рис.16) состоит из цилиндра 4, в котором перемещается поршень 5, закрепленный на штоке 1 стопорным кольцом 4 с одной стороны и гайкой 6 с другой. В задней части к цилиндру приварена глухая крышка, а в передней части стопорным кольцом 3 закреплена грундебукса 2, направляющая шток.

На рис.17 показана **гидростойка крени М88** двойной раздвижности, двустороннего действия, постоянного сопротивления. В цилиндре 3 первой ступени с приваренным доньшком перемещается поршень 2, являющийся одновременно цилиндром второй ступени. В нижней части к поршню 2 приварено доньшко в котором смонтирован обратный шариковый клапан 1. Внутри цилиндра второй ступени перемещается трубчатый шток 4 с поршнем.

Снизу отверстие в трубе штока закрыто приваренной заглушкой, а сверху – закрепленной стопорным кольцом головкой гидростойки.

На конце гидростойки установлены втулки 5 и 6, направляющие штоки первой и второй ступени соответственно.

Подвод жидкости в штоковую полость первой ступени осуществляется с помощью жесткой приваренной трубки 8, а в штоковую полость второй ступени – по каналу 9 в стенке штока первой ступени, имеющего технологическую заглушку 7 на торце штока. Жидкость к каналам 8 и 9 подводится через корпус гидроблока 10, приваренного к гидроцилиндру, включающему в себя гидрозамок и предохранительный клапан.

Обратный клапан устроен так, что вначале всегда выдвигается шток первой ступени. Когда его гидравлическая раздвижность исчерпана, давлением рабочей жидкости открывается клапан и происходит раздвижка второй ступени. При посадке кровли обратный клапан закрывается и происходит опускание вначале выдвинутой части первой ступени. В конце ее хода толкатель принудительно открывает клапан, при этом начинает садиться выдвигная часть второй ступени.

Конструкция двустороннего неуравновешенного гидроцилиндра *типа ЦРГ* показана на рис.18. Его основными элементами являются сварной корпус 12, поршень 9, закрепленный гайкой на хвостовике штока 7, крышка 5 и направляющая втулка 4. Крепление гидроцилиндра осуществляется за проушины 1 корпуса и штока. Самопроизвольное развинчивание корпуса 12 и крышки 5 предотвращается контргайкой 6. Поршень и шток уплотняются манжетами 10, которые удерживаются манжетодержателями. Грязесъемник 2 удерживается гайкой 3. Плавное торможение (демпфирование) гидроцилиндра в конце рабочего хода (влево) осуществляется с помощью втулки 8. При входе втулки 8 в расточку крышки 5 между поверхностями А и Б остается большой зазор, затрудняющий выход жидкости из штоковой полости. Демпфирование при холостом ходе (вправо) обеспечивается за счет плавного перекрытия выходного канала коническим хвостовиком 11.

Из обратимых гидромашин в качестве гидромоторов (гидродвигателей вращательного движения) наибольшее распространение получили аксиально-поршневые гидромоторы.

Для того чтобы вращался вал гидромотора, необходимо преодолеть момент сопротивления M_c (рис.19) от нагрузки путем создания окружной силы T . Эта окружная сила представляет собой составляющую силы R , которая является результатом действия на поршень жидкости, подводимой в гидромотор.

$$R = pS_n = 0,25\pi d^2 p,$$

где p – давление в напорной линии, по которой подается поток жидкости в гидромотор; d – диаметр поршня.

Из схемы сил (рис.19) имеем

$$T = R \operatorname{tg} \alpha,$$

где α - угол наклона диска гидромотора ($\alpha = 25 - 30^\circ$).

Крутящий момент, создаваемый окружной силой T одного поршня, составляет

$$M_{\text{кри}} = Th = T r \cos \varphi,$$

где r – радиус установки поршней в гидромоторе; φ - текущий угол поворота диска.

Крутящий момент, преодолевающий момент сопротивления M_c , создается несколькими поршнями, а именно теми, которые в данном положении ротора находятся напротив дугообразного окна в распределительном диске, подсоединенном к напорной линии, т.е.

$$M_{кр} = \sum^n M_{кри} = \sum^n 0,25d^2 p \operatorname{tg}\alpha r \cos \varphi, \quad (5)$$

где n – число поршней, одновременно участвующих в создании крутящего момента.

Из формулы (5) следует, что крутящий момент гидромотора будет меняться с периодом в один оборот вала за счет изменения φ и n . В результате при $M_c = \text{const}$ будут наблюдаться колебания давления p , соответствующего действующему $M_{кр}$.

Среднее значение крутящего момента гидромотора за период, превышающий один оборот вала, может быть определено по формуле

$$M_{кр} = 0,125 p d^2 z D \operatorname{tg}\alpha,$$

где z – число поршней.

Не весь крутящий момент, определяемый по этой формуле, идет на преодоление момента сопротивления M_c . Часть крутящего момента будет затрачена в самом моторе на гидравлическое сопротивление и на механическое трение. Это учитывается гидромеханическим КПД гидромотора ($\eta_{гм} = \eta_r \eta_m$), т.е.

$$M_{кр} = M_c / \eta_{гм}.$$

Таким образом, требуемое рабочее давление аксиально-поршневого гидромотора определяем зависимостью

$$p = \frac{M_c}{0,125d^2 Dz \eta_{гм} \operatorname{tg}\alpha}.$$

Гидромотор аксиально-поршневой типа Г15-2 . . . Н (ГОСТ 21229-75) состоит из следующих основных деталей и узлов: ротора 10 (рис.20) с семью поршнями 17, барабана 7 с толкателями 19, радиально-упорного подшипника 6, вала 1, опирающегося на подшипники 5 и 16, опорно-распределительного диска 13, корпусов 4 и 9, фланца 3 с манжетой 2, пружины 11 и торцевой шпонки 8. Масло подводится к гидромотору и отводится от него через два отверстия 15, расположенные в диске 13, причем каждое из отверстий связано с полукольцевым пазом 14, выполненным на рабочей поверхности диска. Утечки из корпуса отводятся через дренажное отверстие 12. На торце ротора, взаимодействующего с диском 13, выполнены отверстия, выходящие в каждую из рабочих камер. При вращении ротора указанные отверстия соединяются с одним из пазов 14.

При работе гидромотора масло из напорной линии через отверстие 15 и один из пазов 14 поступает в рабочие камеры, расположенные по одну сторону от оси Б – Б. Осевое усилие, развиваемое поршнями, через толкатели 19 передается на подшипник 6. Поскольку последний расположен наклонно, на толкателях возникают тангенциальные силы, заставляющие поворачиваться барабан 7, а вместе с ним вал 1 и ротор 10, связанные с барабаном шпонками 18 и 8. Одновременно поршни, расположенные по другую сторону от оси Б – Б, вдвигаются в ротор, вы-

тесняя масло из соответствующих рабочих камер через полукольцевой паз и другое отверстие 15 в сливную линию, в которой должен быть подпор для поджима толкателей к радиально-упорному подшипнику.

Ротор прижимается к диску 13 пружиной 11 и давлением масла, действующим на дно рабочих камер. Конструкция ходовой части гидромотора обеспечивает возможность самоустановки ротора относительно опорно-распределительного диска, что позволяет частично компенсировать износ трущихся поверхностей и деформацию деталей под нагрузкой, а также снизить требования к точности изготовления. Частота вращения гидромотора определяется количеством проходящего через него масла, направление вращения зависит от того, какое из отверстий 14 или 15 соединено с напорной линией, а величина крутящего момента примерно пропорциональна разности давлений в напорном и сливном отверстиях.

На рис.21 изображены условные обозначения наиболее часто встречаемых гидромоторов:

А – нереверсивный, нерегулируемый; Б – реверсивный, нерегулируемый; В – нереверсивный, регулируемый; Г – моментный гидроцилиндр (поворотник).

Схема образования окружной силы T в *радиально-плунжерном гидромоторе* однократного действия представлена на рис.22,а.

Из схемы имеем

$$T = R \sin\beta = 0,25 \pi d^2 p \sin\beta,$$

где d – диаметр плунжера; p – давление жидкости в рабочей камере мотора.

Крутящий момент от окружной силы на одном плунжере составит

$$M_{кр1} = TL = 0,25\pi d^2 p e \sin(\varphi - \beta) \cos\beta,$$

где e – эксцентриситет.

Из данной формулы видно, что величина крутящего момента на одном обороте ротора гидромотора будет меняться вследствие изменения углов φ и β .

Суммарный крутящий момент на роторе гидромотора будет меняться и за счет изменения количества плунжеров, одновременно участвующих в его создании.

Все это, как и у аксиально-поршневого гидромотора, будет приводить к пульсации давления в напорной линии.

Среднее значение крутящего момента за период времени, превышающий время одного оборота, может быть определено по выражению

$$M_{кр} = 0,25d^2 e z p, \quad (6)$$

где z – число плунжеров гидромотора.

Рабочее давление радиально-плунжерного гидромотора, необходимое для преодоления момента сопротивления M_c на валу ротора, составит

$$p = \frac{4M_c}{d^2 e z \eta_{ГМ}},$$

где $\eta_{ГМ}$ – гидромеханический КПД гидромотора.

Из схемы (рис. 22,а) можем записать

$$\sin \beta = \frac{e \sin(180 - \varphi)}{R}.$$

Максимальное значение $\sin \beta$ будет при $\varphi=90^0$, т.е.

$$\sin \beta_{\max} = \frac{e}{R}.$$

Имея в виду, что обычно $\frac{e}{R} \leq 0,1$ получим $T_{\max} = R \sin \beta_{\max} \leq 0,1R$.

Таким образом следует, что большая часть усилия R (большая часть энергии подвижной жидкости) будет реализована не на окружное усилие T , а на нормальную составляющую N , которая формирует силу трения между плунжером и статором гидромотора. Отсюда КПД гидромотора будет невысоким. Это, а также присущие радиально-плунжерным гидромашинам большие массы и габариты обусловили весьма ограниченное применение радиально-поршневых гидромоторов однократного действия.

Существенно более эффективно реализуется энергия потока жидкости в *гидромоторах многократного действия*. На рис.22,б приведена схема радиально-плунжерного гидромотора пятикратного действия.

Большой угол β , а следовательно, и большую величину окружной силы T получают за счет увеличения кривизны рабочего профиля статора.

Особенность конструкции радиально-плунжерного гидромотора многократного действия заключается в следующем. В распределительной оси 1 (рис. 22,б) выполнены две группы отверстий А и Б. Отверстия строго сориентированы относительно рабочих профилей статора 3. Отверстия группы А располагаются напротив участков I рабочих профилей, а группы Б – напротив участков II. В зависимости от желаемого направления вращения эти группы отверстий подсоединяются, соответственно, к напорной или сливной гидромагистралям. На рис. 22,б показан случай, когда к напорной гидромагистрали подсоединены отверстия группы А. В этом варианте поток жидкости поступает в рабочие камеры под те плунжеры, которые в данном положении ротора 2 находятся напротив участков I профилей статора (на рис.22,б это плунжеры 4 и 5). Под действием жидкости плунжеры 4 и 5 выдвигаются из ротора и через роликовые опоры взаимодействуют с рабочими профилями статора. Результатом этого взаимодействия является сила R , которая для одного плунжера составит

$$R_1 = 0,25\pi d^2 p,$$

где d – диаметр плунжера; p – давление в нагнетающей линии.

Относительно рабочего профиля сила R раскладывается на две составляющих – нормальную (перпендикулярную) N и касательную T . Нормальная составляющая N обеспечивает прижатие плунжера к рабочему профилю статора и обуславливает силу трения при движении плунжера по профилю. Для уменьшения потерь на трение служат роликоопоры.

Касательная составляющая T , имея плечо L относительно оси вращения ротора, обуславливает появление крутящего момента, направленного на преодоление момента сопротивления M_c , которым нагружен выходной вал гидромотора.

Среднее значение крутящего момента определяем по формуле

$$M_{кр} = \frac{1}{2\pi} p g = 0,125 d^2 z h k p,$$

где z – число плунжеров; h – ход плунжера; k – кратность гидромотора (число рабочих профилей статора).

Сравнивая с формулой (6) для гидромотора однократного действия видно, что при равенстве диаметров, количества и рабочих ходов плунжеров ($2e = h$) крутящий момент гидромотора многократного действия будет в k раз больший.

Однако при подаче в гидромотор многократного действия того же расхода жидкости, что и в гидромотор однократного действия, получим в k раз меньшую частоту вращения выходного вала. Это обстоятельство в целом ряде случаев оказывается очень удобным, позволяя избежать установки между гидромотором и рабочим органом механического редуктора.

Рабочее давление радиально-плунжерного гидромотора многократного действия, необходимое для преодоления момента сопротивления M_c на его выходном валу, составит

$$p = \frac{8M_c}{d^2 z h k \eta_{гм}},$$

где $\eta_{гм}$ – гидромеханический КПД гидромотора.

В настоящее время отечественной промышленностью освоено производство радиально-плунжерных гидромоторов многократного действия с крутящим моментом до 9500 Н·м, частотой вращения до 200 об/мин и полным КПД до 0,9 в номинальном режиме работы.

Высокомоментный радиально-плунжерный гидромотор ДП510 (рис.23) состоит из верхней крышки 1, в которой имеются отверстия для подвода и отвода рабочей жидкости, подаваемой насосом. На оси, выполненной заодно с крышкой, установлены подшипники 2 и 15, ротор 7 и распределительная втулка 3.

Распределительная втулка 3 установлена на оси с зазором 0,3 – 0,38 мм. Кольцевые маслопроводящие каналы втулки уплотнены круглыми резиновыми кольцами 4.

Для предотвращения проворота распределительной втулки относительно оси в гидромоторе имеются замковая шайба 5 и специальные штифты 6.

Ротор 7 имеет два ряда радиальных отверстий, в которых расположены плунжеры 8. Против каждой пары плунжеров установлены траверсы 9.

Зазор между распределительными поверхностями втулки 13, запрессованной в ротор, и втулки 3 составляет 0,25 – 0,04 мм. Благодаря тому, что зазор между втулкой 3 и осью верхней крышки 1 значительно больше зазора между распределительными поверхностями, радиальное усилие, возникающее при работе гидромотора, не передается на втулку 3, а воспринимается подшипниками 2 и 15.

Траверса в сборе 9 состоит из собственно траверсы и двух игольчатых катков, установленных на ее цапфах. Удержание катков на цапфах обеспечивается развальцовкой торцов траверсы.

К верхней крышке 1 прикреплен болтами 17 статор 10 и нижний защитный диск 11.

Зубчатая муфта 14 прикреплена к ротору при помощи штифтов 12 и болтов 16.

От насоса рабочая жидкость подводится к маслопроводящим каналам *a* верхней крышки гидромотора. Из каналов *a* рабочая жидкость поступает в кольцевой канал *б*, который соединен с распределительными окнами втулки 3.

Через распределительные окна, связанные с кольцевым каналом *б*, рабочая жидкость подводится под плунжеры, катки траверс которых находятся на криволинейном участке А профиля статора. Под действием гидравлического давления на плунжеры 8 в точках контакта катков траверс с криволинейной поверхностью статора возникают усилия, создающие крутящий момент.

При переходе катков траверс на криволинейный участок Б жидкость выталкивается из цилиндров через распределительные окна втулки 3 в кольцевой канал *г* и далее по каналам *д* крышки во всас насоса.

Гидромотор ДП510 совместно с насосом НП120 используется в механизме подачи Г405 очистных угольных комбайнов.

2. Устройства управления, регулирования и защиты

Цель работы: изучить конструкцию, принцип действия и условия эксплуатации распределителей жидкости, гидродросселей и клапанов различного назначения.

Оборудование: распределители типов Г 71-21, ЭРА –1М, РПК, В 16, клапанов типов Г 54-3, ЭКП, М-КП, ЭКОР, дроссели типов ДО, МПГ 55-2М

Потоком жидкости, получившей энергию в насосе, необходимо рационально распорядиться. Для этого в гидравлическом приводе используется весьма широкая по назначению, типам и конструкции номенклатура устройств, называемых *гидроаппаратами*. Из них можно выделить три характерных типа: гидрораспределители, дроссели и клапаны.

1. *Гидрораспределители* – это устройства, основным назначением которых является управление потоком жидкости по направлению. При приложении управляющего внешнего воздействия они изменяют направление потоков жидкости в нескольких подсоединенных к ним гидромагистралях.

2. *Дроссели* – регулирующие устройства, способные устанавливать определенную связь между расходом, проходящим через дроссель, и перепадом давления до и после него. Основное назначение – регулировать расход потока жидкости, подаваемого к гидрораспределителю для изменения его скорости.

3. *Клапаны* – устройства, которые могут менять свое проходное сечение под воздействием давления потока, идущего через него. Основное назначение клапанов – поддерживать в отдельных частях гидросистем давление жидкости в заданных пределах независимо от пропускаемого расхода (редукционные и напорные клапаны) и ограничивать давление на безопасном для гидросистемы уровне (предохранительные клапаны).

Часто гидроаппараты совмещают функции пречисленных основных типов. Так, распределители часто выполняют одновременно функции и управления, и регулирования, а клапаны используются как элементы, изменяющие направление потока.

2.1. Распределители жидкости

По принципу действия и конструктивным признакам все распределители можно разделить на крановые, золотниковые и клапанные. В зависимости от числа положений запирающего элемента различают двухпозиционные, трехпозиционные и т.д. распределители. В зависимости от числа внешних линий, подводимых к распределителю, последний может быть двухлинейным, трехлинейным, четырехлинейным и т.д.

Запирающий элемент распределителя может приводиться в движение различными источниками энергии. В зависимости от этого различают распределители с ручным, электрическим, гидравлическим, пневматическим и комбинированным способом управления.

Распределители кранового типа являются наиболее простыми. Основными элементами конструкции являются корпус с отверстиями для подвода жидкости и запирающий элемент пробкового типа с рукояткой. При повороте пробки вокруг оси осуществляется изменение направления движения жидкости в системе. Пробка может быть цилиндрической либо конической формы. Крановые распределители могут иметь пробки гидравлически уравновешенные или неуравновешенные. В крановых распределителях с неуравновешенной пробкой давление в камере, связанной с линией нагнетания, не уравновешивается с другой стороны пробки, что приводит к одностороннему ее прижатию, увеличению момента для ее поворота и увеличению утечек. Поэтому при больших давлениях применяют крановые распределители только с гидравлически уравновешенными пробками, у которых диаметрально противоположные полости соединены каналами.

Конструкция распределителя типа Г71-21 с уравновешенной пробкой показана на рис. 24. Он состоит из корпуса 4, передней 2 и задней 5 крышек, стянутых тремя болтами 7. Рукояткой 1 можно поворачивать пробку 6 вокруг ее оси на угол 45° . При этом рукоятка 1 шариковым фиксатором 3 фиксируется в двух рабочих положениях. Рабочая жидкость подводится в корпус 4 через отверстие 8. Отверстия 9 и 10 сообщаются с полостями гидроагрегата. Отверстие 11 соединяется со сливом. Пробка крана имеет на своей поверхности четыре симметричные канавки, причем диаметрально противоположные канавки соединены между собой отверстиями. Этим обеспечивается гидравлическая уравновешенность пробки. В первом положении, изображенном на рис. 24,б, рабочая жидкость от насоса поступает к отверстию Р и далее идет через сверление в пробке и отверстие А к потребителю, например в поршневую полость силового гидроцилиндра. При этом штоковая полость гидроцилиндра через отверстие Б, сверление в пробке, показанное пунктиром, и отверстие Т будет соединена со сливом. При повороте рукоятки крана на угол 45° по часовой стрелке (рис. 24,в) рабочая жидкость будет поступать в штоковую полость гидроцилиндра, а из поршневой полости – на слив.

Недостатком крановых распределителей является малогерметичное сопряжение пробки с корпусом, вследствие чего при высоких рабочих давлениях очень велики утечки. Поэтому краны применяют при давлениях не выше 16 МПа.

Крановые распределители с плоским золотником получили широкое применение в гидроприводах горных машин, особенно механизированных крепей, благодаря следующим основным преимуществам: многопозиционности при сравнительно малых габаритах; высокой плотности контакта между уплотняющими поверхностями распределителя, обеспечивающей практически полную герметичность; самоуплотнению по мере роста давления; высокой устойчивости против загрязнений рабочей жидкости.

Распределитель с плоским золотником типа ЭРА-1М (рис. 25) предназначен для ручного управления гидравлическими цилиндрами механизированных крепей, работающих на минеральных маслах.

Восьмипозиционный, девятилинейный распределитель ЭРА-1М состоит из неподвижного корпуса 1, в котором расположен плоский золотник 14 с двумя втулками 11, поджатыми к седлу 13 пружинами 2. Корпус распределителя 14 можно вращать в корпусе 1 рукояткой 6, которая фиксируется в пазах 7. Для восприятия осевых усилий, действующих на золотник от давления рабочей жидкости, служит упорный подшипник 3. Седло 13 представляет собой плоский диск с одним центральным 10 и восемью периферийными отверстиями 12, одно из которых (поз. 9) соединено со сливом.

При подаче жидкости в центральную втулку жидкость попадает во внутреннюю полость золотника 14 и через нее и периферийную втулку 11 в соответствующий канал седла 13. Остальные каналы седла, кроме двух расположенных по бокам периферийной втулки, соединены со сливом. Стык корпуса 1 и седла 13, а также шейка золотника 14 и обе втулки 11 уплотняются стандартными резиновыми кольцами. Взаимное положение седла 13 и корпуса 1 фиксируется штифтом 8.

Управление распределителем осуществляется рукояткой 6, которая соединена с золотником осью 4. Рукоятку приподнимают, выводят из зацепления с фиксирующим выступом 7 на корпусе 1 и устанавливают в необходимую рабочую позицию. Концы плоской U – образной пружины 5 при подъеме рукоятки расходятся, возникающее усилие способствует возврату рукоятки вниз и фиксации ее на выступе корпуса.

Распределитель типа РПК (рис. 26) предназначен для использования в гидравлических системах механизированных крепей и является дальнейшим развитием конструкции распределителей с плоским золотником. В распределителе установлен управляемый обратный клапан 9 (отсекатель), открывающий напорную магистраль распределителя только при выполнении рабочих операций. Клапан смонтирован в отдельном стакане 10. Наличие клапана исключает утечки рабочей жидкости через распределитель в нерабочем положении.

Распределительный элемент 7 (золотник) выполнен в виде плоского диска с дугообразными окнами (сечение А-А). Окно «а» меньшей длины сообщается с напорной магистралью при открытии клапана 9 через полость «б» и канал «в», а окно «г» соединяет все остальные отверстия в седле 7 со сливной магистралью

через отверстие 11. Распределитель переключается в рабочее положение поворотом рукоятки 5 без ее нажатия, т.е. при закрытом обратном клапане 9, и фиксируется шариковым фиксатором 3. После установки в требуемую позицию при нажатии на рукоятку толкатель 4 перемещается вниз и открывает клапан 9. При этом жидкость из напорной магистрали через одно или несколько периферийных отверстий «д» в седле 8 (сечение Б-Б) поступает в соответствующие линии гидросистемы. Рукоятка 5 может удерживаться во включенном положении эксцентриком 6. Полость над золотником 7 в исходном положении через дренажное отверстие соединена со сливом, что позволяет производить переключение распределителя при минимальном трении поверхностей контакта рабочей пары. Без управляемого обратного клапана 9 распределитель РПК неработоспособен, т.к. воздействие давления на значительную неуравновешенную площадь плоского золотника создает силу трения, преодолеть которую имеющейся рукояткой затруднительно.

Распределитель РПК выполняется в двух вариантах: девятиканальный восьмипозиционный (рис. 26) и десятиканальный двенадцатипозиционный. Распределитель рассчитан на рабочее давление до 32 МПа с условным проходным диаметром 8 мм.

Золотниковые распределители с цилиндрическим золотником (рис. 27) получили наибольшее распространение в гидравлических системах станков, прессов и других стационарных машинах. Объясняется это простотой их изготовления, компактностью и высокой надежностью в работе. Они могут работать при весьма высоких давлениях (до 32 МПа) и значительно больших расходах, чем крановые и клапанные распределители.

Устройство гидрораспределителя типа В 10 с ручным управлением и тремя позициями показано на рис. 27.

Распределитель может работать при давлении 5 . . . 32 МПа.

Базовой деталью гидрораспределителя является литой чугунный корпус 4, в котором выполнены основные каналы: подводный Р, отводы А и Б к исполнительным органам и сливные каналы Т.

В центральной расточке корпуса расположен золотник 3, осуществляющий распределение потока жидкости по команде от узла управления 9.

В узле управления смонтированы толкатель 2, связывающий рукоятку 1 с золотником 3, и пружинный фиксатор, состоящий из втулок 6 и 8, между которыми установлена пружина возврата 7. К другому торцу корпуса распределителя крепится крышка 5, способствующая перемещению золотника 3 без перекосов.

Золотник 3 имеет пояски «а» и «б» для разделения потоков жидкости.

Золотник имеет одно фиксированное (нейтральное) положение с помощью пружинного фиксатора и два рабочих. В нейтральном положении (исходное положение золотника) сливные линии Т соединены одновременно с отводами А и Б, а подвод жидкости Р закрыт.

Гидрораспределители типа В16 имеют гидравлическое, ручное или электрогидравлическое управление (рис. 28). В чугунном литом корпусе 1 выполнены каналы для подключения основных линий (Р, Т, А, В) и линий управления. В центральной расточке корпуса выполнены пять канавок и расположен золотник 9, пе-

ремещаемый давлением масла в его торцевых полостях. Возврат золотника в исходную позицию обеспечивается пружинами 2.

Узел управления представляет собой распределитель с электромагнитным управлением. Этот узел называют золотником – пилотом. Пилот – распределитель малой пропускной способности имеет небольшие габариты и предназначен для гидравлического управления основным золотником 9 большой пропускной способности.

В конструкции пилота две крайние (сливные) канавки Т объединены между собой.

В центральной расточке корпуса расположен золотник 7, осуществляющий распределение потока по команде от двух герметичных маслonaполненных электромагнитов переменного или постоянного тока.

Электромагниты имеют кнопки 4 и 8 ручного (аварийного) управления, которые позволяют перемещать золотник при отключенных электромагнитах.

Рабочая жидкость подводится к пилоту через канал Р. Золотник удерживается в нейтральном (исходном) положении торцевыми пружинами 6. При включении электромагнита пилота трехпозиционного исполнения золотник перемещается в одну из рабочих позиций. Например, при включении правого электромагнита золотник 7 смещается влево и соединяет свою напорную линию Р с левым торцом золотника 9. Под действием давления жидкости золотник 9 смещается вправо и подводящая линия Р соединяется с линией Б и линия А со сливной линией Т, при этом линии А и Б подсоединены к гидроустройствам, например к гидродвигателю.

После снятия напряжения с электромагнитов оба золотника возвращаются в нейтральное положение под действием механических пружин, расположенных под торцами золотников, соединяя линии А, Б и Р между собой, а линию Т запирает.

Распределители с электрогидравлическим управлением позволяют осуществлять дистанционное управление гидроагрегатами большой мощности и могут быть использованы в автоматизированных системах.

На гидравлических схемах распределители представляются в виде условных графических обозначений, которые строятся по правилам, изложенным в ГОСТ 2.781-68 «Обозначения условные графические. Аппаратура распределительная и регулирующая гидравлическая и пневматическая».

Рассмотрим порядок построения условного обозначения распределителей типа В10 (рис. 27). Построение условного обозначения ведут в такой последовательности (рис. 29):

1) определяют число рабочих позиций золотника, которые на схеме изображаются соответствующим числом прямоугольников. Рассматриваемый нами распределитель имеет три позиции, и поэтому на схеме будут изображены три прямоугольника (рис. 29,а);

2) определяют число трубопроводов (линий), присоединяемых к распределителю, и их назначение. У рассматриваемого распределителя подсоединяется четыре трубопровода (Р – подводящий, А и В – отводящие, Т – сливной). Поскольку

гидравлическая схема гидросистемы изображается в исходном (нерабочем) состоянии, то трубопроводы у рассматриваемого распределителя изображаются в среднем (нейтральном) положении и располагаются в соответствии со своим назначением, как показано на рис. 29,б. Буквы соответствуют позициям, которыми обозначены каналы на рис. 27;

3) определяют порядок соединений линий (трубопроводов) в каждой позиции, который изображается соответственно внутри каждого прямоугольника. У рассматриваемого распределителя три позиции:

а) нейтральное положение золотника (средний прямоугольник) – подвод Р закрыт, оба отвода А и Б соединены со сливом Т (рис. 29,в);

б) правая рабочая позиция (правый прямоугольник) – подвод Р соединен с отводом А, а отвод Б соединен со сливом Т (рис. 29,г);

в) левая рабочая позиция (левый прямоугольник) – подвод Р соединен с отводом Б, а отвод А соединен со сливом Т (рис. 29,д);

4) определяют и изображают на схеме способ управления распределителем. У рассматриваемого распределителя ручное управление без фиксации золотника в левой или правой позиции (рис. 29,е).

Обозначение различных способов управления распределителями показано на рис. 30:

а) ручное управление кранового распределителя с тремя фиксированными положениями;

б) ручное управление золотникового или клапанного распределителя;

в) управление электромагнитом;

г) гидравлическое управление;

д) пневмоуправление;

е) механическое управление;

ж) пружинный возврат;

з) комбинированное электрогидравлическое управление с пружинным возвратом.

Принцип построения условного обозначения крановых и клапанных распределителей не отличается от вышеописанного.

2.2. Регуляторы давления

Регуляторами давления называются гидроаппараты, которые обеспечивают получение заданного давления во всей гидросистеме или в ее отдельных частях. К ним относятся предохранительные, переливные и редукционные клапаны.

Предохранительные клапаны предназначены для защиты гидравлического привода от перегрузки путем ограничения давления в гидropередаче на заданном безопасном уровне. Ограничение давления обеспечивается за счет отвода потока жидкости из напорной (нагнетающей) магистрали на слив в бак автоматически при возникновении нагрузки, превышающей допустимую. Идея этого решения заключается в том, что потоку жидкости предлагается альтернатива: идти в гидродвигатель и преодолеть чрезмерную нагрузку или идти в бак, преодолевая за-

данное (допустимое) сопротивление клапана. Естественно, что поток жидкости пойдет по пути наименьшего сопротивления, т.е. через клапан. Прекращение подачи жидкости в гидродвигатель приведет к остановке последнего, и, следовательно, перестанет преодолеваться внешняя нагрузка. Поскольку сопротивление клапана постоянно, то и давление в гидросистеме, пропорциональное этому сопротивлению, перестанет возрастать, установившись на уровне, исключающем выход из строя гидросистемы и самой рабочей машины.

Из вышеизложенного следует, что в клапане должны выполняться две функции: измерение давления и управление потоком жидкости. Функция измерения заключается в постоянном измерении величины давления в гидросистеме и сравнении ее с заданной величиной. Функция управления выражается в перекрытии или пропуске потока жидкости из гидросистемы в бак. На рис.31,а приведена одна из типичных конструкций предохранительного клапана.

Основным элементом конструкции предохранительного клапана является запирающий элемент 7. В приведенной конструкции он конический, а может быть шариковым (сферическим), тарельчатым или золотниковым. Под действием рабочей пружины 5 он плотно прижат к кромке 8 входного отверстия 10 в корпусе 9. Эта кромка называется *седлом клапана*. Величина усилия прижатия запирающего элемента к седлу может регулироваться при помощи винта 1, который при вращении перемещается в резьбовом отверстии колпачка 3 в осевом направлении и через втулку 4 изменяет величину сжатия пружины 5. От самопроизвольного откручивания винт 1 удерживается контргайкой 2. Отверстие 10 соединяется с нагнетающей магистралью гидросистемы, а выходное отверстие 6 с баком. Отсюда следует, что на запирающий элемент 7 действуют две противоположные друг другу силы:

- усилие пружины

$$R_{\text{пр}} = c\lambda, \quad (7)$$

- сила давления жидкости

$$R_{\text{ж}} = p_{\text{к}}S_{\text{к}}, \quad (8)$$

где c - жесткость пружины; λ - величина сжатия пружины; $p_{\text{к}}$ - давление, действующее на запирающий элемент, равное давлению в нагнетающей магистрали; $S_{\text{к}}$ - площадь запирающего элемента клапана, на которую действует жидкость.

Если $R_{\text{пр}} > R_{\text{ж}}$ запирающий элемент прижат к седлу, закрывая проход жидкости на слив в бак.

С ростом давления в гидросистеме растет и $R_{\text{ж}}$, и когда $R_{\text{пр}} = R_{\text{ж}}$, наступает момент неустойчивого равновесия запирающего элемента. При дальнейшем повышении давления $R_{\text{ж}}$ станет больше $R_{\text{пр}}$, и запирающий элемент поднимается вверх до тех пор, пока снова не будет $R_{\text{пр}} = R_{\text{ж}}$ уже за счет увеличения $R_{\text{пр}}$, которая, в свою очередь, будет увеличиваться за счет большего сжатия пружины λ . В этом случае между запирающим элементом 7 и седлом 8 образуется кольцевая щель, через которую поток жидкости идет из гидросистемы в бак.

Из приведенного описания работы клапана видно, что запирающий элемент выполняет сразу обе необходимые функции - измерение и управление. Такой клапан называется *клапаном прямого действия*.

Согласно уравнениям (7) и (8) давление, при котором клапан открыт, определится по выражению

$$p_k = \frac{c\lambda}{S_k} = \frac{4c\lambda}{\pi d_y^2}, \quad (9)$$

где d_y - диаметр условного прохода клапана.

Под *диаметром условного прохода клапана* понимается диаметр такого условного отверстия, которое эквивалентно по пропускной способности кольцевой щели между запирающим элементом и седлом при открытом клапане.

Давление p_k , определенное по выражению (9), называется *давлением настройки клапана*.

Условное изображение предохранительного клапана показано на рис. 31,б.

Предохранительный клапан Г54-3 резьбового соединения (рис. 31,в) состоит из следующих основных деталей: корпуса 4, колпачка 3, золотника 5, пружины 2, регулировочного винта 1. Масло подводится к аппарату через отверстие Р и отводится через отверстие Т. В данном исполнении линия Р через каналы «а» и «б» соединена с полостью «в». Когда усилие от давления масла на торец золотника в полости «в» преодолевает усилие пружины 2 (регулируется винтом 1), золотник перемещается вверх, соединяя линии Р и Т.

Герметичность предохранительных шариковых и конусных клапанов обычного действия при прочих равных условиях зависит еще от величины удельного давления, развиваемого между контактирующими поверхностями клапана и седла.

Существенным недостатком предохранительных клапанов (шариковых и конусных) является уменьшение, вплоть до нуля в момент открывания клапана, удельного давления на контактирующих поверхностях клапана и седла при увеличении давления рабочей жидкости (рис. 32,а).

Экспериментально установлено, что при уменьшении удельного давления до определенной критической величины $Q_{кр}$ предохранительный клапан теряет свою герметичность: создается до полного открывания клапана зона потери герметичности, характеризуемая давлением, при котором начинается нарушение герметичности клапана. Величина этого давления зависит как от микрогеометрии контактирующих поверхностей седла и клапана, так и от вязкости и других физико-механических свойств жидкости.

Лишен этого недостатка предохранительный *клапан нарастающего контактного давления* с подвижным седлом (рис. 32,в). Клапан состоит из корпуса 6, в котором установлено подвижное седло 3 с уплотнительным кольцом 1 и шариковым клапаном 2. В нижней части корпуса смонтирована предварительно сжатая пружина 5, воздействующая на седло. Шариковый клапан прижимается к седлу пружиной 1 предварительного сжатия клапана.

Рабочая жидкость под давлением находится в отверстии Р.

Рассмотрим работу этого клапана и характер изменения удельного давления на контактирующих поверхностях клапана и седла при изменении давления рабочей жидкости (см. рис. 32,б).

Первое положение $P = 0$. Клапан прижат к седлу действием пружины 1, чему соответствует начальное удельное давление на контактирующих поверхностях q_n .

Второе положение – перемещение седла 3 и подход клапана 2 к упору 4. По мере повышения давления рабочей жидкости $P_{\text{раб.}}$ увеличивается усилие прижатия клапана к седлу и соответственно возрастает удельное давление q на контактирующих поверхностях (клапан нарастающего давления). Одновременно давление рабочей жидкости, действуя на торцевую поверхность седла 3, перемещает его, сжимая пружину 5. При этом клапан 2 упирается в упор 4. В этот момент удельное давление q на контактирующих поверхностях становится максимальным q_{max} (см. рис. 32,б).

Третье положение – открывание клапана. При дальнейшем увеличении давления рабочей жидкости до $P_{\text{н.к.}}$ перемещается седло 3 и открывается щель между клапаном и седлом (клапан остается неподвижным и удерживается упором 4) – происходит открывание клапана.

Рассматривая график изменения удельного давления на контактирующих поверхностях (см. рис. 32,б), видим, что при том же значении $q_{\text{кр.}}$ у клапанов такого типа значительно меньше зона потери герметичности, в этом и состоит их принципиальное преимущество. Подобный принцип работы заложен в конструкцию предохранительного клапана ЭКП (эмульсионный клапан предохранительный), которая приведена на рис. 32,г.

Конструктивно предохранительный клапан выполнен в виде патрона, который устанавливается в гнездо гидроблока и фиксируется специальной пробкой.

Клапан состоит из корпуса 1, в котором находится подвижное седло 7 со вставкой 8 и уплотнительным кольцом круглого сечения. Конусный клапан 9 поджимается к седлу пружиной 12 начального поджатия. Натяг пружины 12 создается гайкой 13. Подвижное седло 7 упирается через центрирующий шарик 6 в толкатель 4 с уплотнительным кольцом 5, прижимаемым пакетом тарельчатых пружин 3, усилие поджатия которых регулируется гайкой 2. Рабочая жидкость из системы поступает в канал Б через фильтрующую сетку 11. При повышении давления седло и конус перемещаются совместно, преодолевая усилие пружины 3. Чем выше давление, тем больше усилие прижатия конуса к седлу. Когда клапан 9 своим буртиком упрется в торец корпуса, он останавливается, а дальнейшее перемещение седла приводит к открытию клапана. Жидкость при этом из отверстия Б через каналы в клапане и центральное отверстие в седле проходит на слив через отверстие А.

При выборе клапана для конкретной гидросистемы необходимо обеспечивать не только возможность настройки клапана на требуемое давление, но и его пропускную способность (Q_k), которая должна быть не меньше производительности насоса (Q_n). Если Q_k будет меньше Q_n , то давление в гидросистеме будет продолжать расти выше допустимого предела.

Расход жидкости через клапан определяем зависимостью

$$Q_k = S_k V_k = \frac{\pi d_y^2}{4} V_k,$$

где V_k - скорость потока жидкости через кольцевую щель между запирающим элементом и седлом.

Как показывает практика, скорость движения жидкости через клапан нельзя допускать больше 30 м/с. В противном случае продольные и поперечные колебания запирающего элемента, обтекаемого сильно турбулизированным потоком, будут столь велики, что приведут к быстрому выходу клапана из строя. Таким образом, большую пропускную способность можно обеспечить только за счет увеличения проходного сечения каналов клапана. Однако увеличение диаметра отверстия, прикрываемого запирающим элементом, повлечет за собой не только увеличение размеров самого запирающего элемента, но и потребует установки более мощной пружины. Действительно, из формулы (9) имеем

$$R_{np} = p \frac{\pi d_y^2}{4},$$

т.е. при неизменном давлении увеличение d_y приводит к значительному увеличению R_{np} . Все это ведет к увеличению габаритов клапана и ухудшению его работы. Последнее выражается в значительных амплитудах колебания давления при срабатывании клапана, обусловленных увеличившейся инерционностью массивного запирающего элемента и существенной нелинейностью характеристики пружины с большой жесткостью.

Поэтому в гидравлических системах с большими расходами ($Q > 50$ л/мин) используют двухступенчатые клапаны непрямого действия (рис. 33). В корпусе 6 размещены переливной золотник 7 с коническим запирающим элементом, вспомогательная пружина 1, шариковый клапан 2 с рабочей пружиной 3, величину сжатия которой можно регулировать винтом 4. Корпус клапана имеет входной патрубок 8, соединяемый с защищаемой гидромагистралью, и выходной патрубок 5, подключаемый к сливной гидромагистрали. Переливной золотник 7 делит внутреннее пространство корпуса 6 на четыре камеры А, Б, В и Г, которые связаны между собой внутренними каналами корпуса.

Сечения патрубков 5 и 8, а также камер Б и В должны соответствовать требуемой пропускной способности клапана. Размеры остальных камер и каналов, в том числе и шарикового клапана 2, выбирают из конструктивных соображений. Нерегулируемая вспомогательная пружина 1 малого усилия помогает переливному золотнику возвращаться в исходное положение, когда его конический запирающий элемент перекрывает проход жидкости из камеры Б в камеру В. Именно благодаря этой пружине, можно устанавливать клапан в любом удобном для эксплуатации положении. Пружина 3 шарикового клапана 2 настраивается на предельно допустимое давление (p_{max}) для защищаемой гидросистемы, т.е. шариковый клапан 2 откроется только тогда, когда давление в защищаемой гидромагистрали (p_c) станет больше (p_{max}).

Положение переливного золотника 7 в корпусе определяем соотношением сил давления жидкости, действующих на него в камерах А, Б и Г. В общем виде равнодействующую сил, действующих на переливной золотник, можно описать выражением

$$R_{рав} = p_A S_A + R_{np} - p_B S_B - p_G S_G, \quad (10)$$

где p_A, p_B, p_G - давления жидкости в соответствующих камерах; S_A, S_B, S_G - площади поясков переливного золотника, на которые действует жидкость в соответствующих камерах; $R_{пр}$ - усилие вспомогательной пружины 1.

За положительное направление действия силы в формуле (10) принято такое, при котором сила стремится установить золотник 7 в исходное положение. По рис.33 это направление вниз.

Величина и направление действия равнодействующей сил $R_{рав}$ зависят от состояния шарикового клапана 2 - открыт он или закрыт, которое, в свою очередь, определяется величиной давления в защищаемой гидромагистрале.

Если давление жидкости в защищаемой гидромагистрале p_c меньше p_{max} , то шариковый клапан 2 закрыт. В этом случае по закону Паскаля давления жидкости в полостях А,Б и Г равны друг другу, т.е. $p_A = p_B = p_G = p_c$. И это имеет место, несмотря на то, что в канале между полостями А и Б стоит дроссель D_p (рис.33), поскольку дроссель оказывает сопротивление только движущейся через него жидкости. Исходя из этого выражение (9) примет вид

$$R_{рав} = R_{пр} + p_c (S_A - S_B - S_G).$$

Размеры поясков переливного золотника выполнены так, что $S_A - S_B - S_G = 0$. Тогда при закрытом шариковом клапане ($p_c < p_{max}$) равнодействующая сил, действующих на переливной золотник, будет численно равна усилию вспомогательной пружины ($R_{рав} = R_{пр}$), т.е. переливной золотник гидравлически уравновешен.

Таким образом, переливной золотник 7 не осуществляет функцию измерения давления в защищаемой гидролинии. Эту функцию осуществляет шариковый клапан 2, а переливной золотник выполняет только функцию управления потоком жидкости. Именно поэтому такой клапан и называется клапаном непрямого действия.

В случае, если давление в защищаемой гидролинии превысит давление настройки клапана ($p_c > p_{max}$), то клапан 2 откроется и из гидросистемы через патрубок 8, дроссель D_p , камеру А, открытый клапан 2 и патрубок 5 жидкость начнет идти на слив в бак. На дросселе D_p возникает перепад давления, т.е. давление в камере А станет меньше, чем в камерах Б и Г. В этом случае выражение (9) примет вид

$$R_{рав} = R_{пр} + p_A S_A - p_{max} (S_B + S_G).$$

Сечение дросселя подобрано таким, что $R_{пр} + p_A S_A < p_{max} (S_B + S_G)$, т.е. равнодействующая сила изменив направление действия на обратное, вынуждает переливной золотник открыть проход жидкости из камеры Б в камеру В. Через клапан идет поток жидкости с расходом, равным производительности насоса гидросистемы, и давление в гидросистеме устанавливается на уровне p_{max} , т.е. давления настройки клапана.

Условные обозначения предохранительного клапана непрямого действия на гидросистемах приведены на рис.35

Переливные клапаны предназначены для поддержания заданного давления в гидросистеме путем непрерывного отвода части потока жидкости из гидросистемы в бак. Именно в этом заключается главное отличие переливного клапана от предохранительного, который большую часть времени работы гидросистемы на-

ходится в закрытом положении. Отсюда к переливным клапанам не предъявляются требования высокой герметичности. С другой стороны, у переливных клапанов должна быть большая устойчивость к поперечным и продольным колебаниям запирающего элемента при обтекании его потоком жидкости. В этом плане преимущество имеют клапаны с золотниковым запирающим элементом. Более массивный, чем шариковый и конический, золотниковый запирающий элемент менее подвержен продольным колебаниям при обтекании потоком жидкости.

Клапан предохранительный непрямого действия типа М-КП показан на рис. 34. По управлению разгрузкой от давления клапаны делятся на два исполнения: без распределителя с электромагнитным управлением (рис. 34,а) и с распределителем с электромагнитным управлением (рис. 34,б).

Клапан состоит из корпуса 1, золотника 2, пружины 3, седла 4, корпуса вспомогательного клапана 5, седла 6, пружины 7, клапана 8 и регулировочного винта 9.

Рабочая жидкость от насоса подводится в полость Р и через отверстия В и А – под торец золотника 2. Одновременно через дроссельное отверстие Д жидкость поступает в полость Г и по отверстиям Е и Ж – под вспомогательный клапан 8, который настроен на определенное давление. До тех пор, пока давление в системе, действующее на клапан 8, не превысит усилие настройки пружины 7, гидравлически уравновешенный золотник 2 прижимается пружиной 3 к седлу 4, благодаря чему полости входа Р и выхода Б рабочей жидкости в бак Т разъединены.

Как только давление в системе повысится, клапан 8, преодолевая усилие пружины 7, отойдет от седла 6 и жидкость через отверстия И и К в корпусах 5 и 1 поступит через полость Б на выход Т. При этом из-за перепада давления на демпферном отверстии Д равновесие сил, действующих на золотник 2, нарушается, и последний под давлением жидкости смещается вниз, соединяя полость входа Р с полостью выхода Б, что приводит к уменьшению давления в системе.

Перемещение золотника 2 происходит до тех пор, пока силы давления в полостях Р и А не уравновесят силу давления в полости Г и усилие пружины 3, после чего давление в полости Р автоматически поддерживается постоянным. Если давление в гидросистеме ниже давления, на которое отрегулирована пружина 7, вспомогательный клапан 8 закрывается. Давление, действующие на золотник 2 с обеих сторон, уравновешивается, и усилием пружины 3 золотник 2 прижимается к седлу 4, разъединяя полости Р и Б.

Настройка клапана на необходимую величину давления осуществляется регулировочным винтом 9. Различные исполнения клапанов по давлению настройки отличаются лишь характеристикой пружин 7.

Клапан используется и для разгрузки гидросистемы от давления при помощи дополнительного механизма управления давлением. Для этого из отверстия Х удаляется пробка 10. Отверстие Х соединяется через кран со сливом. Давление в полости Г падает, золотник 2 перемещается вниз и соединяет полость входа Р с полостью выхода Б. При этом вся жидкость, подаваемая насосом, свободно сливается в бак, и потери давления в клапане определяются лишь усилием пружины 3. Если кран закрыт, то клапан работает так, как было описано выше.

Если необходима дистанционная разгрузка гидросистемы, применяют предохранительный клапан с распределителем с электромагнитным управлением, устройство которого представлено на рис. 34,б.

От клапана предохранительного без распределителя с электромагнитным управлением (см. рис. 34,а) он отличается лишь конструкцией корпуса вспомогательного клапана 5. На верхней плоскости корпуса вспомогательного клапана предусмотрена площадка для установки распределителя, который крепится четырьмя винтами 13. При включенном электромагните 14 золотник 12 под действием пружины 11 соединяет полость Г по каналам Е, Ж, Л, М, И и К с полостью выхода Б разгружая систему от давления. При включенном электромагните канал Л полностью перекрывается. При этом клапан работает аналогично описанному выше.

На клапанах с электромагнитным управлением разгрузкой устанавливаются электромагниты переменного тока типа МТ6202К или электромагниты постоянного тока типа ЭУ6202.

Клапаны стыкового и фланцевого исполнения по присоединению отличаются от клапанов резьбового исполнения конструкцией корпуса.

Схемы применения клапанов показаны на рис. 35. В гидросистеме (рис.35,а) масло от насоса через распределитель поступает в поршневую (штоковую) полость цилиндра, а из штоковой (поршневой) вытесняется в бак. Давление масла определяется нагрузкой на цилиндр. Предохранительный клапан срабатывает лишь в случае перегрузки, а также в момент переключения распределителя в нейтральную позицию. В этом случае вся жидкость проходит через клапан, заставляя работать насос с максимальной нагрузкой, определяемой настройкой клапана. Гидросистема (рис. 35,б) лишена этого недостатка, т.к. насос разгружается от давления при включении электромагнитного клапана 14.

Цифровые обозначения на рис. 35 соответствуют цифровым обозначениям рис. 34.

Редукционные клапаны предназначены для поддержания в отводимом потоке жидкости стабильного давления, более низкого, чем давление в подводимом потоке. Их применяют при питании от одного насоса нескольких потребителей, требующих разных давлений. Конструктивная схема редукционного клапана приведена на рис.36,а.

Во внутренней расточке корпуса 2 установлен запорно-регулирующий элемент в виде золотника 4. Подвод потока жидкости из магистрали с высоким давлением в клапан осуществляется через отверстие 3.

Далее поток жидкости проходит через дросселирующую щель D_p , образуемую торцом золотника и стенкой камеры Б. Дросселирующая щель является гидравлическим сопротивлением, и поэтому после нее в центральном канале золотника и в камере А будет пониженное (редуцированное) давление. Из камеры А поток жидкости через отверстие 1 поступает к потребителю.

Положение золотника 4 в корпусе 2, а значит, и величина дросселирующей щели D_p определяются соотношением усилия пружины 5 и силы давления жидко-

сти в камере А, направленных навстречу друг другу. Условие равновесия золотника можно описать выражением

$$p_{ред}S - c\lambda = 0,$$

где $p_{ред}$ - редуцированное (пониженное) давление на выходе из клапана; S - площадь торца золотника в камере А; c - жесткость пружины; λ - величина сжатия пружины.

Отсюда величина редуцированного давления составит

$$p_{ред} = c\lambda/S . \quad (11)$$

В этом выражении переменной является только величина сжатия пружины, которую можно менять при помощи винта 7. После регулировки винт 7 стопорится контргайкой 6. Таким образом, можно получать требуемую величину редуцированного давления, которое, согласно выражению (11), будет оставаться неизменным при заданном положении винта 7. Процесс автоматической стабилизации редуцированного давления происходит следующим образом.

Если $p_{ред}$ возрастет, то состояние равновесия золотника нарушится, и он начнет перемещаться вправо (рис. 36,а) до тех пор, пока увеличивающееся усилие пружины (за счет возрастания величины сжатия) не уравновесит большую силу давления жидкости. При этом величина дросселирующей щели D_p уменьшится, т.е. ее гидравлическое сопротивление возрастет и редуцированное давление будет снижаться. Снижение давления на выходе из клапана снова нарушит равновесие золотника, и он в этом случае будет двигаться влево, увеличивая сечение дросселирующей щели, а значит, и редуцированное давление. Таким образом, золотник, совершая возвратно-поступательные движения вдоль своей продольной оси, стремится поддерживать неизменное заданное давление на выходе из клапана.

Если рост давления $p_{ред}$ не может быть парирован за счет уменьшения дросселирующей щели, то она будет перекрыта полностью, а камера Б соединится с камерой В и жидкость через отверстие 8 пойдет на слив в бак. Из этого следует, что редуцирующий клапан обладает функцией предохранительного клапана. Условное обозначение редуцирующего клапана на гидросхемах приведено на рис.36,б.

Обратным клапаном называется клапан, пропускающий поток жидкости только в одном направлении.

Типичная конструкция обратного клапана приведена на рис.37,а.

В цилиндрической расточке корпуса 4 размещен запирающий элемент 3, который прижимается к седлу 5 пружиной 2 при помощи пробки 1.

Усилие пружины 2 подбирается таким, чтобы при проходе потока жидкости (из отверстия А в отверстие Б) с номинальным расходом сопротивление клапана было не более 0,15-0,2 МПа.

Гидрозамком называется гидравлически управляемый обратный клапан. Основным назначением гидрозамка является запираение рабочих полостей (камер) гидродвигателей при прекращении подачи в них потока рабочей жидкости. Этим обеспечивается жесткая фиксация поршня гидроцилиндра или вала гидромотора и связанного с ними рабочего механизма. Особенно эффективно примене-

ние гидрозамков в грузоподъемных механизмах (гидродомкрат, лебедка и т.п.), когда аварийное прекращение подъема груза не приводит к его падению. В зависимости от количества полостей, которые может запирает гидрозамок, различают односторонний и двусторонний гидрозамки.

У одностороннего гидрозамка (рис.37,б) в цилиндрической расточке корпуса 3 установлен один обратный клапан, состоящий из запирающего элемента 4, пружины 5 и крышки 6. Обратный клапан свободно пропускает поток жидкости, идущий из канала А в канал Б. Обратный поток возможен только после принудительного открытия запирающего элемента 4 при помощи плунжера 2.

Для этого необходимо подать жидкость через канал управления В в крышке 1 под плунжер 2. Плунжер 2, перемещаясь в осевом направлении, отодвинет запирающий элемент 4 от седла. В этом случае поток жидкости может проходить через клапан как в прямом (из А в Б), так и в обратном (из Б в А) направлениях.

В тех случаях, когда гидродвигателем является гидроцилиндр, может возникнуть необходимость запирает как поршневую, так и штоковую полости. Тогда весьма удобным будет двухсторонний гидрозамок (рис.37,б). Он состоит из двух обратных клапанов 2 и 5, плунжера 3, корпуса 4 и двух крышек 1 и 6.

Каналы А и Б соединяются с напорной и сливной линиями гидросистемы, а каналы В и Г - с рабочими полостями гидроцилиндра. Если ни один из каналов А и Б не соединен с напорной линией, то оба обратных клапана закрыты, и рабочие полости гидроцилиндра замкнуты. При подаче жидкости в канал А поступающий поток жидкости откроет обратный клапан 2 и через канал В поступит в одну из рабочих камер гидроцилиндра. Одновременно этот поток, воздействуя на плунжер 3, заставит его перемещаться в сторону обратного клапана 5. Плунжер осуществит принудительное открытие клапана 5 и из второй рабочей полости гидроцилиндра по каналу Г, открытый клапан 5 и канал Б жидкость пойдет на слив в бак. Таким образом, в одну полость гидроцилиндра поступает жидкость, а из противоположной - она отводится. Это приводит к перемещению поршня гидроцилиндра. При подаче жидкости в канал Б и соединении канала А со сливом бака поршень гидроцилиндра совершит движение в другую сторону.

Из приведенного описания ясно, что при прекращении подачи жидкости в гидрозамок обратные клапаны сразу закроются, замкнув рабочие полости гидроцилиндра, и его поршень будет застопорен.

Гидравлически или механически управляемый обратный клапан, предназначенный для разгрузки от давления гидравлических стоек, гидроцилиндров или других гидроаппаратов, принято называть *разгрузочным клапаном*. При конструировании разгрузочных клапанов стремятся полностью использовать основные элементы предохранительного клапана.

Разгрузочный клапан типа ЭКОР (рис. 38) состоит из двух отдельных узлов: обратного клапана (корпус 2, шарик 7, пластмассовое седло 6, пружина 9, втулка 8, упор 11, гайка 10) и разгрузочного устройства (поршень-толкатель 3, крышка 1 и пружина 4).

При подаче рабочей жидкости в канал А шарик 7 под действием давления жидкости отрывается от седла 6, сжимая через упор 11 пружину 9, и пропускает

жидкость в полость гидростойки. При разгрузке стойки жидкость под давлением попадает в канал У под поршень-толкатель 3, который сжимает пружину 4, толкателем 3 упирается в шарик 7 и отодвигает его от седла. В образовавшуюся щель из герметизируемой полости поступает рабочая жидкость, которая отводится в слив через канал А. Как только прекращается воздействие на поршень-толкатель управляющего импульса, пружина 4 возвращает его в исходное положение, шарик прижимается пружиной 9 к седлу и вновь герметизирует полость гидростойки.

В сборе разгрузочный клапан представляет собой единую конструкцию патронного типа, которая размещается в унифицированном гнезде гидроблока и фиксируется специальной пробкой. Во избежание утечек на корпусе 2 установлены два уплотнительных кольца.

2.3. Гидравлические дроссели

Дроссель представляет собой местное гидравлическое сопротивление с регламентированной характеристикой $\Delta p = f(Q)$, т.е. устанавливает желаемую связь между пропускаемым расходом и перепадом давления до и после себя.

В зависимости от вида этой характеристики различают линейный и нелинейный дроссели.

Линейный дроссель имеет линейную взаимосвязь между расходом и потерей давления Δp в зоне ламинарного течения жидкости. Примером такого дросселя является трубка (отверстие), у которой отношение длины к диаметру больше пяти.

Имея большую длину, трубка обладает значительным сопротивлением трения в зоне ламинарного течения. Поскольку ламинарный режим течения устойчив при $Re < Re_{кр}$ и потери при нем прямо пропорциональны вязкости, линейные ламинарные дроссели применимы только при малых скоростях жидкости, т.е. при малых значениях Δp (обычно $\Delta p < 0,5 \text{ МПа}$) и в условиях достаточно стабильной температуры при эксплуатации.

Из-за указанных ограничений линейные дроссели с ламинарным течением, несмотря на удобный вид характеристики, применяют редко.

При турбулентном течении жидкости через данный тип дросселей линейность зависимости $\Delta p = f(Q)$ нарушается, и сама характеристика становится весьма нестабильной из-за переменности коэффициента трения λ (коэффициента Дарси).

Наиболее широкое применение в качестве дросселирующих устройств получили местные гидравлические сопротивления, используемые в зоне квадратичных режимов течения жидкости. Дросселирующие элементы на базе отверстий и насадков, где обтекаются острые кромки, уже при малых значениях Re имеют слабоизменяющуюся от Re зависимость коэффициента расхода μ . Этим обеспечивается хорошая стабильность в широком диапазоне Re квадратичных характеристик $\Delta p = A Q^2$ ($A = \text{const}$) у дросселей, основанных на применении таких элементов. Такие дроссели и называются *нелинейными дросселями*.

Типичные конструкции нелинейных дросселей приведены на рис.39.

Игольчатый дроссель (рис.39,а) отличается простотой конструкции, основным элементом которой является конусный клапан 2. При помощи винта 3 клапан перемещается в осевом направлении, изменяя площадь проходного отверстия в корпусе 1. Для плавности регулирования угол конусности β клапана делают по возможности малым ($10-20^\circ$).

На рис.39,б показана конструкция щелевого дросселя. В корпусе 1, закрытом крышкой 3, размещена поворачиваемая вокруг собственной оси пробка 2 с плоской дросселирующей щелью 4. Совместно со стенкой корпуса щель образует плоский сходящийся насадок переменной угловой протяженности, устанавливаемой поворотом пробки при настройке. Для плавности регулирования щели делают узкими, что приводит, однако, к ограничению диапазона регулирования расхода через дроссель.

Широкий диапазон регулирования расхода и высокую точность регулирования обеспечивают дроссели втулочного типа. На рис.39,в показана дросселирующая пара такого дросселя. Она состоит из наружной 1 и внутренней 2 втулок. В наружной втулке сделаны фигурные отверстия, которые могут перекрываться внутренней втулкой за счет ее осевого перемещения.

Для нелинейных дросселей любой конструкции используют общую формулу расхода при истечении жидкости через отверстия и насадки:

$$Q = \mu S_{др} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}},$$

где μ - коэффициент расхода; $S_{др}$ - площадь проходного отверстия дросселя; ρ - плотность рабочей жидкости; Δp - перепад давления на проходном отверстии.

Для разных конструкций в этой формуле будут различными коэффициенты расхода, которые можно определить экспериментальным путем. Так, для щелевых и втулочных дросселей $\mu = 0,64-0,7$, а для игольчатых - $\mu = 0,75-0,8$.

Для регулируемых дросселей формулу расхода представляют в виде

$$Q = \mu S_{др} U_{др} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}},$$

где $U_{др}$ - параметр регулирования дросселя.

По аналогии с параметром регулирования насоса имеет место

$$U_{др} = \frac{S_{дрi}}{S_{др}}; \quad 0 \leq U_{др} \leq 1,$$

где $S_{дрi}$ - текущее значение площади поперечного сечения проходного отверстия дросселя; $S_{др}$ - максимальная площадь поперечного сечения проходного отверстия.

Область применения дросселей весьма широка. Дроссели используются в качестве гасителей колебаний (демпферов) для замедления (торможения) движения гидродвигателей в конце хода или по определенной программе, для гидравличе-

ского разделения полостей гидроаппаратов, в качестве ограничителей и, особенно широко, регуляторов расхода.

В последнем случае дроссели фактически становятся регуляторами скорости движения гидродвигателя, поскольку скорость движения гидродвигателя прямо пропорциональна количеству жидкости в единицу времени, поданному в гидродвигатель.

На рис. 40 показан регулируемый дроссель типа ДО. В расточке корпуса 1 расположен дроссельный золотник 6, прижатый пружиной 8 к бурту толкателя 4. Толкатель буртом упирается в крышку 2, а сферическим концом отжимает рычаг 5 с закрепленным на нем роликом 3 в крайнее левое положение. Рабочая жидкость, подводимая через канал Р, в этом случае свободно выходит через канал А. Когда кулак нажимного устройства воздействует на ролик 3 и поворачивает рычаг 5, золотник перемещается вправо, сжимая пружину, и уменьшает сечение отверстия между каналами Р и А. Жидкость дросселируется через четыре треугольных кропила на торце золотника. Возможные утечки отводятся через канал Т.

Дроссель с обратным клапаном типа ДК (рис. 41) предназначен для регулирования скорости перемещения рабочих органов машин путем изменения величины расхода рабочей жидкости при ее движении в одном направлении и обеспечивает свободный проход жидкости в обратном направлении.

В расточках корпуса 1 (рис. 41,а) расположены дроссель 9 и обратный клапан 15, прижатый пружиной 14 к седлу, выполненному в корпусе.

Рабочие щели дросселя образуются сопряжением треугольных продольных пазов (усиков) на дросселе 9 с коротким цилиндрическим участком 10. Величина рабочей щели дросселя при регулировании расхода изменяется перемещением дросселя 9 вдоль его оси. Перемещение дросселя осуществляется рукояткой 3, поворачивающей через штифт 5 втулку 6, сидящую в расточке крышки 2. Закрепленный во втулке 6 штифт 7 воздействует на винтовую канавку, выполненную на шейке дросселя 9. От поворота вокруг своей оси дроссель 9 удерживается штифтом 8, который ходит по пазу корпуса. Стопорение рукоятки в настроенном положении осуществляется винтом 4. Зазор между штифтом и стенками винтовой канавки на дросселе 9 выбирается пружиной 11. Отверстия в корпусе со стороны пружин 11 и 14 закрыты пробками 12 и 13. В пробке 12 для отвода утечек выполнено дренажное отверстие Б. При подводе рабочей жидкости к дросселю через отверстие А жидкость проходит дросселирующие щели и выходит через отверстие В.

При подводе рабочей жидкости к дросселю через отверстие В жидкость поступает под торец обратного клапана, преодолевая усилие пружины 14 и перемещая его, свободно выходит через отверстие А.

Условное обозначение дросселя с обратным клапаном изображено на рис. 41,б.

Чтобы исключить влияние нагрузки на скорость перемещения гидродвигателя, применяют устройства, которые обеспечивают постоянство перепада давления на дросселирующем отверстии. Они называются *дросселями с регуляторами (или регуляторами потока)*.

Дроссель с регулятором предназначен для регулирования скорости движения гидродвигателей и поддержания установленной скорости постоянной при изменении нагрузки.

Конструктивная схема дросселя с регулятором приведена на рис. 42,а.

Насос Н подает жидкость в поршневую полость гидроцилиндра ГЦ, а из штоковой полости жидкость поступает через дросселирующее отверстие А в камеру Б регулятора и далее через дроссель D_p на слив в бак. Поршень гидроцилиндра, преодолевая нагрузку R, двигается со скоростью V, определяемой настройкой дросселя D_p .

Дроссель D_p стоит последовательно в сливной линии, поэтому клапан ПК является переливным.

Перепад давления на дросселе ($\Delta p_{др} = p_1 - p_2$) в данном случае равен давлению p_1 перед дросселем, т.к. сопротивление трубопровода после него весьма мало ($p_2 \approx 0$). Поэтому в данном случае достаточно обеспечить постоянство давления p_1 .

Это выполняет регулятор, который, по существу, является редуционным клапаном (см. рис. 36). При $\Delta p_{др} = \text{const}$ будет постоянным и расход жидкости через дроссель. Подача жидкости в гидроцилиндр $Q_{ц} = Q_{н} - Q_{пк}$ при неизменной подаче насоса постоянна и не зависит от нагрузки, поэтому постоянной будет и скорость поршня гидроцилиндра.

В действительности скорость поршня с увеличением нагрузки несколько уменьшается из-за влияния утечек в насосе, возрастающих с увеличением давления, а также из-за неточности работы регулятора (инерционность золотника регулятора и переменная жесткость пружины). Механическая характеристика гидропередачи с регулятором потока имеет примерно такой же вид, как и у объемных гидромашин.

Рассмотрим конструкцию и принцип работы регулятора расхода типа МПГ55-2.М (рис. 42,б).

Рабочая жидкость из системы поступает к отверстию «Подвод» и далее через отверстия К и Л в корпусе 1 к дросселирующей щели втулки 2. Далее жидкость через отверстие во втулке 9 поступает к отверстию «Отвод». Отверстие Л сообщается с полостями Г и Д, а отверстие «Отвод» - с полостью Ж. Золотник 12 находится в равновесии под действием усилия пружины 13 и усилий, возникающих в связи с подводом давления в его торцевые полости Г, Д и Ж.

При повышении давления в напорной магистрали или понижении в «Отводе» соответственно увеличивается давление в отверстиях «Подвод», К, Л или понижается в полости Ж, что приводит к нарушению равновесия сил, действующих на золотник 12. Под действием гидростатической силы, создаваемой давлением жидкости в полостях Г, Д и Ж, золотник перемещается вверх, его дросселирующая кромка увеличивает сопротивление потоку в отверстии «Подвод», благодаря чему давление на входе в дроссель понижается по сравнению с давлением в напорной магистрали. При понижении давления в напорной магистрали или повышении его в отводе золотник 12 перемещается вниз, уменьшая сопротивление по-

току в отверстии К. Таким образом, на дросселирующей щели втулки 2 поддерживается постоянный перепад давления.

Поток жидкости регулируется изменением проходного сечения дросселирующей щели во втулке 9 за счет осевого перемещения втулки-дросселя 7 с помощью гайки 3 в одну сторону и пружины 8 в противоположную. Гайка 3 вращается от лимба с рукояткой 4 через винт 5. Лимб поворачивается на четыре оборота. После каждого оборота лимб с помощью штифта поворачивает на $\frac{1}{4}$ оборота указатель оборотов 2, который фиксируется от самопроизвольного поворота шариком 10 и пружиной 11. При повороте лимба по часовой стрелке поток жидкости увеличивается, против часовой стрелки – уменьшается. Фиксация лимба осуществляется гайкой 6.

На стыковую полость регулятора потока выведено отверстие для дистанционного управления, сообщающееся с полостью Ж.

При дистанционном управлении в корпусе 1 устанавливается заглушка, разделяющая полость Ж и отверстие «Отвод» М.

Схемы с дистанционным управлением позволяют получать несколько скоростей перемещения рабочего органа.

Стыки пробок и корпуса, соединение регулировочного винта и втулки уплотняются резиновыми уплотнительными кольцами.

Условное изображение регулятора расхода показано на рис. 42,в.

При подаче рабочей жидкости в несколько гидродвигателей (гидромоторов или цилиндров) от одной магистрали необходимо бывает разделить поток на равные части и обеспечить тем самым одинаковые скорости движения гидромоторами (гидроцилиндрами) независимо от сопротивлений на их валах (штоках), т.е. синхронное движение исполнительных механизмов. Такое разделение потока рабочей жидкости осуществляется делителем расхода (делительным клапаном). Принцип работы делителя расхода можно разобрать по схеме, приведенной на рис. 43,а.

Основными конструктивными элементами делительного клапана являются корпус 2, плавающий золотник 3 и регулируемые дроссели 1 и 4. В корпусе имеются подводящее (входное) отверстие Р и два выходных отверстия А и Б.

Для того чтобы поток жидкости, поданный в отверстие Р, разделился на две равные части, в клапане необходимо иметь равенство сопротивлений в линиях, ведущих в гидромоторы ГМ1 и ГМ2:

$$p_1 + \Delta p_A + \Delta p_1 = p_2 + \Delta p_B + \Delta p_4,$$

где p_1 и p_2 – давления в подводящих линиях гидромоторов, обусловленные нагрузками на их валах; Δp_A и Δp_B – потери давления в выходных отверстиях А и Б делительного клапана; Δp_1 и Δp_4 – потери давления на дросселях 1 и 4 делительного клапана.

Если используются одинаковые гидромоторы ($g_1 = g_2$), то при равных крутящих моментах на их валах будет и равенство давлений в подводящих линиях, т.е. $p_1 = p_2$. В этом случае равенство расходов перепадов давлений в делительном клапане:

$$\Delta p_A + \Delta p_1 = \Delta p_B + \Delta p_4.$$

Отсюда следует, что плавающий золотник находится в равновесии, занимая положение, близкое к среднему. Отклонение от среднего положения, обусловленное сложностью обеспечения полной симметрии конструкции клапана и абсолютного равенства сопротивлений параллельных линий, будет не очень большим.

Повышение давлений p_1 или p_2 на выходе из клапана не приводит к уменьшению перепадов давления на дросселях 1 и 4 и снижению скоростей движения гидродвигателей, т.к. рост давлений после дросселей компенсируется ростом давления p_n на входе в клапан, которое будет ограничено только настройкой предохранительного клапана гидросистемы. Регулируемыми дросселями 1 и 4 можно установить требуемое соотношение расходов к двигателям.

Делительный клапан КД (рис. 43,б) состоит из следующих основных частей: корпуса 2, уравнительного золотника 1, делительного золотника 5 с двумя диафрагмами 7, прижатыми пробками 6. Торцы корпуса закрыты пробками 3 и 4. Поток рабочей жидкости подводится к отверстию Б и через диафрагмы 7 направляется в торцевые полости золотника 5. Далее через тангенциальные отверстия Ж и через переменные дроссели, образованные кромками канавок В и Г корпуса и кромками золотника 5, жидкость поступает в канавки Д и Е, откуда через вторую ступень переменных дросселей, образованных кромками Д и Е и кромками золотника 1, жидкость поступает на отвод в отверстия И и К.

Наряду с этим канавки Д и Е сообщаются через демпфирующие отверстия М и Л с торцевыми полостями золотника 1. Уравнительный золотник 1 и делительный золотник 5 находятся в среднем положении только при равенстве давлений в отводах. Увеличение сопротивления в одном из отводов, например в отверстии К, вызывает увеличение давления в левой торцевой полости уравнительного золотника 1, в связи с чем последний смещается вправо, дросселируя поток на участке между канавкой Е и отводом И.

Смещение уравнительного золотника 1 происходит до тех пор, пока давление в канавках Д и Е (а следовательно, и в торцевых полостях уравнительного золотника), а также в канавках В и Г не выровняется.

Таким образом, независимо от фактической разности давлений в отверстиях И и К уравнительный золотник 1 автоматически поддерживает практически одинаковые давления в канавках В и Г.

Этим обеспечиваются пропорциональность условий истечения жидкости через обе ветви делительного золотника и, как следствие, высокая точность работы делителя.

Кроме того, с целью повышения чувствительности (а следовательно, точности) путем исключения трения покоя делительный золотник 5 вращается за счет реактивного момента, возникающего при прохождении потока жидкости через тангенциальные отверстия Ж.

3. Дополнительные устройства гидропередач

Цель работы: изучение конструкции, принципа действия и правил эксплуатации рассматриваемых устройств.

Оборудование: стрелочные и электроконтактные манометры, датчик давления типа Д-100, реле давления Г62-21М, шаровой гидроаккумулятор, фильтры щелевой по ГОСТ 21329-75 и типа ФВСМ, элементы соединений трубопроводов.

3.1. Устройства для измерения и контроля давления

К ним относятся манометры, датчики и реле давления.

Манометры служат для визуального контроля давления в линиях гидротрансмиссии. В качестве чувствительного элемента у манометра чаще всего используют трубку Бурдона (рис.44,а).

Под действием давления тонкостенная трубка 1 распрямляется. Происходит это вследствие того, что площадь по наружному контуру А изогнутой трубки больше, чем по внутреннему Б. Перемещающийся конец трубки через тягу 6 и зубчатый сектор 5 поворачивает зубчатое колесо 2, жестко связанное со стрелкой 4. Последняя перемещается относительно шкалы 3 с рисками, соответствующими давлению в контролируемой линии гидросистемы. Рабочая жидкость в трубку 1 подводится через штуцер 7. Если манометр подключен напрямую к гидролинии, то колебания давления и гидравлические удары быстро выводят его из строя. Поэтому между манометром и гидролинией целесообразно устанавливать демпферы и специальные переключатели, соединяющие манометр с гидролинией только в моменты измерения давления. Применение многопозиционных переключателей позволяет с помощью одного манометра контролировать давление в нескольких линиях гидротрансмиссии.

На рис.44,б приведена кинематическая схема **датчика давления**, который позволяет передать информацию о величине давления на расстояние, например на пульт диспетчера.

Датчик связан с гидролинией, в которой измеряется давление, при помощи канала 1. Воспринимает давление упругая мембрана 2, которая, прогибаясь через толкатель 3, поворачивает рычаг 4. На свободном конце рычага установлен подвижный контакт 5 переменного резистора 6. Смещение контакта 5 приводит к изменению напряжения (потенциметрическая схема) или тока (реостатная схема) на выходных клеммах резистора 6. Возвращает рычаг 4 в исходное положение пружина 7.

Обладая малой инерционностью и высокой чувствительностью, датчики давления нашли широкое применение в современных автоматических системах управления, а также в научных и исследовательских работах.

Для подачи сигнала при достижении заданного давления в гидросистеме используются **реле давления** (рис.45,а).

Основными элементами реле давления являются: золотник 2, корпус 3, седло 4, рабочая пружина 5, контргайка 6, регулировочный винт 7, микровыключатель 8, двухплечий рычаг 9 и возвратная пружина 10. Рабочая жидкость из контролируемой линии подводится под золотник 2 через отверстие 1. При повышении давления в гидросистеме до величины, определяемой настройкой пружины 5, золотник 2 поднимается и поворачивает рычаг 9, что приводит к переключению микро-

выключателя 8 в другую позицию. Последний выдает сигнал в систему управления. При уменьшении давления золотник 2 опускается и пружина 10, поворачивая рычаг 9, обеспечивает обратное срабатывание микровыключателя.

Сигнал, поступающий от реле давления, может быть использован для включения сигнала на пульте управления, отключения гидросистемы как дублера предохранительного клапана или для управления работой гидросистемы. На рис.45,б в качестве примера использования реле давления приведена схема, обеспечивающая реверс движения гидроцилиндра ГЦ после поджима его к жесткому упору. При движении влево дроссель D_p создает подпор в штоковой полости, но при поджиге гидроцилиндра ГЦ к упору поток рабочей жидкости через дроссель прекращается. Поэтому давление в штоковой полости падает, и реле давления РД выдает сигнал на отключение электромагнитного управляющего распределителя P_y . В результате переключается распределитель P_n , и движение рабочего органа реверсируется.

В многодвигательном гидроприводе, когда цикл его работы предусматривает работу то всех гидродвигателей, то их части, возникает проблема с выбором питающего насоса. Если выбрать насос с производительностью, достаточной для работы всех гидродвигателей, то при работе только их части будем иметь лишнюю подачу, которую придется направлять обратно в бак. Ясно, что это весьма невыгодно. В этом случае, а также когда, например, надо периодически увеличивать скорость движения гидродвигателя, очевидно необходимо устройство, осуществляющее накопление гидроэнергии (объема жидкости под избыточным давлением) в период минимального ее потребления и отдачи этого объема жидкости при пиковом расходе жидкости. Таким устройством в гидропередачах является *гидроаккумулятор*.

По типу элемента, выполняющего функции накопителя энергии, различают гидроаккумуляторы грузовые, пружинные и газовые, а по конструкции - поршневые и диафрагменные (баллонные).

В *грузовых гидроаккумуляторах* накопление энергии осуществляется за счет подъема груза определенного веса. Они отличаются достаточно простой конструкцией и стабильностью параметров работы, однако имеют большие габариты. Обычно их применяют в стационарных установках и при аккумулировании больших объемов жидкости.

В *пружинных* и *газовых* гидроаккумуляторах накопление энергии осуществляется за счет сжатия, соответственно, пружины или объема газа. В качестве последнего обычно используется инертный газ, чаще азот.

Разделителем между рабочей жидкостью и накопителем энергии служат поршни или эластичные диафрагмы и баллоны (рис.46).

В пружинном аккумуляторе (рис.46,а) давление p жидкости создается усилием, развиваемым при сжатии (возможна конструкция аккумулятора с пружинами растяжения) пружины. Текущее давление p определится из выражения

$$p = \frac{R_{np} - R_{tp}}{S},$$

где $R_{пр} = c(h + h_{нач})$ - усилие сжатия (растяжения пружины); c - жесткость пружины; h и $h_{нач}$ - сжатие пружины, соответственно, при зарядке и разряженного аккумулятора; S - рабочая площадь поршня аккумулятора; $R_{тр}$ - сила трения поршня в цилиндре.

Поскольку усилие пружины зависит от ее деформации, давление жидкости в этом аккумуляторе зависит от степени его разрядки, т.е. от количества жидкости в рабочей камере аккумулятора.

Потери давления на преодоление сил трения поршня достаточно велики и, например, при номинальном рабочем давлении 32 МПа могут составлять до 0,3-0,35 МПа. Недостатком поршневых аккумуляторов является также возможность нарушения, в особенности в условиях низких температур, герметичности по месту посадки поршня в цилиндре.

Менее инерционными и высокогерметичными являются газовые гидроаккумуляторы (гидропневмоаккумуляторы) с эластичным разделителем - *баллонный* (рис.46,б) и *диафрагменный* (рис.46,в). Заполнение аккумулятора газом осуществляется через зарядный обратный клапан ЗК.

Герметизация (уплотнение) соединений гидравлических устройств

Под герметизацией гидросистемы понимается обеспечение непроницаемости стенок и соединений деталей (подвижных и неподвижных) гидромагистралей, гидромашин и гидроаппаратов. При этом различают потери жидкости из гидросистемы в окружающее пространство - *наружные утечки* и перетоки жидкости между полостями (камерами) внутри гидравлических устройств - *внутренние утечки*. В обоих случаях движение жидкости возникает вследствие наличия зазора между деталями гидравлического устройства и перепада (разности) давления на нем.

Наружные утечки недопустимы и в тех случаях, когда получить полную герметичность не удастся, необходимо организовать сбор утечек и их отвод по специально созданной системе гидролиний, которые называются *дренажными линиями*.

Внутренние утечки также крайне нежелательны, т.к. они существенно влияют на рабочие характеристики гидропередачи. В частности, внутренние утечки снижают жесткость механической характеристики гидродвигателя.

Из вышеизложенного следует, что средства герметизации (уплотнения) являются важными элементами гидропередачи и требуют постоянного контроля и поддержания в исправном (рабочем) состоянии. Очевидно, для успешного решения вопросов герметизации необходимо обеспечить (стремиться обеспечить) постоянство величин зазоров на протяжении всего срока службы гидравлического устройства путем постоянной (автоматической) или периодической компенсации износа сопрягаемых деталей.

При решении вопросов герметизации различают сопряжения: неподвижные и подвижные. Последние могут быть поступательного или вращательного движения

Существует два принципиально различных способа герметизации: *бесконтактное* (щелевое) и *контактное* (с нулевым зазором) уплотнение.

Под первым понимается уплотнение, в котором требуемая герметичность обеспечивается сопротивлением щели, по которой течет жидкость без применения каких-либо уплотнителей. Ввиду того, что в этом уплотнении зазор (щель), по которому возможны утечки жидкости, может быть уменьшен лишь до некоторой малой величины, но не устранен, оно способно обеспечить лишь ограниченную герметичность. Контактное уплотнение обеспечивает нулевой (или малый) зазор между уплотняемыми поверхностями с помощью какого-либо мягкого эластичного материала, помещаемого между ними, который под действием внешней силы или сил давления жидкости поджимается к этим поверхностям, создавая плотный контакт, не допуская при движении уплотняемой детали образования зазоров, по которым могла бы течь жидкость.

Простейшее бесконтактное уплотнение представляет собой гладкую капиллярную щель (рис.47,а), при соответствующей длине которой может быть создано приемлемое сопротивление протеканию жидкости. Из теории течения жидкости в зазоре известно, что расход через зазор обратно пропорционален длине зазора. Отсюда очевидно стремление увеличить длину зазора, однако без увеличения габаритов узла сопряжения. Решением этой задачи являются так называемые *лабиринтные уплотнения*.

Для поступательного движения возможны варианты, приведенные на рис. 47,б и в. К сопротивлению, обеспечиваемому малым зазором, добавляется дополнительное сопротивление в виде лабиринта с расширением и сжатием струи, при которых также теряется энергия.

В соединениях с вращательным движением в качестве дополнительного сопротивления применимы лабиринты *осевого* (рис.47,д) и *радиального* (рис.47,е) типов.

Для повышения герметичности соединений с вращательным движением применяют также дополнительные средства в виде различных динамических (винтовых, лопастных и др.) устройств, которые препятствуют утечкам. На рис.47,г приведена схема уплотнения вала, в которой применено *винтовое уплотнение*, выполняемое в виде одно- или многозаходного винта, нарезанного на валу. Направление нарезки должно быть таким, чтобы при данном направлении вращения вала жидкость возвращалась (отбрасывалась) назад в уплотняемую полость. Винтовые уплотнения работают эффективно при окружной скорости не ниже 3-5 м/с.

Лабиринтные уплотнения соединений, особенно при вращательном движении, обычно используются в комбинации с другим (как правило контактным) уплотнением, являющимся его дополнением.

Обратим внимание читателя на то, что величина зазора в сопряжении и, соответственно, в лабиринтном уплотнении выбирается в зависимости от величины зазоров в подшипниках, биения вала, а также от разницы в изменении размеров деталей при колебаниях температуры.

Контактные уплотнения обеспечивают более высокую герметичность, чем щелевые, благодаря перекрытию зазоров между сопрягаемыми деталями с деформированным эластичным элементом.

Наиболее просто осуществляется герметизация неподвижных соединений путем сжатия между сопрягаемыми деталями эластичных прокладок различной формы. Герметичность будет достигнута, если точки контакта образуют замкнутую линию, а контактное давление в соединении превышает давление уплотняемой среды. Под *контактным давлением* здесь понимается внешнее сжимающее усилие, приходящееся на единицу площади поверхности прокладки, которое создается при затяжке болтов соединения.

Некоторые способы уплотнения неподвижных соединений мягкими прокладками и кольцами представлены на рис.48.

Изготавливаются прокладки из бумаги, картона, фибры, пробки, асбеста, резины, кожи, пластмасс, мягких металлов и др. материалов. Применяются также различные лаки, краски и замазки, которые после высыхания превращаются в прокладки.

На рис.48,а показан вариант, в котором герметизация достигается приложением внешней силы (затяжкой), с помощью которой на контактных поверхностях создается давление, превышающее давление среды, причем действие этой внешней силы сохраняется и при отсутствии давления рабочей среды.

На рис.48,б показан вариант, в котором уплотнительное кольцо квадратного сечения помещено в канавку, что исключает ее выдавливание давлением из герметизируемой полости. Усилие затяжки в этом соединении будет меньше, чем в предыдущем случае, т.к. основная деформация уплотнительного кольца осуществляется давлением рабочей среды. Схема, приведенная на рис.48,в, аналогична схеме на рис.48,б, только позволяет получить более высокую герметичность за счет большей предварительной деформации уплотнительного кольца.

Распространенным в настоящее время типом уплотнения неподвижных соединений является уплотнение при помощи колец круглого сечения (рис.48,г, д). *Резиновые кольца круглого сечения* могут быть применены для герметизации неподвижных стыков при давлениях рабочей среды до 150 МПа. При применении их устраняется необходимость в сильной затяжке болтов, как это имеет место при обычных прокладках. Уплотнения с резиновыми кольцами круглого сечения широко применяются в узлах с регулируемым положением деталей. Так, на рис.48,д ниппель 1 может занимать относительно втулки 2 различные положения в осевом направлении.

Создать надежную герметичность подвижных соединений значительно труднее, чем неподвижных. Если в последних материал уплотнителя проникает под действием давления в микронеровности и возможные углубления на уплотняемой поверхности, то в подвижных соединениях это проникновение затруднено, и при определенной скорости перемещение уплотняемой поверхности может полностью прекратиться. Очевидно, что на поверхностях контакта уплотнителя с подвижной поверхностью возникают силы трения, приводящие к износу и нагреву сопряжения уплотнитель-деталь. Кроме этого, микронеровности срезают часть уплотни-

теля, проникшего в них. Все это снижает долговечность узла герметизации, поэтому к качеству сопрягаемых поверхностей (чистоте обработки) предъявляются повышенные требования.

При вращательном движении уплотнительных элементов (пар) создать герметичность в соединении наиболее трудно. Уплотнения с возвратно-поступательным движением сопряжений обычно способны работать при более высоких давлениях жидкости (свыше 70 МПа), чем уплотнения при вращательном движении деталей, давление в которых обычно ограничено 1-1,5 МПа.

Условия работы пары с поступательным движением выгодно отличаются от условий работы пар с вращательным движением тем, что, во-первых, имеют место сравнительно небольшие скорости поступательного движения, чем вращательного. Во-вторых, скользящий контакт уплотнительного элемента при поступательном движении происходит на большой поверхности. При уплотнении штока гидроцилиндра площадь этой поверхности равна длине окружности штока, умноженной на длину его хода. Благодаря этому выделяющееся при работе уплотнения тепло распределяется по большей площади, тогда как при вращательном движении это тепло концентрируется на небольшой поверхности контакта уплотнения с валом. В - третьих, следует также учитывать благоприятный для герметизации периодический режим работы аппаратов и машин поступательного движения. Наиболее простыми из контактных уплотнений для подвижных соединений являются *сальниковые набивки* из мягкого материала. Это могут быть фетр, асбест, хлопок, пенька, ткань и другие волокнистые материалы, пропитанные техническим жиром и графитом, прорезиненные ткани, резина, кожа, пластмасса, мягкий металл и др. Уплотняющий контакт создается при сдавливании набивки (нажимной буксой), в результате которого набивочный материал, деформируясь, образует плотный контакт между камерой сальника в корпусе и набивкой и одновременно между набивкой и подвижной деталью (валом или штоком).

Для компенсации износа и иных потерь объема сальниковые набивки требуют подтяжки. Это достигается сдавливанием набивки при помощи болтов или пружин. Последний вариант имеет преимущества перед первым, т.к. в нем исключена возможность перезатяжки сальника, и компенсация износа происходит автоматически. Сальниковые набивки успешно работают при давлениях в уплотняемых камерах до 5 МПа.

В машиностроительной практике широкое применение для уплотнения подвижных соединений получили *резиновые кольца* прямоугольного и круглого сечений (рис.49), которые надежно и длительно работают при давлениях до 35 МПа, реже при давлениях 100 МПа.

Кольца круглого сечения имеют ряд преимуществ перед кольцами прямоугольного сечения. Предварительное натяжение (сжатие) $e = d - b$ (рис.49,а,б) этих колец может быть выполнено более высоким, чем кольца прямоугольного сечения при той же силе трения. Так как материал круглого кольца приходит к кромкам канавки в напряженном состоянии, выдавливание кольца в зазор (рис.49,в) значительно меньше, чем прямоугольного.

Кроме того, кольца круглого сечения допускают большую неточность в изготовлении уплотняемых поверхностей, чем прямоугольные.

Для размещения колец в основном применяются прямоугольные (рис.49,а) и реже угловые (рис.49,г) канавки. Уплотнения с угловыми канавками отличаются более высокой герметичностью, однако обладают относительно большим трением. Поэтому их применяют преимущественно в неподвижных соединениях.

Простыми и весьма долговечными из применяемых уплотнений для поступательного движения сопрягаемых пар являются уплотнения *разрезными металлическими кольцами*. Схемы действия уплотнения показаны на рис.50.

На рис.50,а показано исходное положение кольца, когда оно прижато к одной из поверхностей соединения силой упругости $R_{упр}$, создаваемой пружинящим действием кольца при его монтаже в соединении. При появлении давления, например слева (рис.50,а), жидкость начинает двигаться через зазор между кольцом и второй деталью. В результате возникает перепад давления $\Delta p = p_1 - p_2$, который сдвигает кольцо до упора в боковую поверхность канавки (рис.50,б), т.е. кольцо устанавливается в рабочее положение. Если давление будет действовать с другой стороны, то кольцо займет рабочее положение, изображенное на рис.50,в. Избыточное давление p_1 , действуя на кольцо как в осевом, так и в радиальном направлении, обеспечивает высокую герметичность соединения.

В уплотнительном узле применяется одно или несколько колец, однако герметизация осуществляется в основном первым со стороны давления кольцом. Второе уплотнительное кольцо снижает утечки уже, примерно, на 15 %. Третье же и последующие кольца снижают утечки совсем незначительно. Применение нескольких колец удлиняет межремонтный срок службы уплотнительного узла благодаря тому, что по мере износа первого со стороны давления, а следовательно, более нагруженного кольца в работу вступают последующие кольца.

При удовлетворительном изготовлении рассматриваемые кольца (при двух-трех кольцах в узле) обеспечивают практически полную герметичность при давлении 21 МПа и температуре до 250°С и допускают скорость движения до 5 м/с и выше. При работе в газовых средах (перекачка сжиженного газа) возможна работа в диапазоне температур от +1100 до -186°С.

Кольца изготавливаются из материала, обладающего достаточной упругостью и антифрикционными свойствами. Распространены кольца из серого чугуна с твердостью после термообработки 98-106 НВ. Применяются также кольца из бронзы, текстолита, графита и металлографитовой массы.

Так же, как и кольца круглого сечения, весьма распространенными уплотнениями контактного типа являются различные манжеты, которые применяются для соединений с поступательным и вращательным движением.

Манжета представляет собой упругое фигурное кольцо, сечение которого имеет вид, приведенный на рис.51,а.

Первоначальный контакт манжеты с уплотняемыми поверхностями, обеспечивающий герметизацию при нулевом давлении жидкости, осуществляется за счет пружинящего действия манжеты, сжатой при монтаже (рис.51,б) на величину $\Delta = A - B$.

С ростом давления деформация манжеты увеличивается, и герметичность повышается за счет плотного прижатия борта кольца к уплотняемым поверхностям (рис.51,в).

Манжеты изготавливаются из резиновых смесей, кожи, виниловых смол, пластмассовых материалов и их комбинаций с тканями, прорезиненных хлопчатобумажных, льняных, асбестовых и асбометаллических тканей. Наиболее распространены манжеты из резин и прорезиненных хлопчатобумажных тканей, которые могут работать при температуре не выше 100-120°C.

Манжеты с профилем сечения, приведенным на рис.51, обычно используют при давлении рабочей среды до 35 МПа. Для рабочих давлений до 50 МПа используются V-образные (*шеvronные*) манжеты. В основном их применяют для уплотнения деталей с возвратно-поступательным движением и выполняют в виде пакета из 3-8 колец с механическим регулируемым предварительным распором. Манжетные кольца устанавливаются таким образом, чтобы сохранялась свобода их деформаций - сжатия и расширения. Манжеты не должны подвергаться значительным сжатиям, в результате которых уплотнение из автоматически действующей конструкции превратится в простую сальниковую набивку. Регулирование затяжки манжет осуществляется соответствующим подбором прокладок-шайб или пружинами, которые автоматически компенсируют износ манжет, однако габариты узла в этом случае несколько увеличиваются.

Для уплотнения вращающихся валов в основном получили распространение уплотнения *радиального (манжетного) типа*, которые составляют до 80 % всех уплотнений этого назначения.

Поскольку, как отмечалось выше, условия работы уплотнения при вращательном движении отличаются от условий работы при поступательном движении, то профили поперечных сечений манжет для вращательного движения иные.

На рис.52 приведены конструктивные схемы типовых манжет из резины (рис.52,а-г) и кожи (рис.52,д,е).

Резиновые манжеты в основном отличаются друг от друга местом расположения металлического каркаса (кольца жесткости) 1. Каркас располагается с внешней (рис.52,а,г), внутренней (рис.52,б) стороны и внутри (рис.52,в) манжеты 2. При малых диаметрах (80-100 мм) вала кольцо жесткости соединено с манжетой вулканизацией, для больших диаметров (более 100 мм) кольца жесткости съемные.

Предварительное прижатие манжеты к валу осуществляется при помощи спиральных (браслетных) пружин 3.

Для защиты манжеты от пыли выполняют дополнительный ус 4. Кожаные манжеты (рис.52,д,е) отличаются в основном конструкцией колец жесткости и типом пружин.

Основной особенностью работы уплотнений при вращательном движении является то, что контакт манжеты с валом происходит в одном месте по небольшой поверхности шириной h (рис.52,а). Поэтому в месте контакта развивается высокая температура, которая может превышать температуру рабочей жидкости.

Испытания манжетных уплотнений насосов гидропередатчиков показывают, что в месте контакта температура достигает 120°C и выше.

Ввиду того, что с повышением давления в уплотняемой полости контактное давление и, соответственно, трение растут, рассматриваемые манжеты применяют при давлениях жидкости перед уплотнением не выше 0,1-0,2 МПа.

При установке манжеты на вал контактирующая ее часть деформируется под действием усилия прижима, в результате чего образуется притертая цилиндрическая поверхность (полоска) скольжения шириной в несколько десятых долей миллиметра, которая и создает уплотнительный контакт. При демонтаже контакт кромки манжеты с валом может быть нарушен, ввиду чего после переборки герметичность уплотнения обычно ухудшается. Поэтому, если возникла нужда в разборке насоса и уплотнительного узла, лучше осуществить замену манжеты на новую.

Практика показывает, что кожаные манжеты можно применять для окружных скоростей вала до 10 м/с, а резиновые манжеты - до 25 м/с.

В заключение данной темы отметим, что типы уплотнений не исчерпываются приведенными. Существуют чашечные, воротниковые и торцевые типы уплотнений, а также напомним о гибких разделителях. Это диафрагмы, например, в гидроаккумуляторах и гидроцилиндрах, а также сильфоны и мембраны (см. рис.15).

Бак, насос, гидродвигатель и др. гидроаппараты соединяются между собой при помощи трубопроводов, которые могут быть жесткими или гибкими. В качестве *жестких трубопроводов* используются в основном стальные бесшовные холоднодеформированные трубы по ГОСТ 8734-75 или стальные бесшовные горячекатаные трубы по ГОСТ 8732-78. Реже используют трубы из цветных металлов и их сплавов.

Гибкие трубопроводы представляют собой резиновые рукава высокого давления оплеточной конструкции с металлическими оплетками по ГОСТ 6286-73.

Для подсоединения трубопроводов к гидромашинам и гидроаппаратам используются различные виды соединений (рис. 54).

Для соединения тонкостенных стальных и медных труб применяют систему с развальцовкой трубы (рис. 54,а). Соединение состоит из штуцера 1, накидной гайки 2 и втулки 3. При навинчивании гайки 2 на штуцер 1 оконечность трубы 4 подвергается развальцовке на конических поверхностях штуцера 1 и втулки 3 и одновременно зажимается между ними. Такое соединение может применяться при давлениях до 8 МПа.

Одним из наиболее распространенных способов неподвижного соединения трубопроводов является шаровое (рис. 54,б). Оно состоит из штуцера 1, накидной гайки 2 и ниппеля 3. Ниппель 3 приваривается на оконечность трубы 4. При навинчивании гайки 2 на штуцер 1 ниппель 3 своей шаровой поверхностью прижимается к конической поверхности отверстия в штуцере 1. Шаровое соединение хорошо работает до давления 32 МПа.

На рис. 54,в показано поворотное соединение, состоящее из болта-штуцера 3 и втулки 2, к которой приварен присоединяемый трубопровод. Герметизация соединения обеспечивается уплотнениями 1 в виде колец из мягкой (отожженной)

меди или алюминия. Особенность соединения заключается в том, что втулка 2 может быть установлена в любом положении относительно корпуса гидроаппарата.

За последнее время в системах гидропривода механизированных крепей получило широкое применение унифицированное безрезьбовое соединение, особенно для ниппелей концевой арматуры рукавов высокого давления, конструкция которого приведена на рис. 54,г.

Ниппель 3 имеет центрирующую поверхность, на которой выполнена канавка под уплотнительное резиновое кольцо 1 круглого сечения с защитным пластиковым кольцом 2. Удерживается ниппель в осевом направлении скобой 4, которая может иметь два исполнения из проволоки круглого или квадратного сечения. При этом обе скобы взаимозаменяемы и не требуют внесения каких-либо изменений в конструкцию соединения. Этот тип соединений разработан для условных проходов от 8 до 32 мм с рабочим давлением до 32 МПа.

3.3. Устройства кондиционирования рабочей жидкости

Назначение устройств кондиционирования рабочей жидкости заключается в поддержании ее в работоспособном состоянии на протяжении определенного срока службы данной жидкости.

Согласно требованиям, предъявляемым к рабочим жидкостям гидропередат, необходимо обеспечить:

- 1) очистку рабочей жидкости от различных загрязнений;
- 2) требуемый температурный режим работы рабочей жидкости и, следовательно, самой гидросистемы.

Для очистки рабочей жидкости используются гидравлические устройства, называемые *фильтрами*, а процесс очистки - *фильтрацией*.

Поддержание требуемой температуры в гидросистеме осуществляется *охлаждителями* и *нагревателями* рабочей жидкости. Хранение рабочей жидкости осуществляется в *гидробаках*. Баки частично (в отдельных случаях полностью) могут выполнять и первые две функции по кондиционированию.

Схема типичной конструкции гидробака приведена на рис.53.

Основными элементами бака являются корпус 1, крышка 4, сапун 5, заливная горловина 6, всасывающий 3 и сливной трубопроводы и сливная пробка 8. Заливная горловина 6 и всасывающий трубопровод 3 снабжены сетчатыми фильтрами для исключения попадания твердых частиц, соответственно, в бак и в насос. Сливная пробка 8 снабжена постоянным магнитом для улавливания металлических частиц, оказавшихся в рабочей жидкости.

Сапун 5 является воздушным фильтром, при помощи которого внутренняя полость бака сообщается с окружающим пространством. Это исключает возникновение над свободной поверхностью жидкости в баке избыточного или пониженного давления, что может затруднить, соответственно, слив в бак или всасывание жидкости насосом.

Сливную магистраль 7 рекомендуется размещать в отдельном отсеке бака, удаленном от всасывающей гидрелинии 3. Это обеспечивается применением разделительных перегородок (рис. 53), удлиняющих путь жидкости, что способствует отделению природных частиц, попавших в бак.

В баке, как отмечалось выше, происходит отстой рабочей жидкости, т.е. отделение частиц, загрязняющих жидкость, под действием силы тяжести. Однако эффективность бака, как средства очистки рабочей жидкости весьма невысокая. Поэтому для очистки рабочей жидкости используются специальные устройства - *фильтры*.

Значимость **фильтров** очень большая. Загрязнение жидкостей различными примесями снижает надежность и срок службы гидроагрегатов, причем влияние качества очистки жидкостей на работу гидроагрегатов столь велико, что без преувеличения можно утверждать, что срок службы гидромашин и гидроагрегатов может быть увеличен или понижен в зависимости от качества очистки рабочих жидкостей в несколько (до десятка) раз.

Частицы загрязнения, как правило, повышают трение и могут привести к заклиниванию подвижных деталей гидроагрегатов, а также быть причиной нарушения рабочего цикла при засорении дросселей и других каналов малого сечения. Твердые и в особенности абразивные частицы, попавшие в зазор, вызывают износ рабочих поверхностей скользящей пары при ее движении.

Твердые и вязкие загрязняющие примеси попадают в гидросистему извне (в частности с атмосферной пылью), а также образуются в результате износа деталей гидроагрегатов и старения жидкостей. Из твердых частиц наиболее разрушительными для гидроаппаратов являются частицы, входящие в состав атмосферной пыли (до 70 % это кварцевый песок), которые попадают в бак через различные каналы.

Очевидно, достигнуть абсолютной чистоты рабочих жидкостей при существующих методах их очистки невозможно. Практически фильтрацию считают удовлетворительной, если фильтр отделяет (задерживает) частицы размером, равным величине наименьшего зазора в скользящих парах гидравлического устройства. Величина задерживаемых частиц определяет тонкость фильтрации конструкции фильтра, в соответствии с которой условно различают *фильтры грубой, нормальной, тонкой и особо тонкой очистки*.

Фильтры грубой очистки задерживают частицы более 45 мкм; фильтры нормальной очистки - более 25 мкм; фильтры тонкой очистки - 5-10 мкм и фильтры особо тонкой очистки - менее 5 мкм.

Отделение от жидкостей твердых загрязняющих примесей осуществляют *механическим* или *силовым* методами. В первом случае фильтрация осуществляется различными щелевыми и пористыми фильтрующими элементами (материалами), во втором - силовыми полями: магнитным, электрическим, гравитационным, центробежным и др. К последним очистителям относятся также средства очистки, в которых используются силы межмолекулярного взаимодействия, силы поверхностной активности материалов и другие силы подобного рода.

В гидросистемах машин применяют преимущественно метод механической очистки, при котором от жидкости отделяются частицы вследствие различия размеров этих частиц и проходных капиллярных каналов фильтрующего материала. В соответствии с видом применяемых фильтровальных материалов различают *поверхностную* и *глубинную фильтрацию*. В первом случае частицы задерживаются в основном на поверхности фильтровального материала, а во втором - в порах капилляров фильтровального материала, расположенных на различной глубине от поверхности. К поверхностным фильтрам относятся металлические пластинчатые и сетчатые, тканевые и бумажные фильтры, ко вторым - фильтры с набивочным фильтрующим элементом (войлок, текстиль и др. пористые материалы).

Одной из типичных конструкций поверхностного фильтра грубой очистки является *пластинчатый (щелевой) фильтр* (рис.55,а).

Фильтрующий элемент (пакет) данного фильтра состоит из последовательного набора пластин 3 и прокладок 4, насаженных на ось 7. Ось 7 размещена в крышке 5 с возможностью поворота (вращения) при помощи рукоятки 6. Фильтрующий пакет помещен в стакане 2 с пробкой 1, служащей для удаления загрязнений. Жидкость поступает в фильтры через отверстие Б и далее через щелевые зазоры в фильтрующем пакете проходит в отводящее отверстие В. Частицы загрязнений, имеющие размер, превышающий щелевой зазор δ , задерживаются на внешней стороне пакета. Для прочистки зазоров пакет проворачивают рукояткой 6 на несколько оборотов относительно чистильщиков 8. Тонкость фильтрации пластинчатого фильтра определяется величиной зазора δ , т.е. толщиной прокладок 4, которая из соображений прочности чистильщиков обычно не менее 80 мкм. Обычно же тонкость фильтрации таких фильтров 125 мкм.

Фильтрующий пакет является гидравлическим сопротивлением проходу жидкости, и между входом и выходом фильтра имеется перепад давления. Допустимый перепад давления ограничивается прочностью фильтрующего элемента. Номинальный перепад давления для пластинчатого фильтра составляет 0,1 МПа, а при засорении пакета допускается повышение перепада давления до 0,4 МПа.

К поверхностным фильтрам с нормальной тонкостью фильтрации относятся широко применяемые *сетчатые фильтры* (рис.55,б).

Фильтр типа ФВСМ (рис. 55,б) имеет корпус 1, в котором установлен сетчатый фильтрационный элемент 2 с перепускным клапаном 3. Вблизи от входного отверстия 10 расположены магнитные уловители 3. В корпусе индикаторного устройства установлена подпружиненная мембрана 6, связанная со штоком 5. Последний взаимодействует с подпружиненным плунжером 4, в котором установлен магнит 12, воздействующий на магнитоуправляемые контакты (герконы) 11.

Полость слева от мембраны соединена с атмосферой, а полость справа от мембраны – через канал 7 с выходным отверстием 8 фильтра.

По мере увеличения загрязненности фильтроэлемента возрастает разрежение в отверстии 8, в результате чего мембрана 6 вместе со штоком 5 атмосферным давлением смещается вправо. При этом шток 5 освобождает плунжер 4, который пружиной 13 смещается на одну ступеньку вниз. Одновременно магнит 12 воздействует на 1-й геркон 11, выдающий электрический сигнал о первой стадии за-

грязнения фильтроэлемента. Если фильтроэлемент не очищен и продолжает загрязняться, освобождается вторая ступенька плунжера 4, и в систему управления выдается аварийный сигнал (вторым герконом 11). Одновременно открывается перепускной клапан 3.

О степени загрязненности фильтроэлемента можно судить и визуально по положению выходящего наружу хвостовика плунжера 4, на котором нанесены риски 14. Фильтрующий элемент обеспечивает номинальную точность фильтрации 80 мкм.

Для получения тонкой фильтрации широкое применение нашли *бумажные фильтрующие элементы*. Конструктивно такой фильтр во многом подобен сетчатому фильтру, только вместо сетчатого цилиндра устанавливается бумажный и обязательно на опорном каркасе. Для увеличения фильтрующей поверхности фильтровальную бумагу собирают в складки той или иной формы. Серийно выпускаются фильтры с бумажным фильтрующим элементом на тонкость фильтрации до 5 мкм с номинальным перепадом давления 0,06-0,09 МПа.

4. Типовые гидравлические схемы

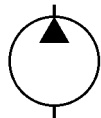
Цель работы: закрепление знаний по назначению и взаимодействию гидроаппаратов путем изучения типовых принципиальных гидравлических схем, широко используемых в металлорежущем и кузнечно-прессовом оборудовании, в горных и подъемно-транспортных машинах, в химическом машиностроении и др.

Оборудование: гидравлические стенды поступательного и вращательного движения с дроссельным и машинным регулированием скорости движения.

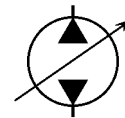
4.1. Назначение и условные обозначения основного гидравлического оборудования на схемах по ГОСТ 2.780-68.....2.782-68

Насосы

Являются источниками гидравлической энергии (потока рабочей жидкости). Преобразуют механическую энергию приводного двигателя в гидравлическую.



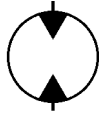
насос нерегулируемый
нереверсивный



насос регулируемый,
реверсивный

Гидродвигатели (гидромоторы и гидроцилиндры)

Являются потребителями гидроэнергии, преобразуя потенциальную энергию потока жидкости в механическую энергию движения рабочих органов машин.



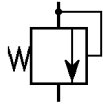
мотор нерегулируемый,
реверсивный



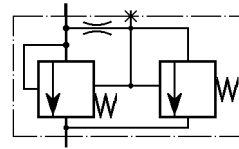
моментный гидроцилиндр

Предохранительные клапаны

Предназначены для защиты приводимых машин от перегрузки путем ограничения давления в гидросистеме.



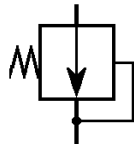
прямого действия



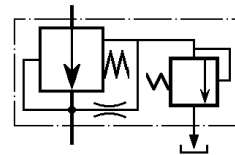
непрямого действия
(с переливным золотником)

Редукционные клапаны

Предназначены для получения стабильного пониженного давления при питании маломощных потребителей от основной гидросистемы высокого давления.



прямого действия



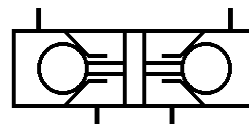
непрямого действия

Гидрозамки

Предназначены для запираания рабочих полостей гидромашин при прекращении подачи жидкости.



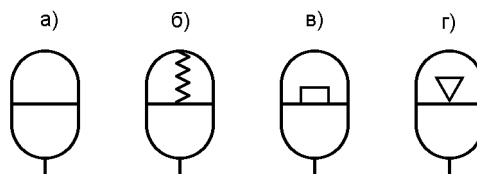
односторонний



двухсторонний

Гидроаккумуляторы

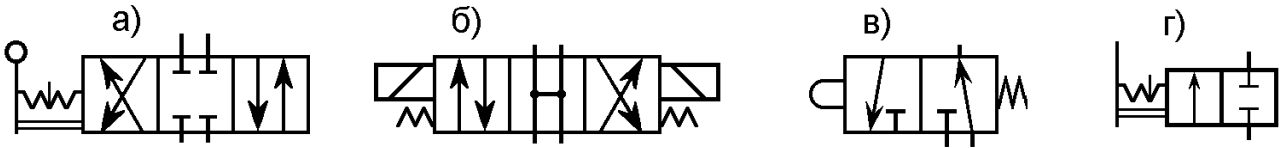
Предназначены для накопления потенциальной энергии жидкости в гидросистемах при ее избытке и отдаче энергии при ее недостатке. Позволяют уменьшить устанавливаемую мощность насоса и снизить пульсации расхода и давления в гидросистеме.



а- общего вида, б- пружинный, в- грузовой, г- газовый (пневматический)

Распределители жидкости

Предназначены для управления потоком жидкости по направлению с целью пуска, реверса и остановки гидродвигателя.



а- распределитель золотниковый, 3- позиционный, 4- линейный ручного управления с фиксатором;

б- распределитель золотниковый, 3- позиционный, 4- линейный с электромагнитным управлением и пружинным центрированием;

в- распределитель 2- позиционный, 3- линейный с управлением от кулачка с пружинным возвратом;

г- распределитель крановый, 2- позиционный, 2- линейный с фиксатором

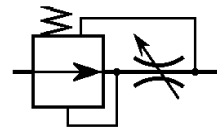
Дроссели

Являются регуляторами расхода жидкости. Обычно используются для регулирования скорости движения гидродвигателей.

Регулятор потока (дроссель с регулятором) обеспечивает регулирование скорости движения гидродвигателей и поддержания ее на заданном уровне, независимо от изменения нагрузки на гидродвигателе.

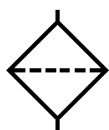


регулируемый дроссель

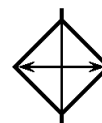


регулятор потока

Вспомогательные устройства гидросистем



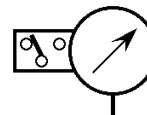
фильтр



маслоохладитель



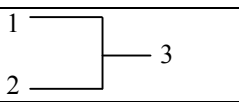
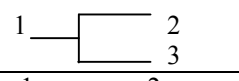
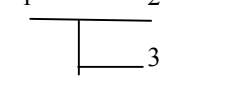
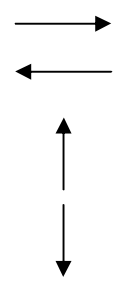
реле давления



электроконтактный манометр

При описании принципа работы гидропривода или гидропередачи применяют метод записи схем движения потоков в виде буквенно-цифровых обозначений гидроустройств, цифровых обозначений гидролиний и условных знаков, приведенных в табл.1.

Таблица 1

Обозначения	Пояснения
	Соединение потоков жидкости
	Разветвление потоков жидкости
	Отвод потока жидкости
ГЦл / ГЦп ГЦп / ГЦл	Раздельные потоки жидкости в левой и правой полостях гидроцилиндра
	Движение элемента гидроустройства: вправо влево вверх вниз

4.2. Схемы с поступательным движением рабочего органа

Для осуществления поступательного движения рабочего органа используются гидродвигатели поступательного перемещения - гидроцилиндры. Гидравлическая система имеет в этом случае разомкнутую циркуляцию потока рабочей жидкости, т.к. гидроцилиндр является гидродвигателем дискретного действия.

Основные преимущества гидропередач с разомкнутой циркуляцией потока рабочей жидкости: возможность подключения нескольких гидродвигателей к одному насосу, хорошие условия для охлаждения и очистки рабочей жидкости.

Основными недостатками являются большие габаритные размеры и масса гидробака, невозможность использования реверсивных насосов.

Наиболее полно преимущества использования гидропередач в различных машинах и механизмах реализуются, если необходимо осуществлять изменение параметров рабочего органа (скорости движения и усилия). Для регулирования скорости движения рабочего органа используется дроссельный или машинный (объемный) способы. Поскольку дроссель является гидравлическим сопротивлением, искусственно вводимым в гидросистему, дроссельный способ регулирования рекомендуется использовать в гидросистемах мощностью до 6 кВт. Машинный способ регулирования скорости движения гидродвигателя, в котором используется более сложный и дорогостоящий регулируемый насос, рекомендуется использовать в гидропередачах с длительным циклом работы и большой мощности.

На рис. 56,а приведена схема типа "насос-гидроцилиндр" с дроссельным регулированием скорости движения поршня гидроцилиндра. Гидросистема состоит из

бака Б, нерегулируемого насоса Н, регулируемого дросселя ДР, распределителя Р, гидроцилиндра ГЦ, клапана КП, манометра Мн, напорной 1 и сливной 2 гидролиний.

Схемы движения потоков рабочей жидкости в гидропередаче будут следующими:

$$\begin{array}{c} \text{Б} - \text{Н} \left\{ \begin{array}{l} \text{Др} - \vec{P} - \text{ГЦл} / \text{ГЦп} - \vec{P} - \text{Б} \\ \text{КП} - \text{Б} \end{array} \right. \end{array} \quad \text{или} \quad \begin{array}{c} \text{Б} - \text{Н} \left\{ \begin{array}{l} \text{Др} - \vec{P} - \text{ГЦп} / \text{ГЦл} - \vec{P} - \text{Б} \\ \text{КП} - \text{Б} \end{array} \right. \end{array}$$

Когда дроссель полностью открыт, вся жидкость, подаваемая насосом Q_n , поступает в гидроцилиндр ($Q_{ц} = Q_n$) и скорость движения поршня максимальная. При уменьшении проходного сечения дросселя в гидроцилиндр поступает меньше жидкости ($Q_{ц} = Q_{др}$), а излишки сливаются в бак через клапан КП. Таким образом клапан КП большую часть времени работы гидропередачи находится в открытом состоянии, выполняя функции, переливного. Поскольку настройка давления открытия клапана КП в процессе регулирования не меняется, то в магистрали 1 до дросселя будет постоянное давление p_t , равное $p_{кл}$. Мощность, затрачиваемая на вращение насоса $N_n = p_{кл} Q_n$, в этом случае постоянная и максимальная, независимо от положения распределителя Р. Поэтому данная гидросистема недостаточно экономична. Другим существенным недостатком этой схемы является зависимость скорости движения поршня гидроцилиндра от нагрузки. Это обусловлено тем, что при изменении нагрузки изменяется перепад давления на дросселе и, как следствие этого, расход жидкости через него.

Отмеченных недостатков лишена гидросистема, схема которой представлена на рис. 56,б.

Схема движения потоков жидкости в данной гидропередаче:

а) при нейтральном положении распределителя

$$\text{Б} - \text{Н} \left\{ \begin{array}{l} \text{Р} - \Phi - \text{Б} \\ \text{РП} - \text{Б} \\ \text{ПК} - \text{Б} \end{array} \right.$$

б) при рабочих позициях распределителя

$$\text{Б} - \text{Н} \left\{ \begin{array}{l} \vec{P} - \text{ГЗ} - \text{ГЦл} / \text{ГЦп} - \text{ГЗ} - \vec{P} - \Phi - \text{Б} \\ \text{РП} - \text{Б} \\ \text{ПК} - \text{Б} \end{array} \right.$$

или

$$\text{Б} - \text{Н} \left\{ \begin{array}{l} \vec{P} - \text{ГЗ} - \text{ГЦп} / \text{ГЦл} - \text{ГЗ} - \vec{P} - \Phi - \text{Б} \\ \text{РП} - \text{Б} \\ \text{ПК} - \text{Б} \end{array} \right.$$

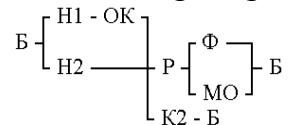
В данной схеме вместо дросселя установлен регулятор потока РП (дроссель с регулятором), что обеспечивает независимость расхода через дроссель от изменения нагрузки (давления в магистрали 1). Регулятор потока установлен параллельно гидроцилиндру. Поэтому поток жидкости, идущий от насоса, разделяется на два параллельных потока $Q_{ц}$ и $Q_{др}$, т.е. $Q_{ц} = Q_n - Q_{др}$. При закрытом дросселе регулятора вся жидкость идет в гидроцилиндр и скорость движения поршня максимальная ($Q_{ц} = Q_n$; $Q_{др} = 0$). Клапан ПК выполняет функции предохранительного

клапана, защищая гидросистему от перегрузки. Схема более экономична, чем предыдущая, т.к. мощность, затрачиваемая на насосе, пропорциональна нагрузке.

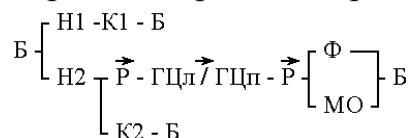
В целом ряде механизмов необходимо иметь типовые циклы движения рабочих органов без глубокого регулирования скорости движения. В этих случаях экономичнее использовать два насоса разной производительности, осуществляя их совместное или поочередное подключение к гидросистеме. Для этого используются *разделительные панели*. На рис. 57,а представлена гидросхема насосной установки типа Г48-32, в которой использована разделительная панель РП типа ПГ53-14. В насосной установке использован сдвоенный пластинчатый насос Н. Одна секция насоса Н₁ имеет производительность большую, чем другая Н₂. Разделительная панель состоит из клапана низкого давления К1, клапана высокого давления К2 и обратного клапана ОК. Такая настройка клапанов позволяет при ограниченной приводной мощности реализовать ускоренные холостые перемещения рабочих органов (малое давление) и медленные рабочие ходы с большими усилиями (высокое давление). В первом случае подачи секций насосов складываются, а во втором - секция Н1 автоматически разгружается клапаном К1 на слив. Клапан К2 выполняет функции предохранительного клапана. Контроль за давлением в гидросистеме и настройку клапанов К1 и К2 можно осуществить манометром Мн при помощи переключателя манометра ПМ.

Схемы движения потоков жидкости в гидросистеме:

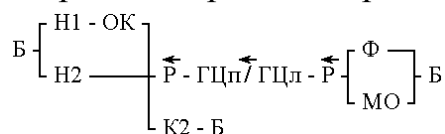
а) при нейтральном положении распределителя



б) при рабочем ходе поршня гидроцилиндра



в) при холостом ходе поршня гидроцилиндра

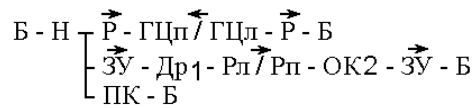


Для получения автоматических возвратно-поступательных перемещений рабочего органа, например, стола плоскошлифовального станка, используются *панели реверса ПР* (рис. 57,б). В состав панели реверса входят золотник управления ЗУ и распределитель Р. Переключение золотника управления осуществляется регулируемые упорами У₁ и У₂ в крайних положениях поршня. Соответственно положениям золотника управления ЗУ жидкость из напорной магистрали подается под правый или левый торец распределителя Р, осуществляя его переключение. При этом реверсируется направление потока жидкости, идущей к гидроцилиндру, и осуществляется противоположное движение поршня до переключения золотника управления. Обратные клапаны и дроссели, установленные на пути

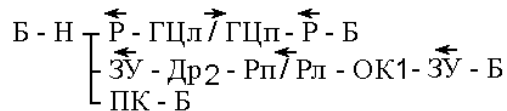
жидкости под торцы распределителя Р, обеспечивают плавное перемещение его золотника. Систему защищает предохранительный клапан ПК.

Схемы движения потоков жидкости в гидросистеме:

а) перемещение поршня влево



б) перемещение поршня вправо



Автоматическое реверсирование перемещения рабочего органа можно осуществлять и без использования механического привода переключения золотника управления. Такой вариант возможен для двигателей дискретного действия - гидроцилиндров и поворотных гидродвигателей (моментных гидроцилиндров). Суть способа заключается в следующем. При перемещении рабочего органа гидродвигателя (поршня или лопасти) в крайнее положение до упора в напорной магистрали повышается давление. Это повышение давления и используют для переключения золотника управления на реверс движения.

На рис. 58,а представлена схема с автоматическим циклом возвратно-поворотного движения моментного гидроцилиндра МГЦ. Клапаны управления КУ1 и КУ2 настроены на давление, превышающее рабочее на 0,1...0,2 МПа. Они управляют двумя золотниками управления ЗУ1 и ЗУ2 и распределителем Р.

Жидкость через распределитель Р и магистраль 1 идет в моментный гидроцилиндр МГЦ, обеспечивая поворот его лопасти. Когда лопасть дойдет до упора, давление в магистрали 1 возрастет и сработает клапан КУ1. В результате по магистрали 3 начинается движение жидкости под торцы золотников Р и ЗУ1, вызывая их перемещение. Золотник ЗУ1 устанавливается в положение I, а золотник Р в положение II, при этом жидкость, вытесняемая из-под левого торца золотника Р по магистрали 4, через I положение золотника ЗУ1 идет на слив.

В результате перемещения золотников происходит реверс системы.

Жидкость поступает в магистраль 2. Здесь после поворота лопасти до упора срабатывают клапан КУ2 и золотник ЗУ2, и цикл повторяется. Защищает гидросистему от перегрузки клапан ПК.

4.3. Схемы с вращательным движением рабочего органа

Для осуществления вращательного движения рабочих органов машин и механизмов используются гидравлические двигатели непрерывного действия - гидромоторы. В этом случае возможно применение системы с замкнутой циркуляцией потока, когда рабочая жидкость от гидромотора возвращается непосредственно на вход насоса. Преимуществами таких гидроприводов являются благоприят-

ные условия защиты рабочей жидкости от загрязнений, возможность применения реверсивных регулируемых насосов. К основным недостаткам относятся необходимость применения индивидуального насоса для каждого гидродвигателя, быстрый нагрев рабочей жидкости в замкнутой силовой гидросистеме. Кроме этого, необходимо решать вопрос компенсации утечек из нее.

Наиболее полно преимущества системы с замкнутой циркуляцией жидкости реализуются в универсальных регуляторах скорости (УРС) (рис. 58,б). Основная силовая часть гидросистемы состоит из насоса Н и гидромотора М. Регулирование частоты вращения вала гидромотора М и его реверсирование производится насосом. Поэтому трубопроводы 1 и 2 могут периодически менять свое назначение с напорного на всасывающий и наоборот.

Основная гидросистема защищается предохранительным клапаном ПК, который подключается к напорной магистрали через обратные клапаны ОК3 или ОК4.

Для восполнения утечек из замкнутого контура основной гидросистемы установлен подпиточный насос НП. Он, как правило, не имеет отдельного приводного двигателя, а получает вращение от вала основного насоса Н.

Подпитка осуществляется во всасывающую магистраль основной системы через обратные клапаны ОК1 или ОК2. Этим обеспечиваются минимальные затраты мощности на вращение подпиточного насоса ($N = pQ_{\text{НП}}$), т.к. нормальное давление во всасывающей магистрали составляет всего 0,15 ... 0,2 МПа.

Для защиты подпиточного насоса в случае засорения фильтра предусмотрен клапан КП1. Степень засорения фильтра контролируется при помощи манометра Мн2.

Как отмечалось выше, одним из существенных недостатков замкнутой системы циркуляции, особенно при передаваемой мощности свыше 20 кВт, является относительно быстрый нагрев рабочей жидкости до весьма высокой температуры, что в ряде случаев делает невозможной длительную работу гидропривода под нагрузкой без применения специальных холодильников. Для устранения этого недостатка в приведенной схеме предусмотрен частичный обмен рабочей жидкости. Происходит это следующим образом. Поскольку производительность подпиточного насоса берется с избытком по сравнению с ожидаемой величиной утечек, то во всасывающей линии замкнутой системы давление возрастает выше нормы. Это приводит к срабатыванию подпорного клапана КП2 и сбросу избытка рабочей жидкости в бак через управляемый обратный клапан УОК, обладающий логической функцией «или». Так происходит непрерывная замена циркулирующей в замкнутой системе части горячего масла более холодным маслом, поступающим из бака.

Регулирование производительности основного насоса Н может осуществляться вручную или дистанционно при помощи электрических, гидравлических и

др. механизмов. В данной схеме это осуществляется при помощи управляющего распределителя РУ.

Схемы движения потоков рабочей жидкости при срабатывании предохранительного клапана ПК имеют вид:

- а) напорной является магистраль 1 Н – 1 – ОКЗ – ПК – ОК1 – 2 – Н;
 б) напорной является магистраль 2 Н – 2 – ОК4 – ПК – ОК2 – 1 – Н.

В последнее время находят применение автоматические регуляторы производительности насосов. На рис. 59,а показана принципиальная схема аксиально-поршневого насоса с авторегулятором подачи. Чувствительным элементом регулятора является пружина 6, установленная внутри гидроцилиндра 7 одностороннего действия. Шток гидроцилиндра 7 при помощи вилки 5 связан с чашей 4, в которой размещается наклонный диск 3 насоса. В поршневую полость гидроцилиндра 7 жидкость поступает через дроссель Др из напорной линии насоса. Чаша 4 с диском 3 может менять свой наклон относительно вала насоса 1 вокруг оси 2. Угол наклона α чаши с диском ограничивается регулируемым упором 9.

Работает регулятор следующим образом. Если давление в напорной линии меньше, чем давление настройки регулятора, чаша 4 и диск 3 насоса отклонены при помощи пружины 6 от нулевого (вертикального) положения на максимальный угол α , установленный регулируемым упором 9. В этом случае подача насоса максимальная. При возрастании давления в напорной линии поршень гидроцилиндра 7 начинает смещаться влево, сжимая пружину 6 и уменьшая угол наклона чаши 4. Подача насоса уменьшается. При давлении, большем давления настройки регулятора, чаша 4 становится вертикально ($\alpha = 0$) и подача насоса будет равна нулю. Таким образом, подача насоса зависит от давления в напорной линии. Это позволяет создавать гидросистемы, обеспечивающие стабилизацию (постоянство) мощности, затрачиваемой на вращение насоса. Очевидно, можно настроить регулятор так, что с ростом давления в напорной линии p подача насоса Q_n будет уменьшаться так, что выполнится условие $N = pQ_n = \text{const}$.

Авторегуляторы подачи насоса позволяют существенно повысить КПД дроссельного способа регулирования скорости движения гидродвигателей. При последовательной установке дросселя (рис.56,а) излишки жидкости, возникающие при частичном прикрытии дросселя, через переливной клапан возвращаются в бак. Таким образом, насос зря затратил энергию на подачу этой жидкости. Отсюда и снижение КПД гидросистемы. На рис. 59,б приведена гидросхема вращательного движения с разомкнутым потоком с машинно-дроссельным управлением (с регулируемым насосом Н, имеющим авторегулятор подачи с обратной связью по давлению). Скорость вращения вала гидромотора М изменяют с помощью дросселирующего распределителя РДр, аналогично гидросистеме с дроссельным регулированием (см. рис.56,а). Однако в рассматриваемом гидроприводе при уменьшении сечения проходных отверстий в распределителе РДр (уменьшается количество жидкости, подаваемой в гидромотор М) автоматически уменьшается подача регулируемого насоса Н. Пневмогидроаккумулятор ГА, подключенный в напорную линию, предназначен для питания гидросистемы в начале перемещения

золотника распределителя РДР из исходной позиции, когда подача насоса еще невелика.

Схемы потоков рабочей жидкости при работе гидросистемы:

$$Б - Н \left[\begin{array}{l} \overrightarrow{\Gamma А} \\ \overrightarrow{\Phi} - \overrightarrow{РДр} - \overrightarrow{М} - \overrightarrow{РДр} - Б \\ \overleftarrow{ПК} - Б \end{array} \right.$$

или

$$Б - Н \left[\begin{array}{l} \overrightarrow{\Gamma А} \\ \overrightarrow{\Phi} - \overrightarrow{РДр} - \overleftarrow{М} - \overleftarrow{РДр} - Б \\ \overleftarrow{ПК} - Б \end{array} \right.$$

4.4. Схемы с разгрузкой насоса от давления

В многодвигательных гидросистемах нельзя использовать направляющие распределители, у которых в нейтральных позициях напорная линия соединяется со сливной, т.к. это исключит возможность раздельного включения потребителей. В свою очередь, применение направляющих распределителей с закрытой напорной линией приведет к тому, что при даже кратковременной остановке всех гидродвигателей жидкость от продолжающего работать насоса вынуждена идти через предохранительный клапан. Давление настройки (открытия) предохранительного клапана равно максимально допустимому давлению гидросистемы. Таким образом, когда система не работает, насос работает с максимальной нагрузкой.

Одним из вариантов разгрузки насоса от давления является схема, представленная на рис. 60,а. Она состоит из бака Б, насоса Н, двух распределителей Р₁ и Р₂, предохранительного ПК и редуционного РК клапанов, гидроцилиндра ГЦ и гидромотора М.

Гидромотор М при помощи распределителя Р₂ и трубопровода 3 непосредственно присоединен к напорному трубопроводу 2. Это значит, что в напорных трубопроводах 2,3 и 4 давление определяется крутящим моментом М_{кр}, действующим на валу гидромотора М:

$$p = \frac{2\pi M_{кр}}{q\eta_{ГМ}},$$

где q - рабочий объем гидромотора; $\eta_{ГМ}$ - гидромеханический КПД гидромотора.

Максимальное значение этого давления, а значит, и максимального крутящего момента ограничивается давлением настройки предохранительного клапана ПК (настройки пружины клапана К₂).

В данной гидропередаче использован клапан непрямого действия, что позволило при его помощи осуществить разгрузку насоса от давления во время паузы в работе гидромотора и гидроцилиндра.

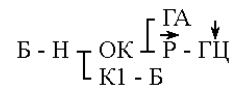
Из гидросхемы видно, что задрессельная камера клапана в нейтральных (средних) позициях распределителей соединена сливным трубопроводом 6 с баком. Это значит, что клапан К₁ (напорный золотник) откроется, соединив напорную линию 2 со сливом в бак.

В гидроцилиндр ГЦ поток жидкости попадет, пройдя редукционный клапан РК, т.е. в трубопроводе 5 и в рабочих полостях гидроцилиндра ГЦ будет пониженное давление, равное давлению настройки редукционного клапана.

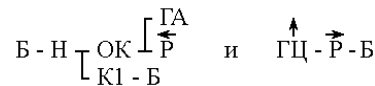
В ряде механизмов и машин необходимо при неподвижном гидродвигателе поддерживать высокое давление для жесткой силовой фиксации рабочего органа. На рис. 60,б приведена схема гидросистемы зажимного устройства металлорежущего станка. Здесь разгрузку насоса от давления осуществляет автомат разгрузки АР. При достижении давления в напорной линии, необходимого для зажима детали, срабатывает клапан К2, соединяя правую полость переливного клапана К1 со сливом. Давлением в напорной линии клапан К1 открывается, соединяя насос Н со сливной линией. Обратный клапан ОК большим давлением закрывается, отделяя гидросистему от насоса. Гидроаккумулятор ГА поддерживает в гидросистеме давление, обеспечивающее силовой зажим детали до конца ее обработки. Для снятия детали со станка необходимо переключить распределитель Р в другую позицию путем нажатия на кулачок управления. Поршневая полость гидроцилиндра соединится со сливом, и поршень под действием пружины поднимется вверх, освободит деталь.

Схемы потоков рабочей жидкости:

а) при зажатии детали



б) при освобождении от зажатия



4.5. Схемы гидроусилителей

На рис. 61 приведена схема токарного станка с гидроконтрольным устройством в приводе поперечной подачи резцовой головки его суппорта. К резцовой головке 2, представляющей собой корпус гидроцилиндра поперечной подачи Ц1, прикреплен золотниковый корпус однокаскадного золотникового гидроусилителя с единичной отрицательной обратной связью.

Входным элементом гидроусилителя (датчиком рассогласования) является золотник 7, получающий команду на перемещение резцовой головки 2 через шуп 6 от копира 5. Штоковая полость гидроцилиндра Ц1 постоянно соединена с напорной линией, а поршневая в зависимости от положения золотника - с напором или сливом.

Направляющая 4 суппорта станка перемещается вдоль станины станка при помощи гидроцилиндра Ц2, включаемого распределителем Р. В левом положении распределителя Р гидроцилиндр Ц2 перемещает суппорт вправо. Золотник 7 под действием шупа 6 поднимается и соединяет поршневую полость гидроцилиндра Ц1 с напором, что ведет к перемещению резцовой головки 2 вверх, т.к. площадь

поршня в этой полости больше, чем в штоковой. Переподъем суппорта исключается, т.к. при переподъеме поршневая полость соединяется со сливом и резцовая головка идет вниз. Таким образом резцовая головка перемещается на величину, равную ходу золотника. Модулятором в данной схеме гидроусилителя является совокупность поясков золотника и каналов в корпусе золотника 7, который, в свою очередь, обеспечивает единичную обратную связь гидроусилителя.

На рис.62 приведена схема гидроусилителя рулевого управления автомобиля.

Применение гидроусилителей рулевого управления дает ряд преимуществ: облегчает управление автомобилем, повышает быстродействие управления, амортизирует удары, действующие на рулевое управление со стороны дороги, позволяет сохранить направление движения при сильном уводе, например в случае внезапного разрыва передней шины на большой скорости.

Вращательно-поворотное движение рулевого колеса 1 при помощи реечной передачи 2 преобразуется в поступательное перемещение золотника 4. Смещение поясков золотника относительно проточек в подвижной гильзе 5 позволяет жидкости от насоса через подвод Р в корпусе 6 поступать в ту или иную полость гидроцилиндра поворота 9, а из противоположной идти по сливному трубопроводу Т в бак. Это приводит к перемещению поршня гидроцилиндра 9 и повороту колеса 10. Синхронный поворот второго переднего колеса обеспечивается за счет поперечной тяги 8, которая через демпфирующие пружины одновременно перемещает рычаг 7 и соединенную жестко с ним подвижную гильзу 5. Смещение гильзы 5 будет происходить до тех пор, пока ее проточки не совместятся с соответствующими поясками золотника 4, т.е. пока не будет устранено рассогласование. В результате прекратятся подача жидкости в гидроцилиндр поворота 9 и, следовательно, поворот колес.

При наезде колеса на препятствие происходит включение гидроусилителя со стороны дороги. Колесо через тягу 8 и рычаг 7 смещает гильзу 5 так, что жидкость подается в ту полость гидроцилиндра 9, которая препятствует самопроизвольному повороту колеса. Такой гидроусилитель называют *необратимым*, т.к. возмущающее воздействие с выхода не передается на вход (на рулевое колесо).

Для ощущения дороги в схему включен реактивный элемент 3. Чем больше сопротивление дороги повороту колеса, тем выше давление в рабочей полости гидроцилиндра 9 и в связанной с ней полости реактивного элемента 3. Это давление, действуя на поршень реактивного элемента препятствует смещению золотника 4, т.е. создает сопротивление повороту рулевого колеса. Обычно это сопротивление составляет не более 30 % от усилия, которое было бы необходимо приложить к рулевому колесу без гидроусилителя.

4.6. Типовые гидросхемы

Насосные установки типа Г48-44

Насосные установки типа Г48-44 нашли широкое применение в металлорежущих станках различного назначения и других машинах. Например, такие установки использованы в токарном патронно-центровом полуавтомате с ЧПУ моде-

ли 1725МФЗ и в портальном роботе модели М40П. Принципиальная схема установки показана на рис. 63.

Насос Н1 типа 2Г15-14 работает с гидросистемой станков по схеме с замкнутой циркуляцией. При включении электродвигателя М2 рабочая жидкость, подаваемая насосом подпитки Н2, через фильтр Ф и клапан давления (напорный золотник) КД поступает во всасывающую линию 1 насоса Н1 и далее сливается в бак через подпорный клапан ПК1 и маслоохладитель МО:

$$Б - Н2 - Ф \begin{matrix} \text{КД} - 1 - ПК1 - МО - Б \\ \text{Ц1} \end{matrix}$$

Когда давление во всасывающей линии достигает величины, определяемой настройкой ПК1, реле низкого давления РД1 дает команду на включение электродвигателя М1. В момент включения золотник запуска РЗ и золотник распределителя П под действием пружин установлены в I позиции, и обе линии насоса Н1 соединены между собой (2 - РЗ - 3 - 1), благодаря чему обеспечивается облегченный плавный запуск насоса Н1. При возрастании давления в напорной линии 2 масло через дроссель Др поступает к управляющему поршню золотника запуска РЗ. Так как полость под поршнем соединена через линию 3 со всасывающей линией 1, поршень устанавливает РЗ в среднее положение, при котором линии всасывания и напора насоса Н1 соединены между собой через дросселирующую щель золотника РЗ. Потери давления в дросселирующей щели составляют около 70 % рабочего давления гидропривода. Поскольку подача насоса в этом режиме максимальна, масло в гидросистеме интенсивно разогревается до температуры 30-35°C, после чего тепловое реле ТР1 дает команду на включение электромагнита распределителя П (он переключится в поз. II). В результате нижняя торцевая полость РЗ соединится со всасывающей линией (РЗ - П - 3 - 1) и РЗ опустится в крайнее нижнее положение (поз. III), при котором линии насоса Н1 разъединяются, а реле высокого давления РД2 выдает команду, разрешающую запуск устройства ЧПУ потребителя.

В процессе работы охлажденное и отфильтрованное масло насосом Н2 подается во всасывающую линию насоса Н1, причем часть горячего масла через ПК1 и МО сливается в бак. Подача насоса Н1 определяется углом наклона α его наклонного диска, зависящим от давлений в цилиндрах Ц1 и Ц2 (давления определяются клапаном КД и золотником управления ЗУ соответственно).

Золотник управления ЗУ нагружен с одной стороны (левой по схеме) регулируемым усилием пружины и давлением во всасывающей линии 1, а с другой (правой) - давлением в напорной линии 2. Если давление в напорной линии 2 ниже давления настройки (нормального рабочего давления гидросистемы потребителя), Ц2 соединяется со всасывающей линией (Ц2 - ЗУ - 1), и Ц1 вместе с пружиной в нем устанавливает максимальный угол α . По мере роста давления в напорной линии ЗУ смещается влево и соединяет Ц2 с напорной линией (2 - ЗУ - Ц2), обеспечивая угол α , близкий к нулю. Для уменьшения пульсации давления в гидроприводе и исключения пиков давления в переходных режимах предусмотрен пружинный гидроаккумулятор ГА, подключенный через дросселирующий золотник ДЗ. В установившихся режимах работы системы ДЗ пружинами ставится в среднее положение, при котором ГА соединен с напорной линией через дроссели-

рующую щель золотника. В переходных режимах ДЗ смещается в одну из крайних своих позиций, соединяя ГА свободно с напорной линией 2. Утечки из пружинной полости ГА отводятся во всасывающую линию.

Тепловое реле ТР2 выдает электрический сигнал в случае перегрева масла свыше 60°C.

Гидросистемы с мультипликатором

В гидропередачах, у которых необходимо синхронизировать скорость поступательного движения двух гидроцилиндров, возможно использование так называемого мультипликатора. По прямому своему назначению мультипликатор является устройством, обеспечивающим получение весьма высоких рабочих усилий на исполнительном органе, например в гидравлических прессах (рис.64,а).

Известно, что усилие на штоке гидроцилиндра определяется зависимостью

$$R = p_{\text{ц}}S,$$

где $p_{\text{ц}}$ - давление в рабочей полости гидроцилиндра; S - площадь поршня гидроцилиндра, на которую действует рабочая жидкость.

Увеличение R за счет S ограничивается ростом массы и габаритов гидроцилиндра, а также инерционности движения его поршня. Кроме того, возрастают проблемы уплотнения сопряжения поршень - цилиндр.

Увеличение рабочего давления $p_{\text{ц}}$ ограничивается возможностями гидромашин и гидроаппаратов, выпускаемых промышленностью. В настоящее время $p_{\text{max}} = 50$ МПа имеют радиально-поршневые насосы типа 50НР... В подобной ситуации и оказывается полезным мультипликатор $M_{\text{пл}}$ (рис.64,а), состоящий из цилиндрического корпуса 1 и ступенчатого золотника 2. Золотник делит корпус на три камеры: А и Б низкого давления и В - высокого давления. Подача жидкости от насоса в камеры А и Б при переключении распределителя Р обеспечивает возвратно-поступательное перемещение золотника 2. При соединении камеры А с напорной линией насоса золотник 2 перемещается вправо, вытесняя из камеры В рабочую жидкость в поршневую полость гидроцилиндра ГЦ. Для преодоления требуемого усилия R на штоке гидроцилиндра необходимо в его поршневой полости получить давление $p_{\text{ц}}=R/S$, которое по закону Паскаля будет и в камере В. Это давление создаст силу $R_{\text{п}}=0,25\pi p_{\text{ц}}d^2$, противодействующую перемещению золотника. Поэтому в камере А должна быть создана сила, уравнивающая эту противодействующую силу $R_{\text{п}}$, т.е.

$$0,25\pi p_{\text{н}}D^2 = 0,25\pi p_{\text{ц}}d^2,$$

где $p_{\text{н}}$ - давление в камере А; D и d - диаметры золотника, соответственно, в камерах А и В.

Из этого уравнения следует, что будет необходим насос с рабочим давлением, равным

$$p_{\text{н}} = p_{\text{ц}} (d^2/D^2).$$

Предположим, что $D = 3d$. Тогда $p_{\text{н}}$ будет в 9 раз меньше $p_{\text{ц}}$. Во столько же раз большее количество жидкости придется подать в камеру А, чтобы из камеры

В в гидроцилиндр поступил объем жидкости, необходимый для совершения поршнем гидроцилиндра требуемого рабочего хода.

Для восполнения утечек из замкнутой части гидросистемы (камера В - поршневая полость гидроцилиндра) установлены обратный клапан ОК и клапан разности давления К. Клапан К будет открыт в том случае, когда при возврате поршня гидроцилиндра и золотника мультипликатора в исходное положение давление в камере В окажется меньше давления в напорной линии. Клапан ОК исключает воздействие на клапан К большого давления p_c при рабочем ходе.

Из схемы мультипликатора видно, что при подаче жидкости в камеру А жидкость вытесняется одновременно из камер Б и В, и если обеспечить при этом равенство вытесняемых объемов $W_B = W_B$, то можно получить синхронизацию скорости движения двух гидроцилиндров ГЦ1 и ГЦ2, как показано на рис.64,б. Очевидно, что обеспечить это условие можно только при определенном соотношении диаметров D и d.

Объемы жидкости, вытесняемые из камер Б и В при перемещении золотника на величину h составят, соответственно

$$W_B = 0,25\pi(D^2 - d^2)h \quad \text{и} \quad W_B = 0,25\pi d^2 h .$$

Приравнивая эти выражения, получим

$$D = d\sqrt{2} .$$

Работает гидросистема следующим образом. Для совершения рабочего синхронного выдвигания поршней гидроцилиндров ГЦ1 и ГЦ2 рабочая жидкость подается насосом Н по линии 1 через левую позицию распределителя Р и линию 3 в полость А мультипликатора Мпл. Золотник мультипликатора Мпл перемещается вытесняя рабочую жидкость из полостей Б и В в поршневые полости гидроцилиндров ГЦ1 и ГЦ2. Из штоковых полостей гидроцилиндров ГЦ1 и ГЦ2 рабочая жидкость вытесняется по линии 4, через распределитель Р, по линии 2 и через фильтр Ф в бак.

Для возврата поршней гидроцилиндров ГЦ1 и ГЦ2 в исходное положение распределитель Р переключается в правую позицию. Поступающая по линии 4 в штоковые полости гидроцилиндров ГЦ1 и ГЦ2 рабочая жидкость задвигает поршни гидроцилиндров ГЦ1 и ГЦ2. Из поршневых полостей гидроцилиндров ГЦ1 и ГЦ2 рабочая жидкость возвращается в полости Б и В мультипликатора Мпл. Для восполнения потери жидкости из полостей Б и В из-за утечек, как в самом мультипликаторе, так и в гидроцилиндрах, предназначен гидроблок подпитки, включающий в себя два обратных клапана ОК1 и ОК2, клапан К и реле давления РД. Когда поршни гидроцилиндров ГЦ1 и ГЦ2 вернуться в исходное положение, в линиях 4 и 5 возрастет давление, и клапан К откроется пропуская рабочую жидкость через обратные клапаны ОК1 и ОК2 в полости Б и В мультипликатора.

При полном заполнении полостей Б и В мультипликатора давление в линии подпитки еще более возрастет, что приведет к срабатыванию реле давления РД. Реле давления обесточит электрические цепи управления распределителя Р, кото-

рый под действием пружин займет среднюю нейтральную позицию, соединив все линии со сливом. Гидросистема готова к совершению очередного рабочего хода.

Механизм подачи Г405

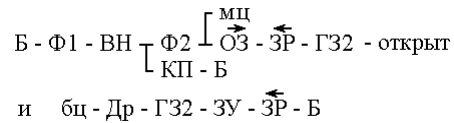
Перемещение добычных машин во время выемки угля или маневровых операций осуществляется механизмами подачи. Современные механизмы подачи имеют объемные гидравлические передачи, обеспечивающие плавное бесступенчатое регулирование скорости перемещения с большими тяговыми усилиями и надежную защиту комбайна от перегрузок. Механизм подачи Г405 применяется в очистных комбайнах 2К52М, КШЗМ и др., работающих с рамы забойного конвейера.

Механизм подачи Г405 имеет автоматическое, дистанционное (при помощи системы САДУ2) и ручное управления. Объемный гидропривод работает по замкнутой схеме и состоит из радиально-плунжерного регулируемого насоса Н (рис.65) типа НП-120 и нерегулируемого высокомоментного радиально-поршневого гидромотора М типа ДП510И. Для питания системы управления основного насоса, фильтрации и подпитки замкнутой системы используется вспомогательный одноплунжерный эксцентриковый насос ВН, который вращается от вала основного насоса. Для защиты механизма подачи (основной замкнутой системы) от перегрузки используется предохранительный клапан ПК, подсоединяемый к напорной магистрали через блок обратных клапанов ОКЗ - ОК6. Обратные клапаны ОК1 и ОК2 обеспечивают самовсас замкнутой системы. Для разгрузки вспомогательного насоса служит переливной клапан КП. Он же защищает вспомогательный насос ВН от высокого давления при засорении фильтра тонкой очистки Ф2. Для управления скоростью и направлением подачи служит гидроблок ГБ. Рабочая жидкость подается в него от вспомогательного насоса ВН через переходник П и автомат разгрузки АР. В переходнике П размещены два клапана К3 и К4. Клапан К3 является подпорным, поддерживая в системе управления рабочее давление, равное 3,5 МПа. Клапан К4 поддерживает на всасе основного насоса Н давление, равное 0,5 МПа. Изменение подачи насоса Н, а следовательно, и частоты вращения вала гидромотора М осуществляется за счет изменения эксцентриситета насоса путем подачи жидкости под малую МЦ или большую БЦ цапфы статора. Для этого золотник реверса ЗР и золотник управления ЗУ ставятся в одно из рабочих положений. Например, при переводе золотников ЗР и ЗУ в левые позиции жидкость от насоса ВН поступает одновременно как под малую МЦ, так и под большую БЦ цапфы статора насоса Н. Схема потоков жидкости в этом случае имеет вид

$$\text{Б} - \Phi 1 - \text{ВН} \begin{cases} \text{Ф2} \begin{cases} \text{МЦ} \\ \text{ОЗ} - \vec{ЗР} - \vec{ЗУ} - \text{ГЗ2} - \text{Др} - \text{бц} \end{cases} \\ \text{КП} - \text{Б} \end{cases}$$

Статор насоса смещается влево, т.к. площадь цапфы БЦ больше, чем у малой цапфы МЦ.

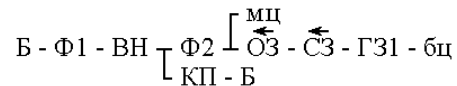
При переводе золотника ЗР в правую позицию большая цапфа ВЦ будет соединена со сливом и статор насоса Н сместится вправо. Схемы потоков будут иметь вид



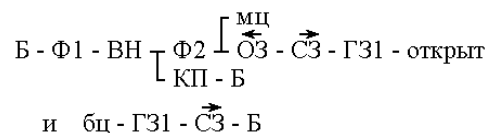
Аналогичная ситуация будет наблюдаться и при переводе золотника управления ЗУ в правую позицию. Переключение золотника управления ЗУ производится вручную или с помощью электромагнитов системой САДУ2.

При превышении тягового усилия цепи максимально допустимого значения срабатывает автомат разгрузки АР, и подача насоса снижается до 15 - 20 л/мин. При превышении давления в замкнутой гидросистеме более 12,5 МПа срабатывает клапан К1. Подпорный клапан К2 поддерживает за клапаном К1 давление 0,3...0,5 МПа, которое подводится под торец отсекающего золотника ОЗ. Золотник ОЗ перемещается и направляет жидкость из гидромагистрали управления к следящему золотнику СЗ. В зависимости от положения следящего золотника СЗ рабочая жидкость поступает либо через обратный клапан гидрозамка ГЗ1 в полость большой цапфы БЦ, либо в полость толкателя гидрозамка ГЗ1, который открывает обратный клапан и соединяет большую цапфу БЦ со сливом. Вследствие этого статор перемещается в сторону уменьшения эксцентриситета и снижения подачи насоса до 15...20 л/мин.

Схемы потоков рабочей жидкости



или



Буровой станок БГА-2М

Принципиальная гидравлическая схема приведена на рис. 66,а, а схема размещения основного гидрооборудования на рис. 66,б.

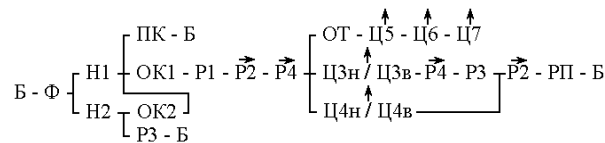
Рабочая жидкость из бака Б (рис. 66,а) через фильтр Ф всасывается насосами Н1 и Н2, приводимыми во вращение от одного электродвигателя через редуктор.

Управление работой гидроцилиндра подхвата Ц1 осуществляется распределителем Р1, а работой гидроцилиндров подачи ЦЗ и Ц4 -распределителем Р2. Скорость подачи в ручном или автоматическом режиме (по току электродвигателя вращателя) устанавливается регулятором потока РП. При рабочих скоростях подачи распределитель Р3 находится в нейтральном положении и рабочая жидкость, нагнетаемая насосом Н2, поступает через него на слив в бак. Плунжерные цилиндры Ц5, Ц6 и Ц7 встроены в раму и предназначены для создания постоянного рас-

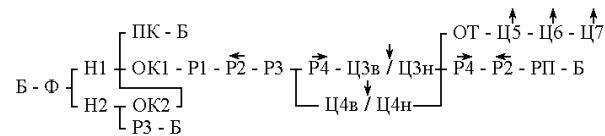
пора стоек. Рабочая жидкость поступает в них через отсекающий От при работе гидроцилиндров Ц3 и Ц4. Распределитель Р4 установлен на вспомогательном универсальном гидроцилиндре Ц2. Для получения маневровых скоростей подачи распределитель Р3 необходимо поставить в правую позицию. Тогда подачи насосов Н1 и Н2 суммируются. Дроссель Др1 обеспечивает медленное открытие подхвата. Это необходимо для того, чтобы гидроцилиндры подачи Ц3 и Ц4 успели приподнять буровой став над подхватом. Дроссель Др2 выполняет тормозные функции при опускании поршня гидроцилиндра Ц2..

Схемы потоков рабочей жидкости при разных режимах работы бурового станка имеют вид:

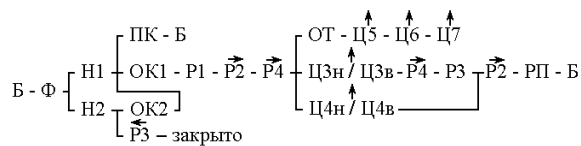
а) рабочий ход вверх



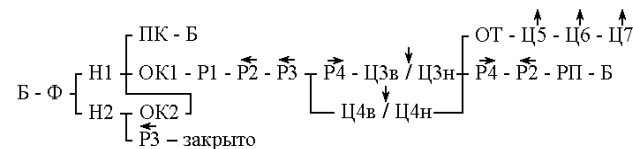
б) рабочий ход вниз



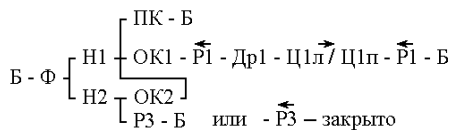
в) маневровый ход вверх



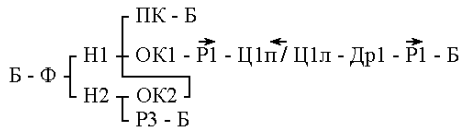
г) маневровый ход вниз



д) при заводе подхвата



е) при отводе подхвата



Механизированная крепь 2ОКП70

Гидравлическая система механизированной крепи угледобывающих комплексов является самой протяженной (до 300 м). Основными составными частями являются гидросистемы отдельных секций и насосная станция.

На рис.67,а представлена принципиальная схема линейной секции крепи 2ОКП70. Она состоит из гидроблока управления, в который входят распределители

тель Р и отсекаТЕЛЬ ОТ1, домкрата перемещения кожуха перекрытия Ц1 с гидрозамком Г3, распорной стойки Ц2 с гидроблоком Г1, домкратов передвижки конвейера Ц3.1 и Ц3.2, домкрата щита механизма удержания забоя Ц4 с гидроблоком Г2 и отсекаТЕЛЯ слива ОТ2.

Гидроблок Г1 состоит из гидрозамка Г31, предохранительного клапана К1 и индикатора давления И. Гидроблок Г2 включает в себя гидрозамок Г32 и предохранительный клапан К2. Для контроля за состоянием гидроцилиндра Ц1 служит штуцер Ш, позволяющий быстро подсоединить манометр.

На рис. 67,б показано размещение основного гидрооборудования на линейной секции крепи.

Основные операции по управлению секциями крепи приведены в табл. 2.

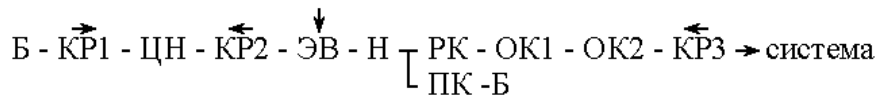
Таблица 2

Наименование операций управления	Положение рукояток	
	Р	ОТ1
1. Нейтральное положение	0	0
2. Опускание перекрытия	2	1
3. Выдвижка секции	3 – 4	1
4. Разворот секции	4	1
	3	1
5. Распор секции	6	1
6. Передвижка конвейера	7	1
7. Выдвижка кожуха перекрытия	5	1
8. Сокращение кожуха перекрытия	1	1
9. Пассивная передвижка конвейера	8	10
10. Выдвижка щита механизма удержания забоя	8	1
11. Сокращение щита механизма удержания забоя	5 - 6	1

Насосная станция СНТ

Насосные станции СНТ20 и СНТ32 конструкции Донгипроуглемаша предназначены для комплектации гидросистем механизированных крепей с номинальным давлением соответственно 20 и 32 МПа. Гидравлическая схема насосной станции СНТ представлена на рис.68. Основу конструкции насосной станции образует закрытый бак Б вместительностью 1400 л, сообщающийся с атмосферой через воздушный фильтр ВФ. Уровень жидкости в баке контролирует реле уровня РУ. На одной раме с баком смонтированы центробежный подпиточный насос ЦН, электромагнитный вентиль ЭВ, разгрузочный клапан РК, блок ГА из восьми газовых гидроаккумуляторов емкостью по 2,5 л каждый, электроконтактные манометры ЭМн1 и ЭМн2, контрольные манометры Мн1...Мн4, реле давления РД1 и РД2, предохранительный клапан ПК и краны управления КР1...КР4. На отдельной раме смонтирован основной насос Н с приводным двигателем. Он соединяется со второй частью станции рукавами высокого давления. Производительность основного насоса (типа 2УГНМ) равна 90 л/мин при рабочем давлении 32 МПа.

При включенном электромагнитном вентиле ЭВ рабочая жидкость идет по схеме:



Для отключения подачи жидкости в гидросистему при достижении заданного давления используется электроконтактный манометр ЭМн1 с пределами срабатывания 20...16 (СНТ20) или 32...26 МПа (СНТ32). При его срабатывании отключается электромагнитный вентиль ЭВ, и жидкость от подпиточного насоса ЦН идет через дроссель ДР2 на слив.

Электроконтактный манометр ЭМн2 настроен на давления, большие, чем ЭМн1 (до 25 МПа у СНТ20 и до 36 МПа у СНТ32). Он также дублирует предохранительный клапан и отключает подпиточный насос при увеличении давления выше настроенного. Реле давления РД1 отключает станцию при давлении подпитки ниже 0,2 МПа, а реле давления РД2 отключает насос при засорении фильтра Ф1 и повышении давления в сливной магистрали выше 0,3 МПа.

При отключении подпиточного насоса ЦН или электромагнитного вентиля ЭВ прекращается подача рабочей жидкости на всас основного насоса Н. Давление на его выходе падает, и разгрузочный клапан РК соединяет его со сливом. Это исключает сохранение высокого давления в подпоршневых полостях насоса и устраняет стук поршня о крейцкопф из-за действия сжатой жидкости в качестве пружины. Блок гидроаккумуляторов позволяет сглаживать колебания давления в системе, чем исключает ложное срабатывание электроконтактных манометров. Дроссель ДР1 исключает повышение давления на всасе насоса Н при выключенном электромагнитном вентиле ЭВ из-за утечек через вентиль.

Погрузочная машина МПКЗ

Применяется при проведении горизонтальных и наклонных до $\pm 10^0$ горных выработок угольных шахт и предназначена для погрузки разрушенной горной массы в вагонетки, на конвейер и др. транспортные средства.

Машина состоит из погрузочного органа в виде ковша емкостью 1 м³ и гусеничного механизма перемещения.

Погрузочная машина имеет две независимые гидросистемы, одна из которых предназначена для привода перемещений ковша, а другая – для привода гусеничного хода.

На рис. 69 приведена гидрокинематическая схема привода гусеничного хода машины.

Механическая часть привода состоит из двух ходовых тележек с гусеничными цепями, двух независимых трехступенчатых цилиндрических редукторов Ред 1 и Ред 2. Редукторы смонтированы в общем корпусе, который крепится на раму – бак машины.

Каждая из гусениц ходовой части по существу имеет свою гидросистему. Так гидросистема привода левой гусеницы включает в себя аксиально-поршневой насос переменной подачи Н1, гидроблок управления ГБ1, аксиально-поршневой

гидромотор типа 210.25, фильтр Ф1 и манометр М1. В состав гидроблока управления входит распределитель Р1, предохранительный клапан насоса ПК1, блок предохранительных клапанов ПК2 и ПК3 гидромотора и клапанов К1 и К2. Последние запирают трубопроводы, идущие к гидромотору при постановке распределителя в нейтральную (среднюю) позицию, что исключает свободный проворот вала гидромотора.

Гидросистема привода правой гусеницы устроена аналогично.

Общей частью данной гидросистемы являются привод тормозных гидроцилиндров ТГЦ1 и ТГЦ2, а также регулятор подачи насосов Н1 и Н2, которые являются секциями сдвоенного аксиально-поршневого насоса Н. Растормаживание привода гусеничного хода происходит вне зависимости от того, какая секция (Н1 или Н2) насоса Н находится в рабочем режиме, благодаря клапану УОК, обладающему логической функцией «или».

Регулятор подачи включает в себя золотник управления ЗУ, который позволяет поддерживать одинаковые скорости вращения валов гидромоторов М1 и М2 вне зависимости от нагрузок на их валах.

Сверлильный станок

На рис.70 приведена схема сверлильного станка с гидравлическим приводом вращения шпинделя. Для этого используется аксиально-плунжерный гидромотор М типа Г15-22М. Питается гидросистема от насосной станции типа СВ-М1. В ее состав входят насос Н, фильтр Ф, предохранительный клапан КП, обратный клапан ОК1, маслоохладитель МО и манометр Мн1. Реверс вращения гидромотора М осуществляется распределителем Р3. Регулирование скорости вращения вала гидромотора осуществляется при помощи регулятора потока РП или дросселя Др. Распределители Р1 и Р2, а также блок обратных клапанов ОК2 – ОК5 обеспечивают возможность получения любого из трех вариантов дроссельного способа регулирования (дроссель в напорной линии, дроссель в сливной линии и дроссель параллельно гидродвигателю). Для этого необходимо распределители Р1 и Р2 установить в определенные позиции. Возможен также вариант отсутствия регулирования скорости. Всего возможно пять вариантов установки распределителей Р1 и Р2, которые студент, изучающий данную гидросхему, должен рассмотреть самостоятельно.

5. ИЛЛЮСТРАЦИИ

5.1. Объемные насосы и гидродвигатели



Рис. 1. Классификация объемных гидравлических машин

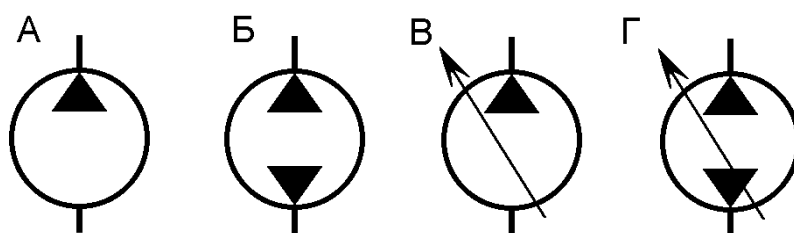


Рис. 2. Условные обозначения насосов на гидросхемах

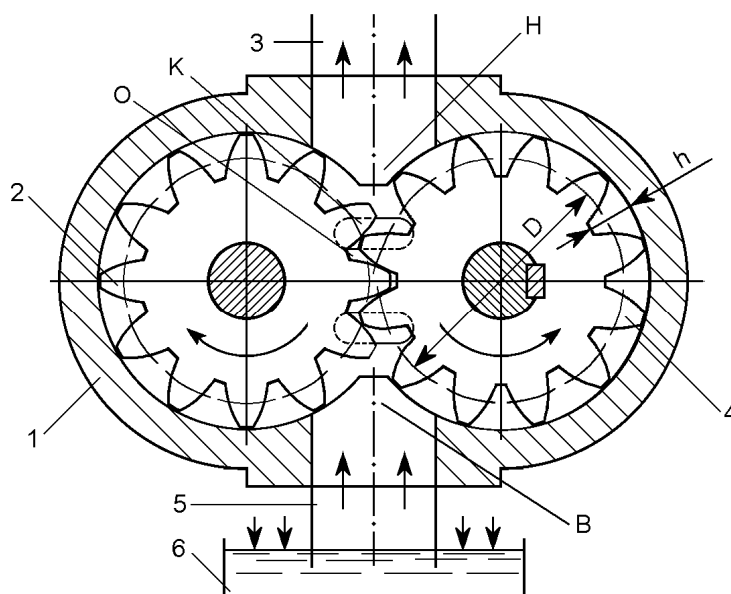


Рис. 3. Схема шестеренного насоса

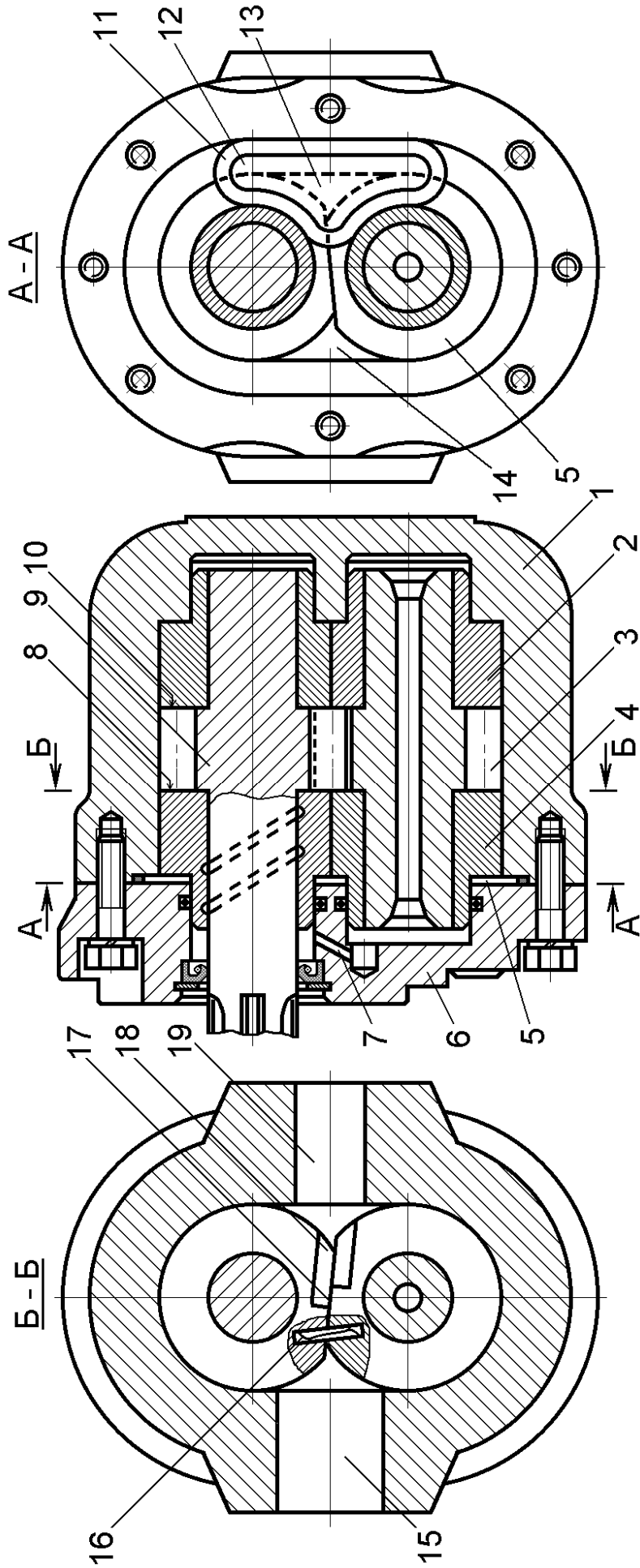


Рис. 4. Шестеренный насос типа НШ

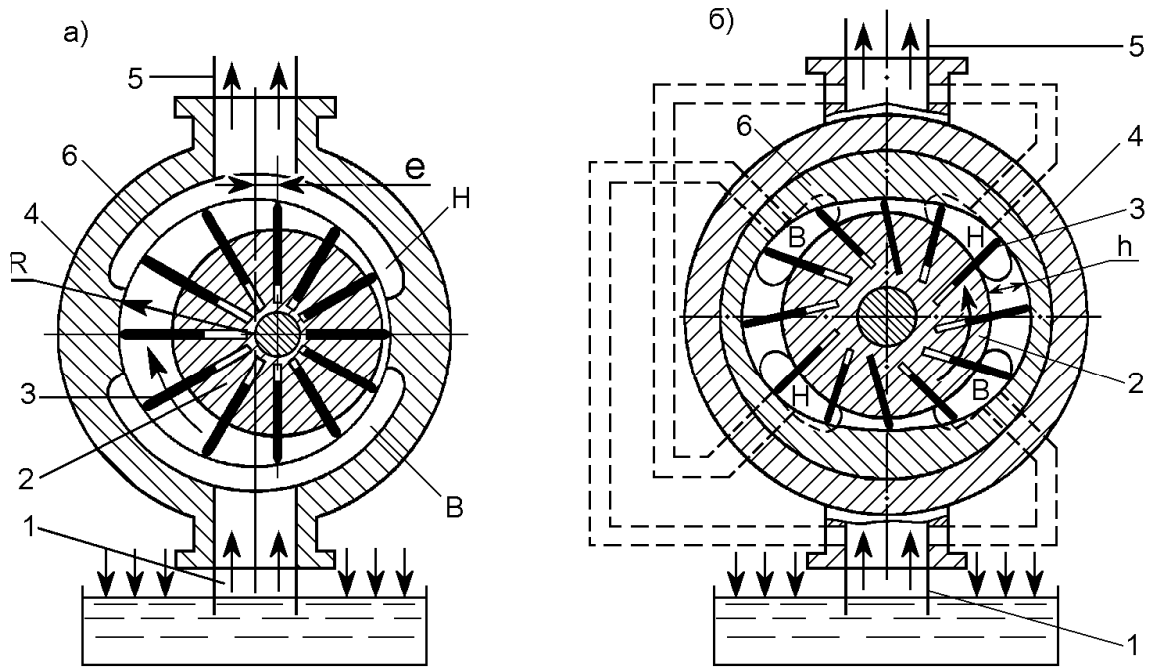


Рис.5. Схемы пластинчатых насосов однократного (а) и двукратного (б) действия

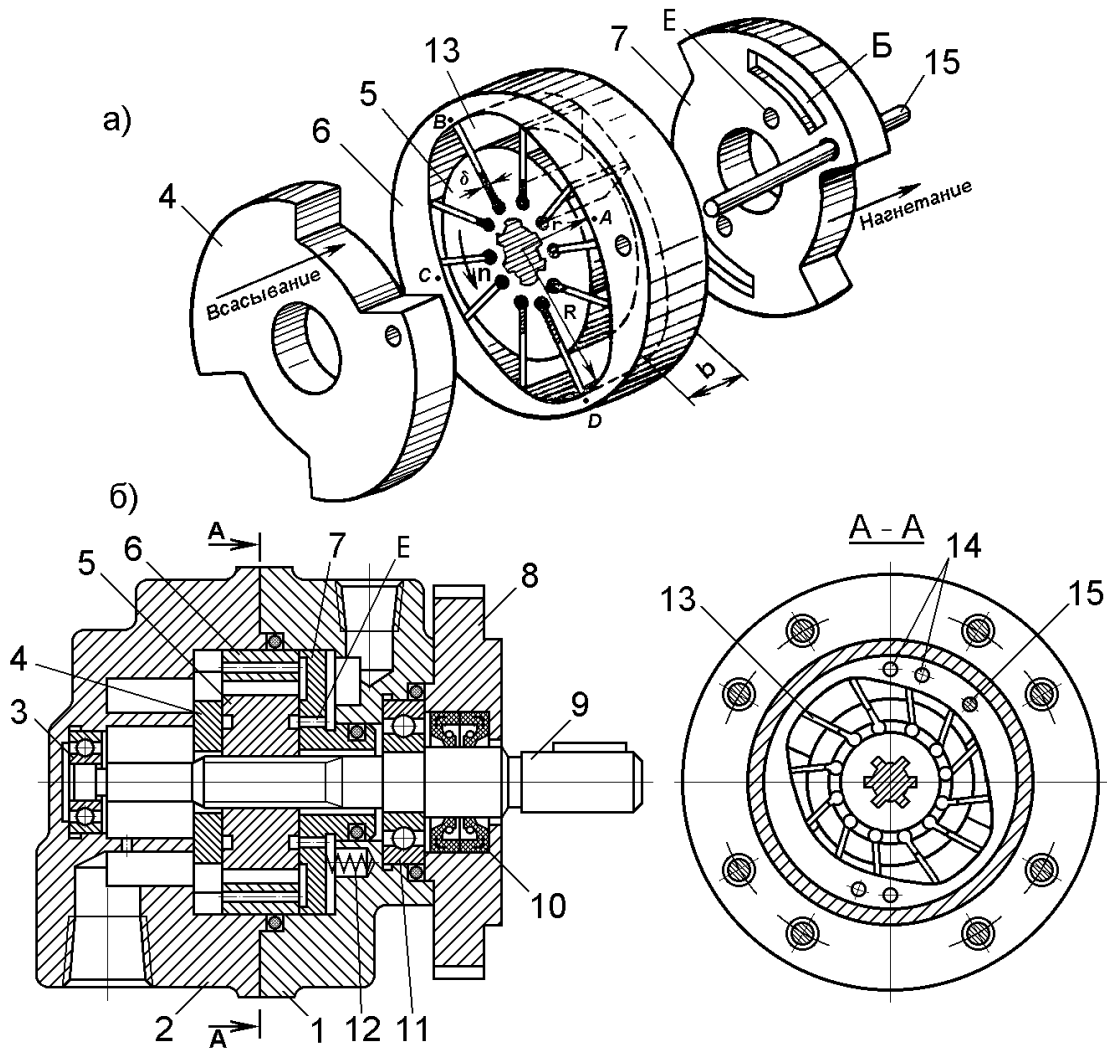


Рис.6. Пластинчатый насос типа Г12

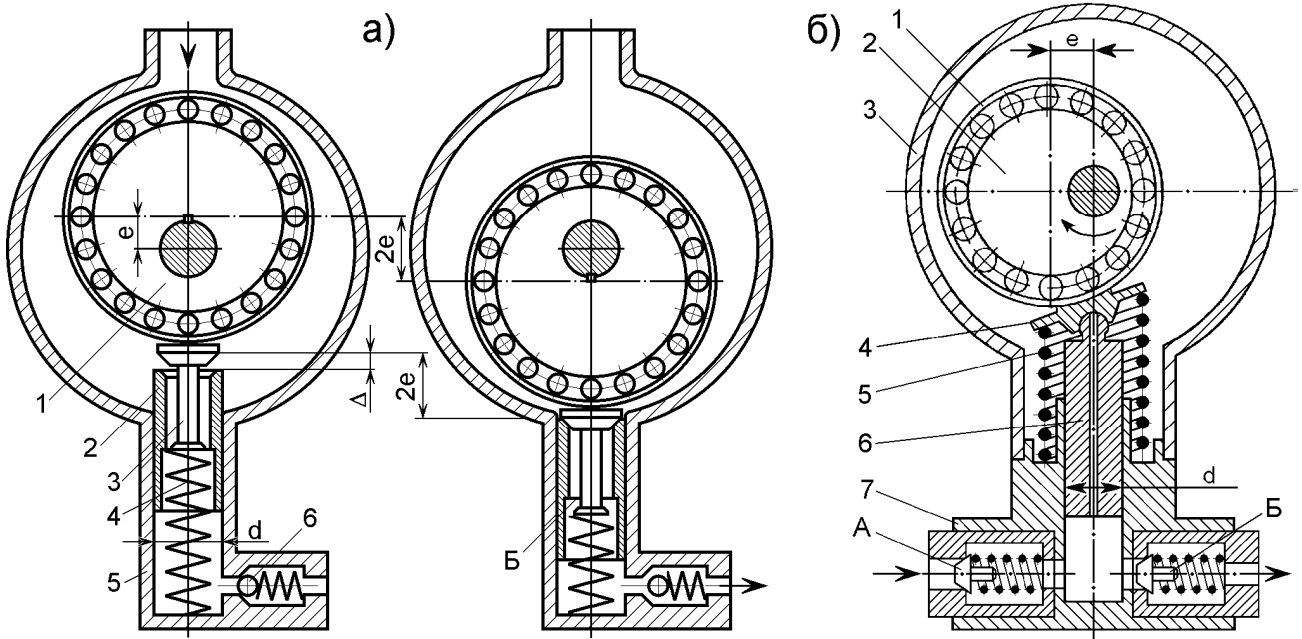


Рис.7.Схемы эксцентриковых плунжерных насосов

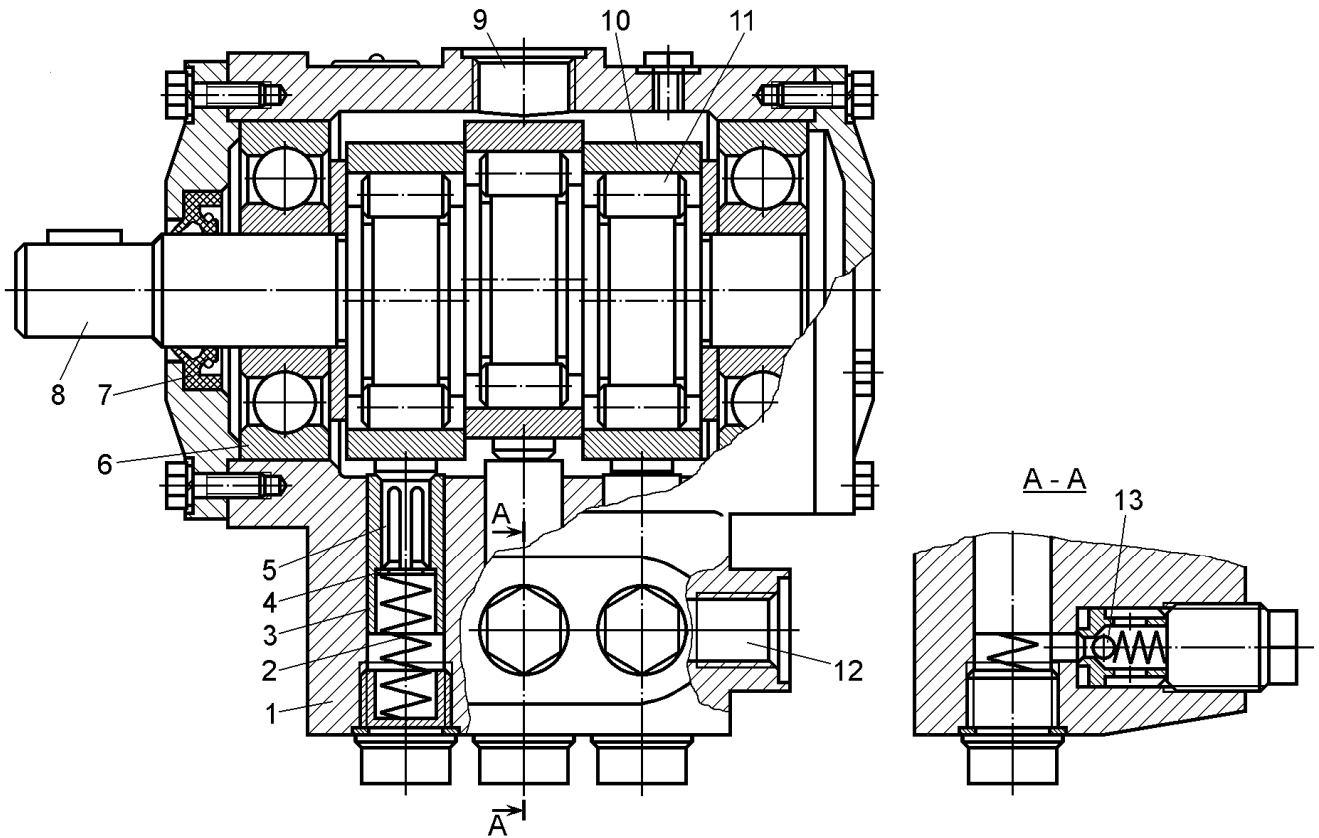


Рис.8. Эксцентриковый насос типа Н

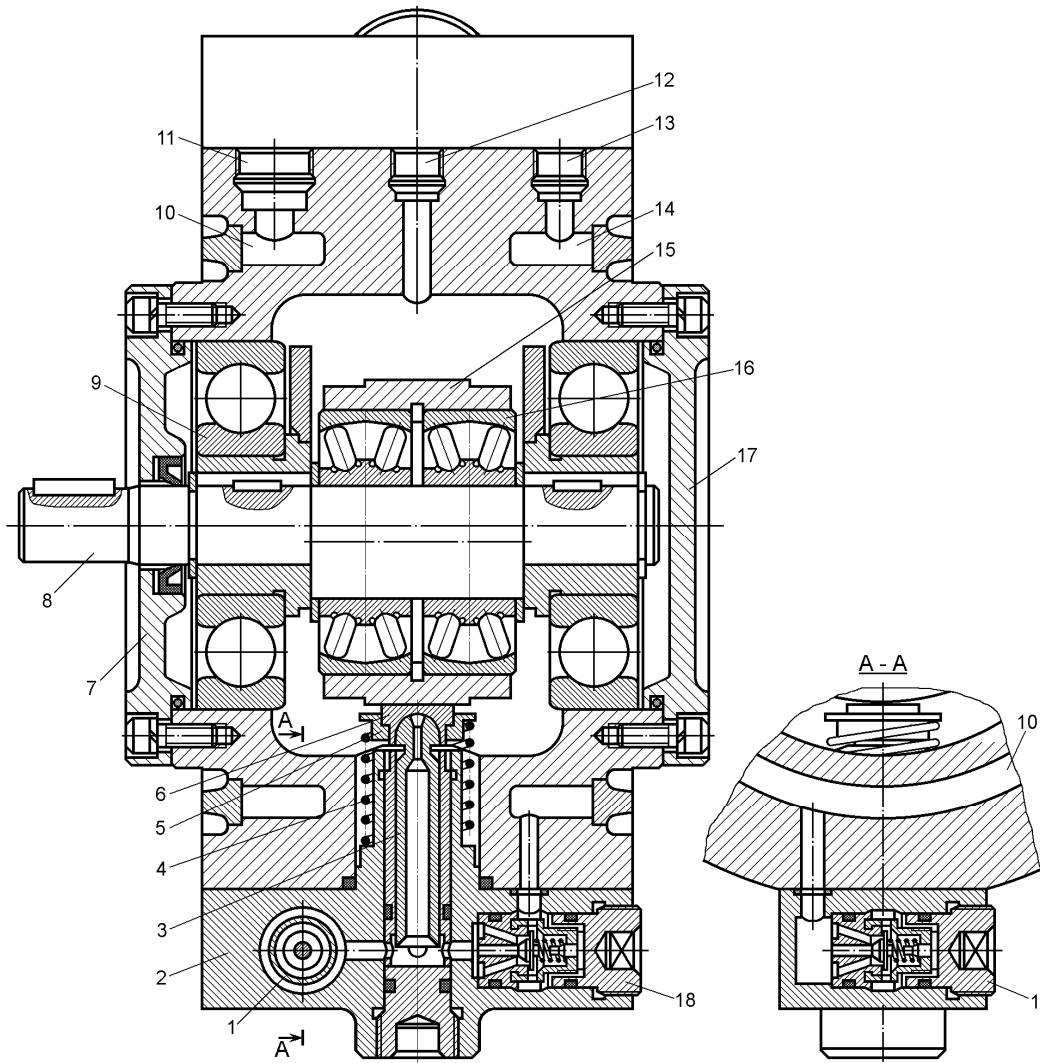


Рис.9. Эксцентрикoвый насос типа ВНР

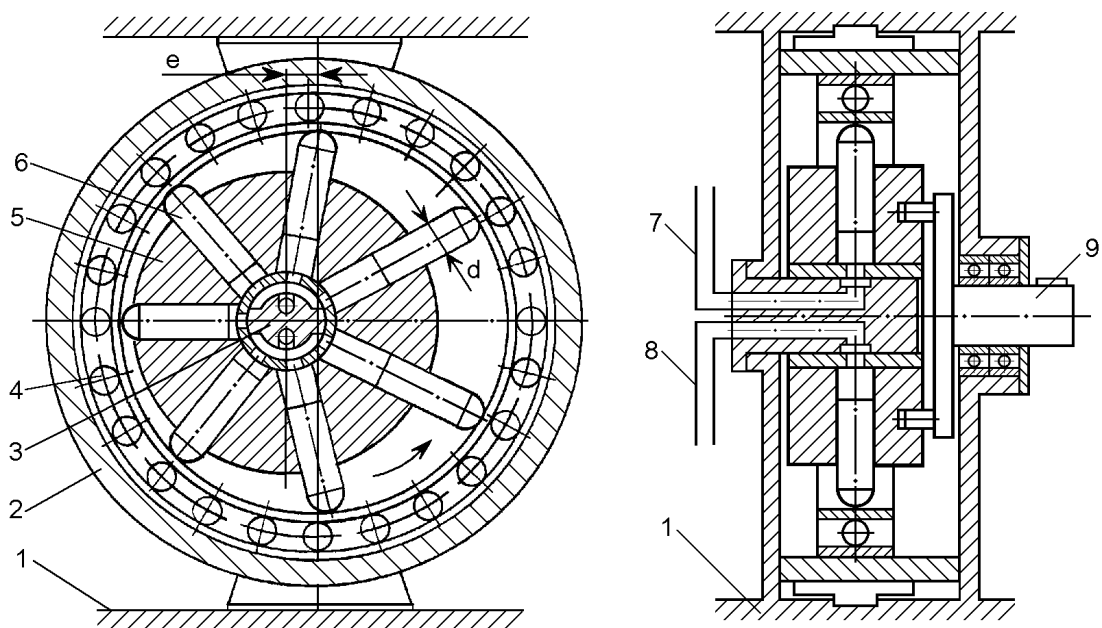


Рис.10. Схема радиально-поршневого насоса

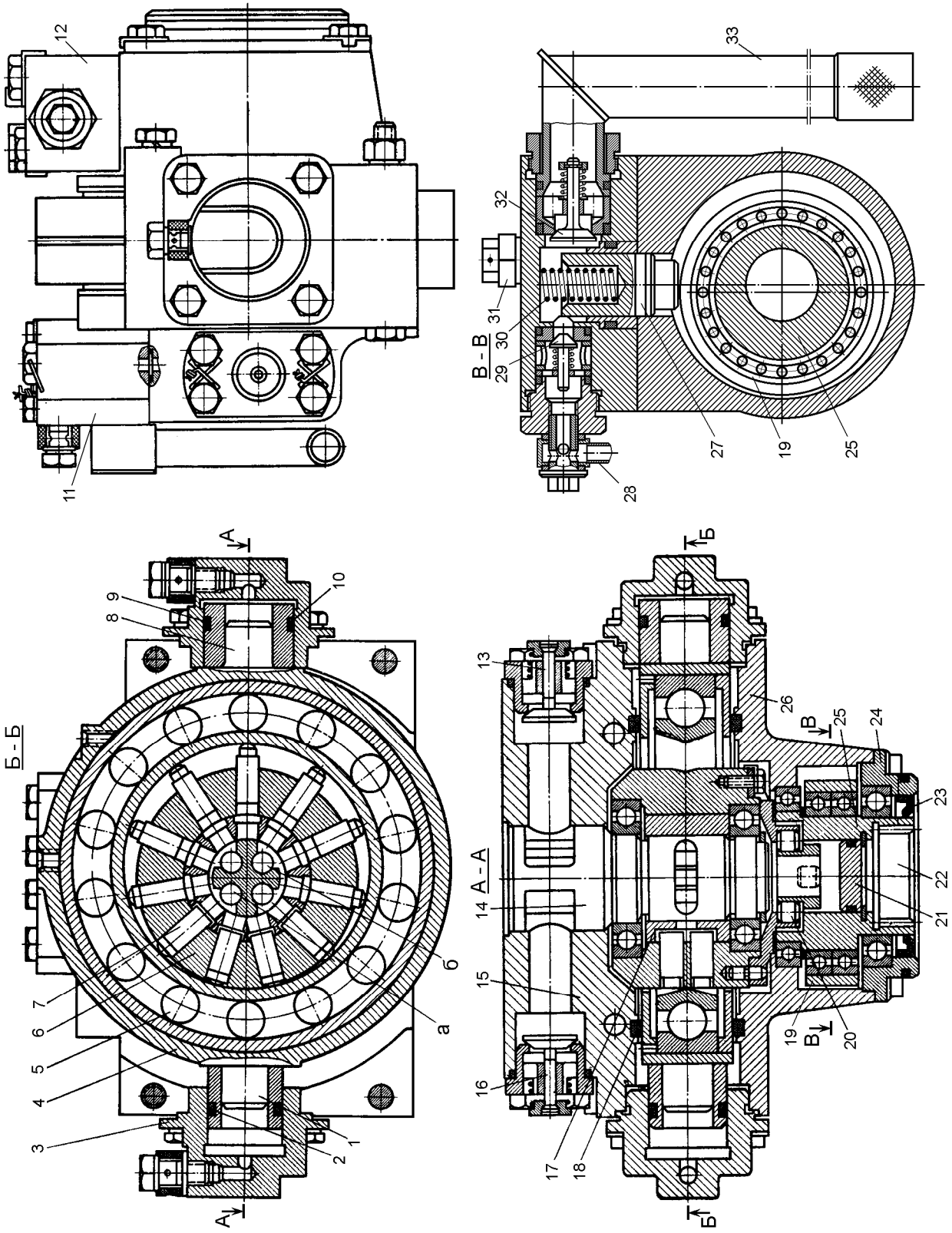


Рис. 11. Радиально-поршневой насос типа НП 120

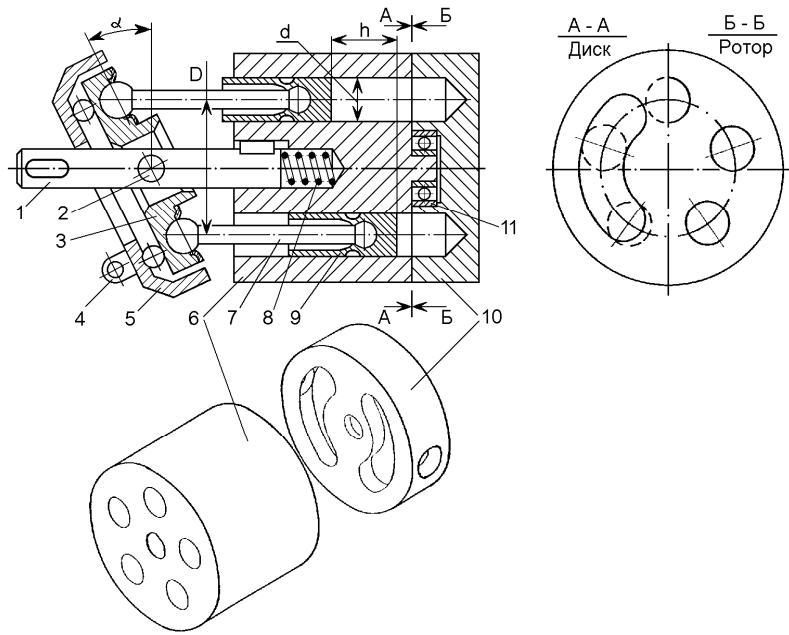


Рис.12. Схема аксиально-поршневого насоса

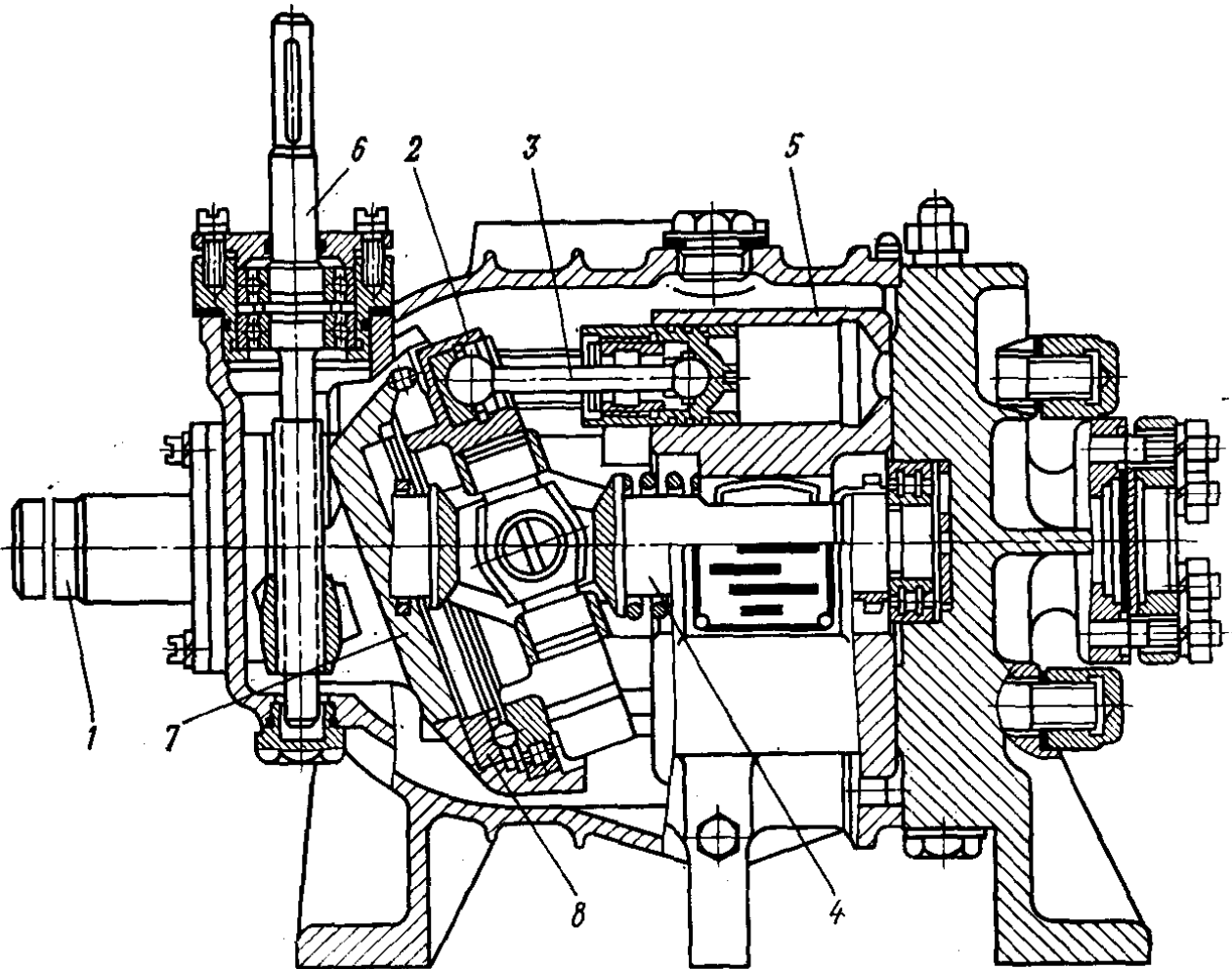


Рис.13. Аксиально-поршневой насос типа УРС

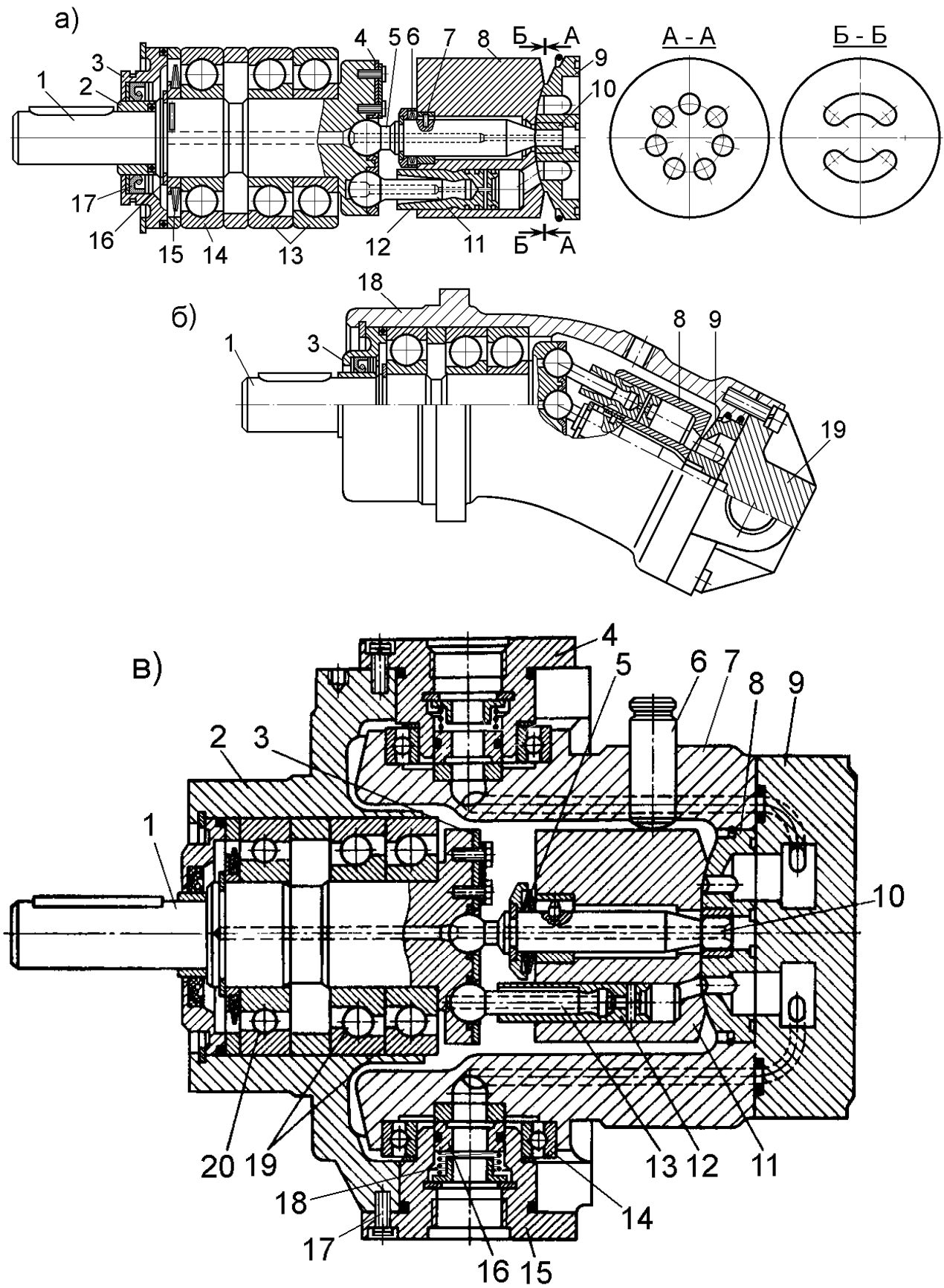


Рис. 14. Аксиально-поршневые насосы типа 200

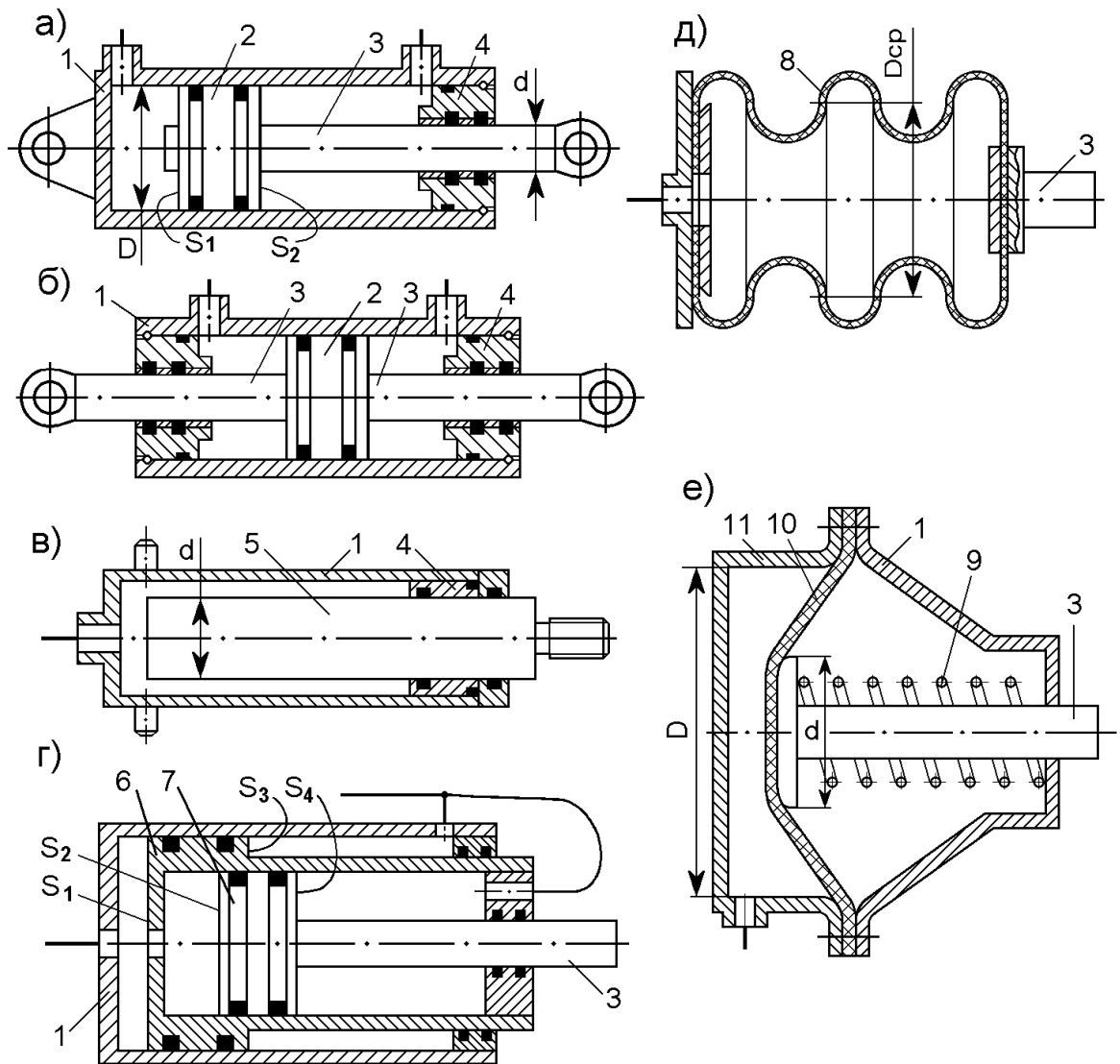


Рис. 15. Схемы силовых гидроцилиндров

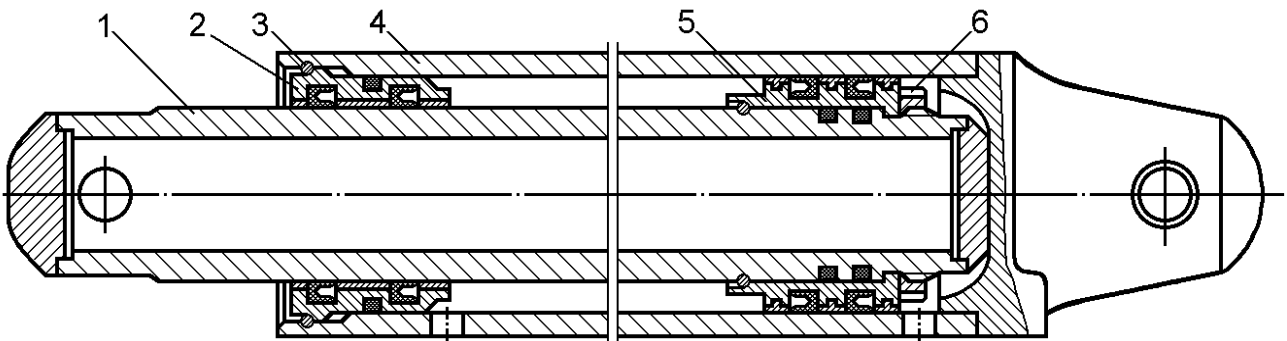


Рис.16. Гидростойка крепи ОКП

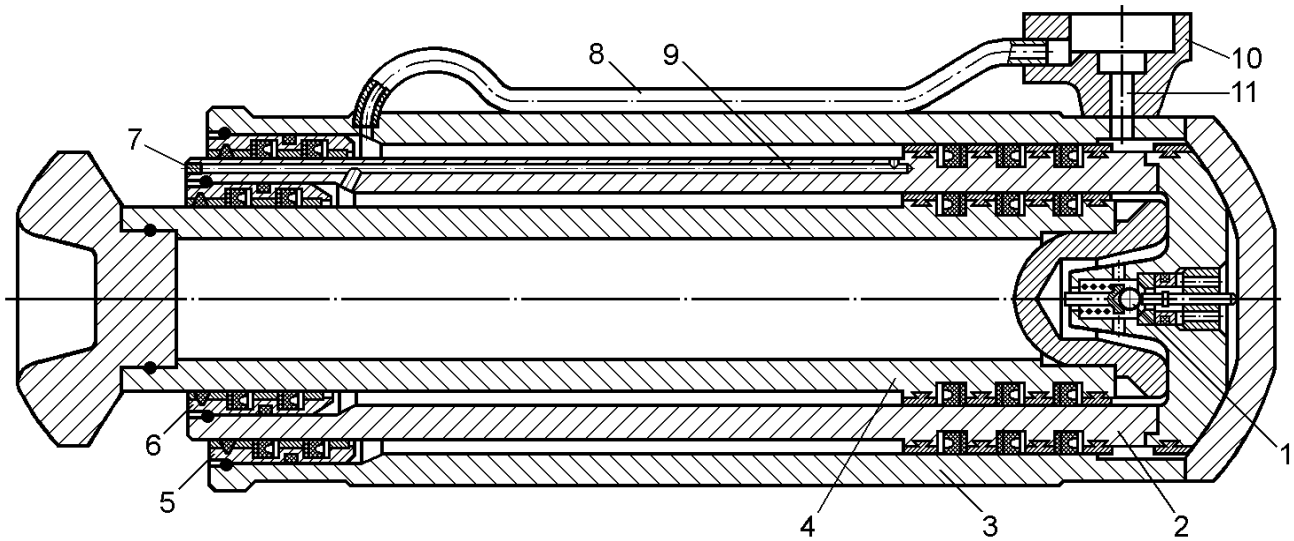


Рис. 17. Гидростойка крепи М 88

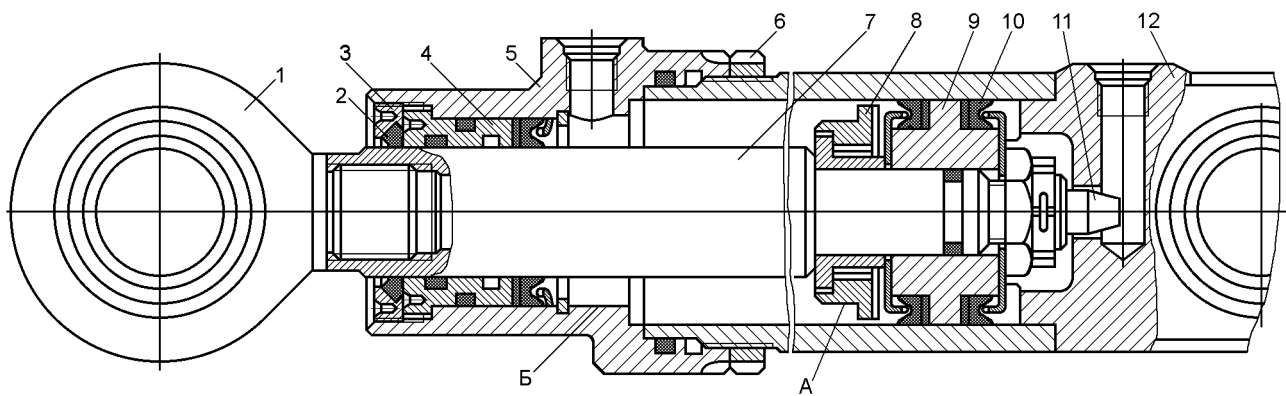


Рис. 18. Гидроцилиндр для промышленных роботов типа ЦРГ

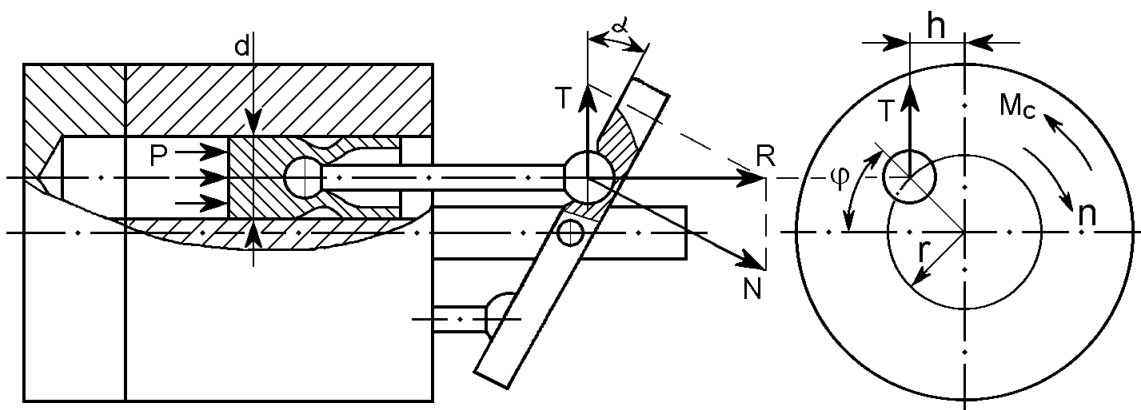


Рис. 19. Схема образования окружной силы в аксиально-поршневом гидромоторе

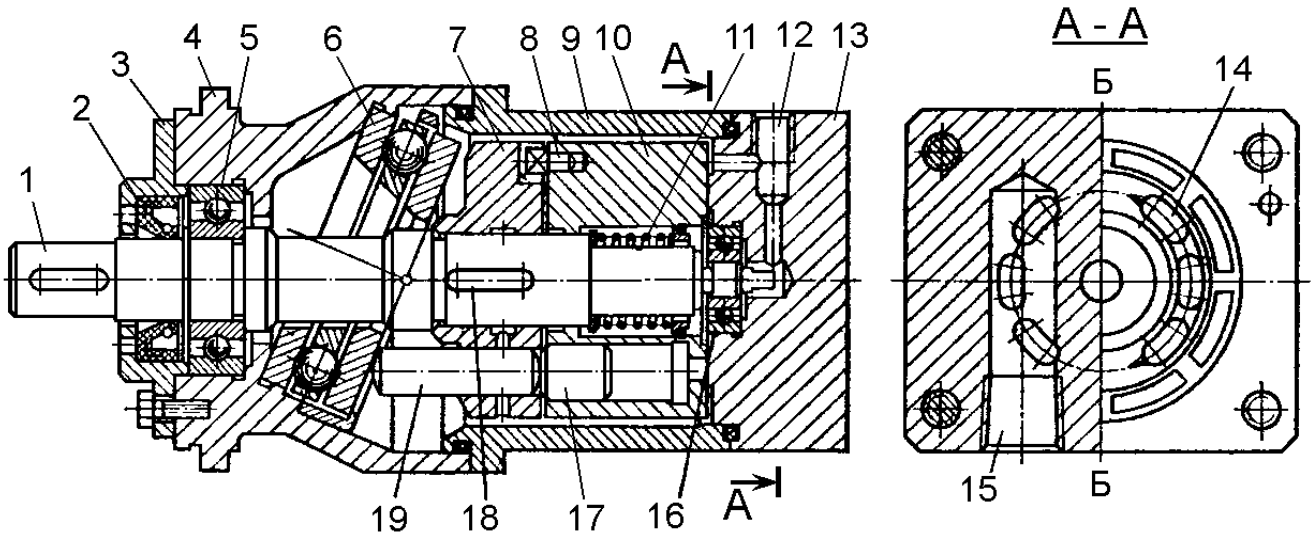


Рис. 20. Аксиально-поршневой гидромотор типа Г15-2...Н

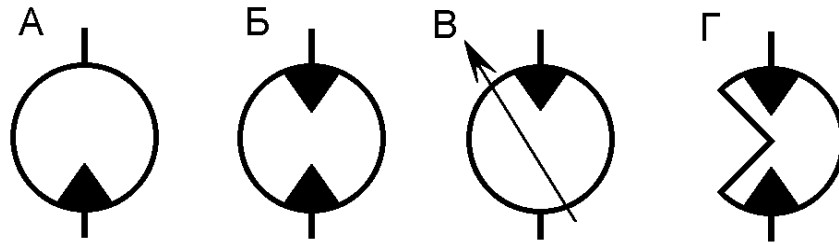


Рис. 21. Условные обозначения гидромоторов на гидросхемах

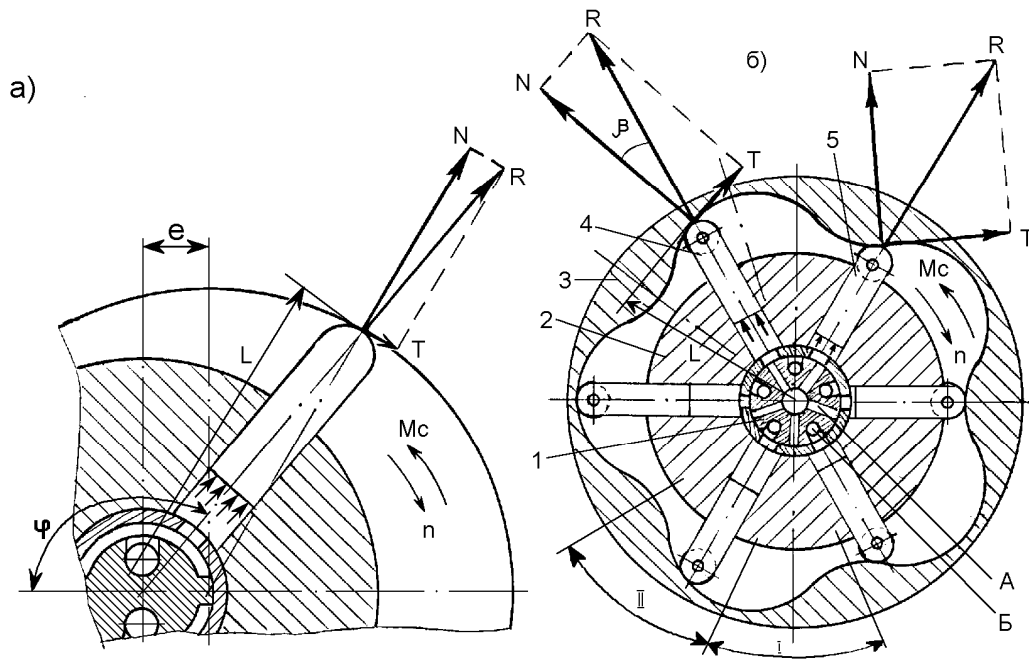


Рис. 22. Схемы образования окружной силы в радиально-плунжерных гидромоторах

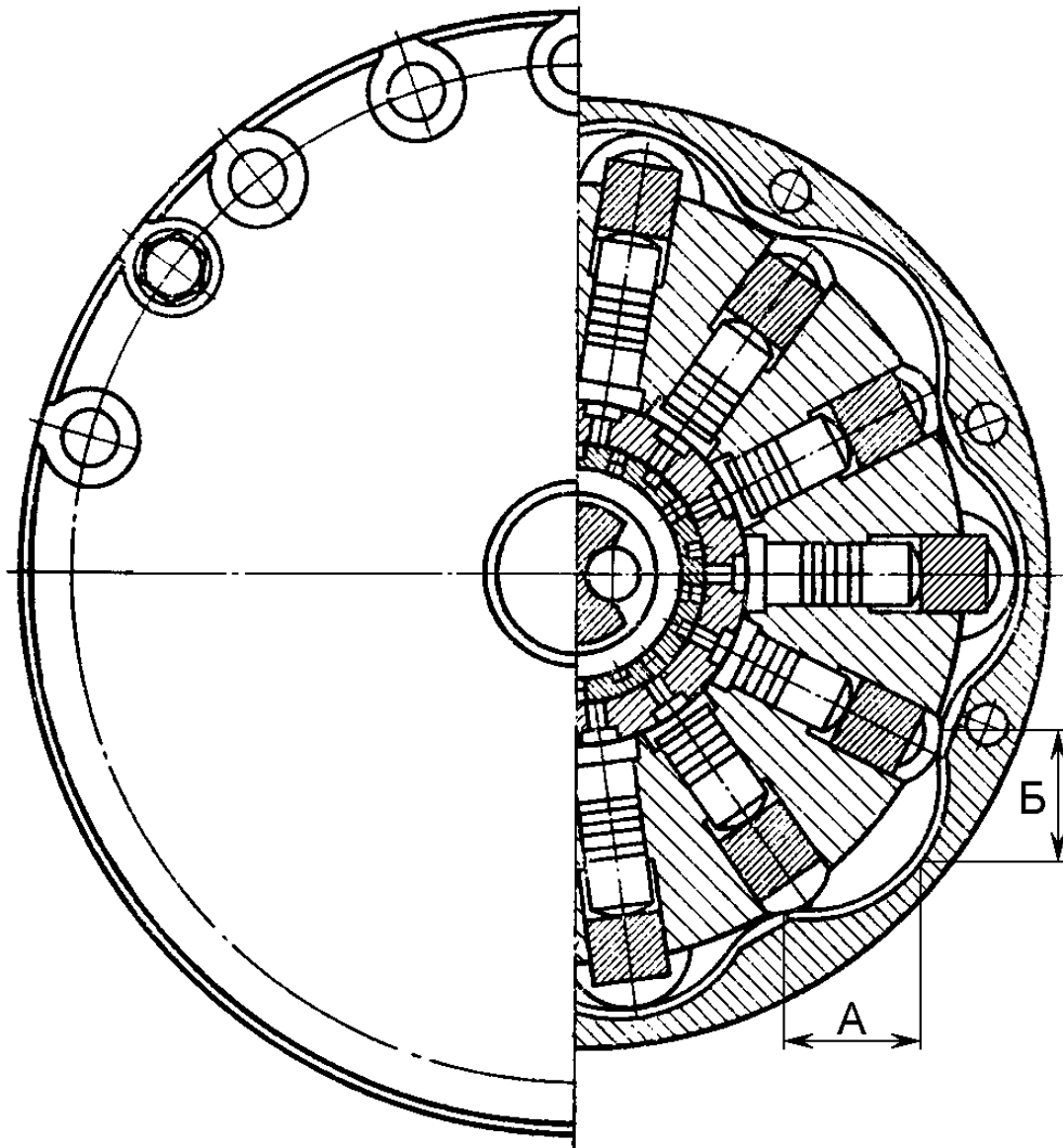
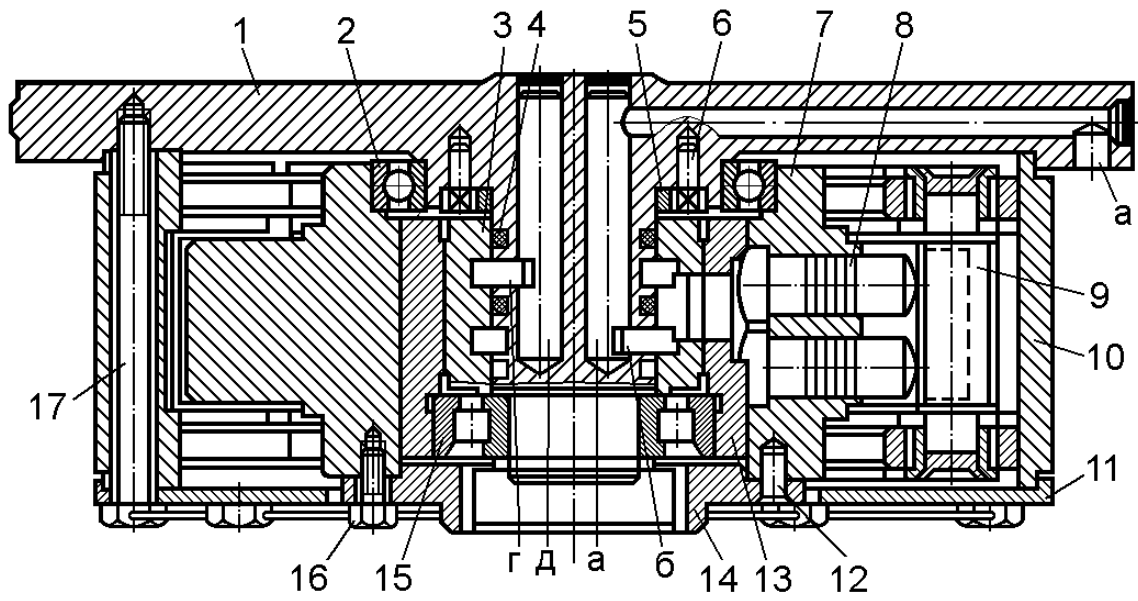


Рис.23. Гидромотор ДП 510

5.2. Устройства управления, регулирования и защиты

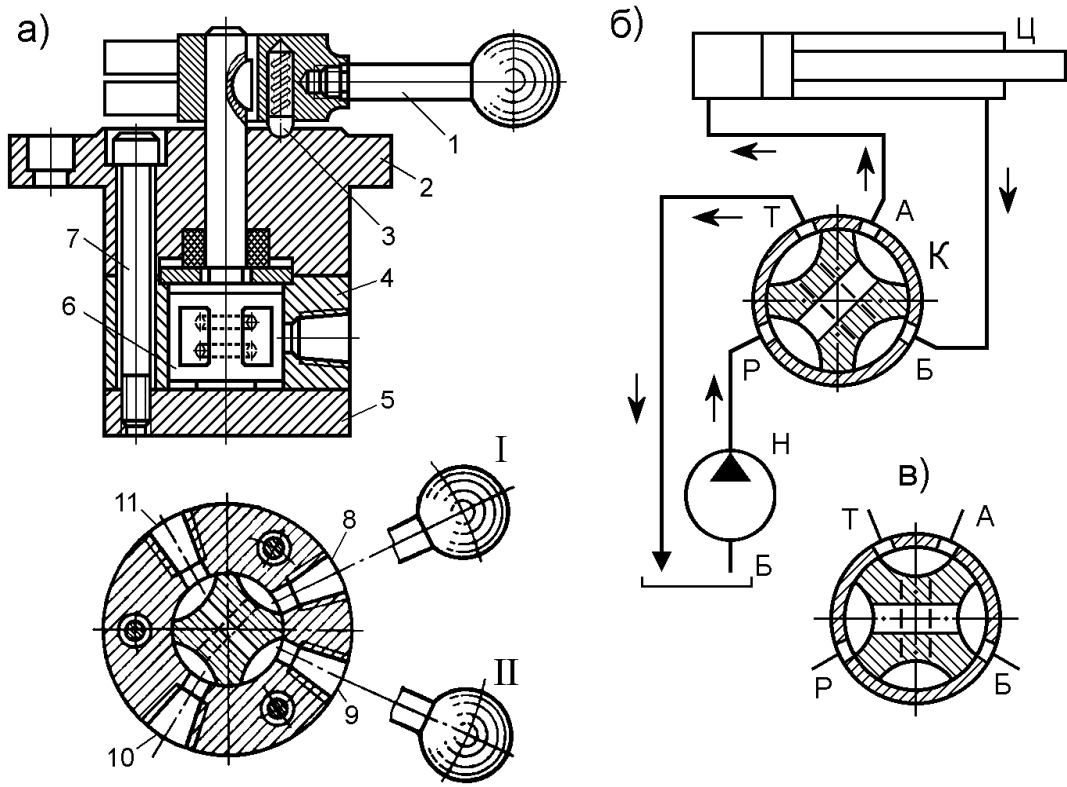


Рис.24. Крановый распределитель типа Г71-21

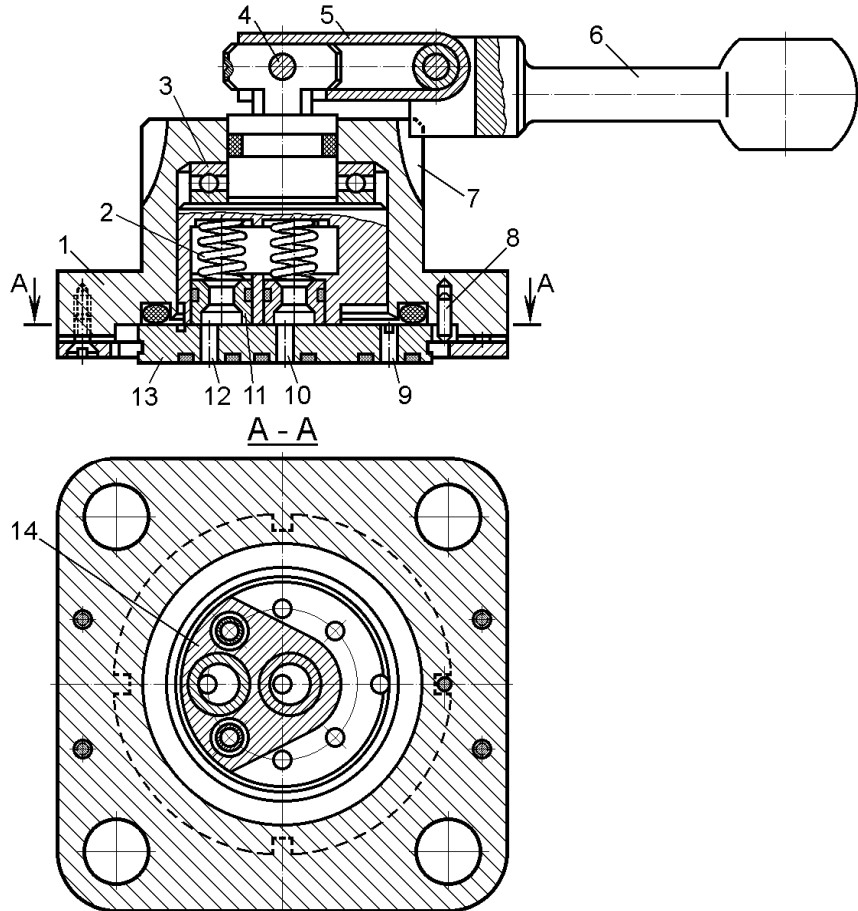


Рис. 25. Распределитель с плоским золотником типа ЭРА1М

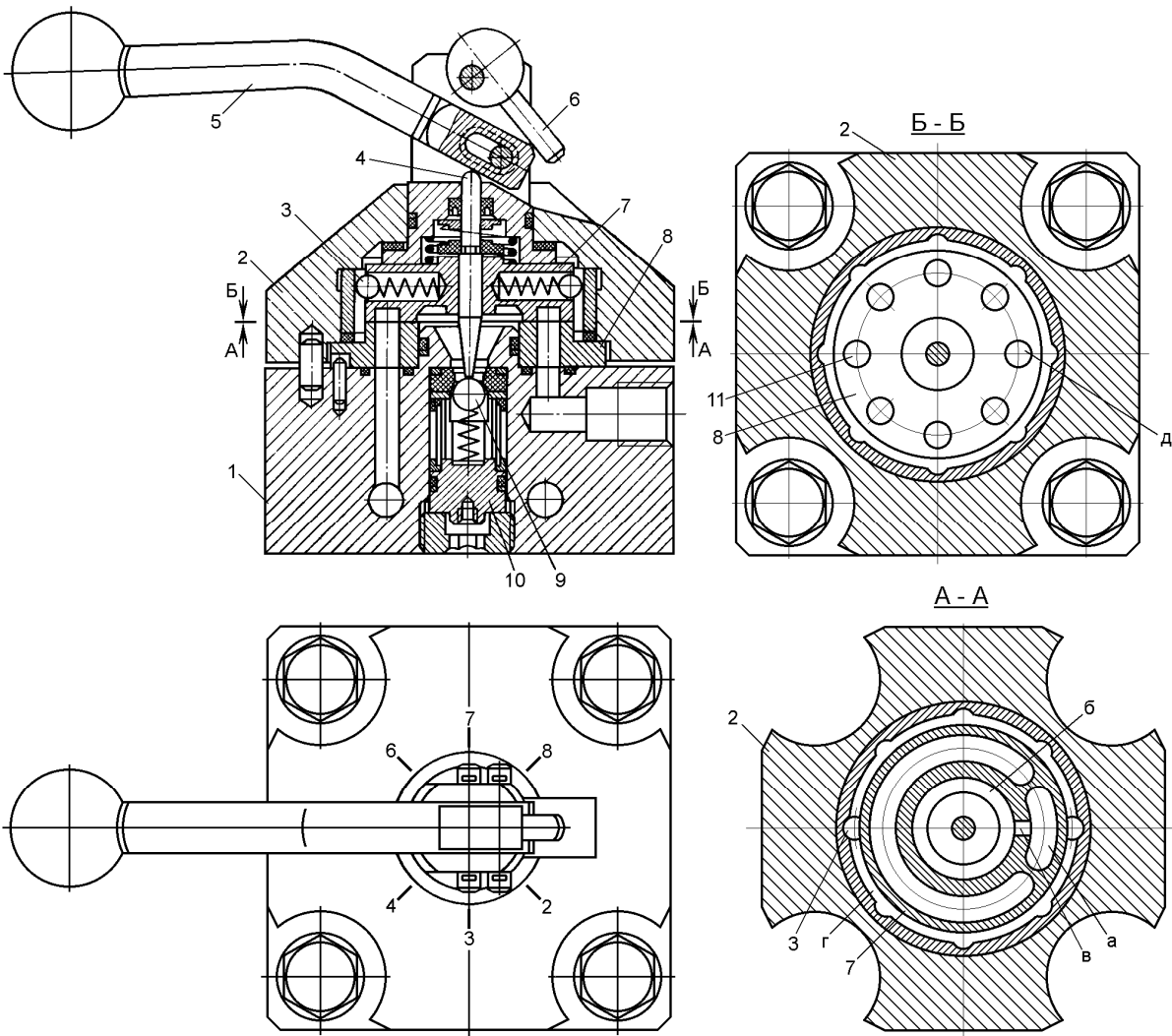


Рис. 26. Распределитель с плоским золотником типа РПК

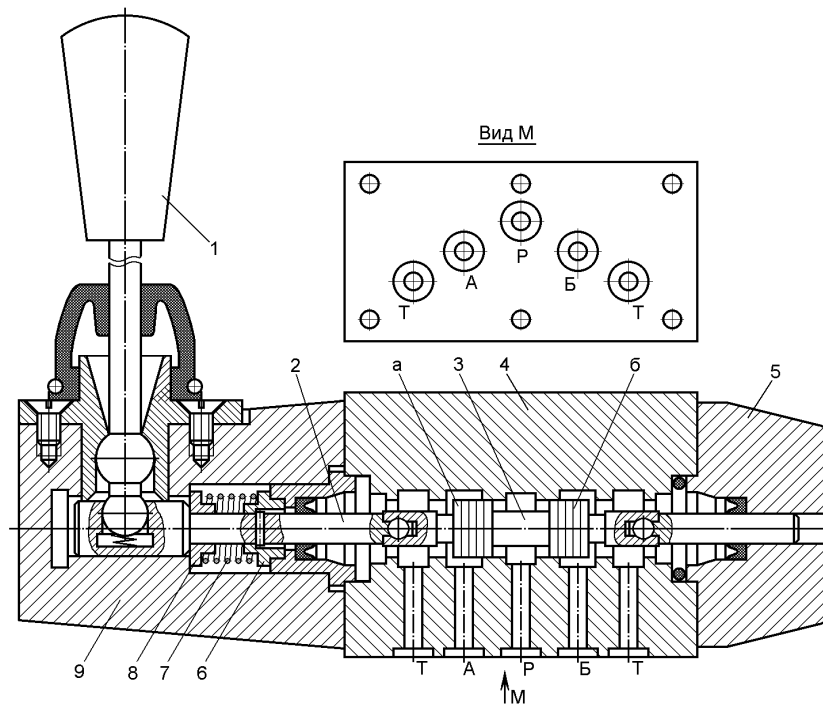


Рис. 27. Распределитель золотниковый типа В10

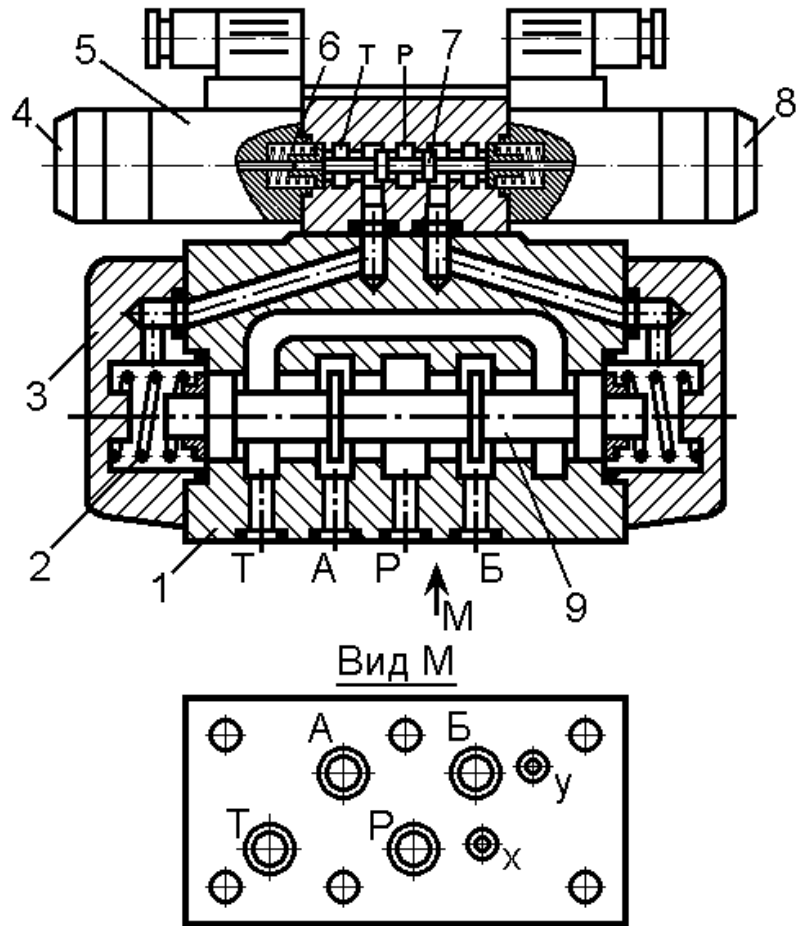


Рис. 28. Распределитель золотниковый типа В16

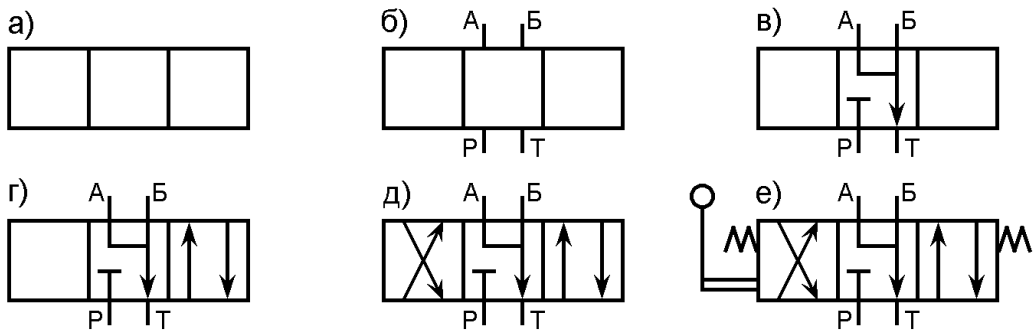


Рис. 29. Порядок построения условного обозначения распределителя на гидросхемах

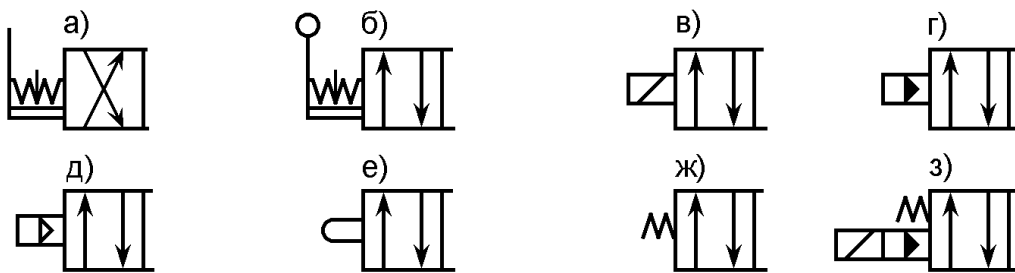


Рис. 30. Условные обозначения способов управления распределителей на гидросхемах

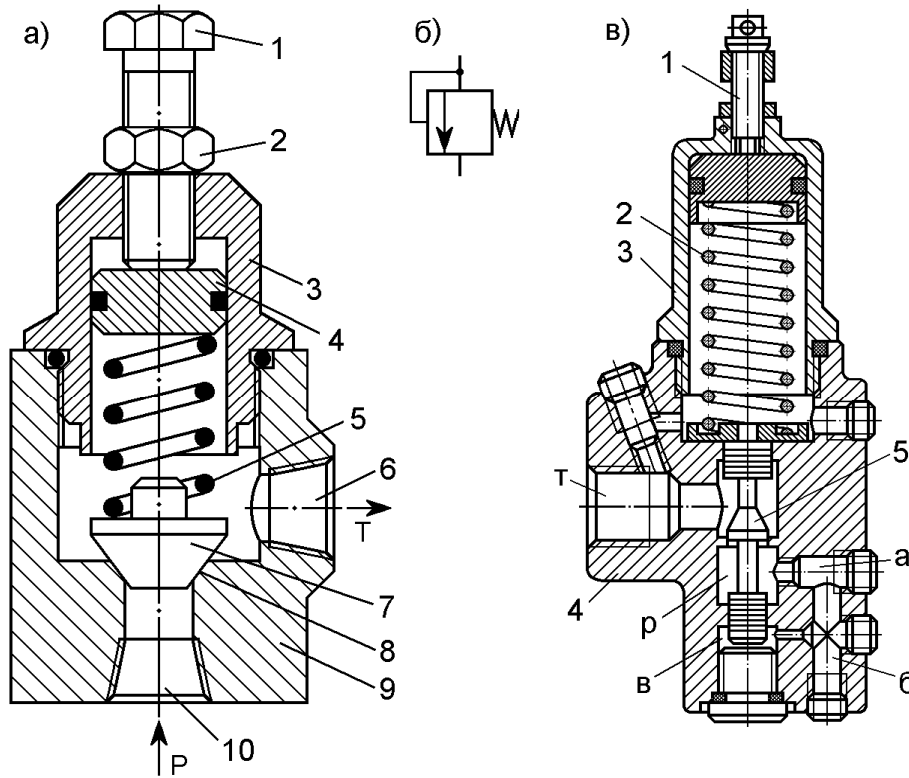


Рис. 31. Конструкции предохранительных клапанов прямого действия

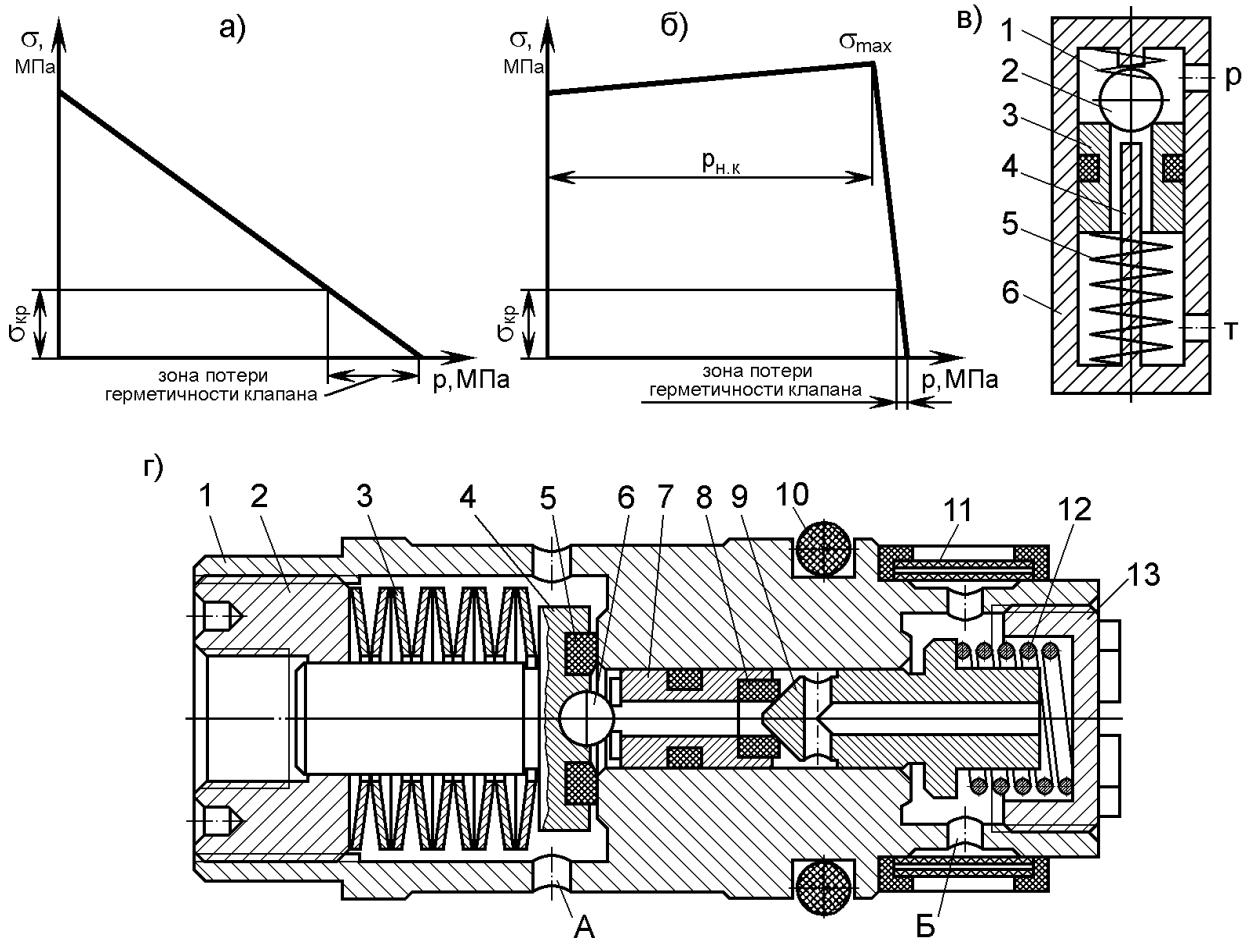


Рис. 32. Схема работы и конструкция предохранительного клапана типа ЭКП

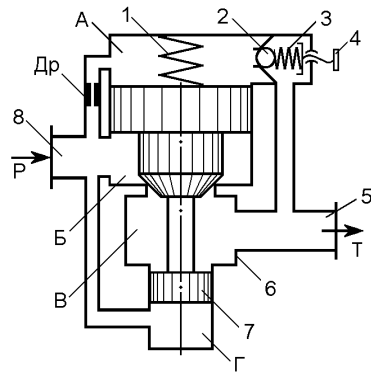


Рис. 33. Схема клапана непрямого действия

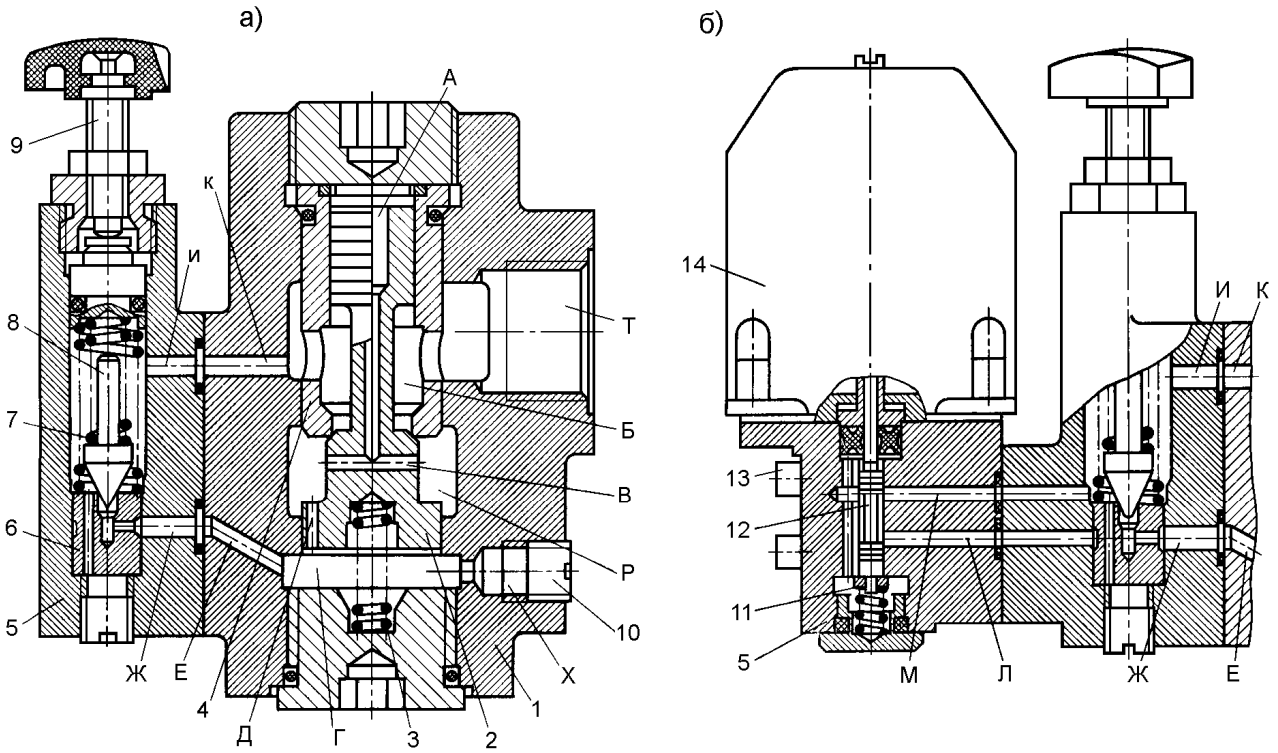


Рис. 34. Предохранительный клапан типа М-КП

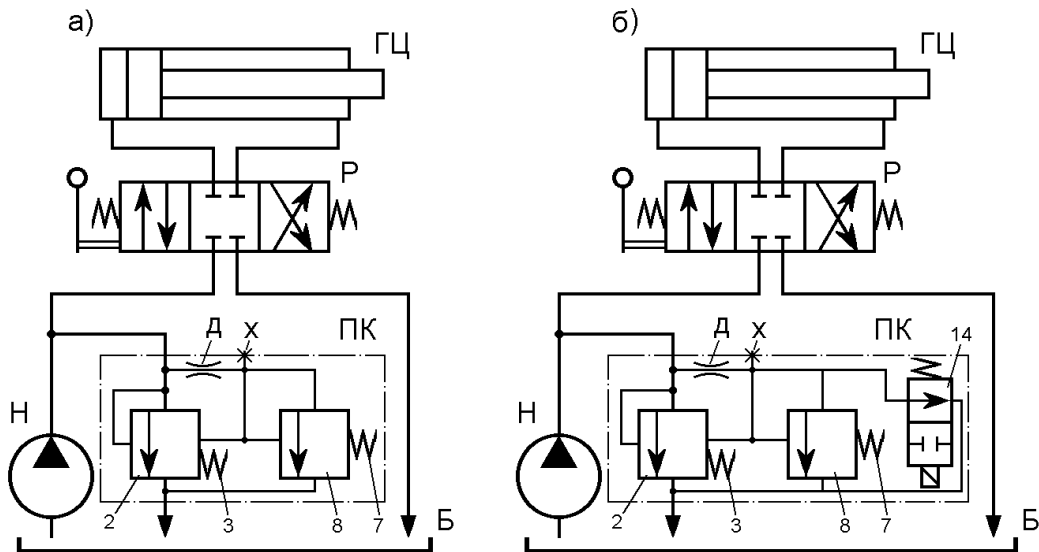


Рис. 35. Примеры применения клапана типа М-КП

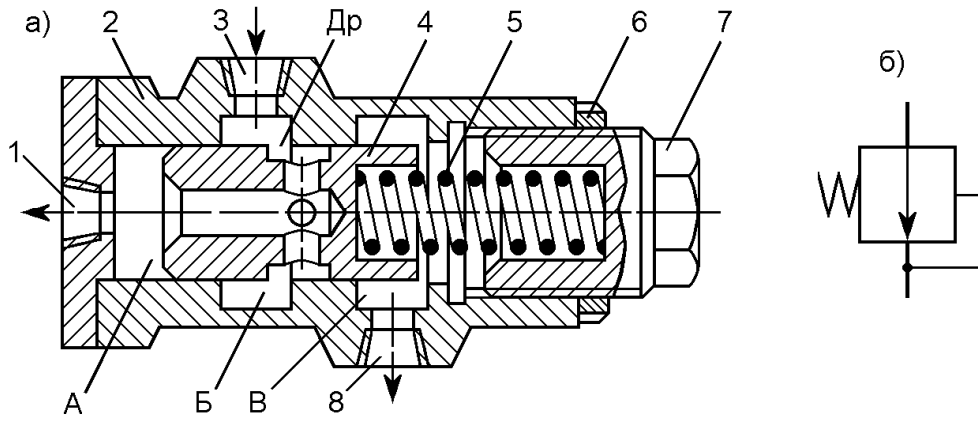


Рис. 36. Редукционный клапан прямого действия

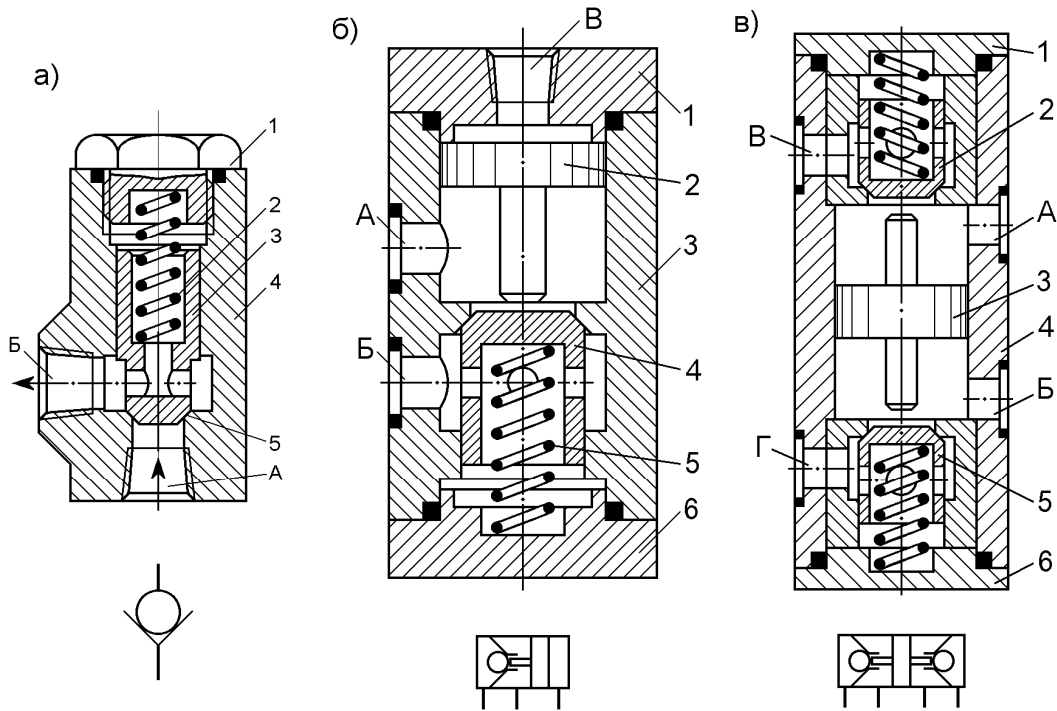


Рис. 37. Обратный клапан и гидрозамки

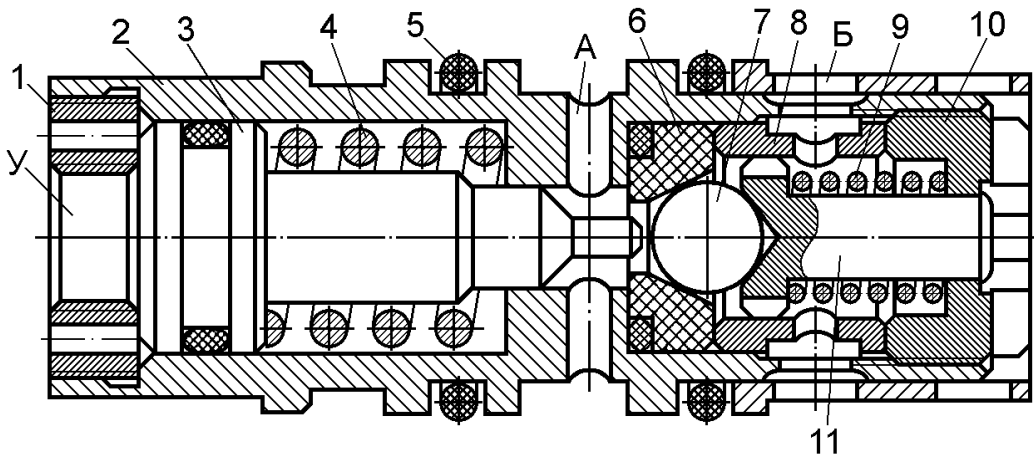


Рис. 38. Разгрузочный клапан типа ЭКОР

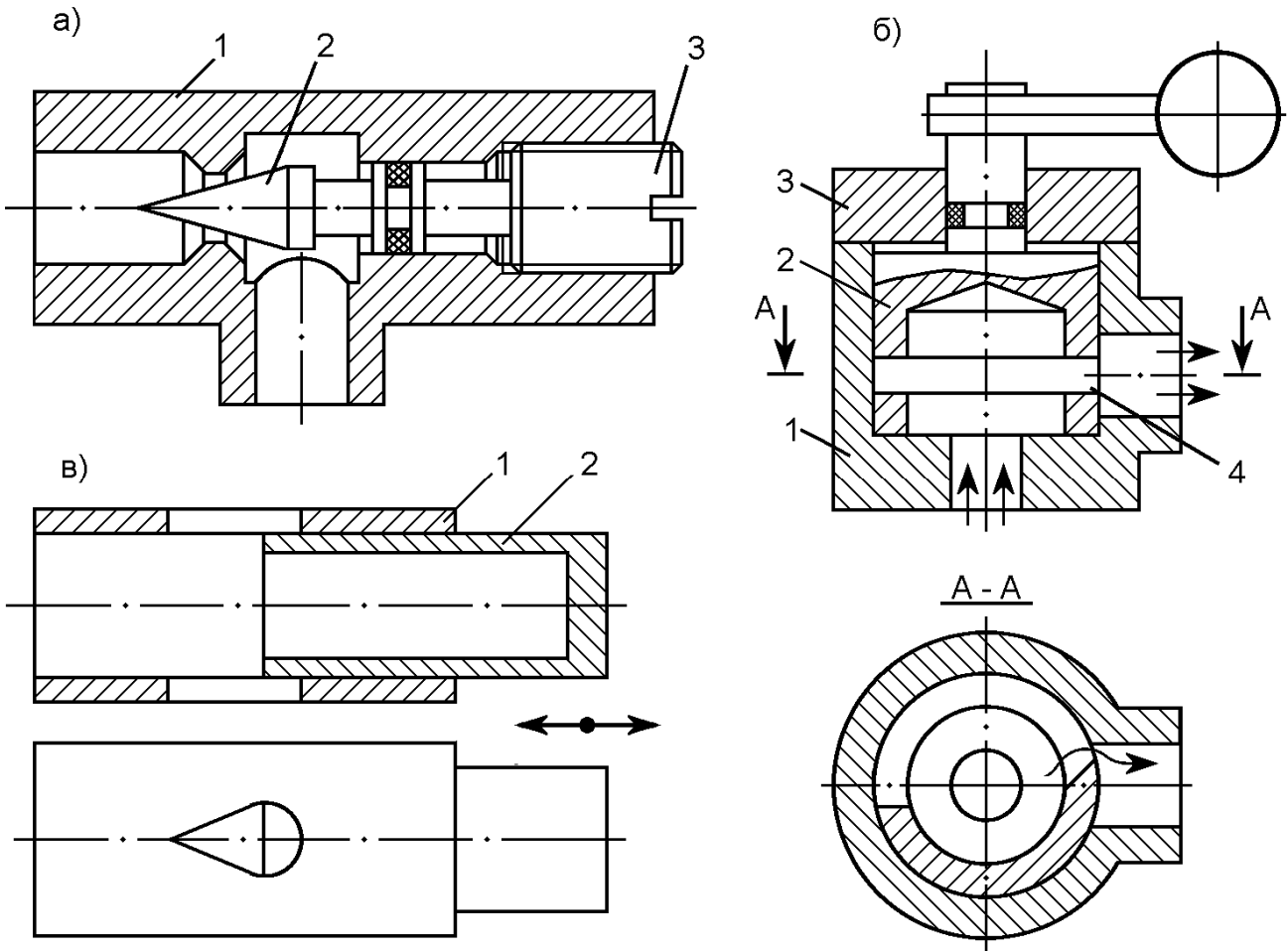


Рис. 39. Типовые конструкции дросселей

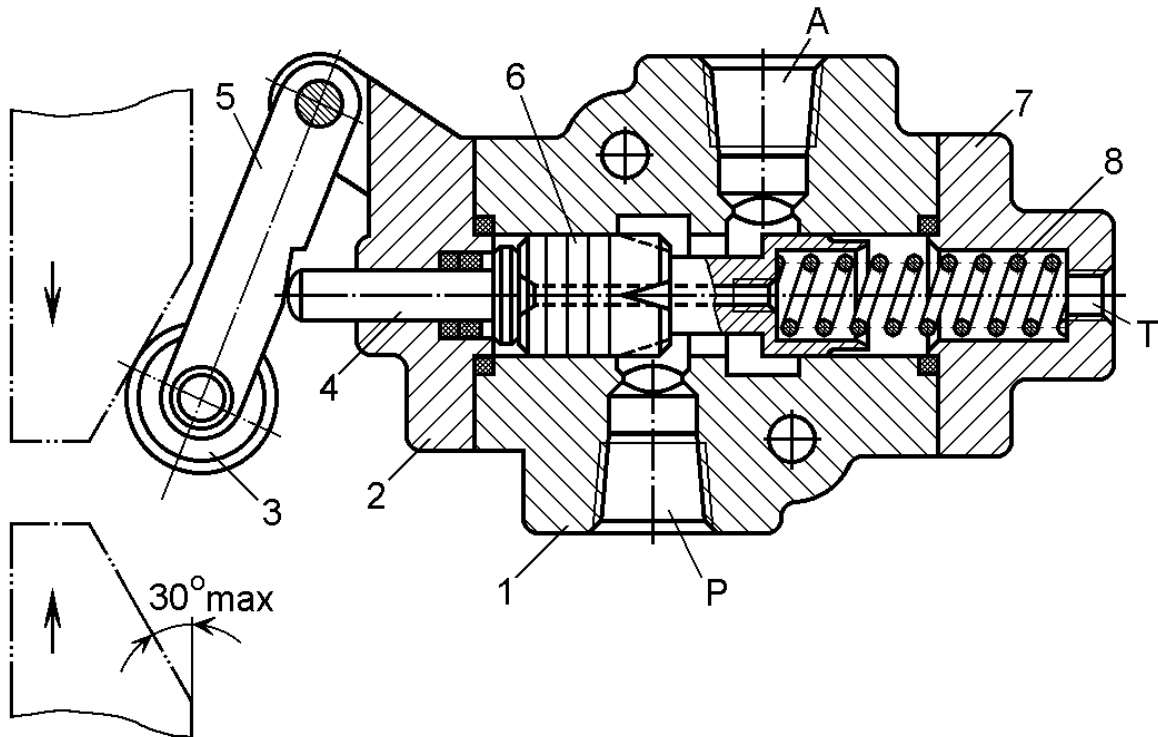


Рис. 40. Дроссель типа ДО

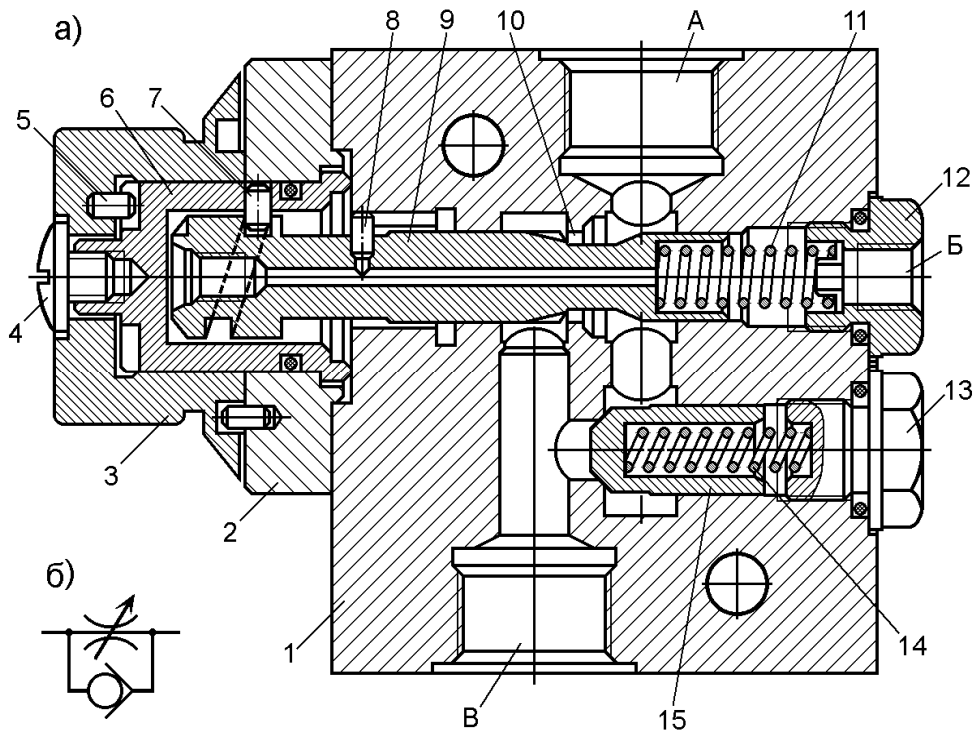


Рис. 41. Дроссель с обратным клапаном типа ДК

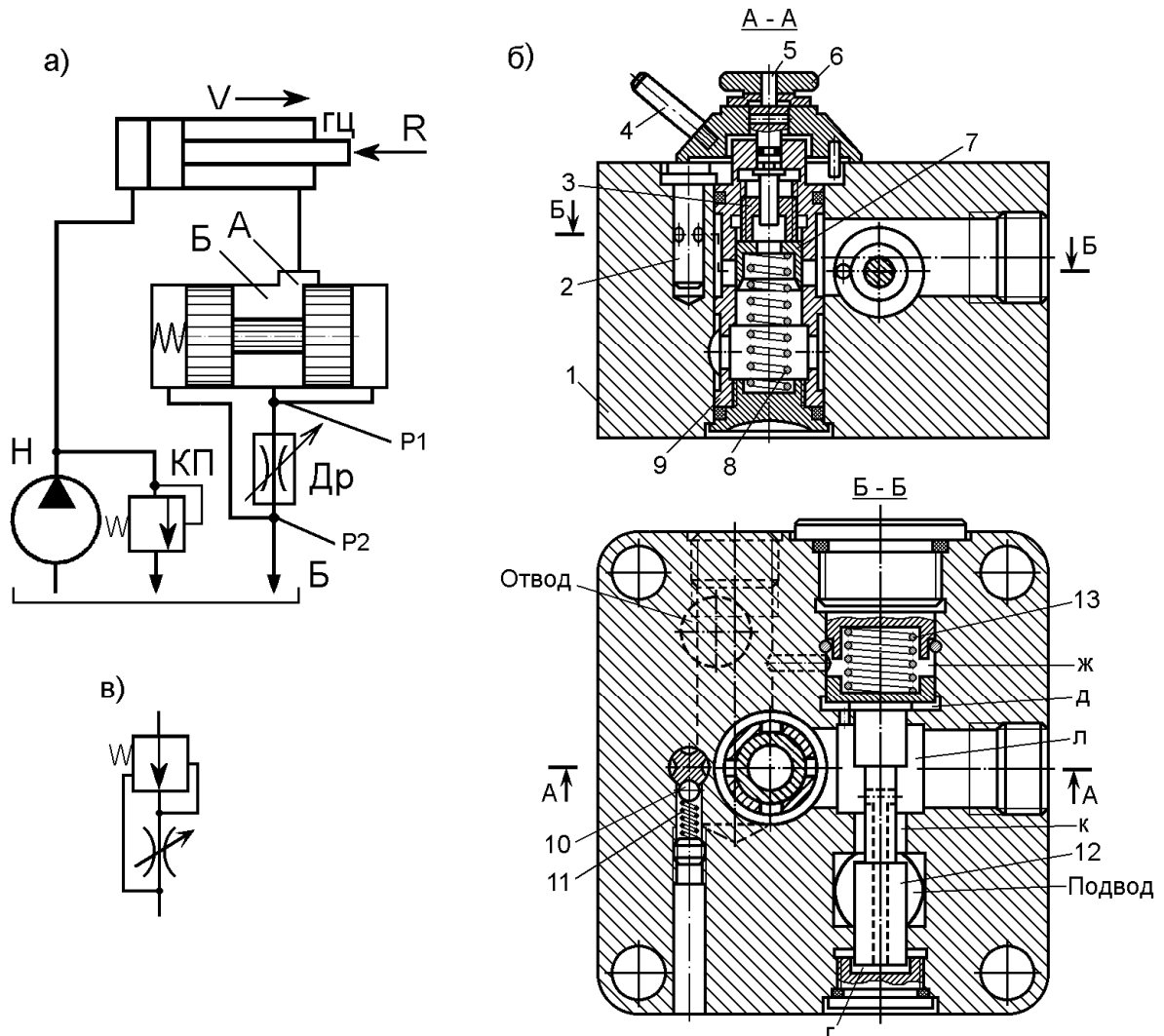


Рис. 42. Регулятор расхода типа МПГ 55-2.М

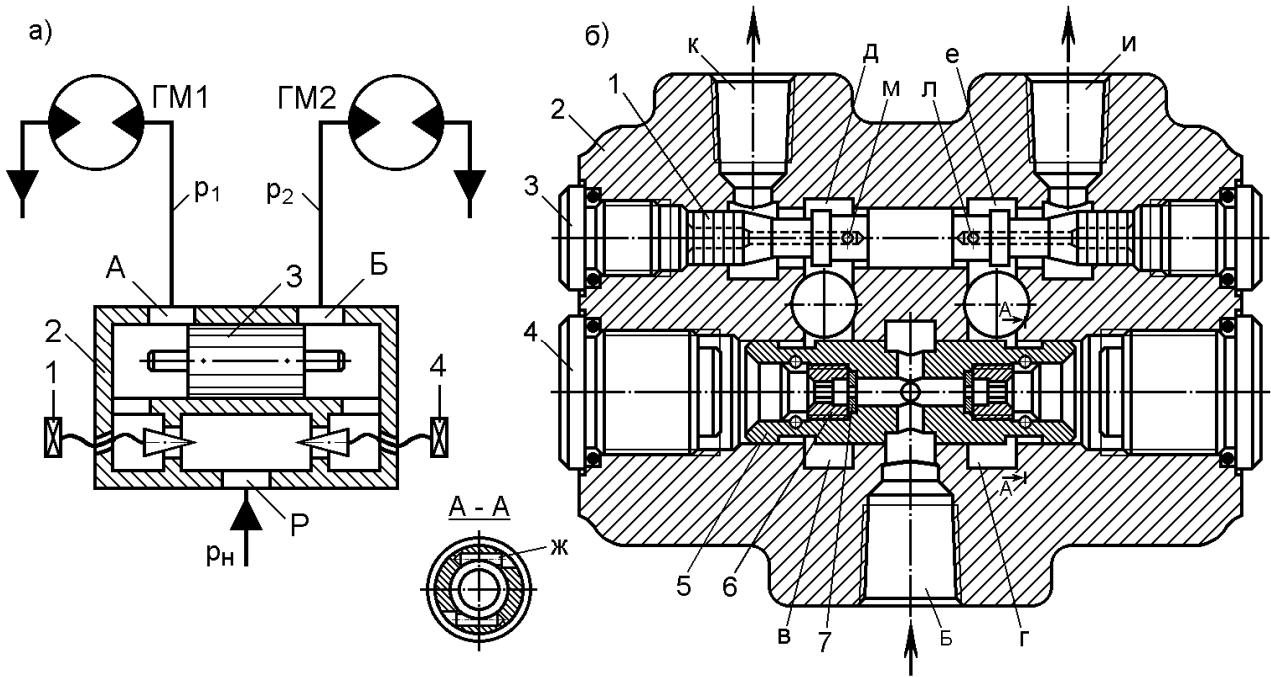


Рис. 43. Принципиальная схема делителя расхода (а) и конструкция клапана типа КД (б)

5.3. Дополнительные устройства гидротрансформаторов

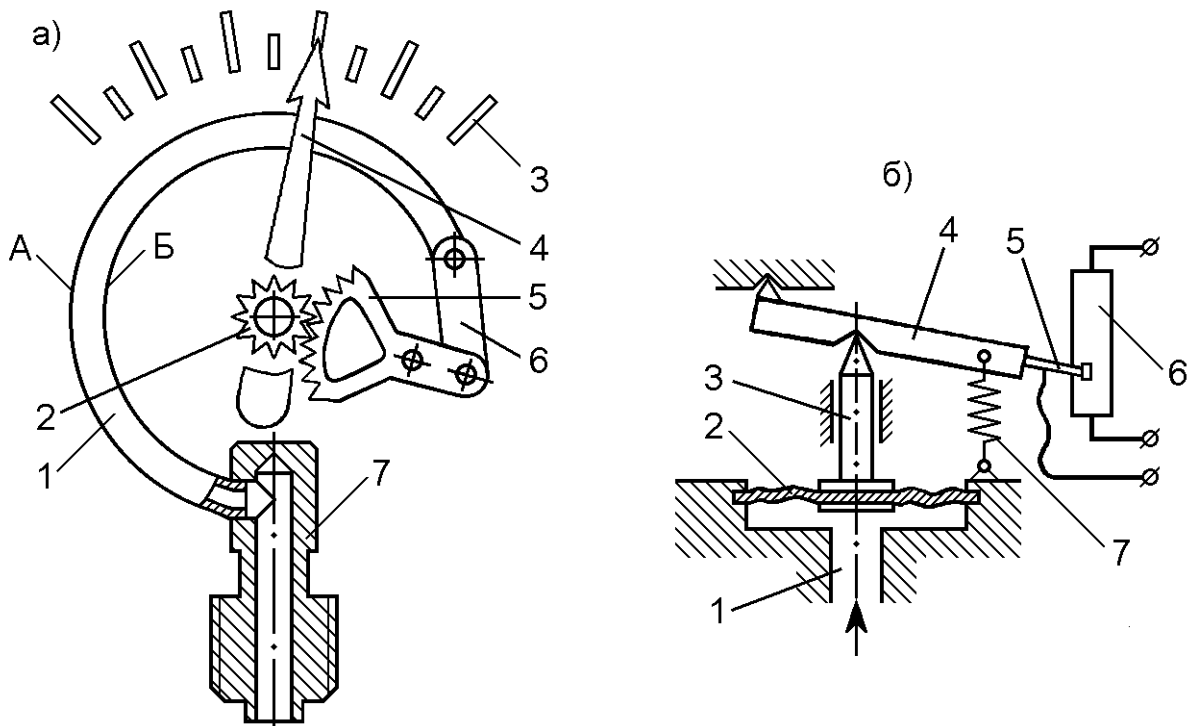


Рис. 44. Схемы манометра (а) и датчика давления (б)

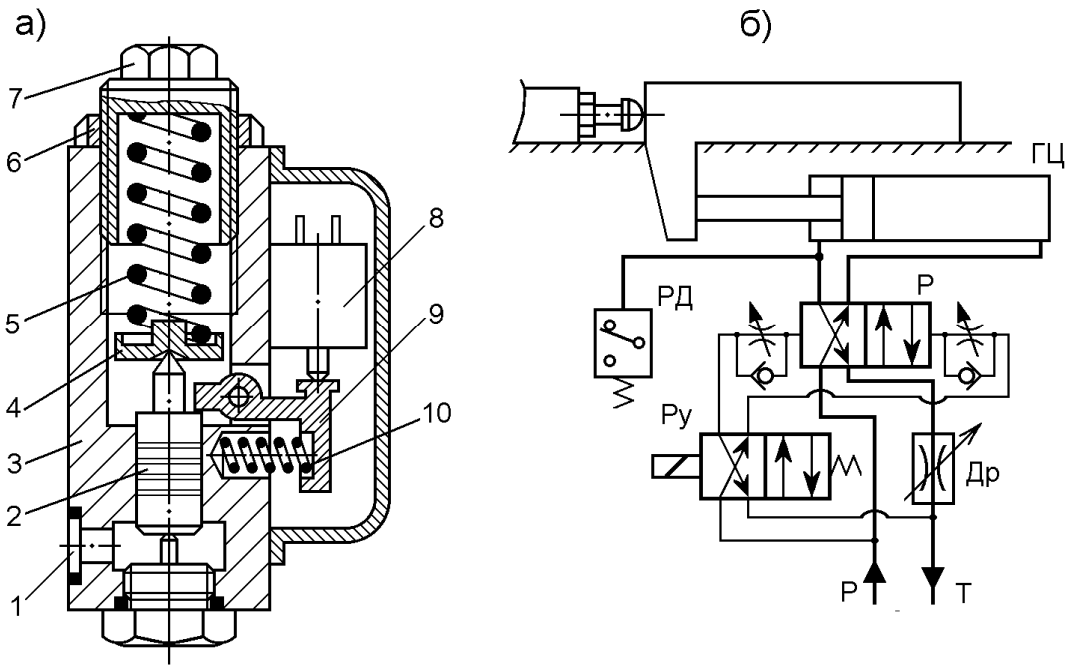


Рис. 45. Конструкция реле давления (а) и схема его применения (б)

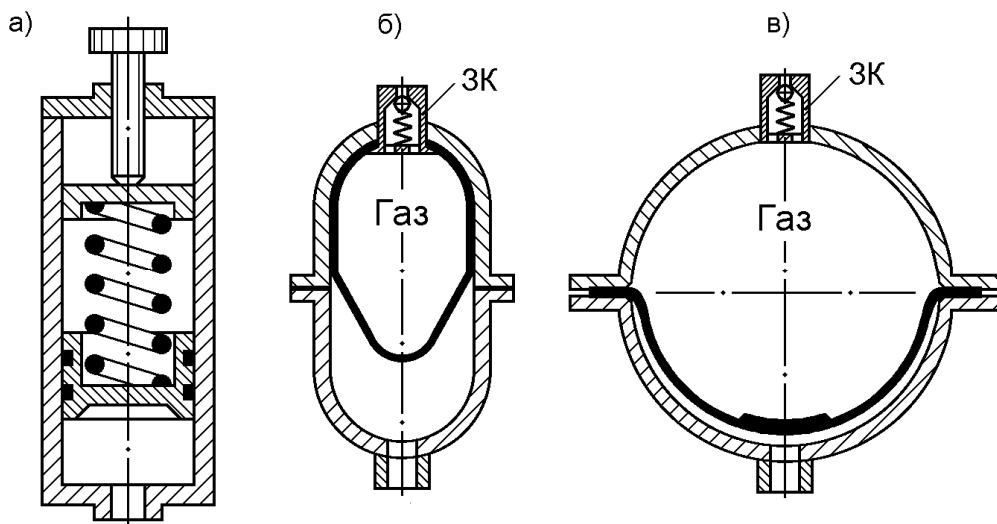


Рис. 46. Схемы гидроаккумуляторов

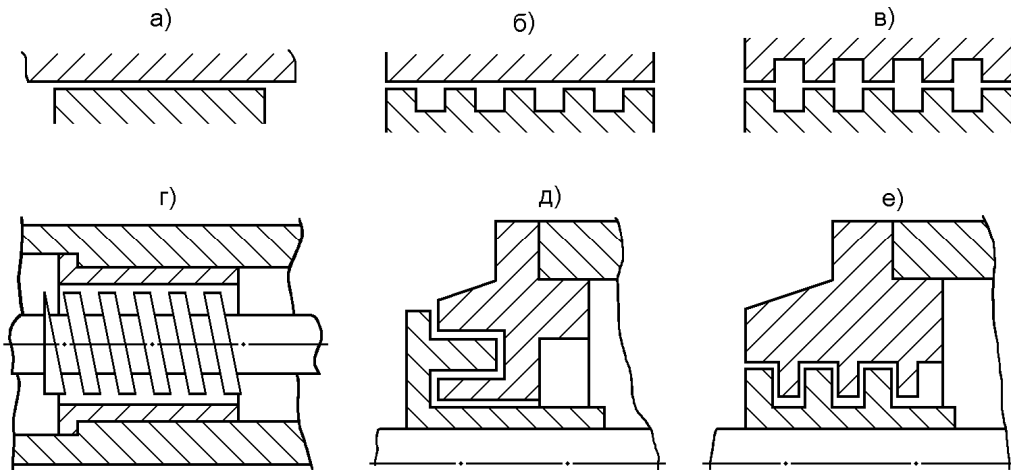


Рис. 47. Схемы бесконтактных (щелевых) уплотнений

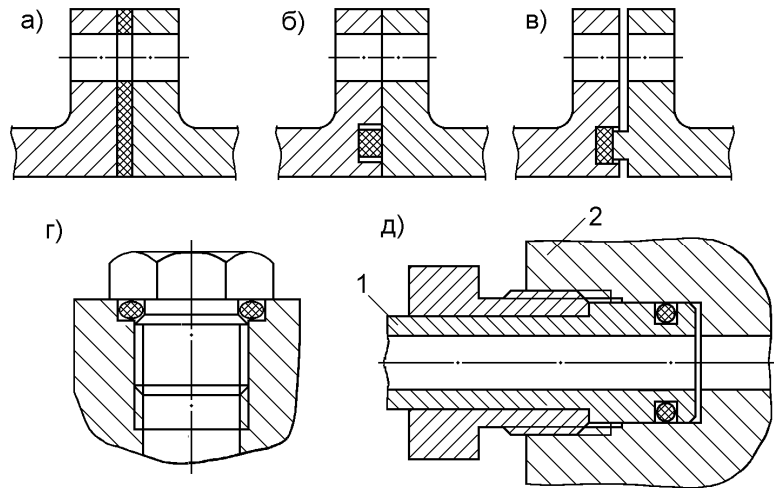


Рис. 48. Схемы герметизации неподвижных соединений

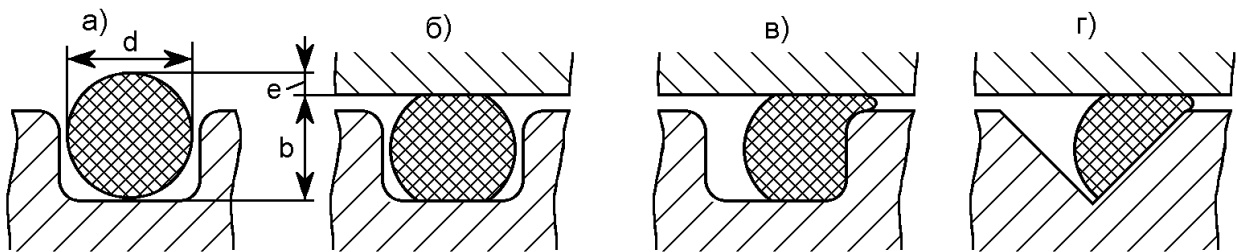


Рис. 49. Схемы уплотнения резиновым кольцом круглого сечения

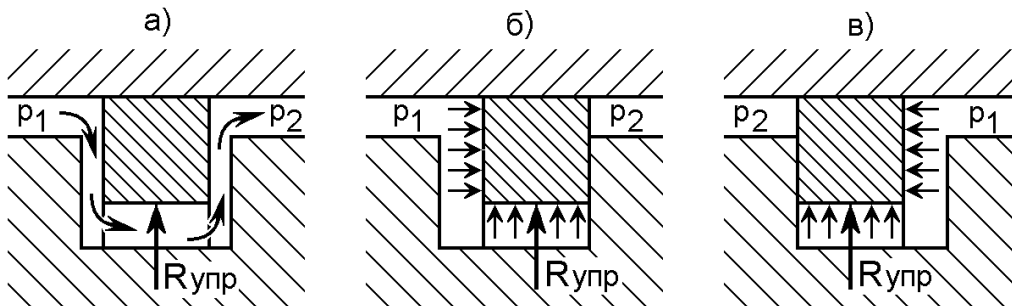


Рис. 50. Схемы работы уплотнения в виде металлического разрезного кольца

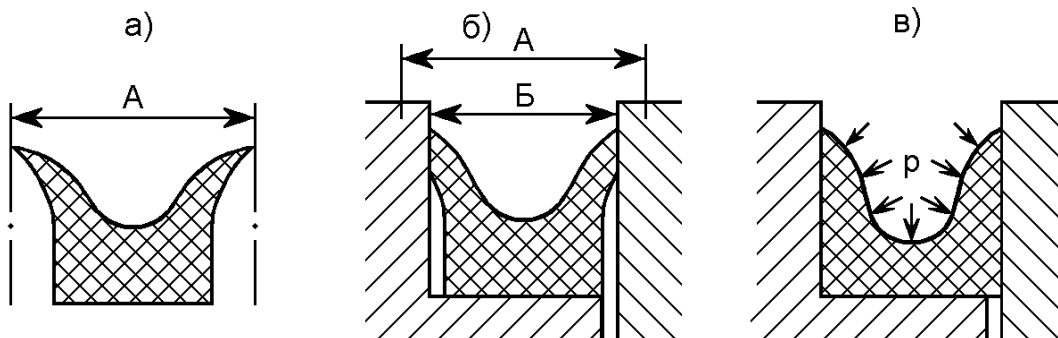


Рис. 51. Схема действия манжетного уплотнения

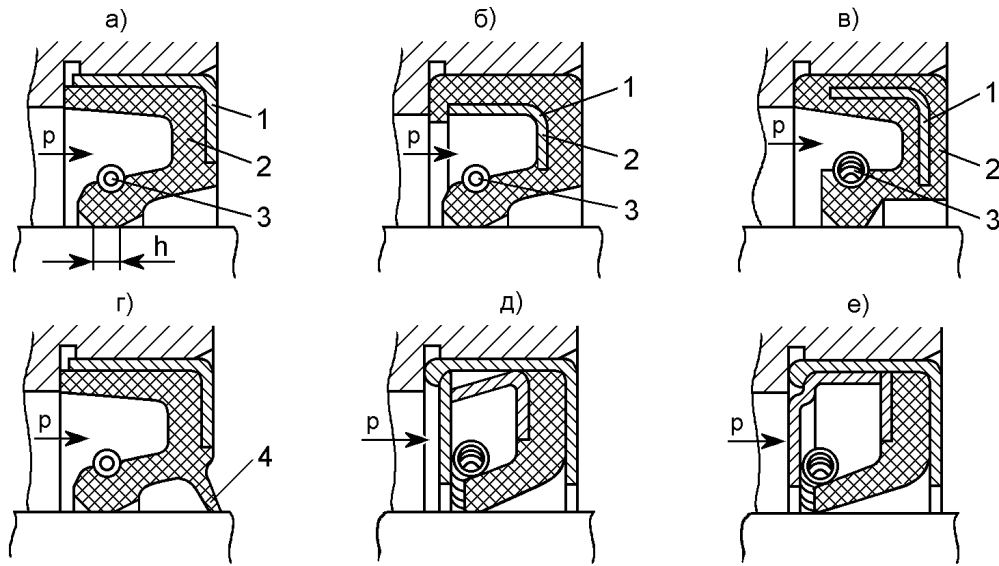


Рис. 52. Манжеты для уплотнения вращающихся валов

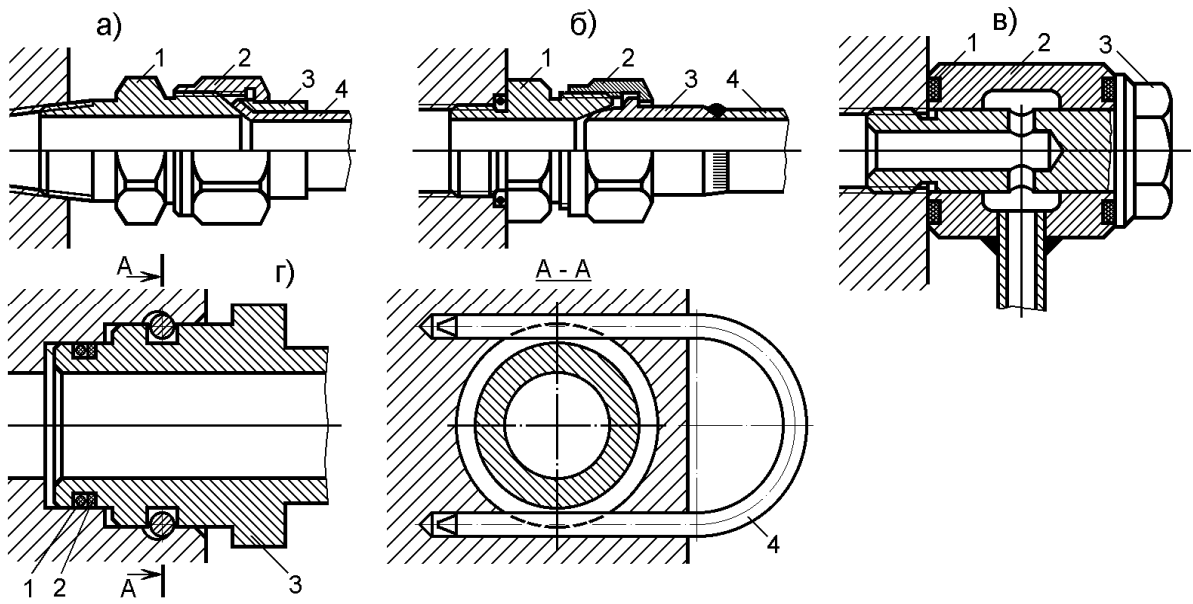


Рис. 53. Соединения трубопроводов

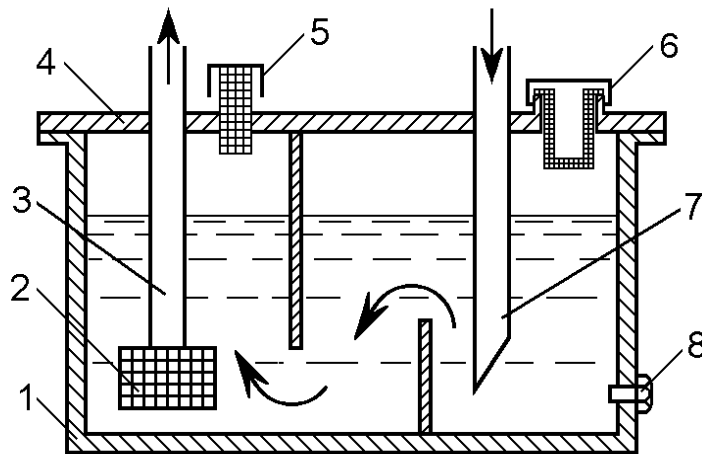


Рис. 54. Схема гидробака

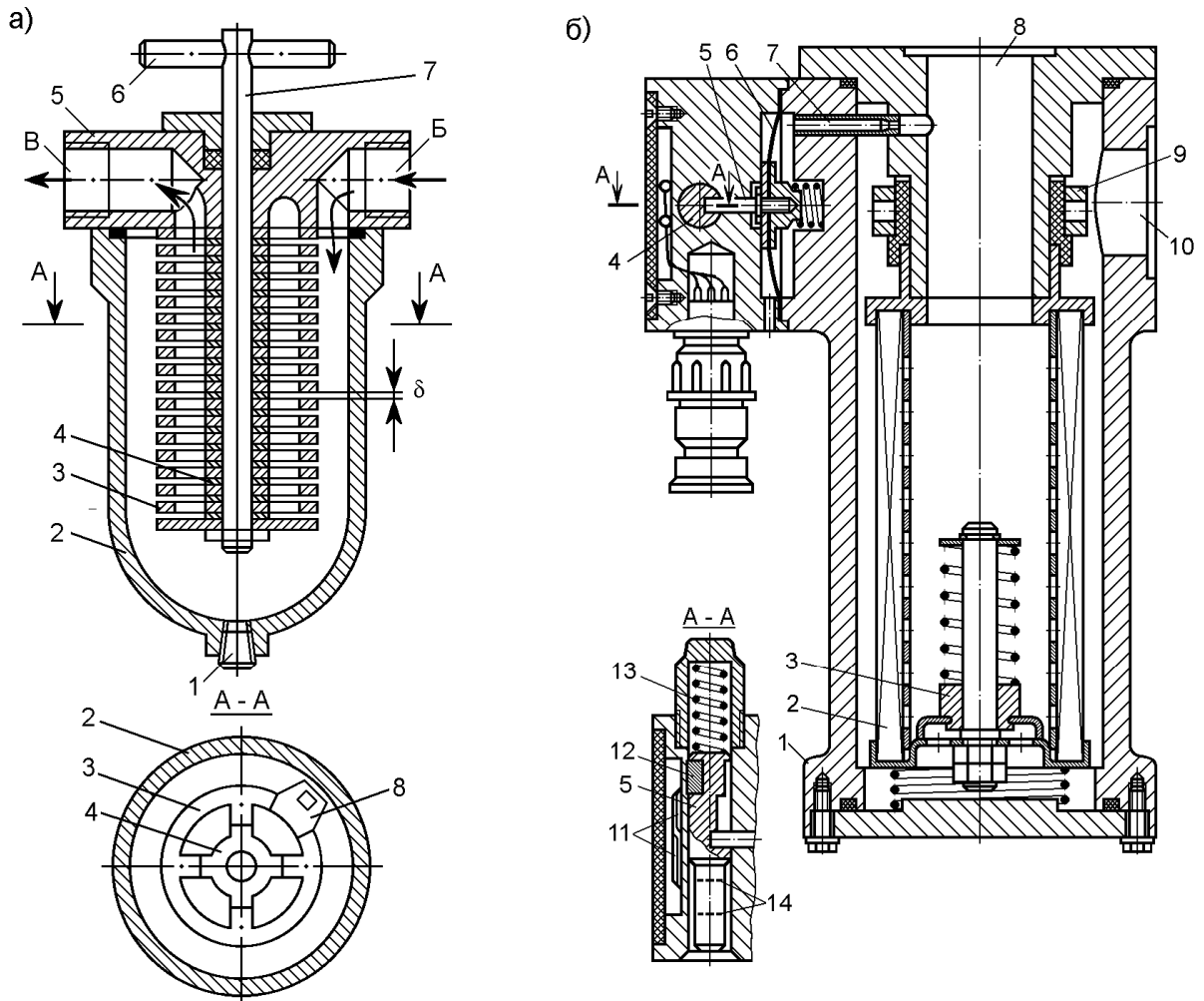


Рис. 55. Конструкции фильтров щелевого (а) и типа ФВСМ (б)

5.4. Типовые гидравлические схемы

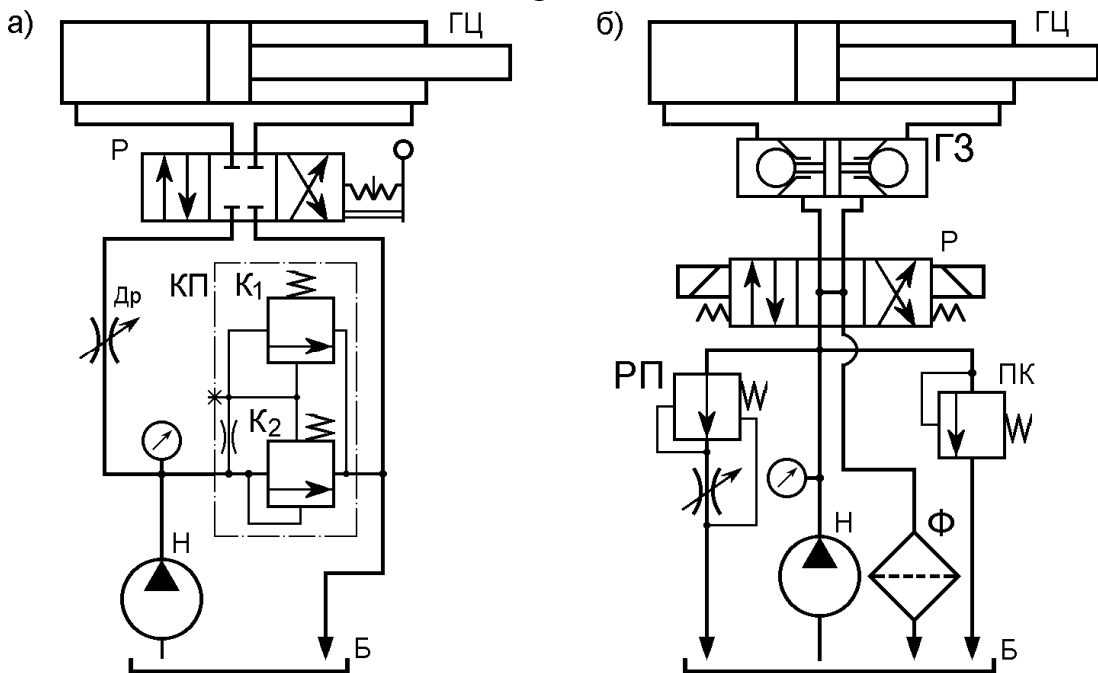


Рис. 56. Схемы поступательного движения рабочего органа

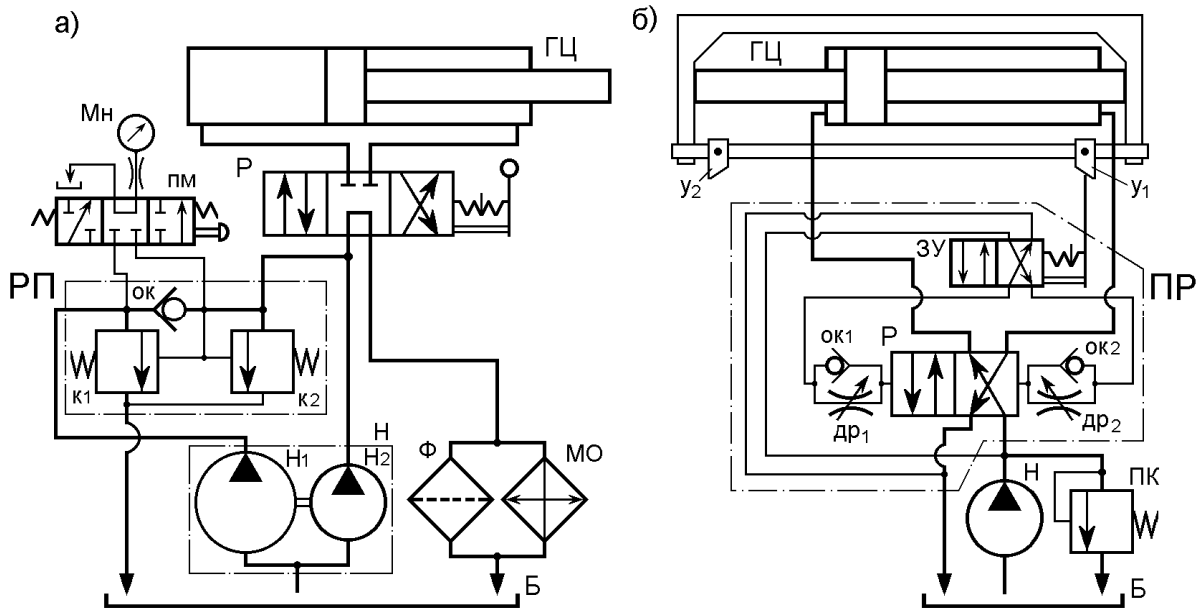


Рис. 57. Схемы с разделительной панелью (а) и панелью реверса (б)

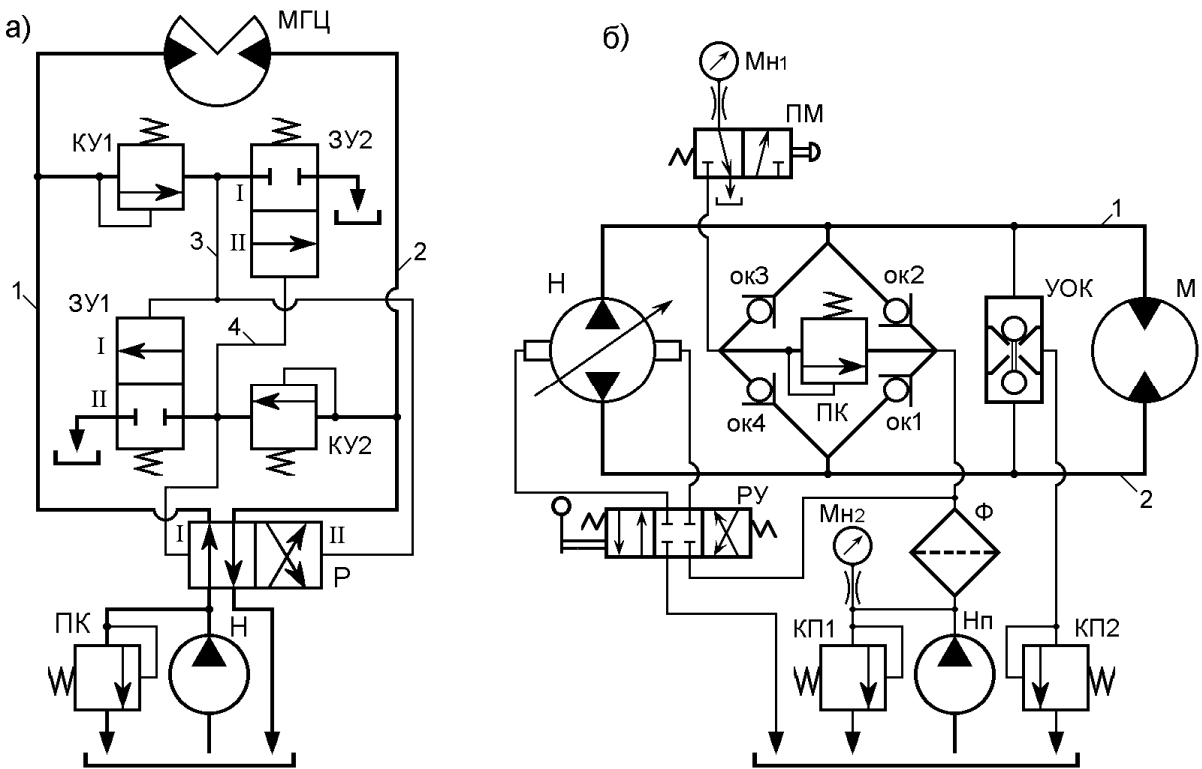


Рис. 58. Схемы с автоматическим колебательным движением (а) и с замкнутой циркуляцией жидкости (б)

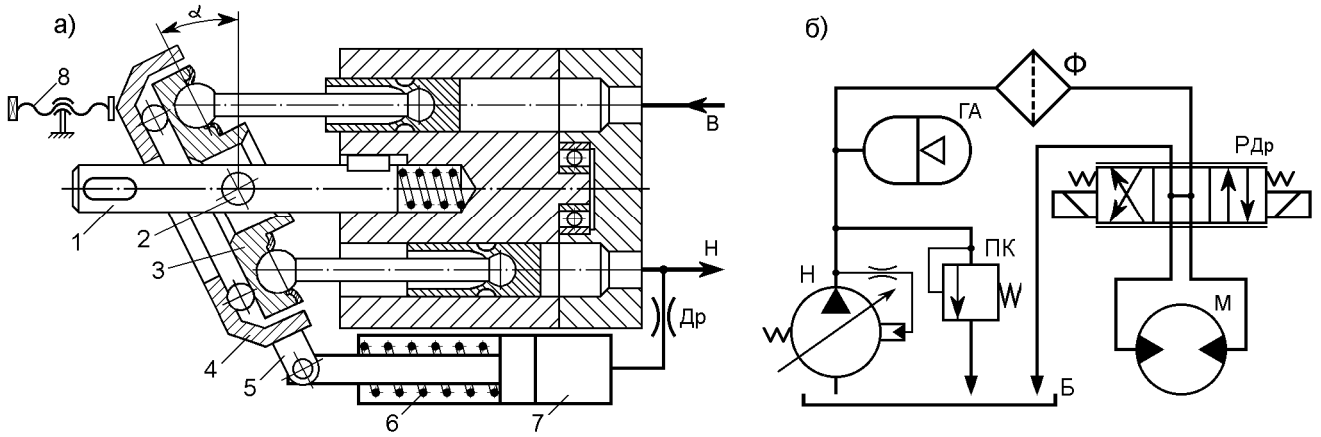


Рис. 59. Схемы аксиально-поршневого насоса с авторегулятором (а) и примера его применения (б)

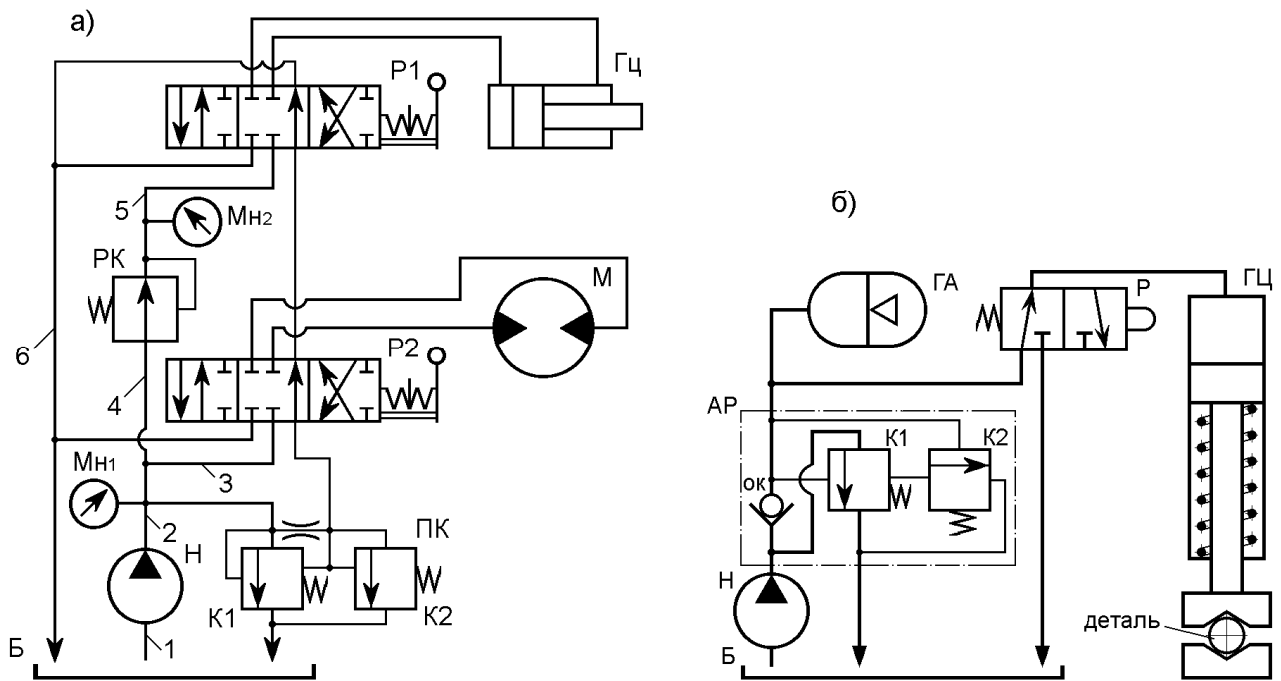


Рис. 60. Схемы разгрузки насоса во время паузы

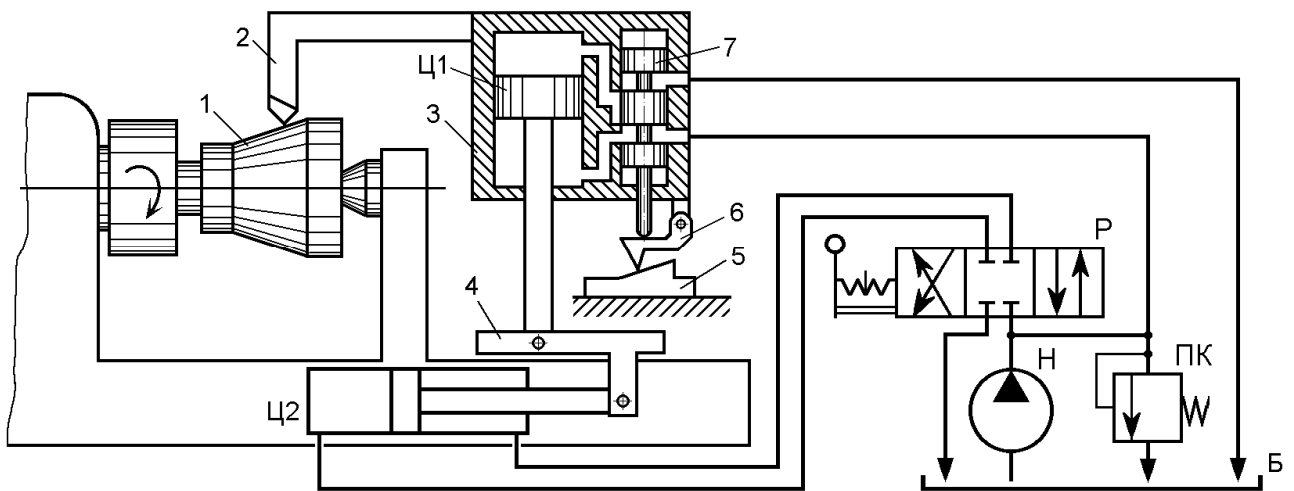


Рис. 61. Схема токарного станка с гидрокопировальным устройством

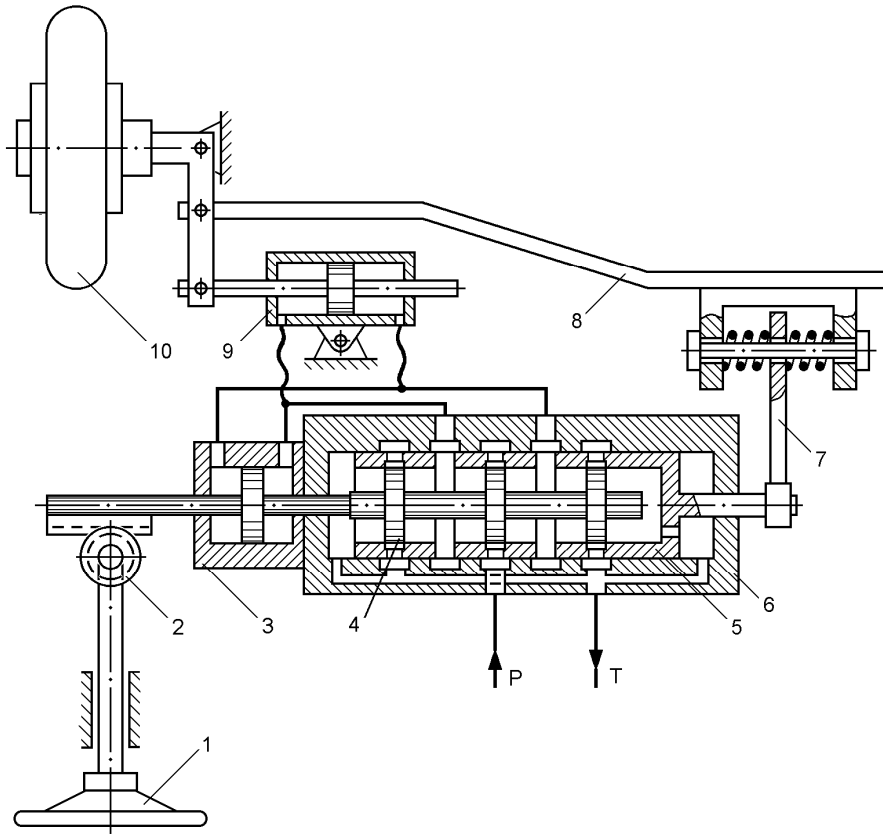


Рис. 62. Схема гидроусилителя рулевого управления автомобиля

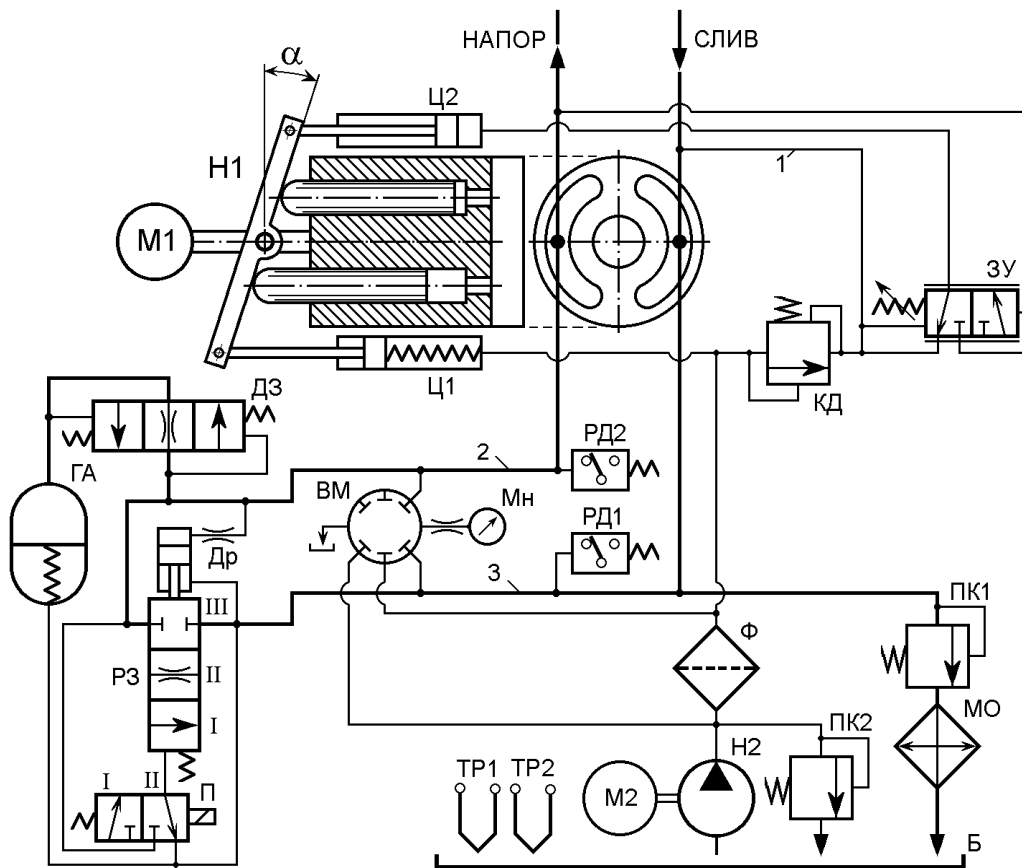


Рис. 63. Схема насосной установки типа Г48-44 портального робота модели М40П

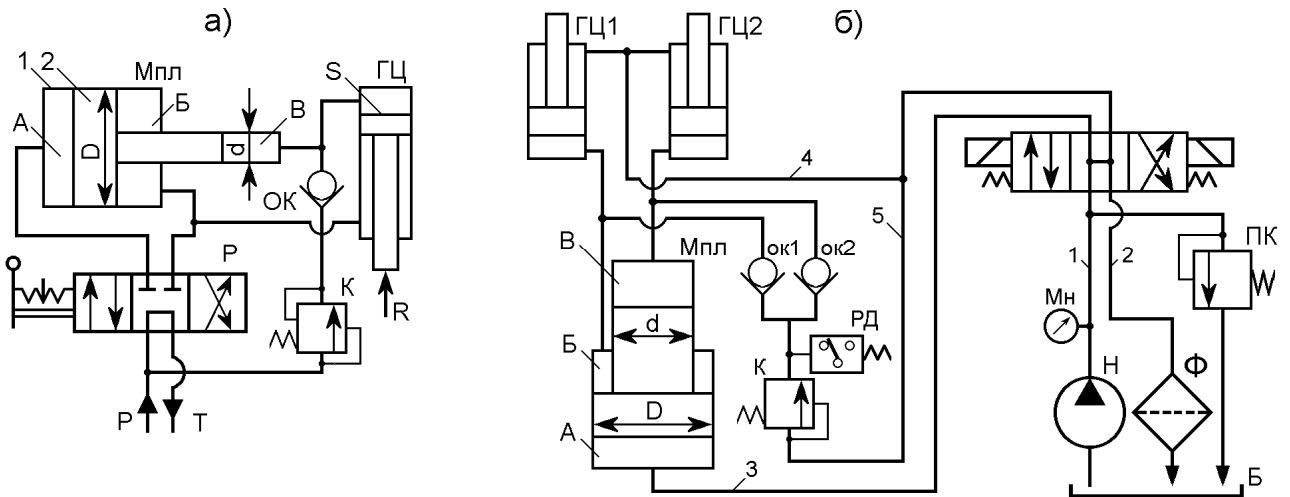


Рис. 64. Схемы применения мультипликатора

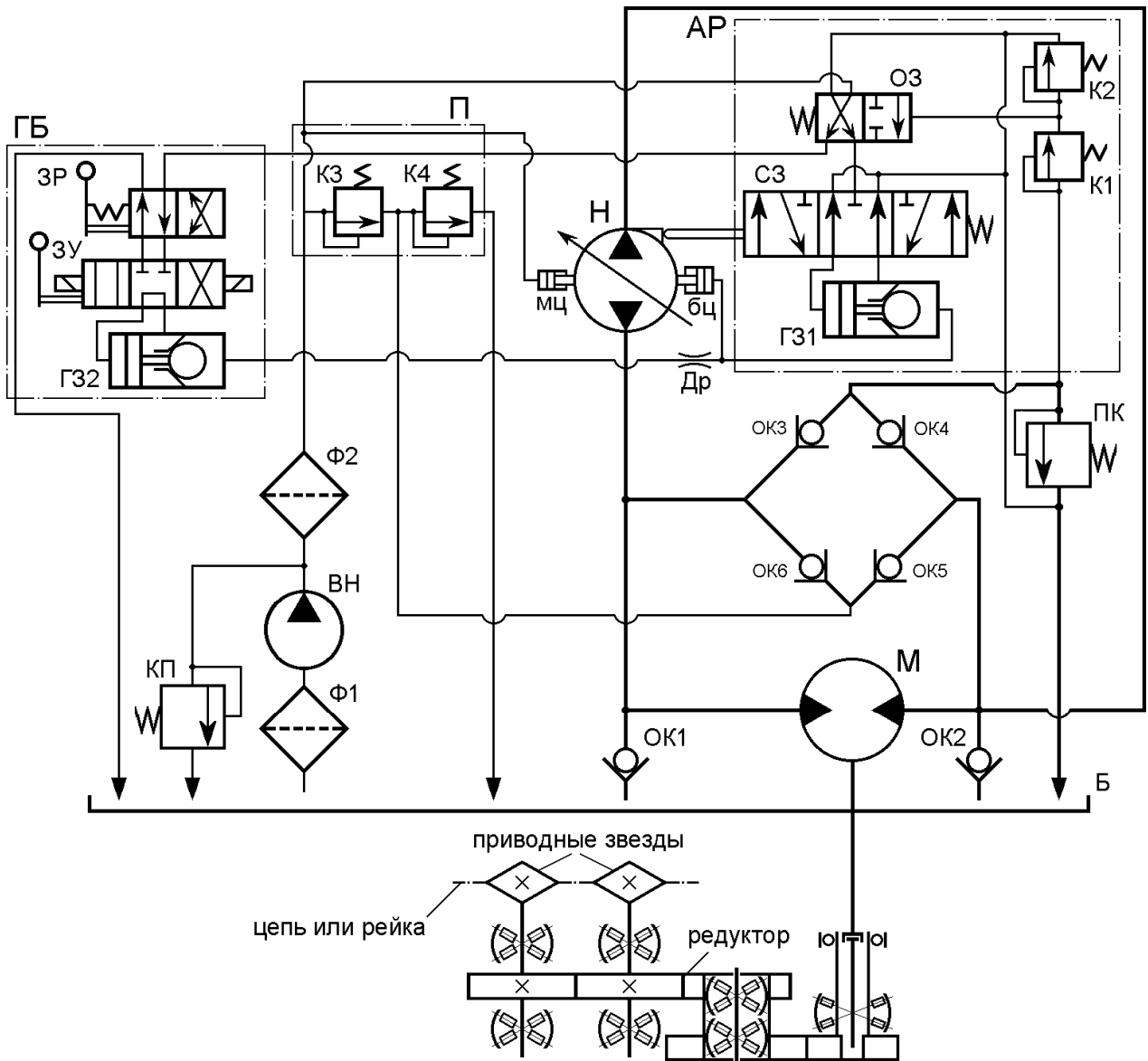


Рис. 65. Схема гидравлического механизма подачи очистного комбайна

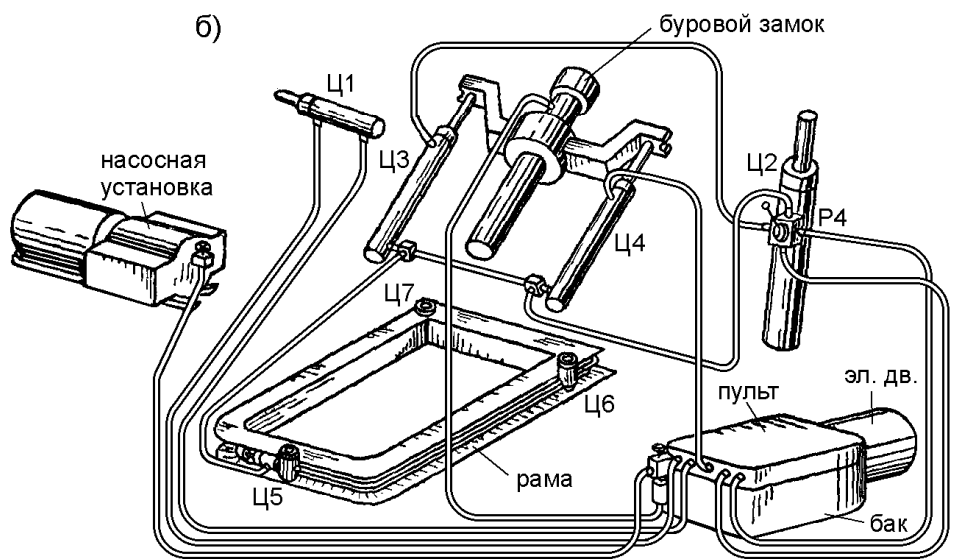
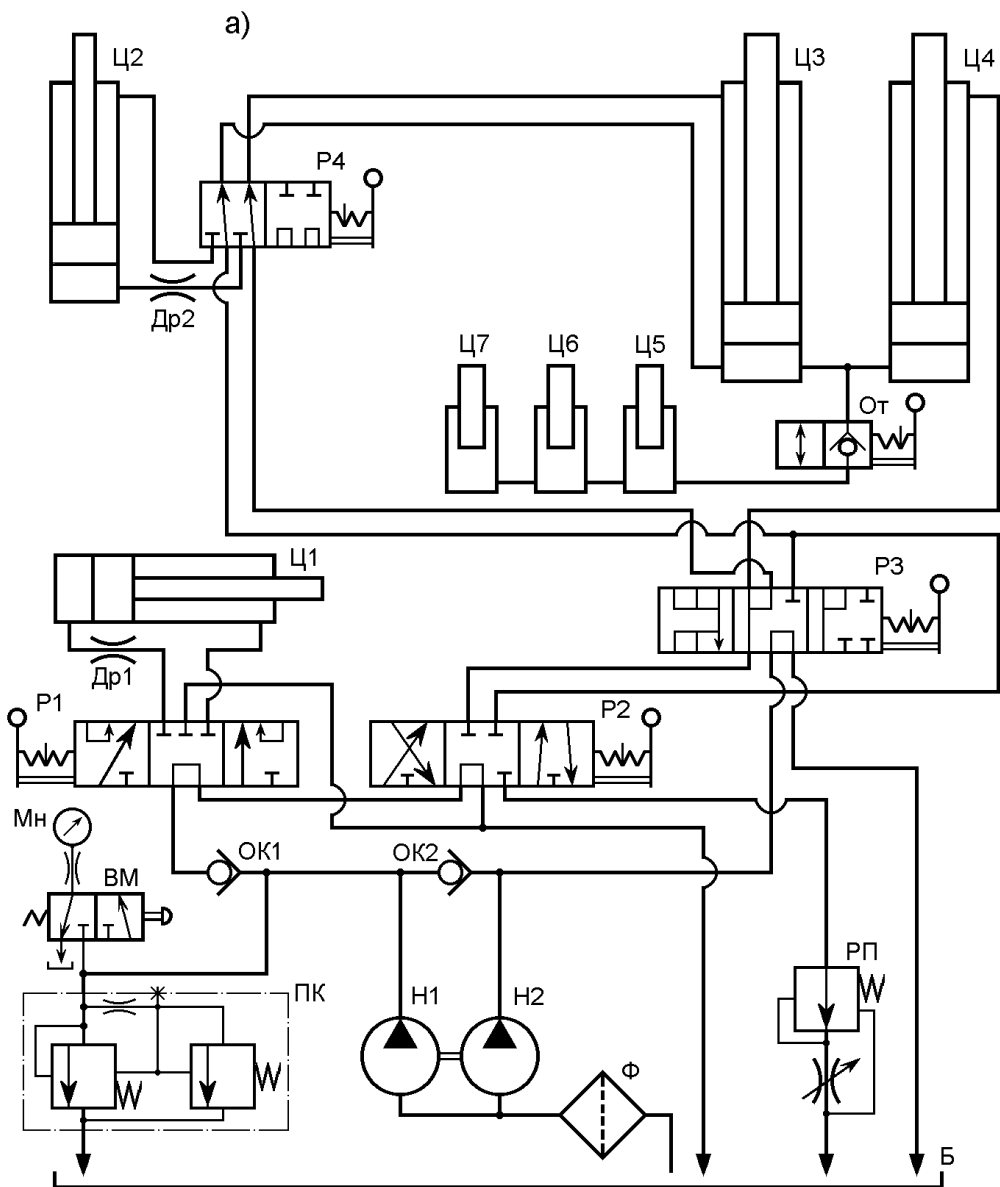


Рис. 66. Схема механизма подачи бурового станка БГА2М

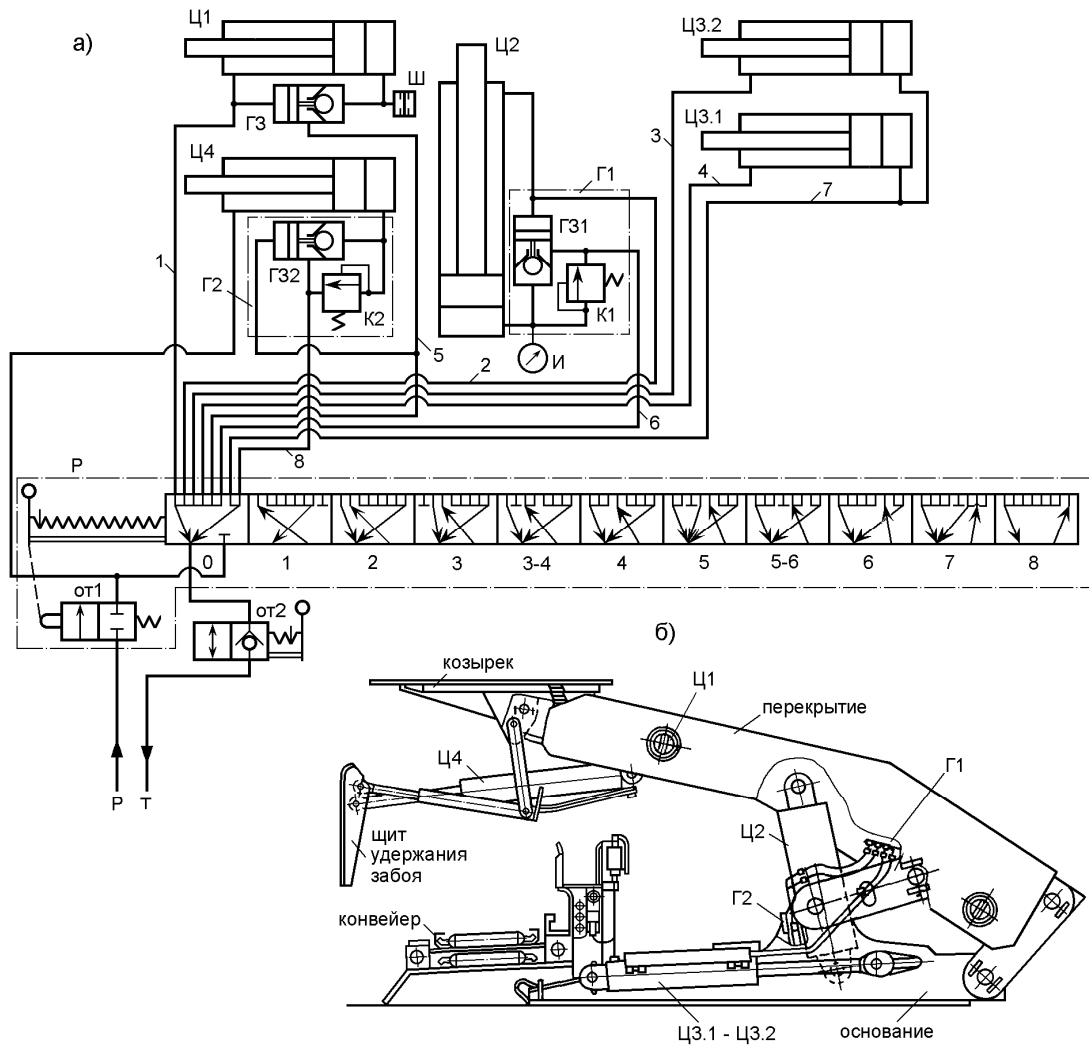


Рис. 67. Схема гидрооборудования линейной секции крепи 2ОКП70

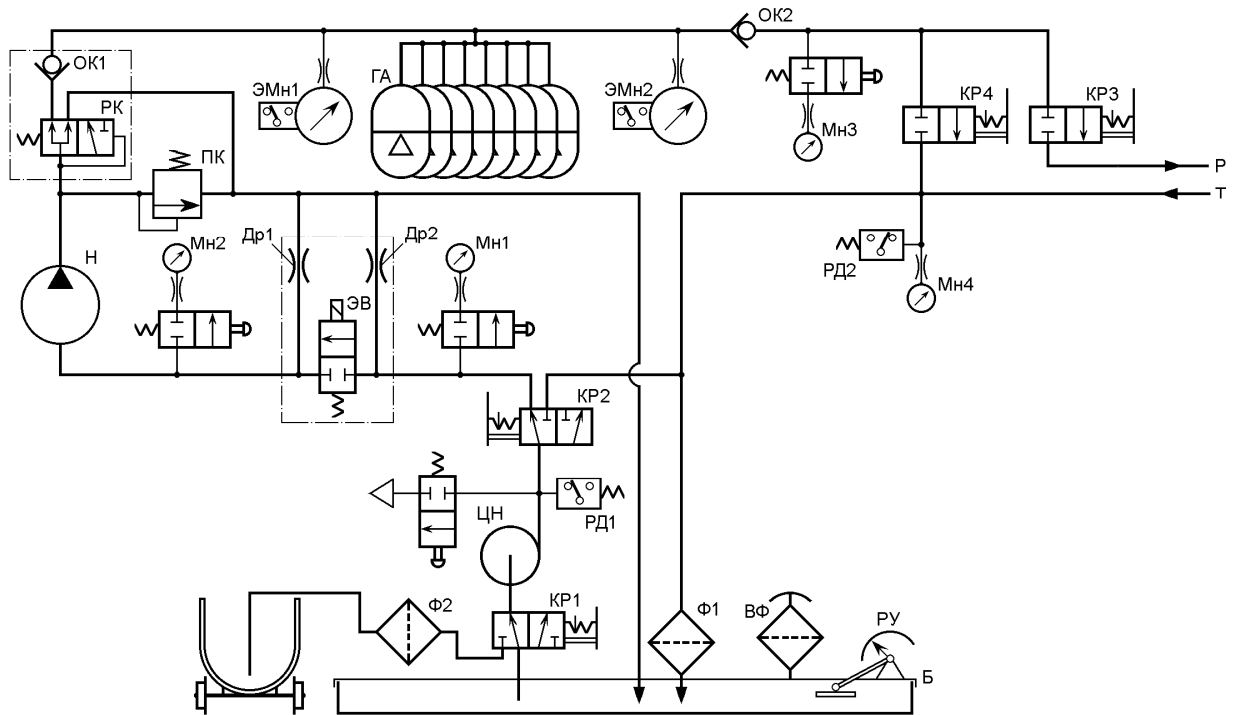


Рис. 68. Схема насосной станции типа СНТ

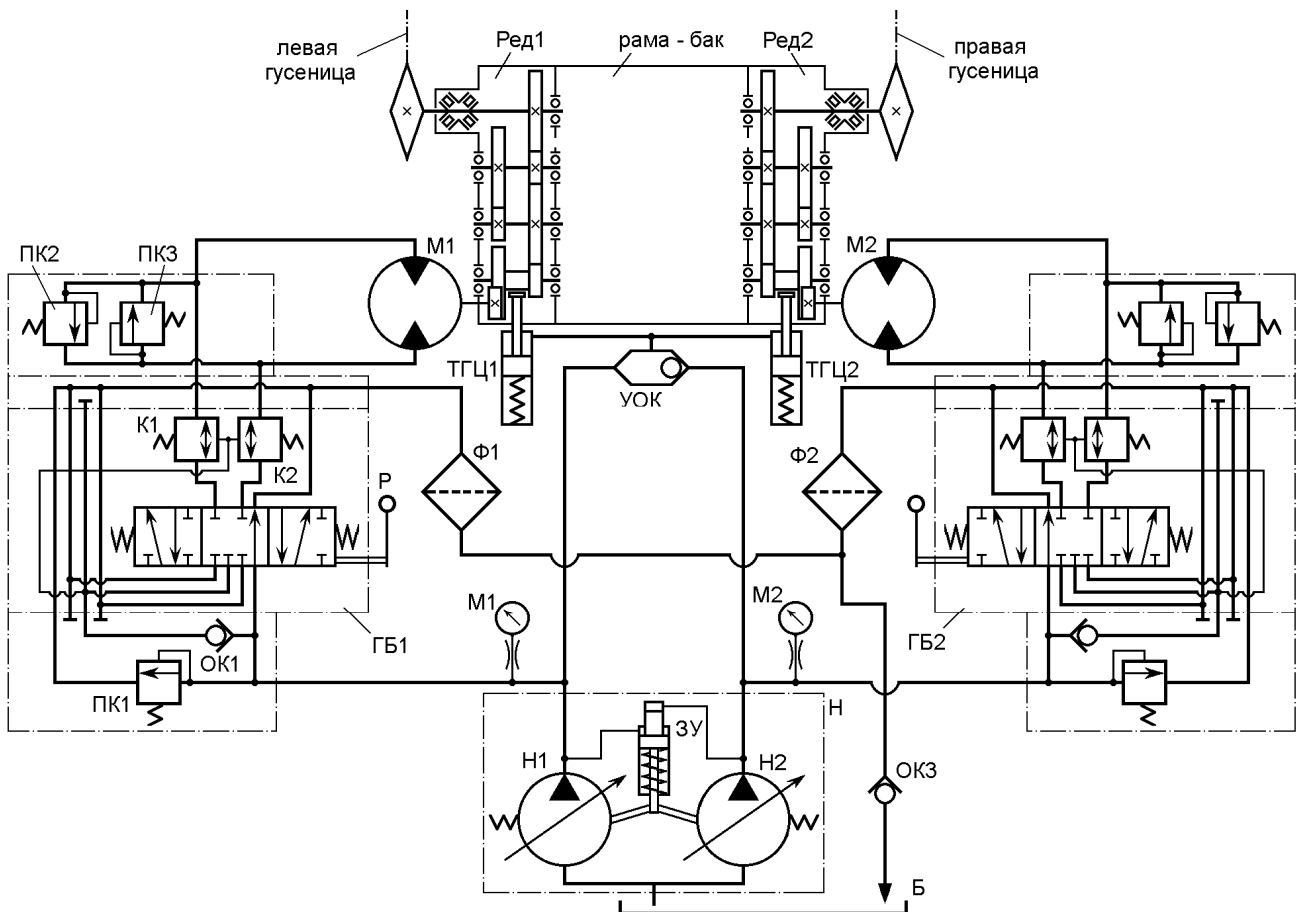


Рис. 69. Гидрокинематическая схема привода гусеничного хода погрузочной машины МПКЗ

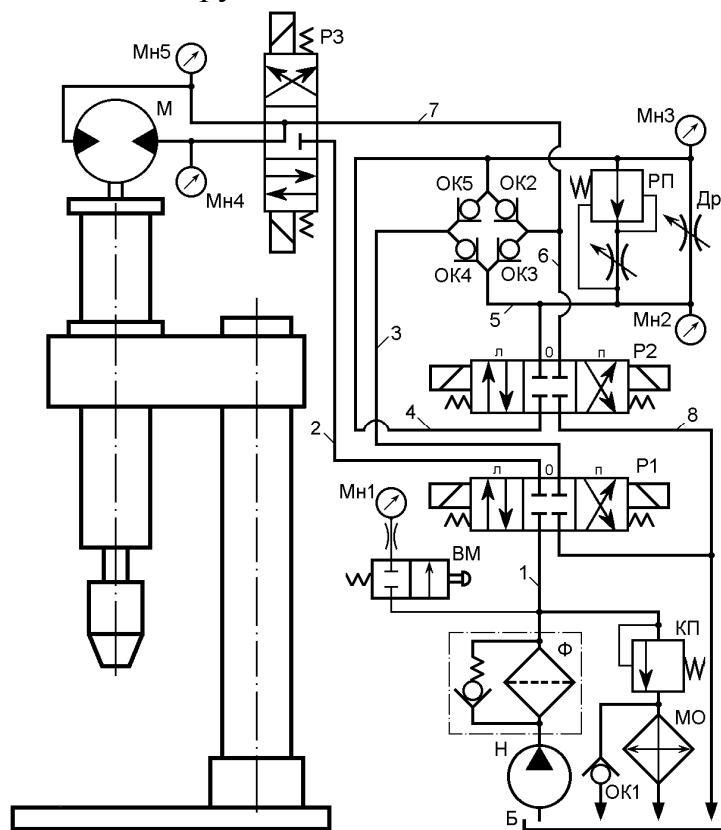


Рис. 70. Схема сверлильного станка с гидравлическим приводом

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Скорняков Н.М. Гидро- и пневмопривод: теоретический курс с приложением альбома конструкций: учеб. пособие / Н.М. Скорняков, В.Н. Вернер, В. В. Кузнецов; ГУ КузГТУ. – Кемерово, 2003. – 224с.
2. Проектирование и расчет объемной гидropередачи: Учеб. пособие по выполнению курсовой работы. Н.М. Скорняков, В.Н. Вернер, А.А. Хорешок, В.В. Кузнецов. – Кемерово: КузГТУ, 2001.
3. Ковалевский В.Ф. Справочник по гидроприводам горных машин / В.Ф. Ковалевский, Н.Т. Железняков, Ю.Е. Бейлин. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Недра, 1973.
4. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. Т3. – М.: Машиностроение, 1978.
5. Васильченко В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: Справ. – М.: Машиностроение, 1983.
6. Свешников В.К. Станочные гидроприводы: Справ. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1998.
7. Свешников В.К. Гидрооборудование: Международный каталог. – М.: Секция «Машиностроение» РИА, 1995.
8. Гидравлическое оборудование для гибких производственных систем, модулей и других машин и механизмов: Каталог/ Под общ. ред. А.Я. Оксененко– М.: ВНИИТЭРМ, 1988.
9. Гидравлическое оборудование: Отраслевой каталог /Под общей ред. А.Я. Оксененко В 3 ч. – М.: ВНИИТЭРМ, 1992. – 450 с.
10. Оборудование для очистных и проходческих работ: Каталог. – М.: ЦНИЭИуголь, 1989.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие.	2
1. Насосы и гидродвигатели объемных гидропередат.	4
1.1. Конструкции объемных гидравлических насосов.	6
1.2. Конструкции объемных гидравлических двигателей.	19
2. Устройства управления, регулирования и защиты.	28
2.1. Распределители жидкости.	29
2.2. Регуляторы давления.	33
2.3. Гидравлические дроссели.	43
3. Дополнительные устройства гидропередат.	48
3.1. Устройства для измерения и контроля давления.	49
3.2. Герметизация (уплотнение) соединений гидравлических устройств.	51
3.3. Устройства кондиционирования рабочей жидкости.	58
4. Типовые гидравлические схемы.	61
4.1. Назначение и условные обозначения основного гидравлического оборудования на схемах по ГОСТ 2.780-68., 2.782-68.	61
4.2. Схемы с поступательным движением рабочего органа.	64
4.3. Схемы с вращательным движением рабочего органа.	67
4.4. Схемы с разгрузкой насоса от давления.	70
4.5. Схемы гидроусилителей.	71
4.6. Типовые гидросхемы.	72
5. Иллюстрации.	82
5.1. Объемные насосы и гидродвигатели.	82
5.2. Устройства управления, регулирования и защиты.	96
5.3. Дополнительные устройства гидропередат.	104
5.4. Типовые гидравлические схемы.	108
Список литературы.	114