

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

ГЛАВНОЕ УПРАВЛЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ, НАУКИ И КАДРОВ

УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ»

М. А. Жарский, Е. М. Белявская

ОСНОВЫ ГИДРАВЛИКИ И ГИДРОПРИВОДА

ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ

Для студентов специальностей 1-74 06 01 – техническое обеспечение процессов сельскохозяйственного производства, 1-74 06 04 – техническое обеспечение мелиоративных и водохозяйственных работ, 1-74 06 06 – материально-техническое обеспечение АПК

Горки 2005

Работа 1 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ РАДИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫХ ГИДРОМАШИН

Роторно-поршневая гидромашина имеет ротор (блок цилиндров) с расположенными в нем поршнями, статор, распределитель потоков жидкости. В зависимости от расположения цилиндров в роторе различают гидромашинны радиальные и аксиальные. В радиально-поршневой машине цилиндры расположены радиально, в аксиально-

поршневой – параллельно оси ротора или под небольшим углом к ней.

Различают радиально-поршневые гидромашины одноходовые (рис. 15.1, а, б) и многоходовые (рис. 15.1, в, г), с внешней (рис. 15.1, а, в) и внутренней (рис. 15.1, б, г) направляющей движения поршней. Во всех случаях рабочие камеры выполнены в блоке цилиндров 1 и замыкаются поршнями 2, взаимодействующими с направляющей 3 либо непосредственно, либо посредством опорных роликов 5 или шатунов 6. Управление потоками жидкости в цилиндрах обеспечивается с помощью распределителей 4 цапфенного, торцового или золотникового типов.

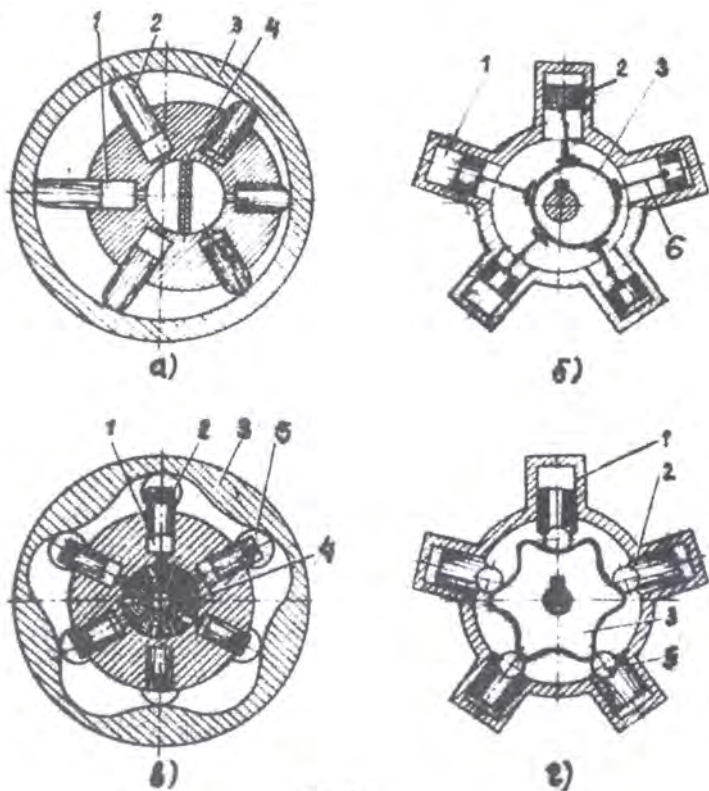


Рис. 15.1.

Гидромашины этого типа преимущественно необратимы, т. е. выпускаются для работы только в качестве насосов или гидромоторов. Гидромоторы бывают низкомоментные и высокомоментные. В первом случае отношение крутящего момента (Н·м) к частоте вращения вала (об/мин) меньше 10, во втором – больше 10.

Радиально-поршневые насосы применяются в стационарных установках и мобильных машинах большой мощности. Они способны работать в широких пределах давлений (до 100 МПа) и частот ротора (до 6000 об/мин). Гидромоторы этого типа применяются в гидроприводах мобильных машин. Объемный к. п. д. их составляет 0,9...0,98, общий к. п. д. – 0,7...0,9.

На рис. 15.2 представлена принципиальная схема регулируемого однорядного радиально-поршневого насоса однократного действия. Он состоит из статора 1, статорного кольца 2, ротора 6, в цилиндрах которого расположены поршни (плунжеры) 4, цапфенного распределителя 5. Последний представляет собой цапфу (неподвижную ось), на которой вращается ротор. В цапфе просверлены каналы 3 и 7 для

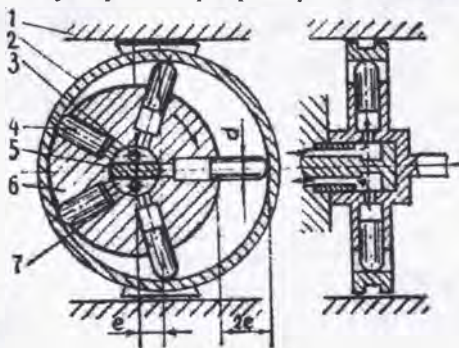


Рис. 15.2.

подвода и отвода жидкости. Они сообщаются с распределительными окнами, образованными внутренней цилиндрической поверхностью ротора, вырезами и перемычкой цапфы.

Вместе с ротором поршни вращаются, при этом непрерывно прижимаются к статорному кольцу. Прижим обеспечивается центробежными силами, а в ряде конструкций – дополнительно давлением масла от вспомогательного насоса или специальными пружинами. Так как ось ротора смещена относительно оси статорного кольца на величину эксцентриситета e , то поршни совершают в цилиндрах возвратно-

поступательное движение. За один оборот ротора каждый поршень совершает ход всасывания и ход нагнетания, равный $2e$. При направлении вращения, указанном на рис. 15.2 стрелкой, в цилиндрах, расположенных на верхней половине ротора, идет всасывание, на нижней — нагнетание.

Рабочий объем насоса (объем, вытесняемый поршнями за один оборот ротора при разности давлений на выходе и входе, равной нулю) вычисляется по формуле

$$q = 2es_n z_n, \quad (15.1)$$

где s_n — площадь сечения поршня;
 z_n — число поршней.

В регулируемом насосе рабочий объем и соответственно подача могут бесступенчато изменяться путем изменения величины эксцентриситета e , т. е. перемещения статорного кольца 2 в направляющих статора 1. Изменение направления подачи (реверсирование) обеспечивается изменением знака эксцентриситета.

Некоторые конструкции насосов имеют многорядное расположение поршней в роторах. Этим достигается не только большая подача, но и большая ее равномерность. Кроме того, для увеличения подачи применяются насосы многократного действия. В таком насосе внутренняя поверхность статорного кольца имеет специальный волнистый профиль, перемещаясь по которому каждый поршень совершает за один оборот ротора несколько рабочих ходов. Центры статора и ротора совмещены, поэтому такой насос нерегулируемый.

Принцип многократности действия используется также в высокомоментных гидромоторах, предназначенных для получения больших крутящих моментов при сравнительно небольших частотах вращения вала ротора (до 150 об/мин). Они применяются для вращения ведущих колес мобильных машин.

На рис. 15.3 представлены принципиальная схема и общий вид высокомоментного гидромотора однократного действия с эксцентриковым валом. Такой гидромотор применяется для поворота платформы в экскаваторах. Эксцентриковый вал вращается в двух роликоподшипниках 9, один из которых установлен в корпусе 7 гидромотора, а второй — в крышке 10. С эксцентриком постоянно контактируют пять шатунов 4, соединенных шаровыми шарнирами с поршнями 6. Боковое смещение шатунов 4 ограничено пластинами 13, а отрыв их от поверхности эксцентрика предотвращается упорными кольцами 8. К корпусу 7 гидромотора прикреплен корпус 2 золотникового распределителя, предназначенного для направления рабочей жидкости в цилиндры и выпуска ее в сливную линию. Золотник 1 вращается от экс-

центрикового вала 11 посредством муфты 14. Он имеет кольцевые канавки и окна для сообщения нагнетательного и сливного трубопроводов, присоединенных к корпусу 2, с рабочими полостями цилиндров. Золотник и поршни уплотнены в цилиндрах фторопластовыми кольцами.

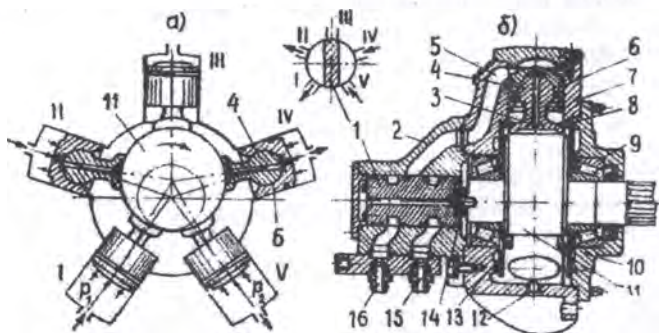


Рис. 15.3.

Принцип работы гидромотора заключается в следующем. Из нагнетательного трубопровода жидкость под давлением поступает в канал 16 распределителя, оттуда в выточку и распределительные окна золотника 1, далее в каналы 5, по которым подводится в рабочие полости двух или трех цилиндров (в зависимости от положения окон золотника относительно отверстий корпуса 2 распределителя). Под давлением жидкости поршни в этих цилиндрах перемещаются к центру и через шатуны приводят во вращение эксцентриковый вал. В остальных цилиндрах поршни под действием эксцентрика совершают движение от центра и вытесняют жидкость через каналы 5, распределительные окна и выточку золотника в канал 15 и далее в сливной трубопровод. Например, в положении, представленном на принципиальной схеме (см. рис. 15.3 а) поршни цилиндров I и II совершают рабочий ход, поршень цилиндра III находится в мертвой точке, поршни цилиндров IV и V вытесняют жидкость в сливную линию.

При работе гидромотора небольшая часть жидкости продавливается через зазоры в сопряжениях и сливается во внутреннюю полость корпуса 7; во избежание повышения давления в ней и повреждения каркасного уплотнения на валу она отводится через штуцер 12 и присоединенный к нему дренажный трубопровод в бак.

На рис. 15.4 представлен высокомоментный гидромотор типа МР с

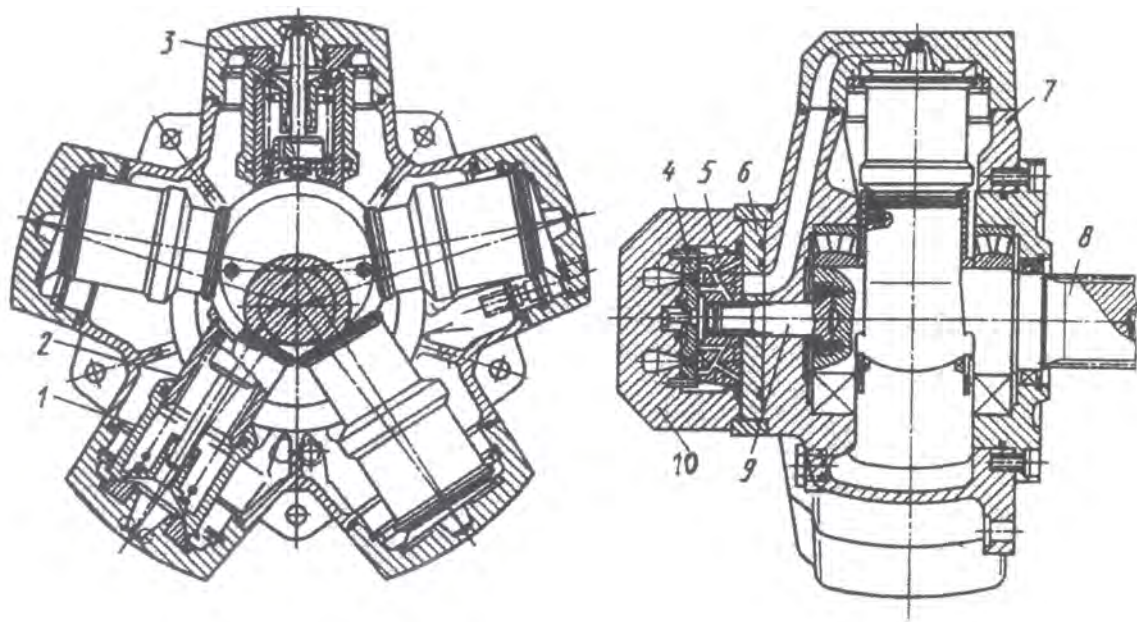


Рис. 15.4.

качающимися цилиндрами. В корпусе 7 гидромотора на двух подшипниках установлен вал 8 с эксцентриком. Поверхность эксцентрика путем напыления покрыта молибденом, что не только обеспечивает ее высокую твердость, но и создает микропористую структуру, улучшающую условия граничной смазки и повышающую износостойкость. На эксцентрик опираются пять полых поршней 2 со сферическими поверхностями. Поршни перемещаются в цилиндрах 1. Последние опираются на сферические опоры 3, позволяющие цилиндрам совершать угловые колебания. Для исключения перекоса поршня относительно цилиндра предусмотрен направляющий стержень. Предварительное прижатие каждого поршня к сферической поверхности эксцентрика и цилиндра к сферической поверхности опоры осуществляется с помощью пружины. Ось качающегося поршня всегда проходит через центр окружности эксцентрика.

Распределитель торцового типа состоит из вращающегося диска 5, прилегающего к реактивному диску 6, и опорного диска 4, расположенного в крышке 10, к отверстиям в которой присоединяются нагнетательный и сливной трубопроводы. Распределительный диск вращается от эксцентрикового вала посредством промежуточного вала 9.

Порядок выполнения работы.

1. Используя методические указания, плакаты, учебные разрезы, отдельные детали, изучить устройство, принцип действия, технические характеристики радиально-поршневых гидромашин.
2. Выполнить необходимые измерения параметров и вычислить по формуле (15.1) рабочий объем гидромотора.

Контрольные вопросы

1. Объяснить устройство и принцип действия радиально-поршневых гидромашин.
2. Как обеспечивается регулирование и реверсирование подачи в радиально-поршневом насосе?

Работа 2 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫХ ГИДРОМАШИН

Аксиально-поршневые гидромашинны широко применяются в объемных гидроприводах передвижных и стационарных машин. Они отличаются компактностью и низкой удельной металлоемкостью (3–10 кг/кВт), высоким к. п. д. (объемным до 0,97...0,99 и общим до 0,96),

пригодны для работы при высоких частотах вращения вала (до 4000 об/мин) и давлениях (преимущественно до 35 МПа и реже до 55 МПа), обладают сравнительно малой инерционностью.

Различают гидромашины с наклонным блоком и с наклонным диском. Принципиальные схемы их представлены на рис. 16.1.

Насос с наклонным блоком (рис. 16.1, а) состоит из приводного вала 1, соединенного жестко с диском 2, блока цилиндров 4 с поршнями 5, штоков 3 и неподвижного распределительного диска 6. Ось блока цилиндров расположена под углом γ к оси приводного вала. Штоки 3 соединены с диском 2 и поршнями 5 шаровыми шарнирами. Торцовая плоскость блока цилиндров плотно прижата к распределительному диску 6 с помощью пружины (на схеме не показана).

Распределительный диск имеет дугообразные окна 7 (рис. 16.1, в), через которые жидкость всасывается и нагнетается поршнями. Между окнами 7 сделаны перемычки шириной b , отделяющие полость всасывания от полости нагнетания. При вращении блока цилиндров, наклоненного под углом γ к оси приводного вала, каждый поршень в течение первой половины оборота блока совершает всасывание жидкости в цилиндр и в течение второй половины оборота, при своем обратном ходе, — нагнетание. Положение всасывания и нагнетания согласовано

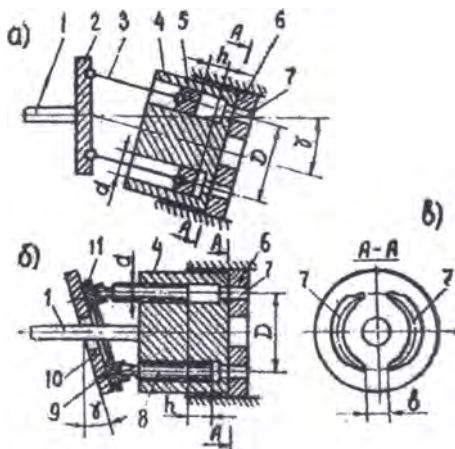


Рис. 16.1.

с размещением окон 7 в распределительном диске, направлением вращения приводного вала, знаком угла γ (+ или -). Если изменить на-

правление вращения вала l или знак угла γ то всасывающее и нагнетательные распределительные окна поменяются местами.

В насосе с наклонным диском (рис. 16.1, б) блок цилиндров 4 вращается от приводного вала l , расположенного соосно с ним. Плунжеры 8 опираются либо непосредственно (в малых насосах), либо посредством завальцованных на сферических головках их подпятников 9 на неподвижный наклонный диск 10. Поджим плунжеров с подпятниками к опорному наклонному диску и блока цилиндров к распределительному диску обеспечивается пружинами (на схеме не показаны).

Вследствие наклона диска 10 под углом γ к оси приводного вала каждый плунжер за один оборот блока цилиндров совершает всасывание и нагнетание жидкости. Соответствующее направление потоков обеспечивается положением распределительных окон 7. Устройство распределителя аналогично описанному выше.

Рабочий объем аксиально-поршневого насоса определяется по формуле

$$q = \frac{\pi}{4} d^2 z_n h = \frac{\pi}{4} d^2 z_n D t g \gamma, \quad (16.1)$$

где d – диаметр поршня (плунжера);

z_n – количество поршней (плунжеров);

D – диаметр окружности осей цилиндров;

h – ход поршня (плунжера).

Как видно из формулы, конструктивным параметром, позволяющим осуществить бесступенчатое регулирование рабочего объема и соответственно подачи насоса, является угол γ наклона блока цилиндров или опорного диска плунжеров к оси приводного вала. Промышленностью выпускаются насосы с постоянным углом γ , т. е. с постоянной подачей (их называют нерегулируемыми) и с бесступенчато изменяющимся углом γ (регулируемые насосы). Регулирование подачи в насосах малой мощности может осуществляться вручную с помощью несложных механизмов; в более мощных насосах предусмотрены для этой цели гидравлические или электрогидравлические усилители, управляемые вручную или автоматически.

Нерегулируемые насосы являются обратимыми гидромашинами, т.е. они без каких-либо изменений могут применяться в качестве гидромоторов. Регулируемые насосы необратимы. Наряду с ними в нашей стране и за рубежом выпускаются регулируемые гидромоторы, которые позволяют при постоянном расходе питающей жидкости обеспе-

чивать бесступенчатое регулирование скорости вращения вала путем изменения рабочего объема (посредством изменения угла γ).

В строительных, мелиоративных и других машинах, в особенности в гидравлических экскаваторах, широко применяются нерегулируемые и регулируемые гидромашинны серии 200. Это гидромашинны бескарданного типа с наклонным блоком, качающие узлы их унифицированы. Они рассчитаны на давление номинальное 16 или 20 МПа, максимальное кратковременное 32 МПа. С целью повышения технического ресурса в 1,5–2 раза, номинального давления до 32 МПа, максимального до 40 МПа разработан на основе серии 200 и выпускается типоразмерный ряд унифицированных гидромашин серии 300 [7, 8].

На рис. 16.2 представлен общий вид нерегулируемого насоса-гидромотора типа 210. Приводной вал 3 опирается на три шарикоподшипника: два радиально-упорных 9 и один радиальный 8.

В передней крышке на втулке 2 установлено манжетное уплотнение 4. В сферические гнезда фланца вала 3 входят семь шатунов 11, которые вместе с центральным шипом 18 прижаты к фланцу вала штампованной пластиной 21. Блок цилиндров 13 зафиксирован на шипе 18 с помощью штифта 19. Сферическая торцовая поверхность блока цилиндров 13 опирается на распределительный диск 14. Опорами центрального шипа 18 служат слева сферическая поверхность фланца вала 3, справа – бронзовая втулка 17, запрессованная в распределительный диск 14. Поршни 12 блока цилиндров завальцованы на шатунах 11.

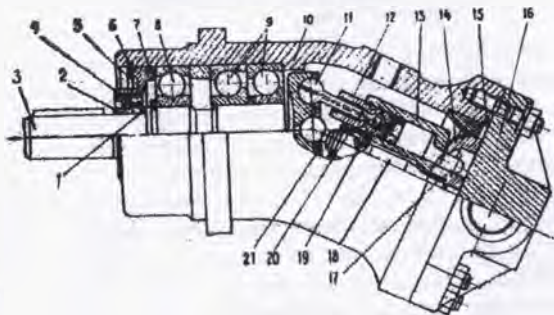


Рис. 16.2.

Таким образом, каждый шатун шарнирно соединяется с фланцем приводного вала и с поршнем. Предварительное прижатие блока цилиндров к распределительному диску обеспечивается тарельчатыми пружинами 20.

Регулируемый насос типа 207 (рис. 16.3) имеет качающий узел, унифицированный с вышеописанным нерегулируемым насосом 210,

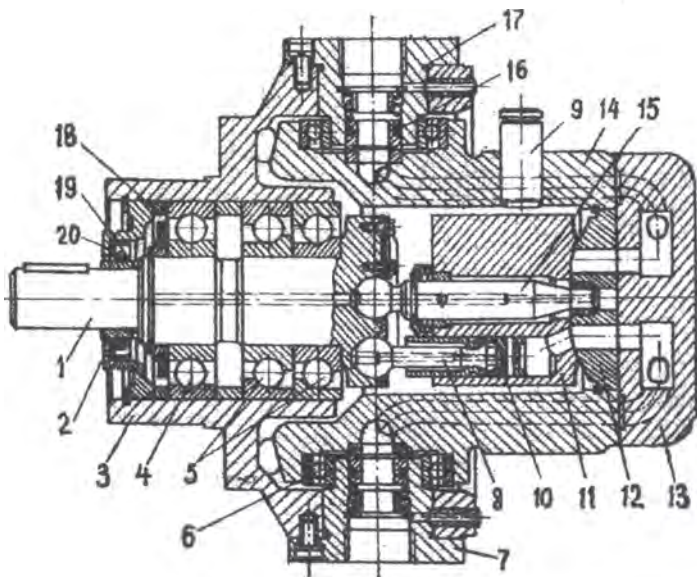


Рис. 16.3.

и отличается тем, что в нем создана возможность бесступенчатого изменения угла наклона блока в процессе работы. Подвижный корпус 14, в котором расположен блок цилиндров 11 с распределителем 12, с помощью усилия, приложенного к цапфе 9, может быть повернут в двух подшипниках 6 вокруг вертикальной оси относительно неподвижного корпуса 3 на угол от 0 до $\pm 25^\circ$. При постоянной частоте вращения приводного вала 1 подача жидкости изменяется пропорционально углу наклона блока цилиндров. Насосы типа 207 выпускаются в различных конструктивных исполнениях. В одном из них (реверсивном) предусмотрены поворот корпуса 14 (путем воздействия на цапфу 9) в обе стороны от нейтрального положения с помощью гидроусилителя и возможность работы такого насоса в гидрприводе с замкнутой циркуляцией потока, для чего к насосу присоединяется клапанная коробка, в которой размещены два обратных, два предохранительных, один подпорный клапаны и автоматический челночный золотник (назначение

их будет описано ниже). В других исполнениях для поворота корпуса 14 с целью регулирования подачи по давлению в линии нагнетания применяется так называемый регулятор мощности, описание которого дано ниже.

Регулируемый насос типа 313 и регулируемый гидромотор типа 312 (рис. 16.4) имеют принципиально иную конструкцию поворотного устройства блока цилиндров. Изменение угла наклона блока 1 цилинд-

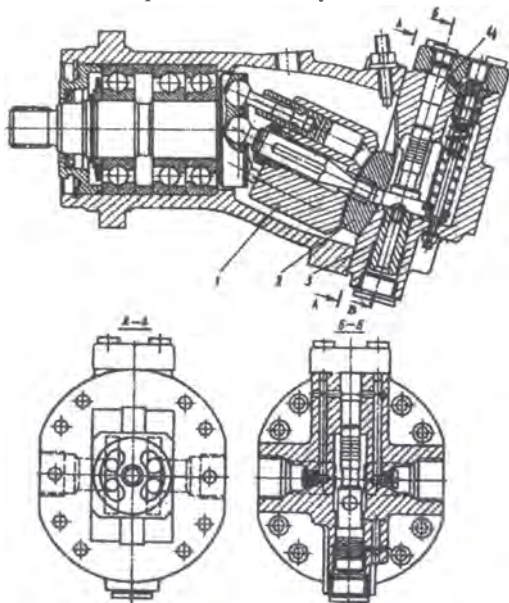


Рис. 16.4.

ров осуществляет гидроусилитель 4, перемещающий установленный в проточке его корпуса 3 распределитель 2. Распределитель со стороны, прилегающей в корпусу, имеет цилиндрическую поверхность, ограниченную четырьмя гранями. Со стороны, прилегающей к блоку цилиндров, распределитель имеет сферическую поверхность, по которой центрируется блок цилиндров. При перемещении распределителя в нужную сторону поворачивается блок цилиндров. Максимальный угол поворота блока цилиндров составляет 25° , минимальный — 7° . При одинаковых рабочих объемах масса гидромашин этого типа приблизительно на 40% меньше массы гидромашин типа 207. Аналогичную

конструкцию имеют гидромашины А7V (насос) и А6V (гидромотор) фирмы "Гидроматик" (ФРГ).

На рис. 16.5 представлена нерегулируемая гидромашина с наклонным диском. Приводной вал 17 вращается в роликовых конических подшипниках 15 и 7, установленных соответственно в корпусе 9 и крышке 6. На валу 17 посажен соединяемый с ним эвольвентными шлицами блок цилиндров 11. В корпусе 9 установлен неподвижно с помощью штифта 14 наклонный диск 1, в который упираются латунные подпятники 3, завальцованные на сферических головках плунжеров 4. Гидравлическая разгрузка подпятников осуществляется подводом рабочей жидкости из камер нагнетания к их опорным поверхностям. Пружины 12 через сферическую опору 2 и прижимной диск 13 постоянно поджимают плунжеры с подпятниками к наклонному

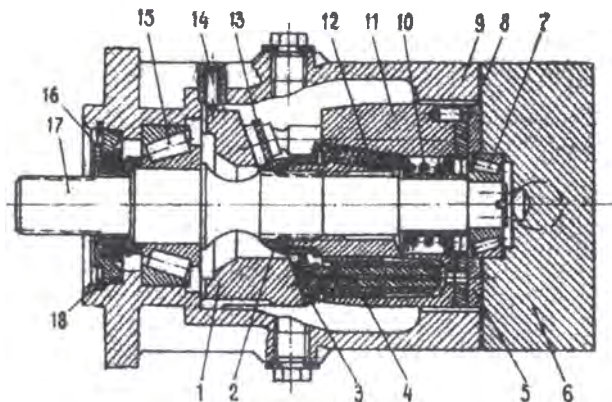


Рис. 16.5.

диску 1, обеспечивая безотрывное ведение их по указанному диску при ходе всасывания; при ходе нагнетания плунжеры с подпятниками надежно прижимаются к диску 1 силами давления рабочей жидкости.

К блоку цилиндров 11 плотно прилегает и вращается вместе с ним посредством штифта роторный диск 8, изготовленный из специальной многокомпонентной латуни. Он воспринимает нагрузку от блока и передает ее на неподвижный распределительный диск 5, который упирается в крышку 6. Сопряженные поверхности блока, роторного и распределительного дисков, крышки притерты и прижимаются одна к другой пружиной 10 и силами давления рабочей жидкости. При хорошем их состоянии это обеспечивает незначительные утечки рабочей

жидкости через распределительный узел и высокий объемный к. п. д. гидромашины в течение большого срока работы.

Соединение приводного вала 17 с блоком цилиндров 11 эвольвентными плечами дает возможность некоторой самоустановки сопряженных поверхностей распределительного узла в случае неперпендикулярности их к оси вращения вала. В крышке 6 имеются отверстия (на рис. 16.5 не показаны) для подвода к распределителю и отвода от него рабочей жидкости. Конструкция крышки предусматривает установку на нее клапанной коробки, необходимой для работы машины в качестве реверсивного гидромотора в гидроприводе с замкнутой циркуляцией потока рабочей жидкости.

В регулируемом насосе с наклонным диском качающий узел выполнен аналогично вышеописанному качающему узлу нерегулируемой гидромашины. Однако наклонный диск, в который упираются подпятники плунжеров, установлен не фиксировано, а в специальной опорной плите, вместе с которой имеет возможность поворачиваться с помощью гидроусилителя на угол до $\pm 18^\circ$ относительно оси приводного вала, чем обеспечивается бесступенчатое регулирование подачи насоса. Насос снабжен кроме гидроусилителя системой подпитки, которая необходима при работе его в гидроприводе с замкнутой циркуляцией жидкости.

С целью автоматического управления подачей в зависимости от нагрузки рабочего органа многие насосы с наклонным диском и наклонным блоком снабжаются регуляторами мощности [7, 8].

Регулятор мощности поддерживает автоматически приблизительно постоянную мощность потока жидкости на выходе из насоса при изменении давления в заданных пределах. Это позволяет использовать приводной двигатель в оптимальном или близких к нему режимах при изменении нагрузки на рабочем органе машины.

Регулятор мощности прямого действия (рис. 16.6, а) насоса типа 207 состоит из корпуса 7, тяги 8 с плунжером 6, пакета пружин 9, крышек 2 и 10, в которых находятся ограничители 1 и 11 соответственно максимальной и минимальной подач насоса. Тяга 5 посредством втулки 12 соединяется с цапфой 9 (см. рис. 16.3) подвижного корпуса насоса. Рабочая полость 5 гидроцилиндра сообщается через дроссель и каналы в корпусе регулятора (на рис. 16.6 не показаны) с нагнетательной линией насоса. Таким образом, на плунжер справа действует сила давления жидкости, подведенной из нагнетательной линии насоса, а слева – сила двух пружин, имеющих неодинаковые длину в исходном положении и жесткость. При возрастании нагрузки на рабочем органе машины возрастает давление в нагнетательной линии насоса и соот-

ответственно в рабочей полости 5 гидроцилиндра регулятора мощности. Возрастающая сила давления действует на плунжер 6 тяги 8, которая, перемещаясь влево, поворачивает подвижный корпус насоса в сторону

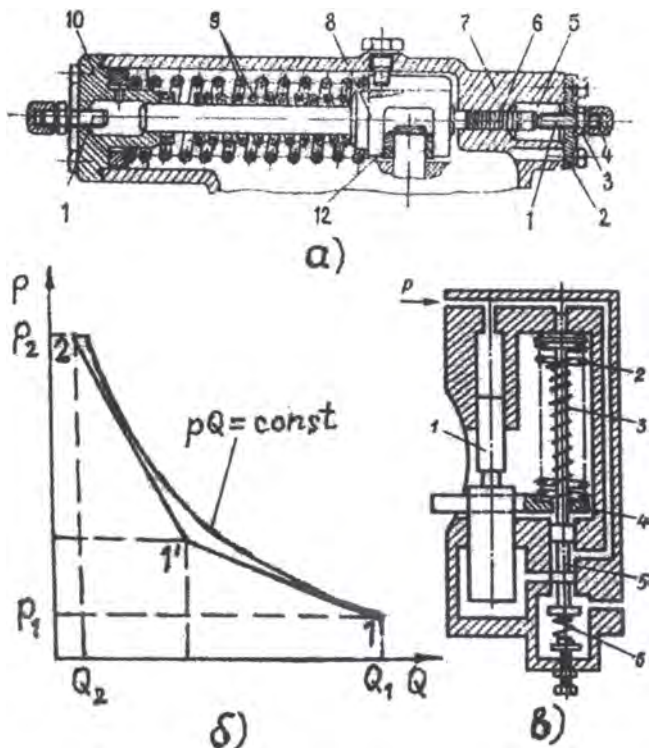


Рис. 16.6.

уменьшения подачи, сжимая при этом вначале одну пружину 9 (большую), а затем при дальнейшем ходе – обе пружины. Такая конструкция пружин дает возможность сравнительно несложным путем обеспечить изменение подачи в зависимости от давления по ломаной линии 1–1'–2 (рис. 16.6, б), приближенной к гиперболической, которая, как известно, определяет постоянство мощности (произведения давления на подачу) потока. Величина минимальной подачи ограничивается упором 11.

При уменьшении давления пакет пружин, действуя на тягу, перемещает ее и вместе с ней подвижный корпус насоса в сторону увеличения угла поворота, тем самым увеличивая подачу насоса. Величина максимальной подачи ограничивается упором 1, который стопорится в установленном положении гайкой 3 и закрывается колпачком 4.

Показанный на рис. 16.6, а ограничитель максимальной подачи называется нерегулируемым. При необходимости вместо него может устанавливаться взаимозаменяемый с ним механический или гидравлический регулируемый ограничитель.

В механическом регулируемом ограничителе с помощью рукоятки или маховика и механической связи вращается регулируемый винт, который, опираясь в плунжер б, ограничивает величину максимальной подачи насоса.

В гидравлическом ограничителе имеется гидроцилиндр, который устанавливается вместо крышки 2. Регулируемое ограничение максимальной подачи насоса осуществляется с помощью управляющего давления 0...2,5 МПа (с отдельной магистрали) на поршень гидроцилиндра, шток которого опирается в плунжер б регулятора мощности.

Аналогично устроен регулятор мощности сдвоенного насоса типа 223. Поскольку имеются два насоса, гидроцилиндр регулятора выполнен по типу "тандем": жидкость под давлением нагнетания от каждого насоса подводится к своей плунжерной полости.

В насосах типов 313, А7V, сдвоенных 323 и строенных 333 применяется регулятор мощности непрямого действия (рис. 16.6 в), представляющий собой автоматический следящий гидропривод. Он значительно компактнее вышеописанного регулятора прямого действия и хорошо вписывается в конструкцию насоса.

Перемещение блока цилиндров насоса осуществляет гидродвигатель, содержащий поршень 1. К верхней поверхности поршня подводится жидкость под давлением p нагнетания насоса, стремящаяся опустить поршень вниз, что соответствует максимальному рабочему объему насоса. Гидродвигателем управляет распределитель с золотником 5, к верхней торцовой поверхности которого подводится жидкость из гидролинии нагнетания насоса. При давлении нагнетания p_1 золотник опускается вниз, преодолевая силу основной пружины 2 и настроечной пружины б. Распределитель из гидролинии нагнетания подводит жидкость к нижней поверхности поршня большего диаметра, и он поднимается вверх. При этом цапфа 4 сжимает пружину 2, в результате чего золотник 5 поднимается вверх, занимает нейтральное положение, и поршень останавливается. Увеличение давления приводит к

дальнейшему перемещению поршня и его остановке. Таким образом, регулятор представляет собой следящую систему, входной координатой которой является давление жидкости, а выходной – перемещение поршня. При определенном положении поршня вступает в работу пружина 3. Это приводит к изменению коэффициента усиления следящей системы и к перелому прямой (рис. 16.6, б). При уменьшении давления золотник 5 под действием пружин поднимается вверх. Нижняя полость поршня сообщается со сливной линией, и поршень опускается вниз.

Регулируемые упоры, установленные в корпусе насоса, ограничивают углы поворота блока цилиндров. Пружина 6, затяжку которой изменяет регулировочный винт, обеспечивает начало перемещения поршня регулятора при заданном давлении p_1 .

Порядок выполнения работы.

1. Используя методические указания, плакаты, учебные разрезы, отдельные узлы и детали, изучить устройство, принцип действия, технические характеристики, правила эксплуатации нерегулируемых и регулируемых аксиально-поршневых гидромашин.

2. Выполнить необходимые измерения параметров и вычислить по формуле (16.1) рабочий объем одной из аксиально-поршневых гидромашин.

Контрольные вопросы

1. Объяснить принцип действия, устройство аксиально-поршневых гидромашин с наклонным блоком и наклонным диском.

2. Как обеспечивается регулирование подачи и изменение направления потока в обоих типах насосов?

3. Для чего применяется, как устроен и как работает регулятор мощности насоса?

Работа 3 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ РОТОРНЫХ ГИДРОМАШИН

В роторной гидромашине рабочие камеры образованы наружной поверхностью ротора (роторов), внутренней поверхностью статора и торцовыми уплотняющими деталями; рабочие камеры, наполненные жидкостью, непрерывно переносятся от входа к выходу потока; вытеснителями жидкости являются профилированные зубья или вставные пластины ротора; отпадает необходимость в клапанах и даже в распре-

делителях (за редким исключением). Поэтому роторные гидромашины компактны, имеют низкую удельную металлоемкость, высокие надежность и к. п. д. (до 0,85), что позволило им найти широкое применение в объемных гидроприводах и гидросистемах.

По конструкции роторов различают гидромашины пластинчатые, шестеренные, планетарные, колесчатые, винтовые. В мобильной сельскохозяйственной, строительной-дорожной, мелиоративной технике применяются гидромашины первых трех типов, поэтому на них акцентируется внимание в данной работе.

Среди пластинчатых машин особенно распространены насосы двукратного действия типов Г12-2 (номинальное давление и частота соответственно 6,3 МПа и 960 об/мин) и БГ12-2 (до 16 МПа и 1500 об/мин). Промышленностью выпускаются также сдвоенные насосы (две секции в общем корпусе и на одном валу с общей всасывающей и отдельными нагнетательными линиями).

Существует очень большое разнообразие конструкций шестеренных гидромашин. В данной работе студентам предлагается изучить насосы НШ и однотипные им гидромоторы ГМШ высокого давления, выпускаемые в настоящее время и применяемые в гидроприводах мобильных машин.

Шестеренные насосы по исполнению делятся на три группы, которые обозначаются цифрами 2, 3, 4. К группе 2 относятся насосы с номинальным давлением 14 МПа. Примеры обозначений: НШ-32-2, НШ-100-2. К группам 3 и 4 относятся насосы с номинальным давлением соответственно 16 и 20 МПа. Примеры обозначений: НШ-10-3, НШ-32-4.

Если насос левого вращения, то в обозначении за последней цифрой пишется буква Л; для правого вращения буква не пишется. Выпускаются также насосы в сдвоенном исполнении, например, НШ-10-10-2, НШ-32-10-3Л, НШ-32-32-3 и др. Номинальная частота вращения вала насосов НШ – 1500...1920 об/мин. Заводами тракторных гидроагрегатов выпускаются шестеренные гидромоторы ГМШ-32, ГМШ-50, ГМШ-100.

Планетарные насосы и гидромоторы относятся к гидромашинам многократного действия, поэтому они предельно компактны. Они применяются при давлениях до 20 МПа, имеют сравнительно высокий к. п. д. (до 0,83), способны работать при низких и средних частотах вращения приводного вала (9...780 об/мин). Планетарные насосы нашли применение в качестве насосов-дозаторов в объемных гидроприводах рулевых управлений мобильных машин. Планетарные гидромо-

торы при небольших габаритах и компактной конструкции развивают сравнительно большой крутящий момент. Они предназначены для вращения рабочих органов, имеющих небольшие угловые скорости.

Пластинчатые гидромашины

Пластинчатые насосы бывают однократного и двукратного действия. Насосы однократного действия могут быть регулируемыми и нерегулируемыми. Насосы двукратного действия – нерегулируемые.

На рис. 17.1, а приведена схема пластинчатого насоса однократного действия. В корпусе насоса – статоре 1, внутренняя поверхность которого цилиндрическая, с эксцентриситетом e расположен ротор 2, представляющий собой цилиндр с продольными радиальными прорезями (либо под небольшим углом α к радиусу). В прорези вставлены прямоугольные пластины-вытеснители 3, которые при вращении ротора под действием центробежных сил или специальных устройств прижи-

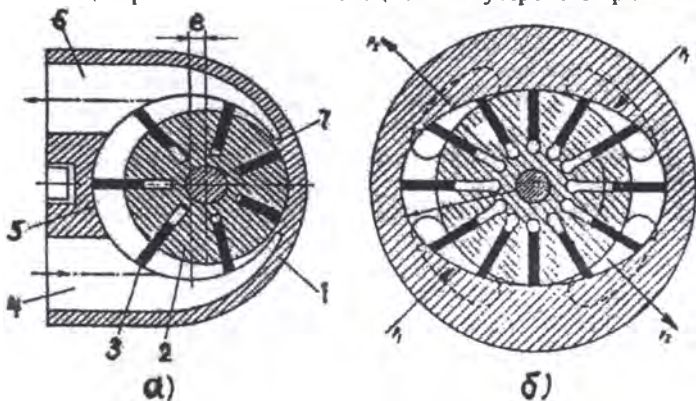


Рис. 17.1.

маются к внутренней поверхности статора, совершая каждая в своем пазу одно возвратно-поступательное движение за один оборот ротора. При вращении ротора по часовой стрелке объем камер на нижней половине оборота увеличивается и в них всасывается жидкость из подводящего канала 4. В это время объем камер на верхней половине оборота уменьшается и жидкость из них вытесняется в нагнетательный канал 6. Полость нагнетания отделена от полости всасывания с одной стороны уплотнительной перемычкой 5, а с другой уплотнительным

выступом 7 в статоре. Уплотнение ротора и пластин с торцов осуществляется плавающим диском, который давлением жидкости прижимается к ротору.

Рабочий объем такого насоса определяется по формуле

$$q = \left[2\pi(r - e) - \frac{\delta z_n}{\cos \alpha} \right] 2be, \quad (17.1)$$

где r – радиус внутренней поверхности статора;
 e – эксцентриситет;
 b – ширина пластин в осевом направлении;
 δ – толщина пластины;
 α – угол наклона пластин к радиусу ротора (обычно 0–15°);
 z_n – число пластин.

Из формулы (17.1) видно, что, изменяя эксцентриситет ротора, можно регулировать подачу насоса или даже менять направление подачи. Следовательно, такой насос может быть регулируемым или реверсивным.

Недостаток насоса однократного действия состоит в том, что ротор испытывает радиальную нагрузку из-за разности давлений в нагнетательной и всасывающей полостях. Этого недостатка лишен насос двукратного действия (рис. 17.1, б), у которого полости всасывания и нагнетания расположены диаметрально противоположно. Внутренняя поверхность статора выполнена в виде сопряжения цилиндрических поверхностей, в сечении напоминающая эллипс. Таким образом за один оборот ротора в камерах дважды происходят процессы всасывания и нагнетания. Рабочий объем такого насоса определяется по формуле

$$q = 2b(r_2 - r_1) \left[\pi(r_2 + r_1) - \frac{\delta z_n}{\cos \alpha} \right], \quad (17.2)$$

где r_1 и r_2 – наименьший и наибольший радиусы внутренней поверхности статора.

Конструкция насоса Г12-2 представлена на рис. 17.2. В чугунном корпусе 12 и крышке 1 смонтировано закаленное кольцо-статор, имеющее внутри овальную профилированную поверхность, по которой скользят двенадцать пластин 14, свободно перемещающихся в радиальных пазах ротора. Ротор 4 посажен на шлицы вала 8, свободно вращающегося в шариковых подшипниках. К торцам статора 3 прижа-

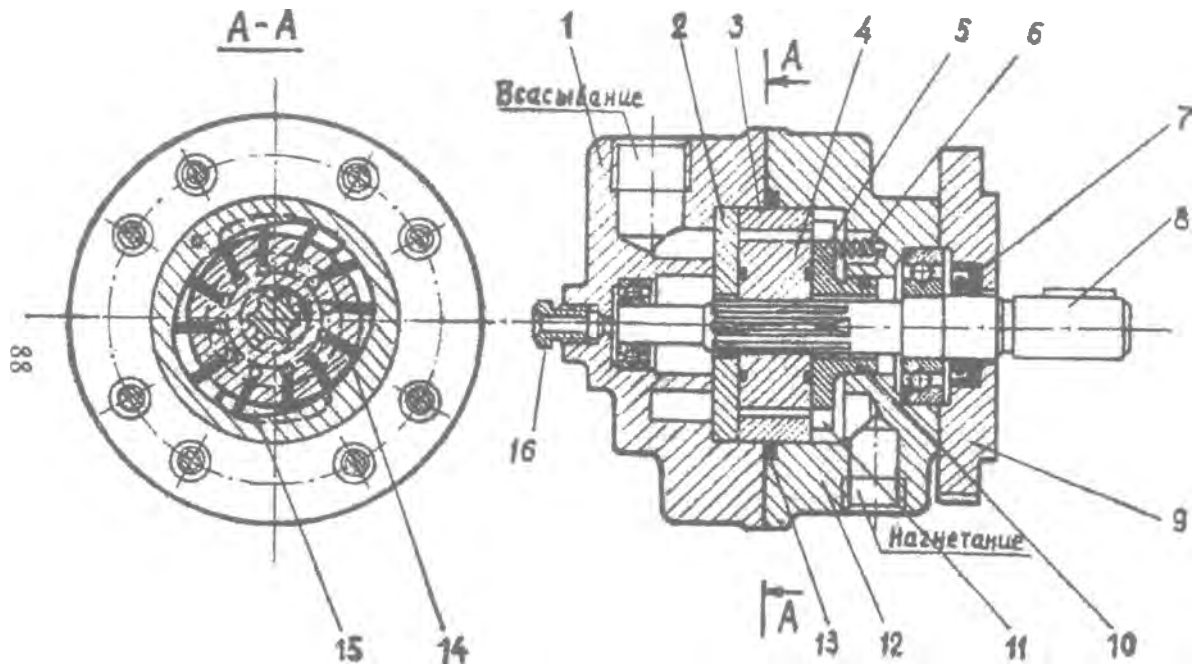


Рис. 17.2.

ты плоский диск и диск с шейкой. Плоский диск 2 расположен между крышкой 1 и статором 3, а диск с шейкой 5 плавающего типа в начале работы прижимается тремя пружинами 6, а в процессе работы – и давлением масла. В плоском диске имеются два окна 15 для всасывания масла, а в диске с шейкой – два окна 11 для нагнетания масла.

При вращении ротора 4 пластины 14 под действием центробежной силы и давления масла, подведенного под пластины, всегда прижаты к внутренней поверхности статора 3. Каждая пластина перемещается в пазах ротора 4 в радиальном направлении в соответствии с профилем кривой статора. Каждая из камер между двумя соседними пластинами, внутренней поверхностью статора и ротором во время соединения с окнами всасывания 15 увеличивает свой объем и заполняется маслом, а во время соединения с окнами нагнетания 11 уменьшает свой объем, вытесняя масло через окна нагнетания 11. За один оборот ротора 4 производятся два полных цикла всасывания и нагнетания. Благодаря диаметрально противоположным подводам и отводам, нагрузка на ротор 4 от давления масла со стороны полостей нагнетания уравновешивается и вал насоса передает только крутящий момент.

Для предотвращения утечек по валу 8 насоса во фланец 9 установлена манжета 7 из маслостойкой резины.

Стык между корпусом 12 и крышкой 1 уплотняется круглым кольцом 13 из маслостойкой резины. Уплотнение зазора между диском с шейкой и корпусом производится круглым кольцом из маслостойкой резины.

Насосы БГ12-2 по принципиальному устройству отличаются от насосов Г12-2 следующим. В каждом радиальном пазу ротора установлено по две пластины, прилегающие одна к другой и свободно перемещающиеся. Плоский диск имеет два основных всасывающих окна для всасывания рабочей жидкости в камеры между пластинами и два вспомогательных окна для всасывания рабочей жидкости в камеры под пластинами.

Плавающий диск имеет, кроме всасывающих окон, еще основные окна для нагнетания рабочей жидкости из камер между пластинами и вспомогательные окна – для нагнетания рабочей жидкости из-под пластин. Ввиду того, что в полости всасывания пространство под пластинами соединяется не с линией нагнетания, а с линией всасывания, обеспечивается разгрузка пластин от гидравлического усилия, прижимающего пластины к статору. Прижим пластин к статору в полости всасывания осуществляется только центробежными силами. Наличие такого распределения потоков масла позволило значительно повысить

давление в насосах БГ12-2 (до 16 МПа) по сравнению с насосами Г12-2.

Шестеренные гидромашины

В странах СНГ в настоящее время основными производителями шестеренных насосов и гидромоторов высокого давления являются ОАО "Гидросила" в г. Кировограде и ОАО "Винницкий завод тракторных гидроагрегатов" (ВЗТА). Гидромашины выпускаются в корпусах овального и круглого профилей.

В овальном корпусе 2 (рис. 17.3) из алюминиевого сплава, закры-

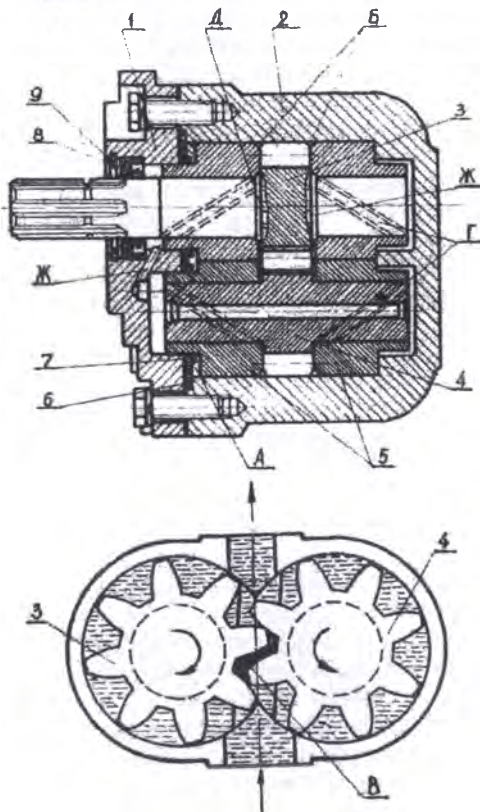


Рис. 17.3.

том крышкой из такого же материала, расположены стальные шестерни 3 и 4, изготовленные за одно целое с цапфами. Цапфы вращаются в антифрикционных втулках 5, вставленных с небольшим зазором в корпус насоса. От проворачивания втулки удерживаются соприкасающимися стыковыми плоскостями.

Резиновая манжета 6, которая зажата между корпусом 2 и крышкой 1, привернутой к нему болтами, служит надежным уплотнением от вытекания масла наружу через стыковые поверхности этих деталей. Выходной конец цапфы ведущей шестерни 3 уплотнен самоподжимным сальником 8, закрепленным в корпусе стопорным кольцом 9.

В шестеренных насосах внутренняя утечка масла из нагнетательной полости обратно во всасывающую происходит главным образом через торцовый зазор между вращающимися шестернями и неподвижными деталями. С увеличением износа торцовых поверхностей утечка быстро возрастает, а подача насоса резко снижается. В насосах НШ-У для предупреждения таких утечек торцовый зазор выбирается постоянным автоматическим поджимом втулок 5 к торцам шестерен. Поджим происходит под давлением масла, поступающего из нагнетательной полости в кольцевую камеру А. Чтобы при этом не разрушалась смазывающая пленка, имеющаяся между торцами шестерен и втулок, силе поджима противодействует давление масла на втулки со стороны впадин между шестернями и со стороны канавок Б. Чтобы масло не перетекало из камеры А во всасывающую полость, в корпусе насоса уложен металлический вкладыш и установлено специальное резиновое уплотнение.

Во время работы насоса масло, остающееся во впадинах В между зубьями шестерен, может оказывать повышенное давление на шестерни и их втулки. Поэтому на втулках 5 выполнены пазы, через которые масло из запортого объема выводится во всасывающую полость насоса.

Цапфы шестерен смазываются маслом, заполняющим винтовые канавки Г. По кольцевым канавкам Д и радиальным оно также отводится во всасывающую полость насоса. Туда же по сверлению Ж перетекает масло, просочившееся к самоподжимному сальнику 8.

На заводе-изготовителе собирают насосы НШ только для правого (по часовой стрелке, если смотреть со стороны привода) или только для левого (против часовой стрелки) вращения. Однако, если необходимо, насос правого вращения можно переоборудовать в насос левого вращения и наоборот. Для этого нужно снять крышку, вынуть из корпуса передние втулки, шестерни и задние втулки. Не разнимая задних

втулок по стыку, повернуть их на половину оборота и снова вставить в гнезда. Ведущую и ведомую шестерни поменять местами, т. е. цапфу каждой шестерни вставить в свою прежнюю втулку. Переставить передние втулки аналогично задним. Установить на прежнее место вкладыш, специальное уплотнение, манжету 6. После этого поставить крышку, предварительно повернув ее на половину оборота.

Насосы НШ путем небольших переделок могут быть превращены в гидромоторы. Для этого необходимо в торце корпуса выполнить дренажное отверстие, ввернуть в него штуцер, с помощью которого подсоединить трубопровод, по которому масло, просочившееся к самоподжимному сальнику 8, будет отводиться непосредственно в бак. Сливная линия (в режиме насоса она является всасывающей) должна быть изолирована с помощью специально изготовленных уплотнений от дренажной линии; давление в последней не должно превышать 0,05 МПа. Конец трубопровода, входящий в бак, должен быть опущен ниже уровня жидкости.

Промышленностью выпускаются обратимые, реверсивные насосы-гидромоторы МНШ-У (мотор-насосы), которые без каких-либо переделок могут работать как насосы правого или левого вращения и как гидромоторы.

В насосах НШ, исполненных в круглом корпусе (рис. 17.4), применено наряду с торцовым уплотнением шестерен их радиальное уплотнение. Насос состоит из корпуса 1, крышки 13, поджимной 2 и подшипниковой 3 обойм, ведущей 4 и ведомой 5 шестерен (они выполнены заодно с цапфами), центрирующей втулки 10, а также уплотняющих и крепежных деталей. Корпус и крышка насоса изготовлены из алюминия, а обоймы шестерни – из специального алюминиевого сплава – алькусина. Эти обоймы сделаны в виде полуцилиндров и в сборе образуют четыре подшипниковых гнезда для цапф шестерен. Стальная центрирующая втулка 10 препятствует проворачиванию обойм за время работы насоса.

Подвижная обойма 2 опирается своими полугнездами на цапфы шестерен и служит для радиального уплотнения нагнетательной полости насоса. Уплотнение достигается двумя сегментами А в средней части обоймы. Сегменты имеют точно обработанную внутреннюю поверхность, охватывающую вокруг каждой шестерни дугу, равную примерно 1,5 шага зубьев. Они прилегают к вершинам зубьев и не пропускают масло из нагнетательной полости в полость всасывания. Поджим обоймы осуществляется резиновой манжетой радиального уплотнения 7 через стальную опорную пластину 6. По мере износа

опорных поверхностей уплотняющей обоймы упругая манжета 7 компенсирует радиальный зазор между сегментами А и вершинами зубьев шестерен.

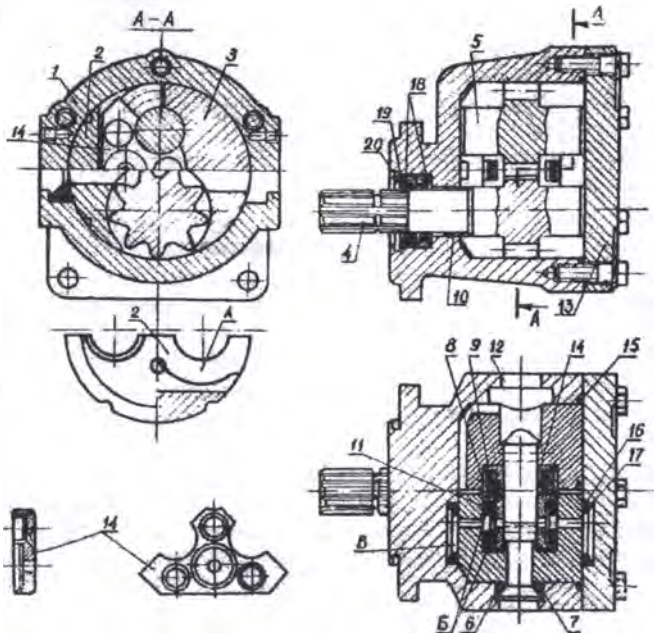


Рис. 17.4.

Уплотнение торцов шестерен гидравлическое. Оно достигается с помощью двух бронзовых пластинок 14. В четыре цилиндрических расточки каждого платика вставлены резиновые диски: три малого и один большого диаметра. Масло, поступающее из нагнетательной полости насоса в камеры Б, ограниченные малыми и большими дисками 11, прижимает пластики к торцам шестерен. Усилие создается давлением масла, которое заполняет камеры В, ограниченные круглыми манжетами 17, расположенными в корпусе и крышке насоса. Это усилие уравнивает усилия, передаваемые из камер 5 через диски пластинок на подвижную обойму 2.

Утечка масла из корпуса насоса наружу предупреждается резиновым уплотнительным кольцом 15 и двумя последовательно распо-

женными самоподжимными сальниками 18.

Рабочий объем шестеренной гидромашины можно вычислить по формуле

$$q = k2\pi m^2 z_3 b, \quad (17.3)$$

где m – модуль зуба;

z_3 – число зубьев одной (ведущей) шестерни;

b – ширина шестерни;

k – коэффициент (1,04...1,11).

Для практических расчетов величину модуля можно принять равной половине высоты зуба.

Планетарные гидромашины

Профили рабочих камер планетарных машин образованы циклоидальными кривыми при внутреннем зацеплении шестерен. Часто для упрощения изготовления и механической обработки зубьям наружной шестерни придают круговой профиль, в качестве зубьев используются поверхности цилиндрических роликов, вставляемых в гнезда обоймы (рис. 17.5).

Обойма 1 со вставными роликами 2 крепится болтами 3, пропущенными через ролики, к корпусу насоса. Она зажата болтами между плоским опорным диском и крышкой. Толщина роликов 2 и ротора 4 несколько меньше толщины обоймы 1. Это позволяет им свободно

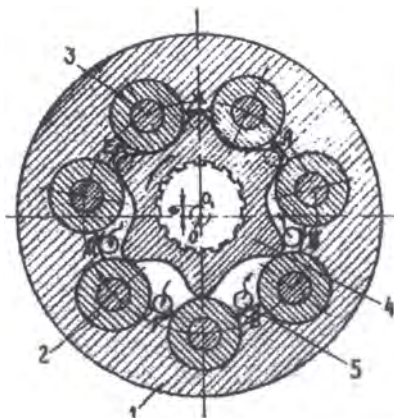


Рис. 17.5.

вращаться при минимально допустимых торцовых зазорах, необходимых для создания торцовых уплотнений.

При работе гидромашины в качестве насоса ротор 4 получает вращение от приводного вала посредством упрощенного карданного соединения, необходимость в котором обусловлена тем, что центр ротора постоянно меняет свое положение, вращаясь по некоторой окружности, радиус которой равен эксцентриситету e .

Обязательным условием планетарных машин является то, что разность чисел зубьев статора и ротора равна единице. Так, на рис. 17.5 статорная обойма имеет семь, а ротор – шесть зубьев. В любом положении ротор всеми своими зубьями контактирует с зубьями статора. Вследствие этого образуется семь замкнутых рабочих камер, ограниченных зубьями обоймы и ротора, торцовыми поверхностями опорного плоского диска и крышки. При вращении ротора объемы этих камер непрерывно изменяются, что обеспечивает всасывание и нагнетание рабочей жидкости. В положении ротора, показанном на рис. 17.5, при правом его вращении в камерах А, Б, В осуществляется всасывание, а в камерах Г, Д, Е – нагнетание. Для всасывания и нагнетания жидкости имеется в каждой камере (в плоском опорном диске) отверстие 5, подключаемое золотником, вращающимся вместе с приводным валом, попеременно к всасывающему и нагнетательному трубопроводам (на рисунке не показаны).

Полный цикл (всасывания и нагнетания) в одной рабочей камере осуществляется за $1/7$ оборота ротора. Таким образом, за один оборот ротора все его шесть зубьев вытесняют объем жидкости, равный 42 объемам рабочих камер. Без учета утечек это и есть рабочий объем насоса.

В планетарных гидромашинах полости высокого и низкого давления разделяются всего лишь очень узкими контактными площадками зубьев ротора и статора, поэтому требуется высокая точность изготовления контактирующих профилей, чтобы внутренние утечки жидкости были малыми. Несмотря на это, планетарные машины при массовом производстве сравнительно дешевы и долговечны.

Эксплуатация гидромашин

При эксплуатации насоса необходимо следить за уровнем и качеством масла в баке, герметичностью всех соединений трубопроводов, так как подсос воздуха ведет к пенообразованию.

Заливка в гидросистему жидкостей, не обладающих смазывающей способностью, недопустима. Регулировки в процессе эксплуатации насос не требует. Вышедшие из строя резиновые уплотнения заменяются новыми. Для их замены снимают крышку, отвернув крепежные винты. Манжету приводного вала насоса выпрессовывают после снятия стопорного и упорного колец. Поверхность новой манжеты перед запрессовкой смазывают маслом. При сборке насоса уплотняющую поверхность манжеты предохраняют оправкой от повреждений шлицами ведущей шестерни. Маслоснимающая кромка манжеты должна быть направлена внутрь корпуса насоса, а все винты крышки затянуты до отказа. Ведущий вал насоса должен проворачиваться от руки.

Разборка и сборка гидромашин выполняется только в закрытом чистом помещении персоналом соответствующей квалификации.

Порядок выполнения работы.

1. Используя методические указания, плакаты, учебные разрезы, отдельные узлы и детали, изучить устройство, принцип действия, технические характеристики, правила эксплуатации пластинчатых, шестеренных, планетарных гидромашин.

2. Выполнить необходимые измерения параметров и вычислить по формулам (17.2), (17.3) рабочие объемы пластинчатого и шестеренного насосов.

Контрольные вопросы

1. Объяснить принцип действия и устройство пластинчатой, шестеренной, планетарной гидромашин.

2. Как обеспечивается автоматическое регулирование торцовых и радиальных зазоров роторов пластинчатого и шестеренного насосов?

3. Каковы основные правила эксплуатации пластинчатых, шестеренных, планетарных гидромашин?

4. По каким соображениям планетарные гидромашин применяются в объемных гидроприводах рулевых управлений мобильной техники?

Работа 4 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ДИНАМИЧЕСКИХ ГИДРОПЕРЕДАЧ

Главными элементами динамической гидропередачи являются центробежный насос и реактивная турбина. Энергия от насоса к турбине передается путем динамического взаимодействия потока жидкости и лопастных систем рабочих колес. Рабочие колеса насоса и турбины

предельно сближены в одном компактном агрегате. При этом отпадает необходимость в промежуточных устройствах – трубопроводах, спиральных камерах, диффузорах, служащих для подвода и отвода жидкости. Устраняются и весьма существенные потери в этих устройствах. Поэтому к. п. д. динамических гидropередач определяется в основном только потерями в рабочих колесах и достигает достаточно высоких значений: 0,85...0,98.

Различают динамические гидромuфты и гидротрансформаторы. Гидромuфта передает без изменения крутящий момент, преобразуя скорость; степень преобразования скорости зависит от сопротивления на выходном валу.

Гидротрансформатор помимо преобразования скорости трансформирует и передаваемый крутящий момент. Последнее обеспечивается тем, что в нем, кроме насосного и турбинного колес, имеется неподвижный направляющий аппарат (реактор).

Динамические гидropередачи получили широкое применение в стационарных и мобильных машинах ввиду ряда присущих им достоинств: способность защищать двигатель и трансмиссию от вредного влияния пульсации нагрузки и перегрузки, автоматическое регулирование скорости в зависимости от нагрузки машин, плавное трогание машины с места и переход с одного режима работы на другой, бесшумность работы, достаточно высокая надежность в эксплуатации и др.

Устройство и принцип действия гидромuфт

Гидромuфта (рис. 18.1) состоит из насосного колеса 1, колеса турбины 2, вращающегося кожуха 3. Насосное и турбинное колеса имеют лопасти, направленные радиально. Первое колесо соединено с ведущим валом 5, второе – с ведомым 4. Насосное колесо, вращаясь от двигателя, передает его энергию жидкости, заполняющей гидромuфту. Жидкость, поступая на лопасти турбинного колеса, преобразует эту энергию в механическую работу на ведомом валу и заставляет последний вращаться. Выйдя из турбинного колеса, жидкость вновь попадает в насосное и в гидромuфте устанавливается замкнутая циркуляция жидкости между рабочими колесами. Таким образом, связующим звеном между ведущим и ведомым валами в гидромuфте является жидкость. Такая передача энергии происходит с определенными потерями, внешне выражающимися в том, что ведомый вал 4 отстает от ведущего 5, как говорят, проскальзывает. Эти потери энергии превращаются в

тепло, которое отводится в окружающую среду. В мощных муфтах для интенсификации теплообмена устраивается отвод части жидкости во внешний теплообменник, однако это несколько снижает их к. п. д.

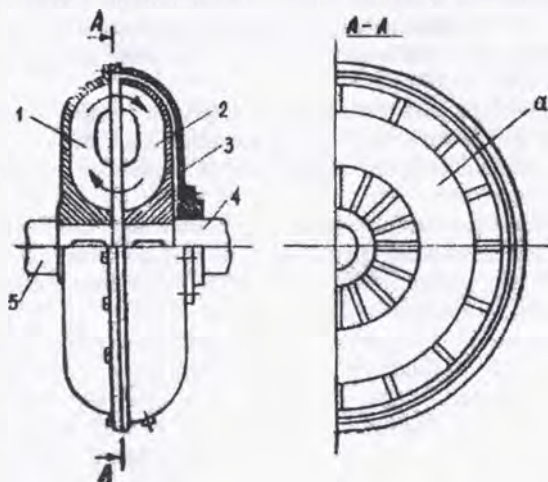


Рис. 18.1.

В гидромуфте между насосным и турбинным колесами отсутствуют какие-либо элементы, способные изменить момент количества движения потока жидкости, поэтому передача момента осуществляется без изменения его величины. Если пренебречь величиной момента трения вращающегося кожуха о воздух, то можно считать, что момент ведущего вала равен моменту ведомого, поэтому коэффициент полезного действия гидромуфты равен передаточному отношению (отношению угловых скоростей ведомого и ведущего валов).

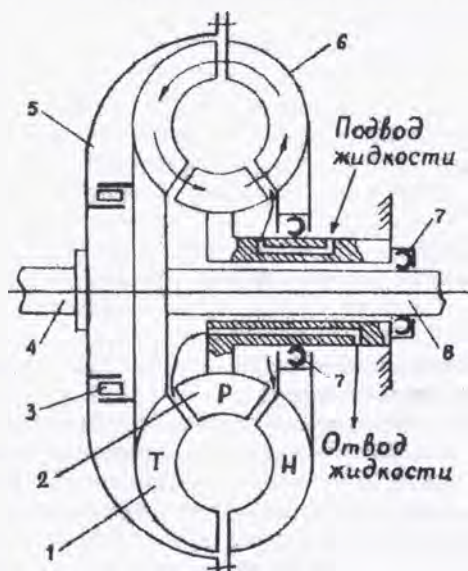
Если скорость вращения ведущего вала постоянна, крутящий момент на обоих колесах достигает максимума при передаточных отношениях, близких или равных 0. По мере увеличения передаточного отношения момент, передаваемый муфтой, падает, а к. п. д. возрастает. Расчетный режим, соответствующий длительной эксплуатации, выбирается при максимальном к. п. д., что достигается обычно при передаточном отношении 0,94...0,98.

В зависимости от конструкции проточной части муфты максимальный (пусковой) момент ее может во много раз превышать расчетный

момент. Для получения больших пусковых моментов применяют гидромолы без внутреннего тора *a* (рис. 18.1) и с вытянутой вдоль радиуса проточной частью.

Устройство и принцип действия гидротрансформаторов

На рис. 18.2 представлена принципиальная схема трехколесного гидротрансформатора, состоящего из насосного *б*, турбинного *1* колес и реактора *2*. Насосное колесо посредством кожуха *5* соединено с ведущим валом *4*, получающим энергию от двигателя, турбинное – непосредственно с валом *8*, передающим энергию дальше к рабочему органу. Реактор (направляющий аппарат) жестко соединен с корпусом машины.



Лопастей рабочих колес гидротрансформатора имеют криволинейную форму сложного пространственного очертания. В насосном и турбинном колесах они имеют некоторый изгиб в сторону, противоположную их вращению. Это необходимо для получения требуемых преобразующих свойств, а также достаточно высокого к. п. д. в широком

диапазоне передаточных отношений.

Лопастная система рабочих колес гидротрансформатора образует внутренний круг циркуляции, который заполнен рабочей жидкостью, находящейся под давлением (0,25...0,80 МПа), создаваемым вспомогательным насосом. С помощью этого же насоса часть потока жидкости постоянно отбирается из рабочего круга циркуляции, направляется в охладитель и снова возвращается в лопастную систему.

При вращении насосного колеса рабочая жидкость, направляемая лопастями, под действием центробежных сил смещается в нем от центра к периферии. Выходя с большой скоростью из насосного колеса, она воздействует на лопасти турбины, заставляя ее вращаться. В турбинном колесе поток, направленный лопастями, движется от периферии к центру; далее он попадает в реактор, из которого выходит на лопасти насосного колеса.

Для понимания принципа работы гидротрансформатора обратимся к рис. 18.3. Поток жидкости, сходящий с вращающегося насосного колеса, имеет абсолютную скорость v , получаемую в результате геометрического сложения окружной скорости v_n и относительной скорости v_0 . Относительной скоростью является скорость движения рабочей жидкости вдоль лопастей, окружной – скорость вращения середины выходной кромки лопасти.

Находя на изогнутую лопасть турбины или реактора, поток оказывает на нее двойное действие: активное и реактивное. Активное действие зависит от скорости потока и угла его входа, реактивное – от скорости потока и угла его выхода. Углом входа или выхода называется угол между направлением потока и осью, проходящей через центр вращения и впадину лопасти.

При постоянной угловой скорости насосного колеса N направление и скорость потока рабочей жидкости v , стекающей с лопастей насоса, будут постоянными. В то же время турбина может иметь различные угловые скорости, которые зависят от сопротивления на ее валу. В момент трогания машины с места турбина неподвижна (рис. 18.3, а). Следовательно, поток, входящий на лопасти турбины, обтекает их, круто изменяя свое направление, которое определяется только направлением относительной скорости движения жидкости вдоль лопастей. Так как в этот момент угол выхода потока β наибольший, то и воздействие потока на турбину будет наибольшим. Угол выхода потока с остановленной турбины наибольший потому, что абсолютная скорость потока равна его относительной скорости, которая направлена вдоль

лопастей. Следовательно, в этом случае на валу турбины будет наибольший крутящий момент. Это объясняется тем, что поток жидкости, сходящий с насосного колеса, оказывает активное действие на турбину, определяемое моментом двигателя, а дополнительное увеличение крутящего момента получается за счет реактивного действия потока, сходящего с лопастей турбины.

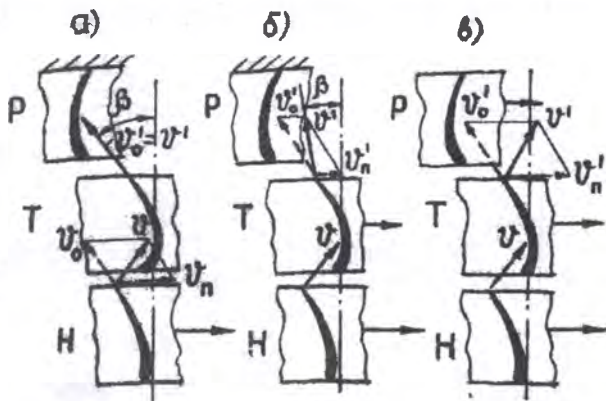


Рис. 18.3.

Во время разгона турбины угловая скорость ее начинает постепенно увеличиваться, при этом скорость и направление потока, сходящего с турбинного колеса, будут меняться. С увеличением угловой скорости крутящий момент, отдаваемый турбиной, уменьшается (рис. 18.3, б).

Лопасті реактора выполнены таким образом, что они изменяют направление потока, стекающего с турбины, на противоположное. Это необходимо для того, чтобы поток, сходящий с реактора, не препятствовал вращению насосного колеса.

С ростом скорости турбинного колеса направление потока изменяется (рис. 18.3, в): поток будет действовать на лопасти реактора с противоположной стороны. В этом случае крутящий момент на турбине достигает величины момента насосного колеса и в дальнейшем становится меньше последнего. Коэффициент полезного действия гидротрансформатора значительно падает: использование гидротрансформатора в таких режимах невыгодно. Поэтому в некоторых конструкциях (например, в трансформаторе экскаватора Э-10011А) применяется

блокировка насосного и турбинного колес с помощью муфты свободного хода 3 (см. рис. 18.2). Когда угловые скорости указанных колес выравниваются, ролики муфты заклиниваются, вследствие чего гидротрансформатор выключается и играет роль простого передаточного звена связи двигателя с трансмиссией.

Стремление сохранить при больших передаточных отношениях (на режимах большой мощности) высокий к. п. д. и преобразующие свойства привело к созданию комплексных гидропередач (рис. 18.4).

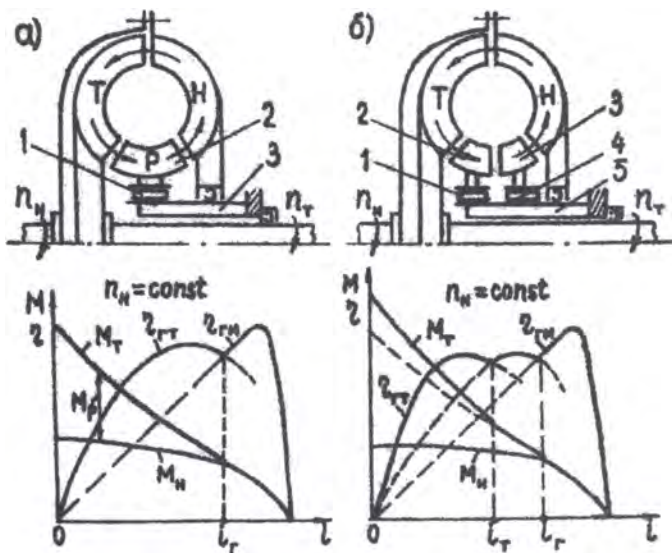


Рис. 18.4.

Комплексной называется динамическая гидропередача, способная работать как в режиме гидротрансформатора, так и в режиме гидромуфты. В трехколесной комплексной гидропередаче (рис. 18.4, а) реактор 2 соединяется со ступицей 3 посредством муфты 1 свободного хода. В интервале передаточных отношений от 0 до i_r , когда момент турбинного колеса M_T больше момента насосного колеса M_H , а следовательно, момент реактора имеет положительное значение, ролики муфты свободного хода заклинены; при этом реактор неподвижен и гидропередача работает в режиме гидротрансформатора. Как видно из

внешней характеристики, представленной на рис. 18.4, а, в этом интервале к. п. д. гидротрансформатора больше к. п. д. гидромуфты тех же размеров. При некотором передаточном отношении i_t , когда $M_t = M_n$ и соответственно момент на реакторе равен 0, ролики муфты свободного хода расклиниваются и реактор начинает вращаться свободно, тем самым гидропередача автоматически переводится в режим гидромуфты. При $i > i_t$ к. п. д. гидромуфты больше к. п. д. гидротрансформатора. Однако сочетание в одном комплексе гидромуфты и гидротрансформатора, имеющего в режиме разгона высокий коэффициент трансформации момента ($K = M_d / M_t$), при наличии одного реактора приводит к тому, что к. п. д. такой гидропередачи значительно снижается в зоне средних передаточных отношений (при переходе в режим гидромуфты). Чтобы не допустить этого, в таких гидропередачах применяются два реактора 2 и 3 (рис. 18.4, б), соединенных со ступицей 5 муфтами свободного хода 1 и 4. При некотором передаточном отношении i_t момент реактора 2 становится равным 0, муфта 1 расклинивается и этот реактор начинает вращаться, что изменяет характер протекания кривой момента турбины и кривой к. п. д. В интервале передаточных отношений $i_t - i_r$, когда гидротрансформатор работает на одном реакторе 3, к. п. д. его возрастает. При $i = i_r$, когда $M_t = M_n$, расклинивается муфта 4, освобождая реактор 3, и гидропередача автоматически переводится в режим гидромуфты.

Система питания гидротрансформатора рабочей жидкостью включает бак, насос, фильтр, охладитель, предохранительные клапаны насоса и фильтра, подпорный клапан, каналы в ступице реакторов и опоре гидротрансформатора, трубопроводы. Отвод части нагретой жидкости из круга циркуляции, подвод охлажденной жидкости к нему осуществляются через соответствующие отверстия в опоре гидротрансформатора, ступице реактора и зазоры между рабочими колесами. При этом жидкость подводится в область наибольшего, а отводится из области наименьшего давления в круге циркуляции. Рабочая температура жидкости, поддерживаемая системой охлаждения, обычно находится в пределах $90 \dots 110^\circ$.

Жидкости для динамических гидропередач

Рабочие жидкости для динамических гидропередач должны обладать малой вязкостью, однако достаточной смазывающей способностью; быть устойчивыми против пенообразования; иметь высокую

теплоемкость и температуру вспышки; обладать низкой кислотностью; быть безвредными для людей.

Во многих гидромуфтах, работающих в нормальных условиях, применяется масло «турбинное 22», имеющее температуру вспышки 180° и удовлетворительную вязкостно-температурную характеристику. Для гидротрансформаторов и гидромуфт рекомендуются также смеси масел веретенного АУ и авиационного МС-14, а также масло типа А (ТУ 38.101179–71).

Порядок выполнения работы.

1. Используя методические указания, плакаты, учебные разрезы, изучить устройство, принцип действия гидромуфты, трехколесного блокируемого гидротрансформатора, комплексной динамической гидрорепердачи.

2. Изучить устройство системы питания гидротрансформатора.

3. Ознакомиться с основными правилами эксплуатации динамических гидрорепердач.

Контрольные вопросы

1. Объяснить устройство, принцип действия гидромуфты и гидротрансформатора.

2. Почему в гидротрансформаторе при малых и средних передаточных отношениях крутящий момент на турбинном колесе больше, чем на насосном?

3. Объяснить назначение и принцип действия комплексной гидрорепердачи.

4. Как устроена система питания гидротрансформатора?

5. Какие требования предъявляются к жидкостям для динамических гидрорепердач?

Работа 5 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ЗОЛОТНИКОВЫХ ГИДРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЕЙ

Гидрораспределитель предназначен для управления потоками жидкости. С помощью его гидродвигатель может совершать движение выходного звена в прямом и обратном направлении, надежно удерживать исполнительный механизм в остановленном положении, при этом насос переводится на холостой ход.

По конструктивному исполнению рабочего элемента гидрораспределители бывают трех видов:

- золотниковые, в которых управление потоками осуществляется возвратно-поступательным перемещением золотников;
- клапанные, в которых управление потоками производится открытием и закрытием специальных клапанов;
- крановые, в которых управление потоками осуществляется поворотом кранов пробкового типа.

По числу подсоединенных каналов различают гидрораспределители двух-, трех-, четырехходовые.

Двухходовой распределитель служит для пропуска или перекрытия потока жидкости (открыт, закрыт). Трехходовой распределитель имеет три канала (напор, слив, рабочий отвод) и служит для управления гидроцилиндром одностороннего действия. Четырехходовой распределитель с четырьмя и более каналами (напор, слив, два рабочих отвода) используется для управления гидродвигателем двухстороннего действия.

По числу рабочих позиций (положений) распределители подразделяются на двухпозиционные, трехпозиционные, четырехпозиционные.

Двухпозиционные распределители имеют всего лишь два фиксированных положения. У трехпозиционных распределителей три фиксированных положения, например, два рабочих и одно нейтральное. Четырехпозиционные распределители имеют четыре фиксированных положения, например, два рабочих, одно нейтральное и одно плавающее положение.

Управление рабочими элементами в гидрораспределителях может быть механическое (ручное или педальное), гидравлическое (с помощью вспомогательного или так называемого пилотного распределителя), электрическое (электромагнитами), электрогидравлическое (основной рабочий элемент управляется пилотным распределителем, а последний – электромагнитами).

Наибольшее распространение получили золотниковые распределители, имеющие ряд преимуществ по сравнению с другими типами: небольшие сопротивления перемещению золотника, многопозиционность, большой срок службы, простота изготовления.

Золотниковые распределители в основном различаются: по исполнению корпуса (секционные, моноблочные); по схеме соединения золотников (параллельная, последовательная, индивидуальная); по схеме разгрузки насоса при нейтральном положении всех золотников (проточная, клапанная).

Секционные распределители (рис. 19.1, а) состоят из нескольких секций. Конструктивное исполнение секции также может быть раз-

личным. Это значительно расширяет область применения распределителей при использовании небольшой номенклатуры унифицированных секций разных типов (рабочих, напорных, сливных, промежуточных). Таким образом обеспечивается возможность организации специализированного крупносерийного их производства. Секционные распределители удобны в эксплуатации, изношенную секцию можно легко заменить и отремонтировать. Недостатками их являются увеличенные габариты и масса, наличие уплотняемых поверхностей на стыках секций.

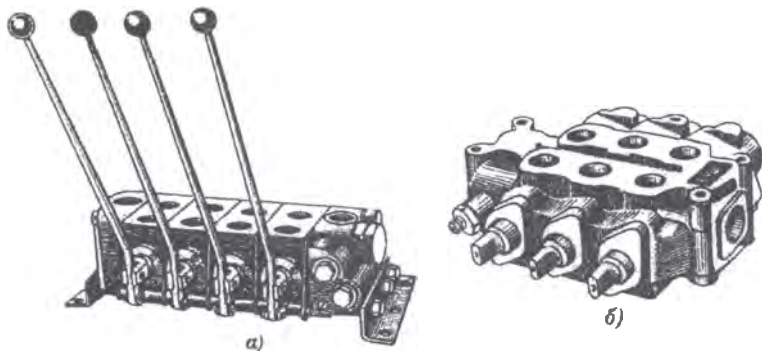


Рис. 19.1.

Моноблочные распределители (рис. 19.1, б) с одним или несколькими золотниками выполняют в одном корпусе (блоке). Их габаритные размеры и масса значительно меньше, чем секционных, что весьма важно для размещения на машине. Определенное количество золотников и клапанов в моноблочном распределителе ограничивает его применение только конкретным типом машин. При большой серийности выпуска машин целесообразно применять моноблочные распределители.

На рис. 19.2, а показан распределитель с параллельной схемой соединения золотников. При одновременном включении золотников линии давления *В* и *Г* соединены с напорной магистралью *Д* распределителя, а линии слива *Б* и *Е* – со сливной магистралью *А*. При использовании такого распределителя достаточно трудно осуществить совмещение двух и более рабочих движений, так как жидкость стремится поступать в гидродвигатель рабочего органа, имеющего наименьшее внешнее сопротивление.

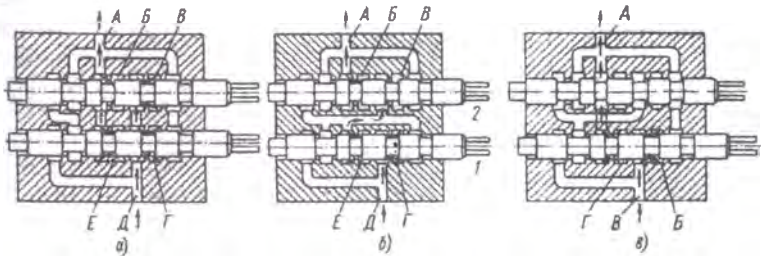


Рис. 19.2.

В распределителе с последовательным соединением золотников (рис. 19.2, б) линия давления Γ золотника 1 соединена с напорной магистралью Δ распределителя, а линия слива E – с линией давления B золотника 2, линия слива B которого сообщается со сливной магистралью A распределителя. Распределитель подобной конструкции позволяет совмещать две и более рабочие операции, но давление, развиваемое насосом, при этом будет равно сумме перепадов давлений в приводимых гидродвигателях.

В распределителе с индивидуальной схемой соединения золотников (рис. 19.2, в) напорная магистраль B соединена с линией давления B золотника, расположенного ближе к напорной магистрали, а линия слива Γ – со сливной магистралью A распределителя. При одновременном включении нескольких золотников жидкость поступает только к тому гидродвигателю, который управляется золотником, расположенным ближе других к напорной магистрали.

В распределителях с проточной схемой (рис. 19.3, а) напорная магистраль B соединена со сливной B специальным проточным каналом A . Применение такой схемы позволяет плавно включать движения механизмов и устранять повышение давления в гидросистеме во время включения и выключения золотников. Однако в распределителях с несколькими золотниками достаточно велики потери давления при проходе жидкости через проточный канал, имеющий сложную конфигурацию.

В распределителях с клапанной схемой (рис. 19.3, б) напорная магистраль Γ соединена со сливной A через специальный клапан B , линия управления B которым соединена со сливной магистралью. В нейтральной позиции (а в четырехпозиционных распределителях и в пла-

вающей) линия управления *Б* открыта, поэтому под действием разности давлений в полости Γ и в полости пружины запорный элемент клапана смещается вправо, открывая жидкости путь на слив. В рабочих позициях линия *Б* перекрыта золотником распределителя, поэтому запорный элемент клапана смещается влево, закрывая путь жидкости на слив. Таким образом, разгрузка насоса производится при определенном малом давлении, независимо от количества золотников в распределителе. Недостатком такой схемы является возникновение пиков давления при резком выключении золотника.

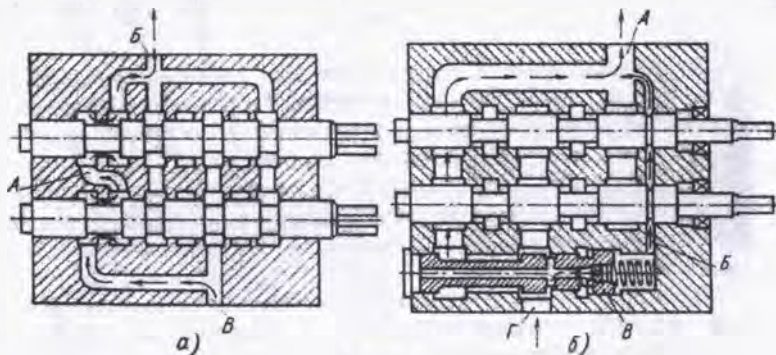


Рис. 19.3.

Вследствие огромного разнообразия условий применения и принципиальных схем функционирования единого типажа гидрораспределителей не существует. Однако в каждой отрасли машиностроения имеются свои типажи, включающие определенное количество характерных схем исполнения. Нет единого подхода и в маркировке этих гидроаппаратов.

На рис. 19.4 представлен моноблочный трехзолотниковый с параллельным соединением золотников трехпозиционный гидрораспределитель с клапанной разгрузкой насоса. Такие распределители применяются в гидросистемах тракторов, навесных экскаваторов, самоходных подъемных кранов и других машин.

В корпусе 3 с крышкой 4 размещены три золотника 1, позволяющие управлять независимо один от другого тремя гидродвигателями, и клапанное устройство 2, обеспечивающее разгрузку насоса в нейтральной позиции золотников и предохранение гидросистемы от перегрузки. Перемещение золотников в нужную позицию производится с

помощью рукояток, присоединенных к рычагам 6.

В нейтральной позиции золотники фиксируются пружинами 12. При этом гидролинии 9, соединяемые с гидродвигателями, перекрыты, а линия управления 7 сообщается со сливной линией 8, поэтому клапан 2 открыт и через него основной поток жидкости проходит свободно на слив в бак.

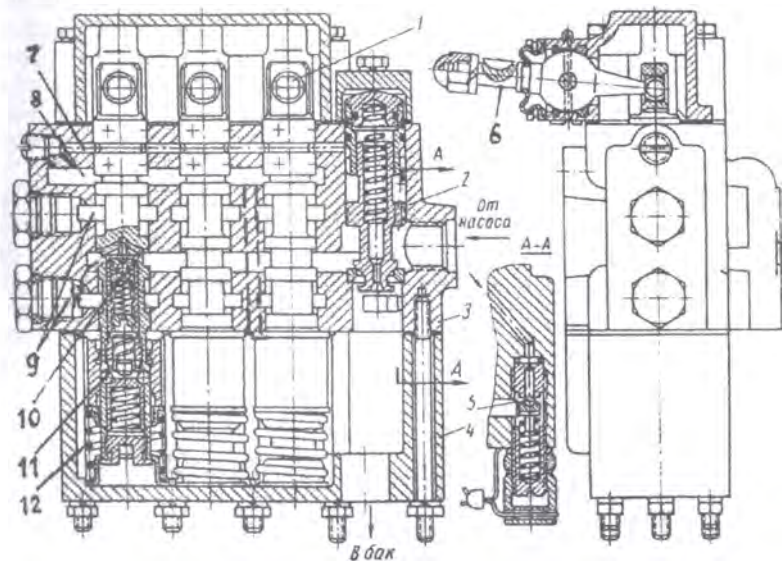


Рис. 19.4.

В каждой из рабочих позиций золотник соответствующим буртиком перекрывает линию управления, поэтому клапан 2 закрыт. Поток жидкости от насоса поступает в одну из полостей гидродвигателя, а из второй полости его направляется в распределитель, откуда сливается в бак.

В рабочей позиции золотник удерживается шариковым фиксатором 11. Возврат золотника в нейтральную позицию может осуществляться вручную или с помощью автоматического устройства 10. В конце хода поршня гидроцилиндра, когда он упирается в крышку (или специальный упор на штоке закрывает клапан, останавливающий движение

жидкости в гидроцилиндр), давление в напорной магистрали повышается и автомат 10 освобождает фиксатор 11, после чего под действием пружины 12 золотник возвращается в нейтральную позицию.

Клапанное устройство 2 выполняет также функцию защиты гидросистемы от перегрузки. Оно представляет собой двухступенчатый предохранительный клапан. Первая ступень – шариковый клапан 5, настраиваемый регулировочным винтом на давление в 1,2...1,3 раза большее, чем номинальное давление насоса. При достижении этого давления клапан 5 открывается, вследствие чего понижается давление в полости пружины клапана 2, последний также открывается, пропуская поток жидкости от насоса на слив в бак. Таким образом, обе ступени работают синхронно. Двухступенчатые клапаны способны пропускать большие расходы, виброустойчивы, обладают хорошими демпфирующими качествами.

Тракторные гидрораспределители вышеуказанной конструкции выпускаются с четырьмя типами золотников, что соответственно отражается в их маркировке. Например, Р-80-2-1-44 означает: Р – распределитель; 80 – номинальный расход, л/мин; 2 – исполнение по давлению (номинальное 14 МПа с настройкой предохранительного клапана на 17,5 МПа); 1 – исполнение по конструкции; 44 – два золотника четвертого типа (без плавающей позиции и без фиксации золотников в рабочих позициях). Золотники первого, второго, третьего типов имеют 4 позиции, при этом плавающая позиция с фиксацией и возвратом в нейтральную позицию вручную.

На рис. 19.5 представлен секционный гидрораспределитель с клапанной разгрузкой насоса. Такие распределители применяются на самоходных подъемных кранах.

Распределитель состоит из клапанной, рабочей и сливной секций, соединенных шпильками. Для уплотнений стыков секций применены стальные пластины 10 с отверстиями, в которые заложены резиновые кольца круглого сечения.

В клапанную секцию 8 встроены двухступенчатый предохранительный клапан, состоящий из клапана 5 (первая ступень) и переливного золотника 9 (вторая ступень).

Рабочая секция 2 состоит из корпуса, запрессованной в него гильзы 3 и золотника 4. Возврат золотника в нейтральное положение осуществляется пружиной 11. Для глубокого регулирования рабочих скоростей на золотнике выполнены конусные фаски с углом 3°. Ход золотника в одну сторону равен 16 мм.

Сливная секция 1 служит для отвода жидкости на слив и в дренаж.

Этот распределитель, предназначенный главным образом для гидроприводов кранов, не только осуществляет реверсирование движения потока жидкости, регулирование рабочих скоростей в широком диапазоне и предохранение гидросистемы от перегрузок, но и управляет тормозами механизмов.

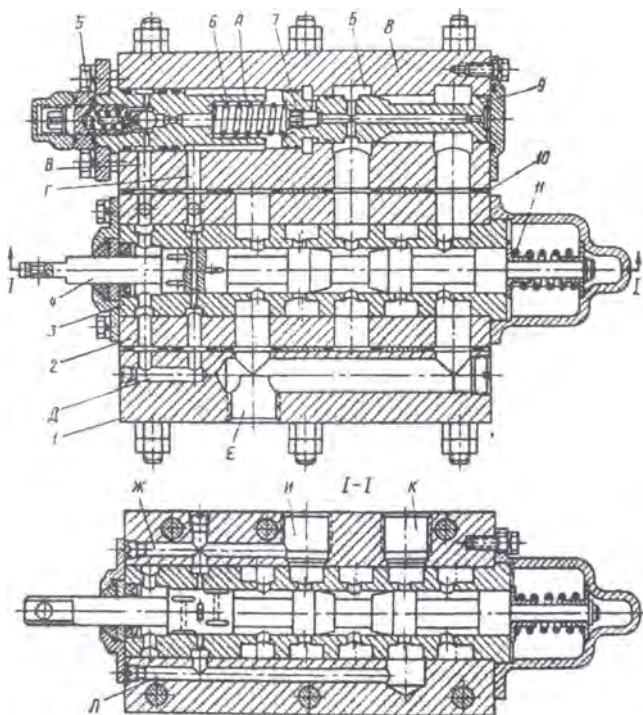


Рис. 19.5.

От насоса жидкость нагнетается в полость *Б*. В нейтральном положении золотника *4* полость *А* соединена посредством канала *Г* с дренажем *Д*. В результате перепада давления на демпфере *7* на переливной золотник действует усилие, превышающее усилие пружины *6*, и он, перемещаясь влево, соединяет полость *Б* со сливной полостью *Е*. В отличие от описанных выше распределителей, где линия управления переливным золотником связана со сливной магистралью, в этом рас-

пределителе она соединена с дренажем. При разгрузке насоса это дает выигрыш в мощности, потребляемой насосом, так как давление в сливной магистрали распределителя определяется суммарным сопротивлением трубопроводов, фильтра, охладителя, а также пружины переливного золотника, тогда как в дренаже оно не превышает 0,05 МПа. Таким образом, давление на насосе определяется пружиной *б*, либо (если сопротивление слива больше давления, создаваемого пружиной) равно сопротивлению слива. В последнем случае давления не суммируются.

При включении золотника в рабочее положение линия *Г* управления переливным золотником соединяется каналами *Ж* и *Л*, выполненными в корпусе, гильзе и золотнике, с напорной полостью *И* или *К* гидродвигателя, а противоположная полость соединяется со сливом. При этом на переливной золотник *9* со стороны полости *А* действует усилие, равное сумме усилий от давления в напорной магистрали гидродвигателя и пружины *б*.

Следовательно, для перемещения переливного золотника влево давление на него со стороны полости *Б* должно быть выше, чем давление в напорной магистрали (*И* или *К*) гидродвигателя, на 0,4...0,5 МПа соответственно усилию пружины *б*. Это обеспечивается перепадом давления при дросселировании на регулирующем конусе золотника *4*.

Таким образом, независимо от величины внешней нагрузки обеспечивается минимальный (0,4...0,5 МПа) перепад давления на регулирующем конусе золотника, в результате чего достигается регулирование скоростей в широком диапазоне.

Управление тормозом, например механизма поворота крана, осуществляется с помощью жидкости, отводимой из канала *Г*. При включении золотника жидкость поступает в гидроцилиндр тормоза под рабочим давлением через демпфер *7* и тормоз размыкается. В нейтральном положении золотника *4* канал *Г*, а следовательно, и гидроцилиндр тормоза соединены с дренажем и тормоз замкнут.

Золотник больше, чем у описанных распределителей, разгружен от заземления при высоких давлениях в системе благодаря наличию на нем трех продольных канавок, соединенных между собой поперечными отверстиями.

В гидросистемах экскаваторов и кранов применяются все типы описанных распределителей, однако опыт эксплуатации машин показывает, что для получения наилучших показателей работы гидродвигателей различных машин наиболее целесообразно использовать лишь определенный тип распределителей, наиболее полно отвечающий

предъявляемым требованиям. Так, например, для кранов, где необходимо иметь хорошие регулировочные характеристики рабочих движений и где перемещение золотников производится в основном плавно, наиболее целесообразно использовать распределители со встроенным регулятором скорости и клапанной разгрузкой насоса.

В гидроприводах экскаваторов, где не требуется регулирование скоростей в широком диапазоне, но производится резкое включение и выключение золотников, предпочтительным является установка проточных распределителей. Такие распределители не дают забросов давлений при резком включении золотников и имеют удовлетворительные регулировочные характеристики.

В экскаваторах применяются секционные прямооточные распределители РС 20.16, РС 25.16, РС 32.16, где первая цифра обозначает диаметр условного прохода в мм (диаметр круга, равного площади проходного сечения золотника при его полном открытии), вторая – номинальное давление в МПа.

Распределитель РС набирается из напорной, нескольких золотниковых (до 8) и сливной секций. При необходимости между золотниковыми может быть вставлена промежуточная секция, обратные клапаны и каналы которой обеспечивают последовательное соединение гидродвигателей при совмещении операций.

В напорной секции установлены предохранительный и обратный клапаны. Первый защищает систему от перегрузки, второй предотвращает опускание рабочего оборудования и защищает насос от пиковых давлений при включении золотников.

Для нового поколения тракторов МТЗ, сельскохозяйственных, дорожных и других мобильных машин Гомельский завод "Гидропривод" выпускает проточные секционные распределители типа РП-70 трех- и четырехпозиционные с фиксацией в любой из них. Номинальные расход и давление соответственно равны 70 л/мин и 16 МПа.

Выбор исполнения распределителя (моноблочное или секционное) определяется давлением в гидросистеме, условиями компоновки на машине и серийностью выпускаемых машин.

Величина сопротивления перемещению золотника распределителя зависит не только от его конструкции и размеров, но и от условий работы в системе гидропривода.

Размеры золотника и его ход в основном определяются расходом и скоростью жидкости, протекающей через распределитель, и существенно влияют на габаритные размеры и массу распределителя. Ради-

альные зазоры в золотниковых устройствах составляют 0,004—0,010 мм.

В распределителях, не регулирующих рабочие скорости, ход золотника равен приблизительно 10 мм, и его величина определяется только необходимостью создания требуемого проходного сечения. В распределителях с дроссельным регулированием (например, в распределителе ВНИИСтройдормаша) ход золотника увеличен до 16 мм.

Порядок выполнения работы.

1. Используя методические указания, плакаты, учебные разрезы, изучить устройство, принцип действия, разновидности, технические характеристики гидрораспределителей.

2. Составить принципиальные гидравлические схемы моноблочного трехзолотникового четырехпозиционного распределителя с клапанной, секционных однозолотниковых распределителей с клапанной и проточной разгрузками насоса в нейтральной позиции.

Контрольные вопросы

1. Назвать основные разновидности золотниковых гидрораспределителей.

2. Объяснить принцип действия моноблочного гидрораспределителя с клапанной разгрузкой насоса в нейтральной позиции.

3. Объяснить принцип действия секционного гидрораспределителя прямооточного типа.

4. Как устроен, действует, регулируется двухступенчатый предохранительный клапан?

5. Объяснить устройство и принцип действия напорной секции в прямооточном распределителе.

Работа 6 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОПРИВОДОВ С ЗАМКНУТОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ ПОТОКА ЖИДКОСТИ

Объемные гидроприводы с замкнутой циркуляцией потока жидкости (ГЗЦ) широко применяются в мобильных машинах для передачи энергии от двигателя к ходовой части с бесступенчатым регулированием скорости движения при ручном и автоматическом управлении. Такими приводами оснащены многие кормо- и зерноуборочные комбайны, самоходные косилки-плющилки, тростниковоуборочные комбайны, некоторые льнокомбайны. В основном аналогичны им по

принципу действия гидроприводы, применяемые в трансмиссиях рабочего хода ряда роторных траншейных экскаваторов типа ЭТР.

Достоинство ГЗЦ: бесступенчатое регулирование и реверсирование скорости движения и силы тяги во всем диапазоне передачи; быстроедействие и низкая инертность; низкая металлоемкость; возможность широкой унификации гидравлического оборудования при простой компоновке и широкой автоматизации управления при оптимальных режимах работы.

В ГЗЦ (рис. 20.1) основной поток жидкости, передающий энергию, движется от насоса 1 к гидромотору 2 и обратно в насос по замкнутому контуру. Сливная линия гидромотора является всасывающей для насоса. ГЗЦ представляет собой компактную, реверсивную систему высокой энергонасыщенности. Однако для нормального функционирования его замкнутый контур необходимо постоянно подпитывать рабочей жидкостью извне, так как и в насосе, и в гидромоторе имеются утечки ее. Для этого предусмотрена система подпитки, включающая бак 4, фильтр 6, насос подпитки 8.1, два обратных клапана 1.1 и переливной клапан 8.2. Шестеренный насос подпитки 8.1 с переливным клапаном 8.2 находится в общем корпусе 8, который крепится к корпусу основного насоса 1.

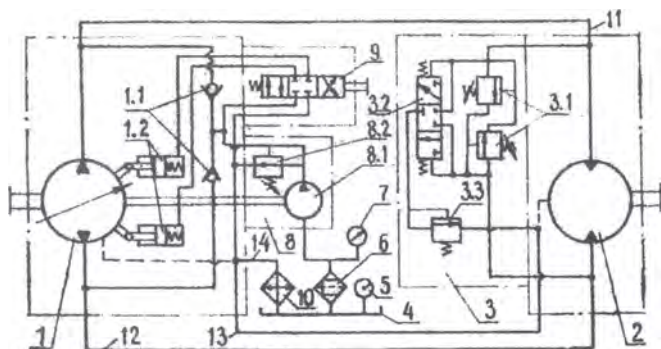


Рис. 20.1.

Привод насоса подпитки осуществляется от вала основного насоса. Подпитка производится через один из обратных клапанов 1.1 в ту линию (11 или 12), которая при установленном направлении движения является сливной. Давление в сливной линии (1,0...1,5 МПа) поддер-

живается переливным клапаном 8.2. Величина утечек жидкости в гидромашинах переменна; она зависит от давления, скоростного режима, износа рабочих поверхностей. В связи с этим подача насоса подпитки должна превышать максимальную величину суммарных утечек. Поэтому излишки жидкости, поступающей от насоса подпитки к сливной линии замкнутого контура, сбрасываются через переливной клапан 8.2 и охладитель 10 в бак 4.

Гидроусилитель (следящий гидропривод) служит для управления подачей насоса 1. Он обеспечивает реверсирование и бесступенчатое регулирование подачи насоса 1 при воздействии на рычажок (или педаль) управления. Гидроусилитель включает насос 8.1 с переливным клапаном 8.2, трехпозиционный золотник 9, механическую систему связи его с входным звеном (рычажком или педалью управления), два гидроцилиндра 1.2 одностороннего действия, штоки поршней которых соединяются с опорной плитой наклонного диска насоса 1, звено обратной связи, соединяющее опорную плиту с золотником.

Когда рычажок управления находится в исходном положении, соответствующем нулевой подаче насоса 1, наклонный диск установлен пружинами гидроцилиндров 1.2 под углом $\gamma = 0$ к оси приводного вала. При этом золотник 9 занимает нейтральную позицию, рабочие полости гидроцилиндров заперты, напорная и сливная линии гидроусилителя перекрыты, жидкость от насоса 8.1 поступает на подпитку замкнутого контура и на слив в бак через клапан 8.2, сливную линию 14, охладитель 10.

Если отклонить рычажок управления в ту или другую сторону от исходного положения, то золотник переместится в одну из рабочих позиций, изображенных на рис. 20.1. Жидкость поступит под давлением насоса 8.1 через открытый канал в золотнике в соответствующий гидроцилиндр 1.2 и переместит его поршень, вследствие чего наклонный диск повернется на угол, соответствующий некоторой подаче насоса. Одновременно из второго гидроцилиндра жидкость вытеснится поршнем на слив в бак через канал в корпусе насоса, золотник, сливную линию 14, охладитель 10; пружина этого гидроцилиндра сожмется поршнем.

Наклонный диск поворачивается до тех пор, пока перемещается рычажок управления. Если перемещение рычажка прекратить, то прекращается и поворот наклонного диска, так как с помощью звена обратной связи, соединяющего золотник с опорной плитой, золотник возвращается в нейтральную позицию, прекращая поток масла в гидроцилиндр.

Рабочая жидкость очищается от механических примесей, проходя через фильтр 6 тонкой очистки, установленный на всасывающей линии насоса подпитки. Работа фильтра контролируется с помощью вакуумметра 7. Температура жидкости определяется по термометру 5.

Для защиты гидропривода от перегрузки служат предохранительные клапаны 3.1, золотник 3.2, подпорный клапан 3.3. Наличие двух предохранительных клапанов обусловлено реверсивностью гидропривода. Предохранительные клапаны 3.1 отрегулированы на давление 35 МПа (при номинальном давлении в ГЗЦ, равном 21 МПа). В случае перегрузки гидромотора, когда давление в нагнетательной линии его достигает указанного предела, срабатывают предохранительный клапан и золотник 3.2, подключенные к этой линии. Золотник 3.2 под давлением жидкости, подведенной к его торцу, переводится автоматически из нейтральной в рабочую позицию. Рабочая жидкость, сбрасываемая через предохранительный клапан 3.1, поступает в сливную линию, а излишки ее, обусловленные увеличением объема в связи с резким уменьшением давления за клапаном, отводятся по параллельной линии через открытый в рабочей позиции канал золотника 3.2, подпорный клапан 3.3, сливные линии 13 и 14, охладитель 10 в бак 4. Подпорный клапан 3.3 поддерживает в сливной линии гидромотора необходимое давление (1,0...1,5 МПа).

Дренажные утечки из гидромотора отводятся по сливной линии 13 в полость насоса 1, откуда вместе с утечками последнего направляются по линии 14 к охладителю 10, а от него – в бак 4.

На рис. 20.2, а представлена принципиальная схема ГЗЦ с нереверсивным насосом регулируемой подачи, управляемым автоматически по давлению. Основной поток здесь движется по замкнутому контуру от насоса 1 через распределитель 6 к гидромотору 7 и от него снова к насосу 1.

В связи с нереверсивностью насоса гидромотор управляется распределителем, несколько упрощается при этом система подпитки. Она включает бак 5, насос 4, фильтр 2 (с предохранительным клапаном, который срабатывает при засорении фильтра или при низкой температуре рабочей жидкости), переливной клапан 3. Для защиты основной системы от перегрузки имеется предохранительный клапан 8.

В гидроприводах многих строительных, мелиоративных машин применяются одинарные (207.20, 207.32 и др.) и двоянные (223.20, 223.25 и др.) регулируемые аксиально-поршневые насосы, управляемые автоматически по давлению в напорной линии. Такой насос снабжен регулятором мощности, который автоматически поддерживает

приблизительно постоянную мощность потока жидкости на выходе из насоса при изменении нагрузки на рабочем органе в заданных пределах. Принцип действия регулятора мощности поясняется схемой,

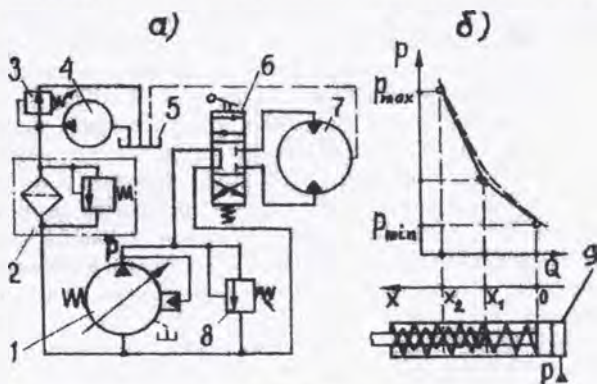


Рис. 20.2.

представленной на рис. 20.2, б. С блоком цилиндров насоса соединяется шток поршня (или плунжер), расположенный в цилиндре 9. На поршень с одной стороны действует давление p жидкости, подведенной из напорной линии насоса, с другой – усилие двух пружин, имеющих различную жесткость и неодинаковую длину.

В отсутствие нагрузки на рабочем органе блок цилиндров отклонен большей пружиной на угол, соответствующий максимальной подаче насоса. При возрастании нагрузки на рабочем органе и вследствие этого возрастания давления p в напорной линии поршень регулятора перемещается и отклоняет блок цилиндров насоса на уменьшение подачи, что приводит к снижению скорости рабочего органа. В пределах некоторого перемещения x_1 поршня ему противодействует одна пружина, затем далее от x_1 до x_2 – две. В результате этого гиперболическая зависимость $pQ = \text{const}$ (штриховая линия), определяющая постоянство мощности потока, аппроксимируется двумя прямыми линиями. Автоматическое регулирование производится в определенном заданном диапазоне. Например, для экскаваторов III–V размерных групп рекомендуется $p_{max} = (2,4 - 2,6) p_{min}$.

Эксплуатация ГЗЦ

Надежная и длительная работа гидромашин и гидроприводов возможна только при тщательном соблюдении правил эксплуатации. Необходимо ежедневно проверять уровень жидкости в баке, герметичность соединений, состояние креплений гидромашин. Во время пуска и в процессе работы нужно следить за состоянием гидромашин по уровню звука. Стук внутри корпуса гидромашин не допускается. Нельзя допускать длительную перегрузку гидромашин, так как она приводит к повышенному износу или даже к поломкам в гидроприводах.

Категорически запрещается эксплуатация гидропривода на рабочих жидкостях, не указанных в паспорте или инструкции.

Масло, применяемое в гидроприводе, служит не только в качестве рабочей жидкости. Оно одновременно смазывает трущиеся поверхности, работающие при высоких скоростях и нагрузках. Поэтому загрязнение масла механическими примесями, влагой вызывает образование задиров на трущихся сопряженных поверхностях, ускоряет их износ, приводит к преждевременным неисправностям. Заправка гидроприводов, в которых используются аксиально-поршневые гидромашин, должна осуществляться только через фильтры с тонкостью очистки до 20 мкм. При демонтаже, монтаже элементов гидропривода нужно всегда соблюдать тщательную чистоту и аккуратность.

Необходимо своевременно производить замену фильтрующих элементов тонкой очистки жидкости в гидроприводах. В ГЗЦ состояние этого фильтра контролируется с помощью вакуумметра. По мере засорения фильтра разрежение за ним увеличивается. При разрежении 0,024 МПа (стрелка вакуумметра находится у красной части шкалы) фильтрующий элемент подлежит замене; работа гидропривода при более высоком разрежении запрещена, так как при этом неизбежным является недостаточная подпитка рабочей жидкостью замкнутого контура, что может привести к ускоренному износу и неисправностям в гидромашин. С начала эксплуатации необходимо заменять фильтрующий элемент независимо от показаний вакуумметра после первых 10, затем через 50, 100 и 1000 моточасов работы.

Замену рабочей жидкости в гидроприводе нужно производить строго в установленные сроки, предусмотренные инструкцией по эксплуатации. Так, в ГЗЦ заменять масло МГ-30У необходимо сначала через 500, а затем регулярно через 2000 моточасов. Кроме этого чистоту рабочей жидкости рекомендуется контролировать через каждые 500

моточасов работы гидропривода путем отбора пробы $0,5 \text{ дм}^3$ и отстаивания в течение 24 ч. Если после отстаивания на дне посуды есть осадок, то рабочую жидкость необходимо заменить.

Перед эксплуатацией при отрицательных температурах наружного воздуха гидропривод полагается прогреть. С этой целью допускаются включение и работа насоса без значительной нагрузки с постепенным повышением частоты вращения его вала и небольшим дросселированием потока жидкости.

Порядок выполнения работы.

1. Используя методические указания, плакаты, учебные разрезы, отдельные узлы и детали, изучить устройство, принцип действия, технические характеристики, правила эксплуатации нерегулируемых и регулируемых гидроприводов с замкнутой циркуляцией потока.
2. Внимательно изучить условные обозначения всех элементов, изобразить принципиальные схемы ГЗЦ и научиться их читать.

Контрольные вопросы

1. Объяснить устройство и принцип действия ГЗЦ.
2. Как обеспечивается регулирование скорости и изменение направления вращения вала гидромотора?
3. Для чего применяется, как устроен и как работает регулятор мощности насоса?