

определяется состоянием газа в сосуде (P_1, T_1, ρ_1) и совершенно не зависит от противодействия той среды, куда происходит истечение.

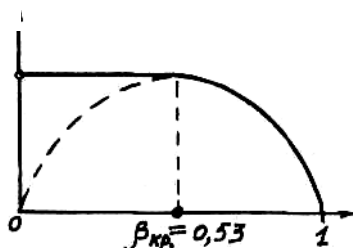


Рис. 3.1

глава третья

ИСТОЧНИКИ ПИТАНИЯ ГИДРОПНЕВОСИСТЕМ

3.1. Общие положения. Преимущества и недостатки гидропневмоприводов

Гидравлическим приводом называется совокупность устройств, предназначенных для приведения в движение механизмов и машин посредством рабочей жидкости под давлением. На рис.3.1 показана структурная схема гидропривода.

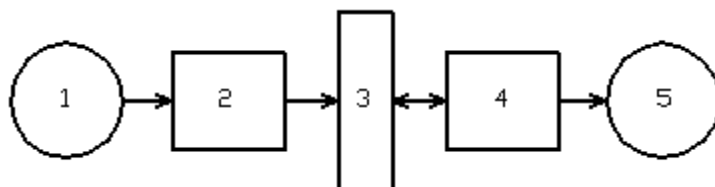


Рис.3.1

Приводной двигатель 1 вырабатывает механическую энергию и является входным звеном гидропривода. Источником питания 2 гидроприводов служат главным образом насосы, которые преобразуют механическую энергию приводного двигателя в энергию рабочей жидкости. Иногда в схему гидросистемы включают аккумуляторы энергии, эпизодически становящиеся источником питания. В пневмоприводах источником питания служат компрессоры.

Гидравлическая (пневматическая) энергия (давление, расход) через основную гидролинию (трубопроводы, гибкие шланги) передается в исполнительное устройство 4, в котором гидравлическая (пневматическая) энергия потока рабочего агента снова преобразуется в механическую энергию (усилие на штоке или момент на валу), используемую

для преодоления нагрузки 5. Выходным звеном в гидропневмоприводах является нагрузка на валу (штоке) исполнительного устройства 4.

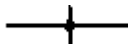
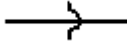

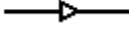

В качестве исполнительных устройств применяются различные гидро- и пневмодвигатели:

- силовые гидроцилиндры (пневмоцилиндры) для осуществления прямолинейных возвратно-поступательных движений и поворотных перемещений (моментные цилиндры);

- гидро- и пневмомоторы непрерывного вращательного движения.

В гидросистему включаются: устройства 3 управления параметрами потока жидкости (давление, расход, направление), т.е. режимом работы; дополнительные и вспомогательные устройства для обеспечения нормального функционирования системы в заданных условиях (предохранительные клапаны, аккумуляторы, емкости, фильтры, кондиционеры, гидромагистраль, уплотнения).

Кроме основной гидролинии, в системе используются также вспомогательные гидролинии для осуществления различных функций управления и регулирования. Приняты следующие схемные обозначения гидролиний:

— - основная; — - линия регулирования и управления;
----- дренажная линия для отвода утечек в бак;  пересечение линий;  - линии не пересекаются;  - источник гидропитания;  - источник пневмопитания;  - гибкие шланги.

Гидроприводы широко применяются в современном машиностроении. Они позволяют существенно упростить кинематику станков, снизить их металлоемкость, повысить точность и надежность работы, а также уровень автоматизации.

Основным преимуществом гидропривода перед другими приводами (электрическим и пневматическим) является то, что гидроприводы имеют наибольшую величину отношения максимально развиваемого усилия (момента) на гидродвигателе к массе подвижных частей самого гидродвигателя и нагрузки. С увеличением этого отношения быстродействие привода существенно увеличивается при больших выходных мощностях. Время разгона и торможения не превышает нескольких сотых долей секунды.

Существенным преимуществом гидроприводов является возможность получения больших усилий и мощностей при ограниченных размерах исполнительных силовых двигателей, достигающих значений (0,5-1,8) кг/кВт. В современных гидроприводах минимальная величина веса имеет место при давлениях (25-35) МПа. При малых давлениях вес системы увеличивается за счет размеров гидродвигателя и гидроаппаратуры, при больших же давлениях - за счет увеличения толщины стенок.

Гидроприводы при хорошей плавности движения обеспечивают широкий диапазон бесступенчатого регулирования скорости исполнительных двигателей, реверсирование рабочих движений и осуществление больших передаточных отношений.

Гидропривод обладает высокой механической жесткостью, что объясняется относительно большим значением модуля объемной упругости жидкости.

Эти преимущества приводят к тому, что гидроприводы имеют простую конструкцию, высокий КПД (0,95-0,98), возможность выбора определенного соотношения скоростей прямого и обратного ходов, высокую надежность, хорошие компоновочные возможности, самосмазываемость, условия для автоматизации и т.д.

К недостаткам гидропривода можно отнести: зависимость характеристики гидропривода от вязкости рабочей жидкости; потери на трение и утечки, снижающие КПД гидропривода и вызывающие разогрев рабочей жидкости; жесткие требования к точности изготовления; взрыво- и пожароопасность; растворимость воздуха, жидкости и проникновение влаги, которые нарушают работу гидропривода и автоматических устройств; необходимость применения фильтров тонкой очистки, повышающих стоимость гидропривода.

При правильном конструировании и эксплуатации гидроприводов отмеченные недостатки могут быть сведены к минимуму.

Гидроприводы эффективно применяются в металлорежущих станках с возвратно-поступательным движением рабочего органа, в высокоавтоматизированных многоцелевых станках, в агрегатных станках и автоматических линиях, в механизмах подачи и автоматической смены инструмента, в транспортных устройствах, в дорожно-строительных машинах, в мощных манипуляторах и роботах, в системах рулевого управления и т.д.

Пневмоприводы применяются, когда требуются быстрые перемещения, и незаменимы, когда применение гидроприводов с масляной рабочей средой недопустимо по требованиям пожарной безопасности.

К основным преимуществам пневмоустройств относятся: надежность и долговечность, быстрота срабатывания, простота и экономичность, обусловленные одноканальным питанием пневмомеханизмов (отработавший воздух выпускается в атмосферу).

Недостатки пневмоприводов обусловлены высокой сжимаемостью воздуха. Воздух при сжатии накапливает энергию, которая при определенных условиях может вызвать ударные нагрузки. Пневмосистемы не обеспечивают плавности и точности хода.

Гидроприводы и пневмоприводы оснащены специальной гидропневматической аппаратурой, которая создает возможность компоновки большого числа различных систем в широком диапазоне функциональных возможностей.

Широкое распространение получили как дискретные, так и аналоговые гидравлические и пневматические вычислительные устройства, которые по быстродействию, размерам и весу намного уступают электрическим. Однако гидравлические вычислительные устройства и элементы пневмоники имеют такие преимущества, как взрывобезопасность, нечувствительность к электромагнитным полям, возможность работы при сравнительно высоких температурах и в объектах с высоким уровнем вибраций, низкая стоимость и т.д.

Средства гидропневмоавтоматики находят все более широкое применение во взрывоопасных технологических процессах химических предприятий.

3.2. Насосы

Насосом называется машина, преобразующая механическую энергию в гидравлическую энергию потока жидкости.

В гидроприводах применяют главным образом объемные насосы, в которых происходит заполнение камер в результате их расширения (всасывание), а затем принудительное вытеснение жидкости из этих камер посредством уменьшения их объемов (нагнетание). В качестве вытеснителей применяют поршни, плунжеры, пластины, шестерни и т.д. При работе насоса 1 (рис.3.2) на входе (сечение $a-a$) уменьшается давление и жидкость из бака 2 по всасывающему трубопроводу 3 поступает в насос, где происходит повышение энергии потока за счет энергии приводного двигателя с одновременным преобразованием механической энергии в гидравлическую.

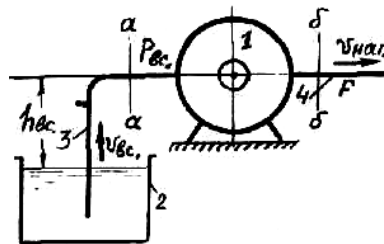


Рис.3.2

Далее жидкость по нагнетательному трубопроводу 4 поступает к потребителю. На выходе насоса (сечение $б-б$) давление $P_{наг.}$ больше, чем на входе - $P_{вс.}$. По характеру процесса вытеснения жидкости объемные насосы делятся на поршневые и роторные. В поршневых насосах вытеснение жидкости происходит из неподвижных камер вытеснителями - поршнями, совершающими возвратно-поступательное движение. В роторных насосах рабочие камеры перемещаются вместе с ротором и переносят жидкость из приемной полости в нагнетательную.

Рассмотрим основные параметры насосов. **П о д а ч а н а с о с а** - это расход на выходе насоса. Подача характеризуется рабочим объемом - суммарным изменением объема рабочих камер за один оборот (один цикл). При отсутствии утечек и пренебрежении сжимаемостью подача жидкости за один оборот равна рабочему объему насоса

$$q_n = V_k Z, \quad (3.1)$$

где V_k - геометрический объем рабочей камеры; Z - число рабочих камер насоса.

Тогда теоретическая подача за n_n оборотов в минуту будет

$$Q_{нт} = q_n n_n. \quad (3.2)$$

Конструктивно насосы выполняются с постоянной и регулируемой подачей. В регулируемых насосах подача регулируется за счет изменения рабочего объема при помощи специальных устройств.

Приняты следующие условные обозначения насосов и компрессоров (рис.3.3):

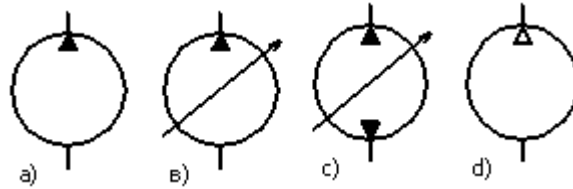


Рис.3.3.

а) нерегулируемый (общее обозначение); б) регулируемый с односторонней подачей; в) регулируемый с двусторонней подачей; г) компрессор.

Д а в л е н и е , р а з в и в а е м о е н а с о с о м . Каждая единица веса жидкости, прошедшая через работающий насос, приобретает дополнительную энергию за счет работы приводного двигателя. Согласно уравнению Бернулли, эта энергия в единицах давления будет (рис.3.2)

$$P_H = (Z_6 - Z_a)\rho g + (P_{наг} - P_{вс}) + \rho \frac{V_{наг}^2 - V_{вс}^2}{2}. \quad (3.3)$$

Сумма первых двух слагаемых - статическое давление насоса, а последнее слагаемое - динамическое давление.

Так как в гидроприводах давления в системе высокие, то при расчетах разностью $(Z_6 - Z_a)$ и динамическим давлением пренебрегают. Тогда давление, развиваемое насосом, представляет собой разность давлений на входе и выходе

$$P_H = P_{наг} - P_{вс}. \quad (3.4)$$

В ы с а с ы в а н и я - это расстояние по вертикали $h_{вс}$ от входного сечения насоса до поверхности жидкости в емкости 2 (рис.3.2). Высота всасывания должна быть такой, чтобы у входа в насос не возникла кавитация. Поэтому в гидроприводах питающую емкость устанавливают выше уровня входа в насос, т.е. создают подпор, что обеспечивает бескавитационную работу насоса. Во всасывающей камере насоса должно быть обеспечено такое давление, чтобы преодолеть гидравлические потери и инерцию жидкости без разрыва потока. Исходя из этого, возможная наибольшая допустимая высота всасывания будет

$$\Delta h = \frac{P_{вс}}{\rho g} + \frac{V_{вс}^2}{2g} - \frac{P_n}{\rho g},$$

где $P_{вс}$ - абсолютное давление на входе в насос; $V_{вс}$ - скорость жидкости во всасывающей трубке насоса; P_n - давление насыщенных паров перекачиваемой жидкости.

М о щ н о с т ь н а с о с а определяется энергией, сообщаемой жидкости приводным двигателем.

Теоретическая мощность при данном перепаде давления выражается через теоретическую подачу насоса (3.2):

$$N_{нт} = Q_{нт} P_H . \quad (3.5)$$

Полезной мощностью называется мощность, сообщаемая жидкости на выходе из насоса:

$$N_{пр} = Q_H P_H , \quad (3.6)$$

где Q_H - действительный расход на выходе насоса.

Мощность на валу приводного двигателя равна

$$N_{пр} = M_H \omega_H , \quad (3.7)$$

где M_H - момент на валу насоса; ω_H - угловая скорость вращения вала насоса.

Кпд насоса, полный коэффициент полезного действия насоса η определяется отношением полезной мощности насоса к приводной мощности

$$\eta_n = \frac{N_n}{N_{пр}} . \quad (3.8)$$

Кпд насоса зависит от объемных механических и гидравлических потерь, каждая из которых характеризуется соответствующим коэффициентом полезного действия

$$\eta_n = \eta_0 \cdot \eta_g \cdot \eta_{мех} , \quad (3.9)$$

где η_0 η_g $\eta_{мех}$ – соответственно объемный, гидравлический и механический кпд насоса.

Объемные потери в насосе (ΔQ_H) возникают в результате утечек через неплотности в элементах насоса, а также из-за неполного заполнения рабочих камер

$$\Delta Q_H = Q_{нт} - Q_H \quad \text{или} \quad Q_H = \eta_0 Q_{нт} .$$

Тогда

$$\eta_0 = \frac{Q_H}{Q_{нт}} = \frac{Q_H}{Q_H + \Delta Q_H} . \quad (3.10)$$

При гидравлических потерях давления в насосе ΔP_H имеем

$$\eta_g = \frac{P_H}{P_H + \Delta P_H} . \quad (3.11)$$

Механические потери обусловлены контактным трением при движении элементов насоса и учитываются механическим кпд $\eta_{мех}$. Характерные графики изменения η_0 $\eta_{мех}$ η_H в зависимости от выходного давления насоса и частоты вращения показаны на рис.3.4 а,б.

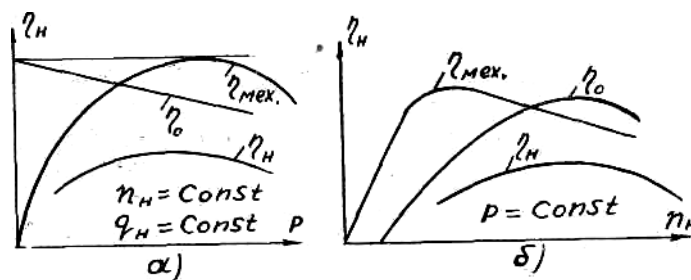


Рис.3.4.

Х а р а к т е р и с т и к и н а с о с о в. Насосы объемного типа имеют одинаковые расходные характеристики, которые представляют зависимость подачи от частоты вращения насоса или нагрузки (рис.3.5).

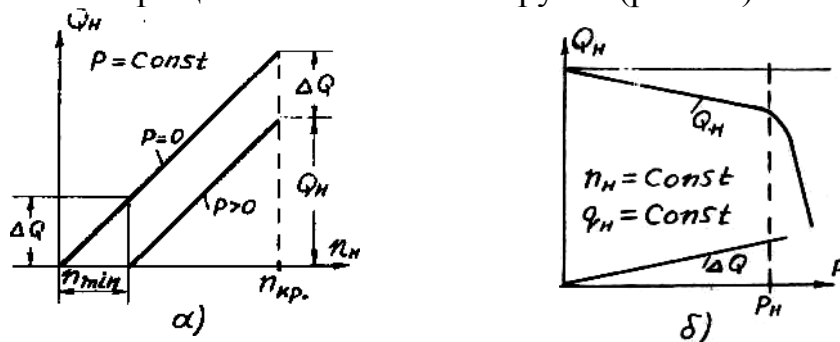


Рис.3.5

Компенсация утечек ΔQ происходит при минимальной частоте вращения n_{min} , когда насос работает с нагрузкой ($p > 0$). При холостом ходе ($p = 0$) график проходит через начало координат (рис. 3.5 а). Наклон графика обусловлен величиной утечек, а перегиб характеристики - открытием предохранительного клапана (рис.3.5 б).

3.3. Поршневые насосы

Поршневые насосы являются типичным представителем объемных гидромашин и служат прототипом современных совершенных насосов, работающих в гидроприводах при высоких давлениях (свыше 20 МПа). Поршневые компрессоры по принципу работы аналогичны поршневым насосам. Поршневые насосы делятся по кратности действия на однократные и многократные. Эти насосы реализуют приводную мощность через шатунно-кривошипные и кулачковые механизмы.

Поршень 1 насоса однократного действия с шатунно-кривошипным механизмом (рис.3.6) за один оборот вала 11 совершает один двойной ход. Ход поршня равен двум радиусам кривошипа $10(S=2R)$. При ходе поршня влево под давлением жидкости открывается нагнетательный клапан 4, а всасывающий клапан 6 закрывается. Жидкость поступает в нагнетательный трубопровод 7. При обратном ходе в полости цилиндра 2 образуется разрежение, всасывающий клапан 5 открывается (нагнетательный закрывается под давлением жидкости в трубопроводе 7) и жидкость по всасывающему трубопроводу 6 поступает в цилиндр, шток 3 соединен с поршнем через ползун 8. При достаточно большой длине шатуна 9 по сравнению с кривошипом 10 скорость поршня относительно цилиндра будет

$$U = \omega R \sin \varphi = \frac{\pi L}{60} \sin \varphi \quad (3.12)$$

где φ - угол поворота кривошипа; ω - угловая скорость приводного двигателя; n - число оборотов вала двигателя в минуту; F - площадь поршня; L - длина поршня.

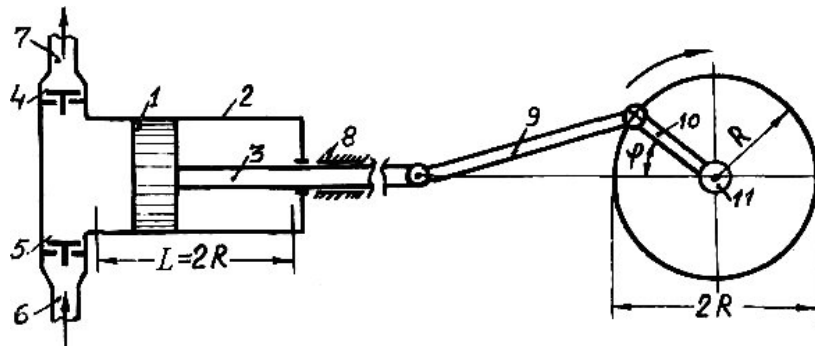


Рис.3.6.

Мгновенная подача насоса с площадью поршня A

$$q = US = S \omega R \sin \varphi$$

меняется по синусоиде от $q=0$ при $\varphi=0$ до q_{max} при $\varphi=90^0$ (рис.3.7)

$$q_{max} = F \cdot \omega \cdot R = F \frac{\pi n L}{60} \quad (3.13)$$

Теоретический объем жидкости, вытесненный насосом за один цикл (один оборот кривошипа), равен рабочему объему насоса

$$q_{HT} = SL.$$

Тогда подача насоса однократного действия с учетом объемных потерь будет

$$Q_1 = \eta_0 \frac{ALn}{60} \quad (3.14)$$

Эта же подача является средней ($Q_1 = Q_{cp}$), как если бы всю подачу за один цикл распределить равномерно.

Коэффициентом неравномерности подачи называют отношение

$$\delta = \frac{q_{max}}{Q_{cp}} \quad (3.15)$$

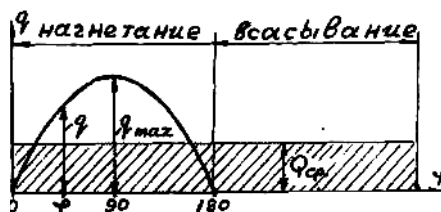


Рис.3.7

Для насоса однократного действия (без учета объемного КПД) из (3.13) и (3.14) получим

$$\delta_1 = \pi = 3,14$$

Для получения более равномерной подачи применяют насосы многократного действия. На схеме (рис.3.8) показан одноцилиндровый насос двойного действия, который нагнетает жидкость при движении поршня в обе стороны.

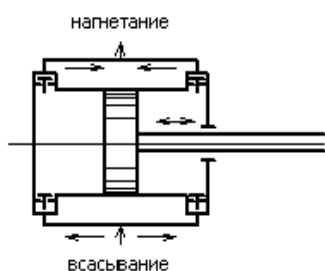


Рис.3.8

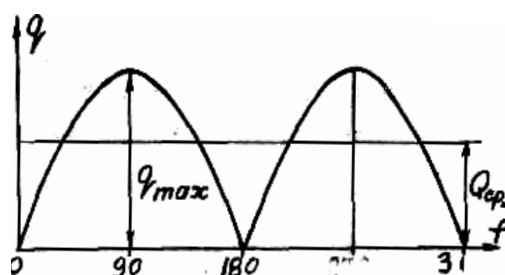


Рис.3.9

Когда в одной полости цилиндра имеет место процесс нагнетания, то в другой полости происходит процесс всасывания (рис.3.9). Подача насоса двойного действия равна

$$Q_{II} = \eta_0 \frac{(2S - S_{шт})Ln}{60},$$

где $S_{шт}$ - площадь сечения штока.

Если пренебречь площадью сечения штока, то подача насоса двойного действия будет

$$Q_{II} = \eta_0 \frac{SLn}{30}. \quad (3.16)$$

В этих насосах равномерность подачи в два раза больше насоса однократного действия

$$\delta_{II} = \frac{\pi}{2} = 1,57.$$

Насосы трехкратного действия - это три насоса однократного действия, работающие от общего вала с кривошипами, установленными под 120° . Подача будет

$$Q_{III} = 3Q_I = \eta_0 \frac{SLn}{20}. \quad (3.17)$$

При этом коэффициент неравномерности равен

$$\delta_{III} = \frac{\pi}{3} = 1,047.$$

При объединении двух насосов двойного действия со сдвигом кривошипов на 180° получим насос четырехкратного действия с подачей (без учета площади сечения штока)

$$Q_{IV} = 2Q_{II} = \eta_0 \frac{SLn}{15}. \quad (3.18)$$

и коэффициентом неравномерности

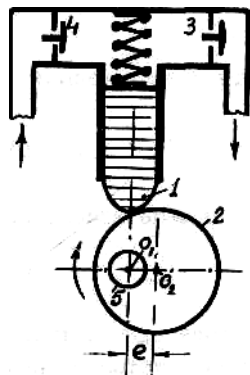
$$\delta_{IV} = \frac{\pi\sqrt{2}}{4} = 1,11.$$


Рис. 3. 10.

Для обеспечения компактности поршневых насосов применяют эксцентриковые (кулачковые) приводные механизмы (рис.3.10). При этом эксцентрики могут располагаться по оси приводного вала (коленчатый вал) в параллельных плоскостях со сдвигом по фазе на угол $360/Z$ (Z - число цилиндров). В других конструкциях цилиндры располагаются в одной плоскости вокруг одного эксцентрика звездообразно. Поршень I (рис.3.10) прижимается к эксцентричному кулачку. Всасывание и нагнетание происходит через соответствующие клапаны 3 и 4. На валу 5 число кулачков может быть от трех до 11(столько же поршней и цилиндров). Ось вала 5 O_1 и геометрическая ось кулачка O_2 смещены на величину эксцентриситета e . Следовательно, каждый поршень совершает возвратно-поступательное движение с величиной хода, равной $2e$. Формулы для расчета подачи насосов с шатунно-кривошипным механизмом пригодны и для насосов с кулачковым механизмом. Рассмотренные насосы относятся к клапанным, которые имеют следующие недостатки: запаздывание клапанов, вследствие чего ограничивается число оборотов насоса и, стало быть, подача; подача жидкости происходит только в одном направлении (нереверсивность); невозможность использования их в качестве гидромоторов.

3.4. Роторные радиально-поршневые насосы

Роторно-поршневые насосы изготавливаются многоцилиндровыми с бесклапанным распределением жидкости, являются обратимыми и могут работать в качестве гидромоторов.

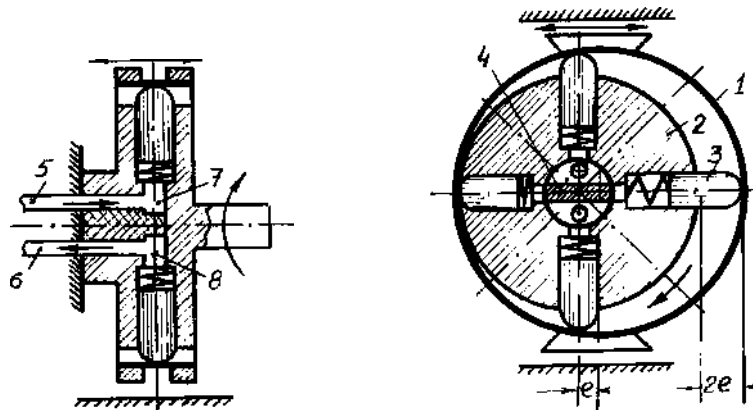


Рис.3.11

Оси статора 1 и ротора 2 (рис.3.11) расположены с эксцентриситетом $-e$. Поршни 3 расположены в радиальных расточках ротора, имеют сферические головки, которыми опираются на внутреннюю поверхность статора. Блок цилиндров вращается вокруг распределительной перегородки 4, под действием центробежной силы или пружин поршни находятся в постоянном контакте с поверхностью статора. Поршни с ротором вращаются вокруг оси ротора и совершают возвратно-поступательное движение в цилиндрах. Всасывающий 5 и напорный 6 каналы поочередно соединяются с приемной 7 и нагнетательной 8 полостями. При отходе поршней от оси ротора происходит всасывание, а при обратном ходе - нагнетание.

С целью снижения потерь на трение часто статорное кольцо выполняется в виде подшипниковой обоймы или на головке каждого поршня устанавливается подшипник. Наиболее слабым узлом является распределительный узел, который налагает ограничения на величину давления. Частоту вращения можно довести до 2000 об/мин.

В регулируемых насосах этого типа статорное кольцо перемещают специальным механизмом, изменяя эксцентриситет от 0 до L . При смещении статора в обе стороны от центра ротора можно изменить направление потока подаваемой жидкости, не изменяя при этом направление вращения ротора. Подача роторно-поршневых насосов определяется рабочим объемом

$$q = \frac{\pi d^2}{4} h z,$$

где d – диаметр поршня; z – число поршней; $h=2e$ – ход поршня.

Фактическая подача с учетом объемного КПД равна

$$Q = Q_T \eta_0 = \frac{1}{2} \eta_0 \pi d^2 e z n. \quad (3.19)$$

Подача насоса является неравномерной с частотой пульсации, равной nz при четном числе поршней и $2nz$ - при нечетном числе. Поэтому коэффициент неравномерности подачи при нечетном числе поршней меньше.

3.5. Роторные аксиально-поршневые насосы

Основной особенностью аксиальных насосов является круговое расположение цилиндров параллельно оси ротора и торцевое распределение жидкости. Конструктивно они делятся на две группы, отличающиеся схемой связи цилиндрического блока с приводным механизмом: насосы с наклонным диском, у которых ось в ведущего вала составляет одну линию с осью вращения ротора (рис.3.12); насосы с наклонным цилиндрическим блоком, у которых оси приводного звена и блока цилиндров расположены под углом (рис.3.13).

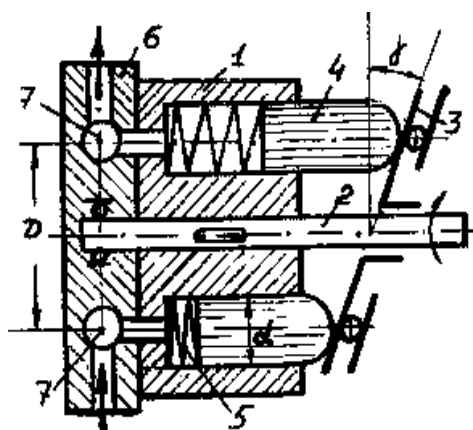


Рис.3.12

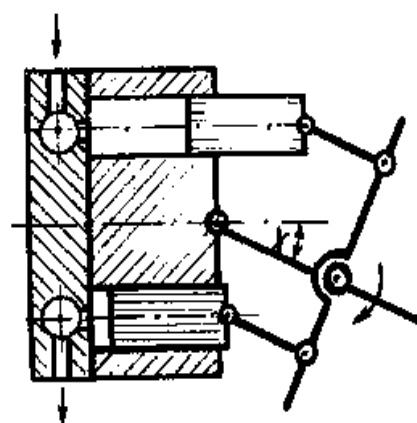


Рис.3.13

Насос с наклонным диском содержит цилиндрический блок 1, приводной механизм, состоящий из вала привода 2 и наклонного диска 3, упирающегося на упорный подшипник. При вращении ротора поршни 4, подпертые пружинами 5, совершают возвратно-поступательное движение, при котором происходит процесс всасывания и нагнетания жидкости через торцевое неподвижное распределительное устройство 6. Торцевой блок цилиндров скользит по поверхности распределительного устройства. В нем выполнены серповидные окна 7, к которым присоединены линии всасывания и нагнетания.

Аналогично работают насосы второй группы, один из разновидностей которых схематично показан на рис.3.13 - насос с силовым карданом. Подача аксиально-поршневых насосов зависит от угла γ -наклона диска относительно оси цилиндрического блока диаметром D . При этом ход поршня будет $Dtg\gamma$. Угол наклона не превышает 25° , его изменением регулируют подачу насоса. При числе цилиндров Z и диаметре поршня d подача насоса с учетом утечек равна

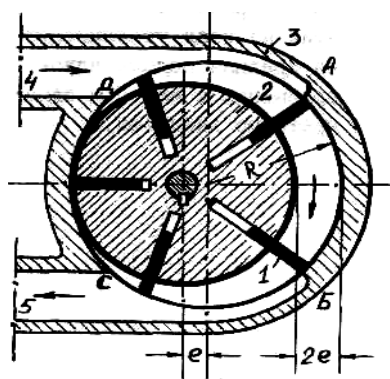
$$Q = \eta_0 qn = \eta_0 \frac{\pi d^2}{4} znDt\gamma . \quad (3.20)$$

Аксиально-поршневые машины также являются обратимыми и могут работать как гидромоторы. Машины с аксиальным расположением цилиндров имеют высокий объемный КПД (0,97-0,98), могут работать при давлениях до 35 МПа.

3.6. Пластинчатые насосы

В пластинчатых насосах рабочие камеры ограничены двумя соседними пластинами, поверхностями ротора и статора. По принципу действия эти насосы бывают однократного и многократного действия. При небольших давлениях для вспомогательных целей (подача смазки и др.) применяют двухпластинчатые насосы, у которых большая неравномерность подачи. Поэтому в гидроприводах применяют многопластинчатые насосы, развивающие давление до 7 МПа.

Пластинчатые машины обратимы и могут работать как гидромоторы. Насос однократного действия (рис.3.14) имеет ротор 2, эксцентрично расположенный



по отношению к статору 3. При вращении ротора пластины 1, расположенные в пазах, выдвигаются, объем между соседними пластинами изменяется. При увеличении объема между пластинами происходит всасывание жидкости, а при уменьшении - нагнетание. Плотность контакта пластин со статором обеспечивается при помощи пружин или давлением жидкости, подведенным под пластину. Области АБ и СД разобщают всасывающую полость 4 от нагнетательной 5.

Рис.3.14

Регулирование величины подачи и реверсирование осуществляются изменением величины и знака эксцентриситета её при помощи различных механических или гидравлических устройств.

Рабочий объем за вычетом объема, занимаемого пластинами, равен

$$q = 2eb(2\pi R - zb).$$

Подача с учетом утечек будет

$$Q = 2eb(2\pi R - zb)n\eta_0, \quad (3.21)$$

где z - число пластинок толщиной b ; R - радиус статора.

Недостатком пластинчатых насосов однократного действия является наличие односторонней нагрузки на пластины и ось ротора. Этому недостатка лишены нерегулируемые пластинчатые насосы двойного действия (рис.3.15). Пластины располагаются в роторе радиально (двустороннее вращение) или под углом к радиусу (одностороннее вращение). На овальном профиле статора диаметрально расположены два входных 1, 2 и два выходных 3, 4 канала, что позволяет разгрузить подшипники ротора от действия радиальных сил и повысить рабочее давление. В этих насосах увеличивается средняя подача вдвое по сравнению с насосом однократного действия.

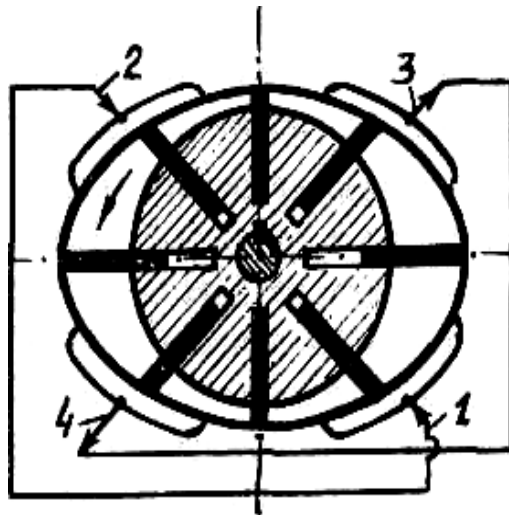


Рис.3.15

3.7. Шестеренные насосы

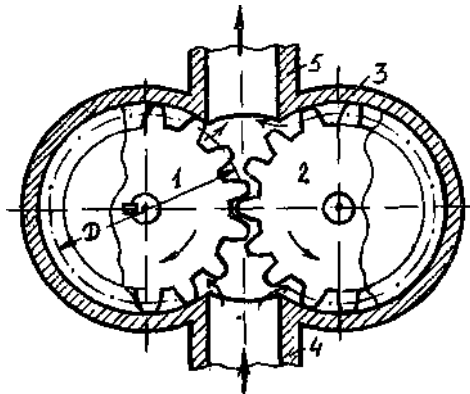


Рис.3.16

Вытеснителями шестеренных насосов являются две одинаковые шестерни; ведущая 1 и ведомая 2, находящиеся в зацеплении и помещенные в корпус 3 между двумя плотно пригнанными к ним торцевыми дисками (рис.3.16). При вращении шестерен в указанном направлении через патрубок 4 происходит всасывание, а через патрубок 5 - нагнетание. Жидкость из камеры всасывания переносится в полость нагнетания по периферии корпуса между впадинами зубьев.

Если в камеру всасывания шестеренного насоса подавать жидкость под давлением, а через нагнетательную отводить, то шестеренная гидромашина будет работать в режиме гидродвигателя, т.е. давление жидкости на зубьях создаст крутящий момент на валу. Подачу шестеренного насоса достаточно точно можно определить по сумме объемов впадин между зубьями.

Рабочий объем равен

$$q=2zSb,$$

где z – число зубьев одной шестерни; b – ширина зуба; S – площадь сечения впадины зуба.

Подача с учетом утечек будет

$$Q=2zSbn\eta_0. \tag{3.22}$$

В шестеренных насосах возможно запираение жидкости во впадинах между зацепляющимися зубьями и повышение давления (компрессия жидкости), которое вызывает дополнительную нагрузку на подшипники. Поэтому в шестеренных насосах предусматривают специальные каналы в боковых крышках для отвода запертой жидкости (на рисунке не показаны).

3.8. Винтовые насосы

Винтовые насосы отличаются равномерной подачей жидкости, компактны, имеют высокий кпд, бесшумны, допускают высокое число оборотов, работают при давлениях до 20 МПа и бывают в двухвинтовом и трехвинтовом исполнении (рис.3.17). Средний винт 1 является ведущим, а два боковых винта 2 - ведомыми и служат также в качестве уплотнителей ведущего винта. Передаточное отношение между винтами равно единице. При вращении винтов их нарезки, взаимно замыкаясь, отсекают во впадинах некоторый объем жидкости и перемещают его вдоль оси вращения. Нарезки винтов выполняют роль поршней, которые движутся непрерывно в одном направлении, поэтому пульсация подачи практически отсутствует.

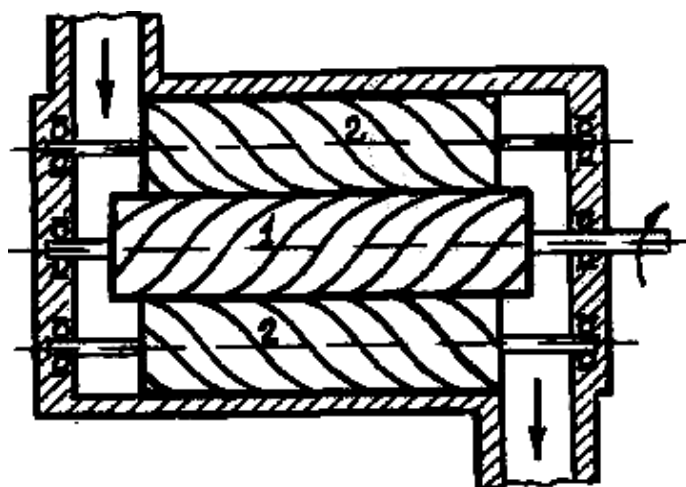


Рис.3.17

Рабочий объем равен объему каналов, по которым жидкость движется вдоль винтов в пределах одного шага

$$q=(S_1-S_2)t.$$

Подача с учетом утечек будет

$$Q=(S_1-S_2)t\eta_0, \quad (3.23)$$

где S_1 и S_2 - соответственно площади поперечных сечений расточек корпуса под винты и тела самих винтов.

3.9. Гидроаккумуляторы

Гидравлическим аккумулятором называется устройство, служащее для накопления энергии рабочей жидкости, находящейся под избыточным давлением, с целью последующего использования ее в гидросистеме. При этом аккумуляторы могут применяться как дополнительный источник энергии, в качестве источника аварийного питания, а также для сглаживания пульсации давления жидкости. Использование аккумуляторов дает возможность понизить мощность насосов или же в системах с эпизодической работой потребителя обеспечить перерывы в работе насоса. Накопление энергии в гидроаккумуляторах может происходить за счет сжатия или растяжения пружин, сжатия газа, подъема груза.

Наиболее широкое распространение в гидроприводах и системах гидроавтоматики получили пневмогидроаккумуляторы с диафрагменным разделителем газа и рабочей жидкости. На рис.3.18 даны условные обозначения гидроаккумуляторов: а) общее обозначение; б) пневмогидравлический; в) грузовой; г) пружинный.

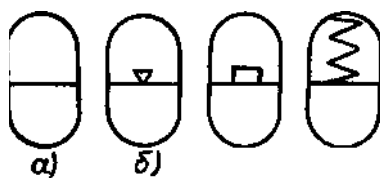


Рис. 3.18

Пневмогидроаккумуляторы без разделителя приводят к быстрому насыщению жидкости газом, т.е. уменьшению газа в баллоне. В поршневых гидроаккумуляторах разделителем служит поршень, который не гарантирует утечки газа в жидкость. Эластичные разделители более надежно обеспечивают герметичность. На рис.3.19 показаны схемы пневмогидроаккумуляторов с эластичными разделителями: а) баллонный; б) сферический.

Так как сопротивление деформации эластичных разделителей незначительно, то аккумуляторы с гибким элементом безынерционны и являются хорошими гасителями пульсаций.

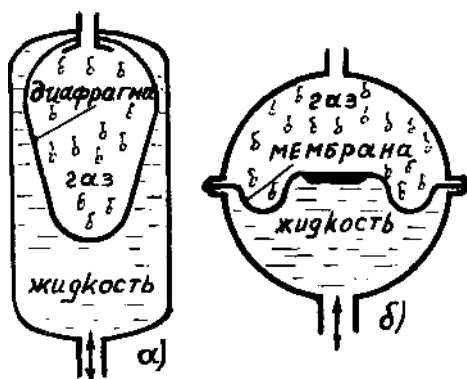


Рис. 3.19.

Схема включения аккумулятора в гидросистему показана на рис.3.20. При работе насоса 1 обратный клапан 2 открыт, и аккумулятор 3 заряжается за счет высокого рабочего давления. При падении давления на выходе насоса обратный клапан закрывается под давлением газа в аккумуляторе, который разряжается, отдавая накопленную энергию в гидросистему.

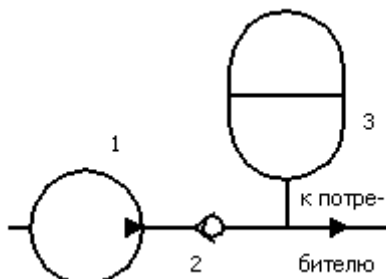


Рис.3.20

Глава четвертая

ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА ГИДРО-ПНЕВМОСИСТЕМ

Гидродвигатели предназначены для преобразования энергии потока жидкости в механическую работу.

В качестве гидродвигателей (исполнительных устройств) применяются главным образом гидромоторы и силовые гидроцилиндры.

Гидромотор создает момент на валу и сообщает ему непрерывное вращение. В гидроцилиндре на выходном звене (штоке) создается сила для преодоления нагрузки при возвратно-поступательном движении штока.

Пневматические двигатели имеют аналогичную с гидродвигателями классификацию, конструктивное устройство и подразделяются на пневматические моторы и пневмоцилиндры.

4.1. Гидромоторы

Практически все рассмотренные выше роторные насосы могут быть применены в качестве гидромоторов, если к ним подавать жидкость под давлением. Ввиду обратимости большинства бесклапанных насосов общие вопросы их конструкций и расчетов относятся и к гидромоторам.

Для гидромоторов входным силовым параметром является давление, а выходным - крутящий момент. Применяются в основном поршневые, пластинчатые и шестеренные гидро- и пневмомоторы.