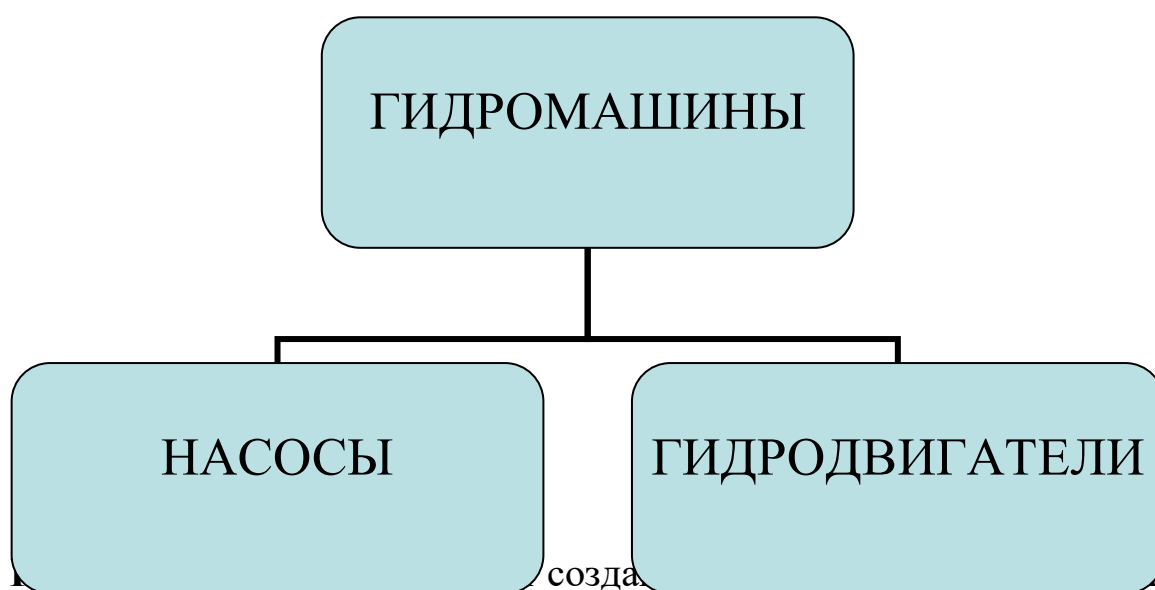


2. ОБЪЕМНЫЕ ГИДРОМАШИНЫ

2.1. Общая классификация гидромашин

Гидравлической машиной (гидромашинной) называется машина, предназначенная для преобразования механической энергии в энергию движущейся жидкости или наоборот. В зависимости от вида преобразования энергий гидромашинны делятся на насосы и гидродвигатели.



путем преобразования механической энергии в энергию движущейся жидкости.

Гидродвигатели служат для преобразования энергии потока рабочей жидкости в механическую энергию выходного звена гидромашинны.

По принципу действия гидромашинны делятся на два класса:

- динамические;
- объемные.

Преобразование энергии в динамических гидромашиннах происходит при изменении количества движения жидкости.

В объемных гидромашиннах энергия преобразуется в результате периодического изменения объема рабочих камер, герметично отделенных друг от друга.

Динамический насос устроен так, что жидкость в нем перемещается под силовым воздействием на нее в камере, постоянно сообщающейся с входом и выходом насоса.

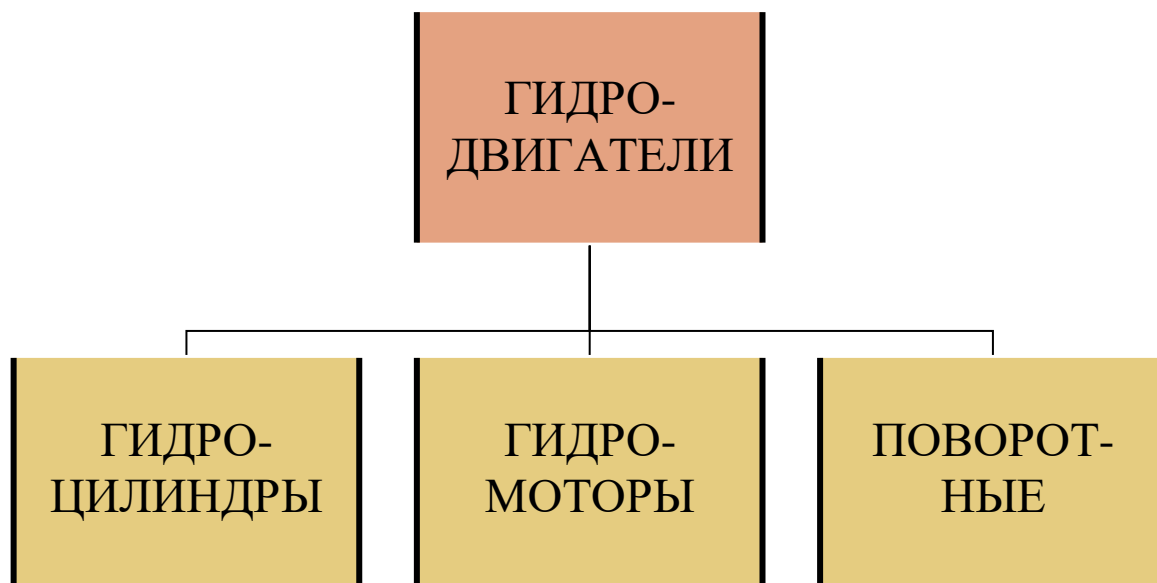


В объемных насосах жидкость перемещается за счет периодического изменения объема занимаемой ее камеры, попеременно сообщаемой с входом и выходом насоса.

Объемные гидромашины в принципе могут быть обратимы, т.е. работать как в качестве насоса, так и в качестве гидродвигателя. Однако, обратимость конкретных гидромашин связана с особенностями их конструкции.

Объемные гидродвигатели в зависимости от характера движения выходного звена подразделяются

- гидромоторы (гидродвигатели вращательного движения);
- гидроцилиндры (гидродвигатели поступательного движения);
- поворотные гидродвигатели (гидродвигатели возвратно-поворотного движения).



2.2. Области применения

Динамические насосы (лопастные) используют в системах охлаждения двигателей внутреннего сгорания, для водоснабжения населения и предприятий, в качестве противопожарного оборудования, в авиации и ракетной технике, при орошении полей, гидромеханизации земляных работ и т.д.

Основные элементы динамических гидромашин – лопастные колеса – входят в состав гидродинамических передач. Их устанавливают в трансмиссиях автомобилей, тракторов, строительно-дорожных и других машин.

Область применения объемных гидромашин не менее обширна, чем динамических, и прежде всего – это гидроприводы машин различных областей техники.

2.3. Основные параметры объемных гидромашин

Объемные гидромашины характеризуются рядом параметров, основными из которых являются:

- давление p ;
- подача (расход) Q ;
- рабочий объем q ;
- частота вращения вала n ;
- мощность N ;
- КПД η .

Объемной подачей называется объем рабочей жидкости, проходящей через гидромашину в единицу времени.

Термин "подача" введен для насосов, термин "расход" – для гидродвигателей.

Рабочий объем является главным параметром объемной гидромашин, от которого зависят ее подача (расход), крутящий момент на валу гидромотора, мощность.

Под рабочим объемом гидромашин понимают подачу за один оборот вала гидромашин (или один двойной ход рабочего органа) при отсутствии перепада давлений.

Чем больше рабочий объем насоса, тем больший объем рабочей жидкости вытесняет насос за один оборот вала.

Регулируемость гидромашин связана с изменением ее рабочего объема.

Объемную теоретическую подачу определяют по формуле:

$$Q_T = qn, \quad (2.1.)$$

где Q_T – теоретическая подача насоса, м³/с; q – рабочий объем насоса, м³ (м³/об); n – частота вращения вала насоса, с⁻¹ $\left(\frac{\text{об}}{\text{с}}\right)$.

Подача насоса находится в прямой зависимости от частоты вращения вала насоса.

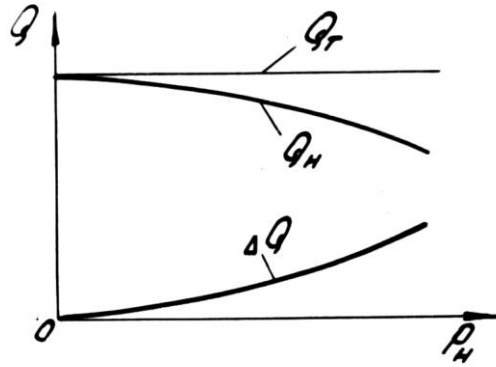


Рис. 2.1. Характеристика насоса

Частотой вращения вала называется число полных оборотов, совершаемых им за единицу времени.

Под номинальной частотой вращения понимают наибольшую частоту вращения, при которой обеспечивается гарантированный ресурс эксплуатации гидромашины, если другие параметры не выходят за установленные пределы. Ряды номинальных частот вращения устанавливает ГОСТ 12446-80: 480, 600, 750, 960, 1200, 1500, 1920, 2400, 3000 об/мин и др.

Частота вращения вала гидромашины ограничивается верхним и нижним пределами. Нижний предел соответствует устойчивому режиму работы, а верхний – ограничивается условием нормального функционирования и продолжительностью работы.

При работе насоса не весь теоретически вытесненный объем жидкости поступает в напорную гидролинию, так как часть жидкости теряется вследствие утечек и перетечек по зазорам в рабочей камере. Таким образом, действительная подача насоса меньше теоретической.

Характеристикой насоса называется зависимость подачи насоса от давления нагнетания $Q_n = f(p_n)$ при постоянной частоте вращения вала насоса (рис.2.1). Подача насоса Q_n при увеличении давления нагнетания p_n уменьшается, что объясняется увеличением объемных потерь ΔQ в насосе.

Коэффициент подачи k_Q определяют как отношение действительной подачи насоса Q_n к теоретической Q_T

$$k_Q = \frac{Q_n}{Q_T} = \frac{Q_T - \Delta Q}{Q_T}. \quad (2.2)$$

При испытаниях насоса определяют объемный КПД $\eta_{об}$, который равен отношению действительной подачи Q_0 при номинальном

давлении в напорной гидролинии к фактической подаче при минимальном давлении в напорной гидролинии:

$$\eta_{об} = \frac{Q_n}{Q_0}. \quad (2.3)$$

Так как Q_0 очень незначительно отличается от теоретической подачи Q_n , то $\eta_{об} \approx k_Q = 1 - \frac{\Delta Q}{Q_T}$.

Действительная подача насоса определяется по формуле

$$Q_n = k_Q Q_T \approx \eta_{об} Q_T. \quad (2.4)$$

Неравномерность подачи насоса оценивается коэффициентом пульсации k_n , характеризующим отношение изменения мгновенного значения подачи насоса к среднему значению подачи:

$$k_n = \frac{Q_{max} - Q_{min}}{Q_{cp}}, \quad (2.5)$$

где Q_{max} , Q_{min} – соответственно максимальное и минимальное значения мгновенной подачи насоса; Q_{cp} – среднее значение подачи.

Пульсирующий характер подачи вызывает пульсацию давления, которая порождает вибрацию элементов гидропривода и может привести к усталостному разрушению его элементов.

Давлением нагнетания насоса называется избыточное давление, которое устанавливается в его напорной гидролинии во время работы. Давление, устанавливающееся при этом во всасывающей гидролинии, называется давлением всасывания.

Перепадом давления на насосе (рабочим давлением насоса) называется разность давлений нагнетания (на выходе из насоса) и всасывания (на входе в насос):

$$\Delta p_n = p_{вых} - p_{вх}, \quad (2.6)$$

где Δp_n – перепад давления на насосе; $p_{вых}$ – давление на выходе из насоса, $p_{вх}$ – давление на входе в насос.

Различают **полезную** (выходную) и **потребляемую** (входную) **мощности** гидромашины.

Полезная мощность насоса представляет собой энергию, которая сообщается жидкости в единицу времени и определяется параметрами потока рабочей жидкости:

$$N_{\text{нп}} = \Delta p_{\text{н}} Q_{\text{н}} , \quad (2.7)$$

где $N_{\text{нп}}$ – полезная мощность насоса, Вт; $\Delta p_{\text{н}}$ – перепад давления на насосе, Па, $\Delta p_{\text{н}} = p_{\text{вых}} - p_{\text{вх}}$, здесь $p_{\text{вых}}$ – давление на выходе из насоса, $p_{\text{вх}}$ – давление на входе в насос; $Q_{\text{н}}$ – подача насоса, м³/с.

Мощность, потребляемая насосом (мощность насоса), определяется по формуле:

$$N_{\text{н}} = M_{\text{н}} \omega_{\text{н}} = M_{\text{н}} 2\pi n_{\text{н}} , \quad (2.8)$$

где $N_{\text{н}}$ – мощность насоса, Вт; $M_{\text{н}}$ – крутящий момент на валу насоса, Н·м; $\omega_{\text{н}}$ – угловая скорость вращения вала насоса, с⁻¹; $n_{\text{н}}$ – частота вращения вала, с⁻¹.

Рассмотрим полезную и потребляемую мощности для гидродвигателей. Для гидромотора полезная мощность определяется выражением

$$N_{\text{мн}} = M_{\text{м}} \omega_{\text{м}} = M_{\text{м}} 2\pi n_{\text{м}} , \quad (2.9)$$

где $N_{\text{мн}}$ – полезная мощность гидромотора, Вт; $M_{\text{м}}$ – крутящий момент на валу гидромотора, Н·м; $\omega_{\text{м}}$ – угловая скорость вращения вала гидромотора, с⁻¹; $n_{\text{м}}$ – частота вращения вала, с⁻¹.

Мощность, потребляемая гидромотором, определяется по формуле

$$N_{\text{м}} = \Delta p_{\text{м}} Q_{\text{м}} = \Delta p_{\text{м}} q_{\text{м}} n_{\text{м}} , \quad (2.10)$$

где $N_{\text{м}}$ – мощность, потребляемая гидромотором, Вт; $\Delta p_{\text{м}}$ – перепад давления на гидромоторе, Па, $\Delta p_{\text{м}} = p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}}$, здесь $p_{\text{вх}}$ – давление на входе в гидромотор, $p_{\text{вых}}$ – давление на выходе из гидромотора; $Q_{\text{м}}$ – расход жидкости, м³/с; $q_{\text{м}}$ – рабочий объем гидромотора, м³ (м³/об); $n_{\text{м}}$ – частота вращения вала, с⁻¹ (об/с).

Полезная мощность гидроцилиндра определяется выражением

$$N_{\text{шп}} = FV, \quad (2.11)$$

где $N_{\text{шп}}$ – полезная мощность, развиваемая гидроцилиндром, Вт; F – усилие на штоке, Н; V – скорость движения штока, м/с.

Мощность, потребляемая гидроцилиндром, определяется параметрами потока рабочей жидкости по формуле

$$N_{\text{ц}} = \Delta p_{\text{ц}} Q_{\text{ц}}, \quad (2.12)$$

где $N_{\text{ц}}$ – мощность гидроцилиндра, Вт; $\Delta p_{\text{ц}}$ – перепад давления на гидроцилиндре, Па; $Q_{\text{ц}}$ – расход жидкости, м³/с.

Потери мощности в гидромашинах оцениваются полным КПД.

В общем виде полный КПД гидромашин определяется отношением мощности на выходе (полезной) к мощности на входе (потребляемой):

$$\eta = \frac{N_{\text{вых}}}{N_{\text{вх}}}. \quad (2.13)$$

Подставляя в формулу (2.13) значения полезной мощности из формул (2.7), (2.9), (2.11) и потребляемой мощности из формул (2.8), (2.10), (2.12), получим значения КПД соответственно для насоса, гидромотора и гидроцилиндра.

Полный КПД гидромашин учитывает все потери мощности, которые возникают в гидромашине при движении рабочей жидкости.

Существуют три вида таких потерь:

- гидравлические,
- механические
- объемные.

Гидравлические потери на преодоление путевых и гидравлических сопротивлений каналов, окон гидромашин могут быть учтены гидравлическим КПД η_r .

Механические потери, возникающие в результате действия сил трения в подвижных звеньях гидромашин (в подшипниках, шарнирах, между поршнями и стенками гидроцилиндров и т.д.), учитываются механическим КПД η_m .

Объемные потери, связанные с утечками, перетечками и сжимаемостью рабочей жидкости, учитываются объемным КПД $\eta_{об}$.

Таким образом, полный КПД гидромашины представляет собой произведение трех частных КПД:

$$\eta = \eta_{\Gamma} \eta_{\text{М}} \eta_{\text{об}} , \quad (2.14)$$

или

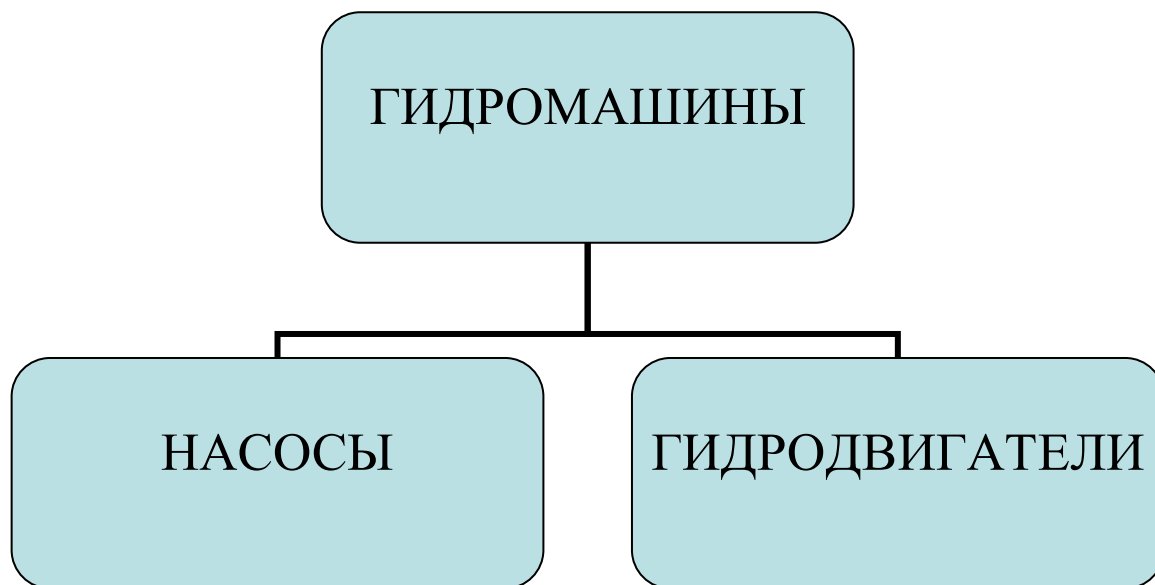
$$\eta = \eta_{\text{ГМ}} \eta_{\text{об}} ,$$

где $\eta_{\text{ГМ}}$ – гидромеханический КПД, $\eta_{\text{ГМ}} = \eta_{\text{М}} \eta_{\Gamma}$.

Полный КПД гидромашины зависит от ее конструкции и технического состояния.

2.4. Классификация объемных машин

В соответствии с тем, создают гидромашины поток жидкости или используют его, их разделяют на объемные насосы и гидродвигатели.



В объемном насосе жидкость перемещается вследствие вытеснения ее из рабочих камер вытеснителями.

Под **рабочей камерой** объемной гидромашины понимается пространство внутри машины, ограниченное рабочими поверхностями рабочих элементов, периодически изменяющее свой объем и попеременно сообщающееся с входом и выходом насоса.

Рабочие камеры образуются различными элементами, например, парами поршень - цилиндр, впадина шестерни - зуб шестерни и т.п.

Под **вытеснителями** понимается рабочий орган насоса, непосредственно всасывающий и вытесняющий жидкость из рабочих камер. Типичные вытеснители - поршень, плунжер, шестерня, пластина и др.

По характеру движения вытеснителя объемные гидромашины делятся на роторные и возвратно-поступательные.

В роторных гидромашинах рабочие камеры вращаются или совершают вращательное и возвратно-поступательное движение. Эти

гидромашины имеют три основных рабочих элемента: ротор, статор и вытеснитель. Ротор насоса вращается синхронно с валом приводного двигателя.

Рабочий цикл состоит из следующих фаз: увеличение объема рабочей камеры (процесс всасывания для насоса и нагнетания для гидромотора), замыкание, уменьшение объема рабочей камеры (процесс нагнетания для насоса и слива для гидромотора) и вновь замыкание.

Роторные гидромашины подразделяются на роторно-вращательные, в которых вытеснители совершают только вращательное движение, и роторно-поступательные, в которых вытеснители совершают одновременно два движения: вращательное и поступательное.

К роторно-вращательным насосам относятся шестеренные насосы.

К роторно-поступательным гидромашинам относятся шибберные (в основном пластинчатые) и роторно-поршневые.

К роторно-поршневым гидромашинам относятся:

- аксиально-поршневые, в которых вытеснители и рабочие камеры расположены аксиально;
- радиально-поршневые, в которых вытеснители расположены перпендикулярно оси вращения ротора.

Роторные гидромашины могут быть обратимы, т.е. способны работать как в режиме насоса, так и в режиме гидромотора.

В возвратно-поступательных насосах жидкость вытесняется из **неподвижных камер** в результате прямолинейного возвратно-поступательного движения вытеснителя. По виду вытеснителей эти насосы делятся на поршневые и диафрагменные. Плунжерные насосы тоже относятся к поршневым.

Следует отметить, что наибольшее распространение в гидроприводах мобильных машин получили роторные гидромашины.

2.5. Поршневые насосы

Для перекачивания жидкости применяют поршневые насосы (рис. 2.2, рис. 2.3), принцип действия которых основан на перемещении жидкости под действием вытеснителя,двигающегося возвратно-поступательно относительно неподвижной рабочей камеры.

Рабочий цикл насоса состоит из двух фаз: всасывания и нагнетания. Возвратно-поступательное движение вытеснителей (поршней, плунжеров, диафрагм и т.д.) чаще всего осуществляется посредством кривошипно-шатунного механизма, но применяются и другие механизмы (кулачковые, эксцентриковые и т.п.).

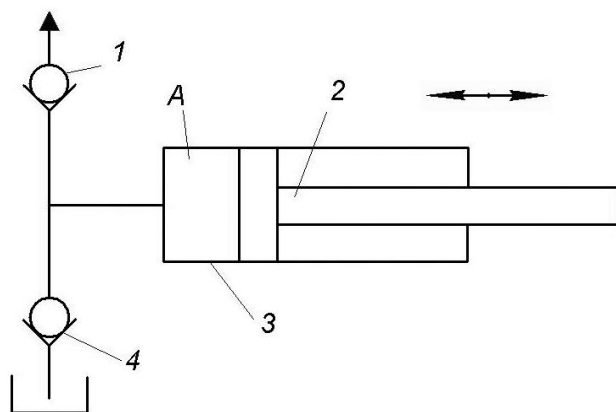


Рис. 2.2. Схема поршневого насоса:
1, 4 – обратные клапаны; 2 – вытеснитель (поршень);
3 – цилиндр; А – рабочая камера

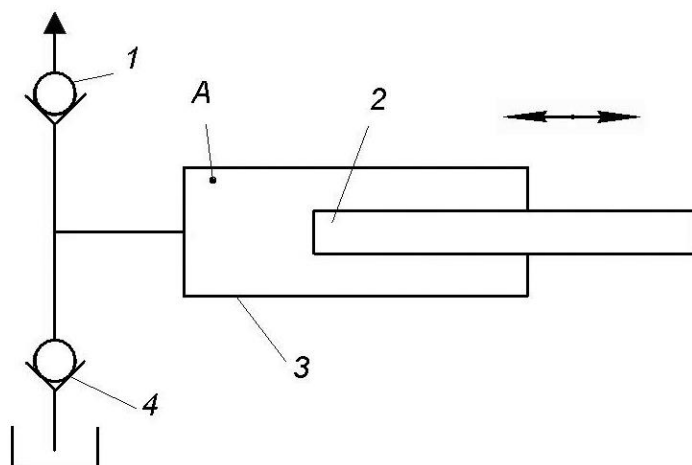


Рис. 2.3. Схема плунжерного насоса:
1, 4 – обратные клапаны; 2 – вытеснитель (плунжер);
3 – цилиндр; А – рабочая камера

Рассмотрим схему диафрагменного насоса (рис.2.4.), состоящего из неподвижной рабочей камеры 6, диафрагмы (вытеснителя) 1, выполненной из эластичного материала. Рабочая камера соединена со всасывающей 5 и напорной 3 гидролиниями, снабженными обратными клапанами 2 и 4. При заполнении рабочей камеры жидкостью всасывающий клапан 4 открыт, а напорный 2 - закрыт. При нагнетании жидкости - наоборот. Диафрагма соединена со штоком 7 привода, совершающим возвратно-поступательное движение.

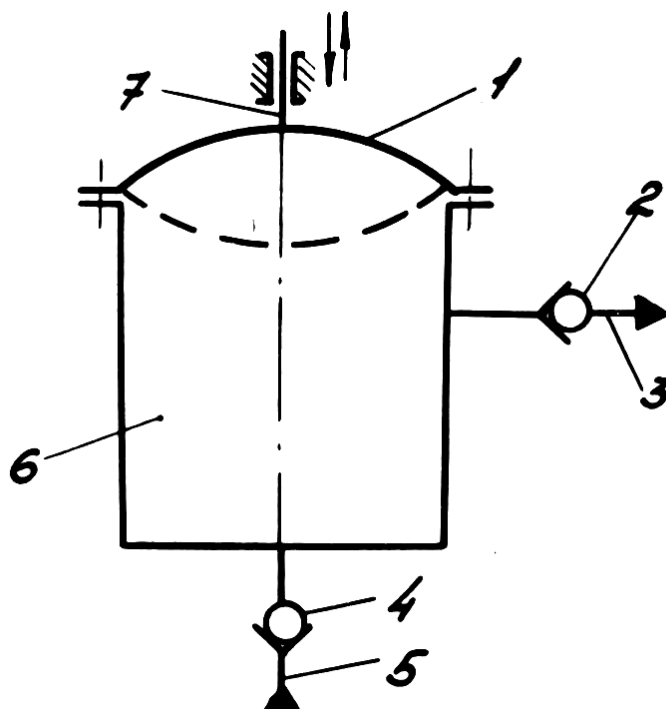


Рис. 2.4. Схема диафрагменного насоса:
 1 – диафрагма (вытеснитель); 2, 4 – обратные клапаны;
 3 – напорная гидролиния; 5 – всасывающая гидролиния;
 6 – рабочая камера; 7 – шток привода

Диафрагменные насосы часто используют для перекачивания жидкостей, загрязненных различными примесями (песком, абразивными материалами), а также химически активных жидкостей. Насосы кулачкового типа находят применение в гидроприводах стационарного (кузнечно-прессового, металлургического и др.) оборудования.

Конструктивное оформление поршневых насосов чрезвычайно разнообразно и в настоящем пособии не рассматривается.

2.6. Шестеренные гидромашины

Шестеренные гидромашины имеют рабочие камеры, образованные рабочими поверхностями зубчатых колес, корпуса и боковых крышек, а вытеснители совершают только вращательное движение. Эти машины просты по конструкции, содержат малое число деталей, технологичны и получили широкое распространение.

Эти гидромашины бывают с внутренним и внешним зацеплением, многосекционными, многошестеренными, многоступенчатыми. В них используют косозубые и шевронные шестерни. Шестеренные насосы с внутренним зацеплением более компактны, но сложнее в изготовлении.

Наибольшее распространение получил шестеренный насос с внешним зацеплением и одинаковым числом зубьев эвольвентного профиля (рис.2.5.). Такой насос состоит из пары сцепляющихся между собой шестерен 1 (ротора) и 3 (вытеснителя), помещенных в корпус (статор) 2 с каналами для подвода и отвода жидкости.

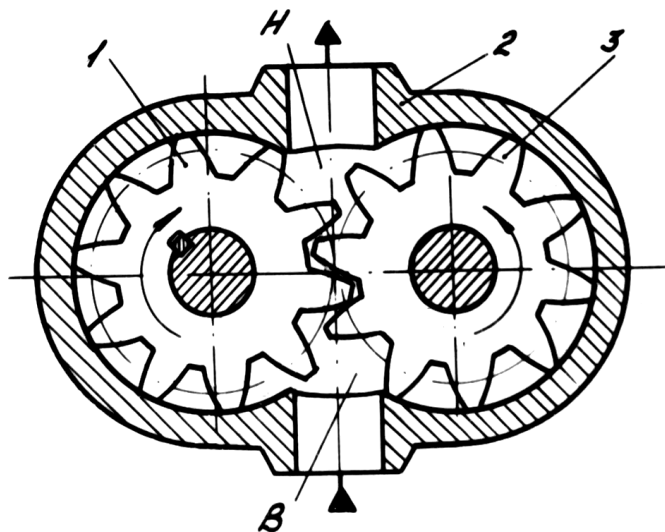


Рис. 2.5. Схема шестеренного насоса:

- 1 – ведущая шестерня (ротор);
- 2 – корпус (статор); 3 – ведомая шестерня (вытеснитель)

Принцип работы данного насоса заключается в следующем. При вращении шестерен 1 и 3, когда зубья выходят из зацепления, объем камеры увеличивается, давление в полости В уменьшается,

происходит всасывание жидкости. Жидкость, попавшая во впадины зубьев, перемещается по внешней дуге в направлении вращения шестерен в полость Н. На выходе зубья входят в зацепление, объем камеры уменьшается и жидкость вытесняется в напорную гидролинию.

При малых зазорах в зубчатом зацеплении возможно образование полости с заземленным объемом рабочей жидкости, что может привести к резкому увеличению давления и радиальной силы, действующей на оси и валы насоса. Для устранения резкого роста давления (разгрузки насоса) предусматривают каналы во впадинах шестерен, на боковых крышках и на нерабочих поверхностях зубьев (для нереверсивных насосов).

Шестеренные насосы способны создавать давление до 10...16 МПа, а иногда и выше (до 20 МПа). Однако при давлении больше 10 МПа необходимо предусматривать устройство для компенсации зазоров по торцам шестерен. Это устройство состоит из плавающих втулок, которые давлением жидкости прижимаются к торцевым поверхностям шестерен и тем самым уменьшают зазор, повышая степень герметичности в насосе.

Для получения особо высоких давлений иногда применяют многоступенчатые шестеренные насосы. Их составляют из нескольких шестеренных насосов, соединенных последовательно. Такой насос создает давление, равное сумме давлений, развиваемых всеми ступенями.

Рабочий объем шестеренного насоса определяется по формуле

$$q = 2\pi m^2 (z + 1)b , \quad (2.15)$$

где m – модуль зубчатого зацепления; z – число зубьев шестерни, $z = 6...16$; b – ширина шестерни.

Подачу насоса определяют по формулам (2.1), (2.4), мощность, КПД – по формулам (2.7), (2.8) и (2.13).

Так как параметры, определяющие рабочий объем шестеренного насоса, – величины постоянные, то шестеренные насосы нерегулируемы.

Шестеренные насосы получили наибольшее применение в гидроприводах строительных, дорожных и коммунальных машин, работающих при давлении до 15...20 МПа.

Наибольшее распространение получили односекционные шестеренные насосы с прямозубыми колесами внешнего зацепления.

Работают эти насосы при высокой частоте вращения вала, поэтому их можно соединять непосредственно с валами приводящих двигателей.

Применяют в основном шестеренные насосы типа НШ: НШ 10, НШ 32, НШ 50 (рис. 2.6) и т.д., где цифры, стоящие рядом с буквами, указывают рабочий объем в см³. В соответствии с ГОСТ 8754–80 шестеренные насосы по исполнению делятся на три группы, которые обозначают цифрами 2, 3 и 4 и указывают на способность развивать определенное давление.

К группе 2 относят насосы с номинальным давлением нагнетания 14 МПа, к группе 3 – насосы с номинальным давлением нагнетания 16 МПа, к группе 4 относят насосы с номинальным давлением нагнетания 20 МПа. Цифры, указывающие на исполнение, пишут последними в индексации насосов. После индексации пишут букву Л, если насос левого вращения (для правого вращения букву не пишут). Так, например, насос с правым направлением вращения ведущего вала с рабочим объемом 32 см³ исполнения 3 обозначается следующим образом: НШ 32-3.

Объемный КПД шестеренных насосов зависит от давления и вязкости рабочей жидкости. При номинальном давлении 16 МПа и вязкости рабочей жидкости порядка 60...70 сСт он составляет не менее 0,92...0,98. Полный КПД шестеренных насосов не менее 0,82...0,90.

Корпуса шестеренных насосов изготавливают из чугуна, стали или алюминия. Для изготовления шестерен используют легированные стали (20Х, 40Х, 18НХ13А и др.). Боковые крышки выполняют, как и корпуса, из чугуна и стали, иногда из бронзы.

К недостаткам шестеренных насосов относятся следующие: наличие полости с защемленным объемом рабочей жидкости между зубьями шестерен, что может привести к поломке насоса; значительный шум и пульсация потока по сравнению с другими типами насосов.

2.7. Пластинчатые гидромашины

Рабочие камеры пластинчатых гидромашин образованы рабочими поверхностями ротора, статора (корпуса), двух смежных пластин (вытеснителей) и боковых крышек. Пластинчатые гидромашины разделяются на машины одно-, двух- и многократного действия. В насосах однократного действия за один оборот ротора насос подает в напорную гидрелинию один объем рабочей жидкости, в насосах двухкратного действия – два объема и т.д.

Пластинчатый насос однократного действия (рис.2.9, *a*) состоит из статора 1, ротора 2 с радиальными или наклонными (для насосов одностороннего вращения) пазами, в которых расположены пластины 3 (вытеснители). Ось вращения ротора смещена относительно расточки статора на величину эксцентриситета. На боковых крышках корпуса имеются два окна В и Н, соединенные со всасывающей и напорной гидрелиниями.

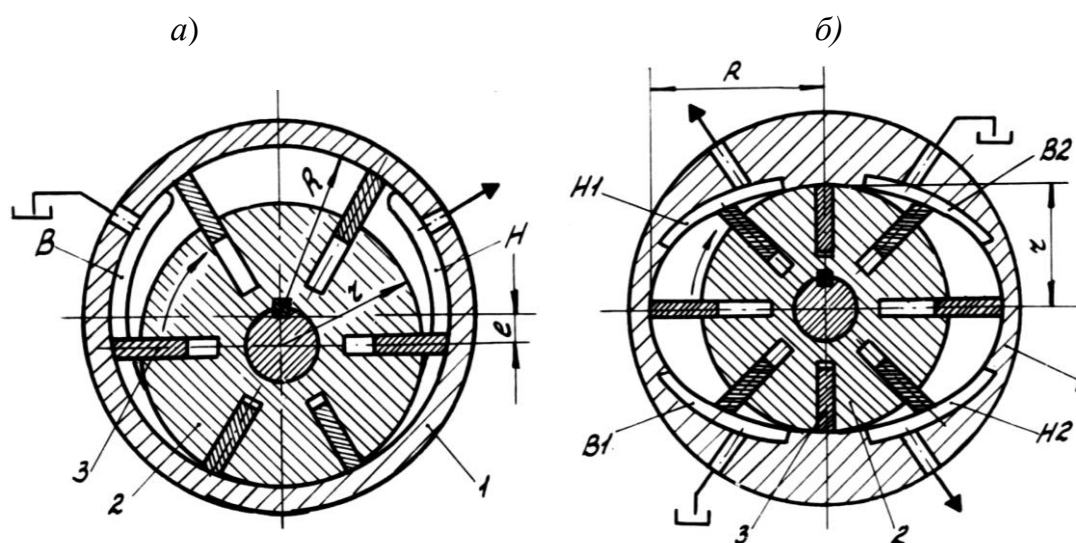


Рис. 2.9. Схема пластинчатого насоса
a) однократного действия; *б*) двухкратного действия
1 – статор (корпус); 2 – ротор; 3 – пластина (вытеснитель)

Принцип работы насоса заключается в следующем. При вращении ротора пластины всегда прижаты к внутренней поверхности статора и скользят по ней. Начальный прижим пластин в насосе обычно

осуществляется под действием центробежных сил и иногда пружин, а рабочий прижим – под действием сил давления жидкости на внутренние торцы пластин.

Из-за наличия эксцентриситета между ротором и статором пластины 3 совершают сложное движение: вращение вместе с ротором и возвратно-поступательное движение в пазах. При этом заключенный между двумя соседними пластинами объем по мере вращения ротора изменяется, увеличиваясь при движении пластин от полости нагнетания к полости всасывания (процесс всасывания) и уменьшаясь при движении пластин от полости всасывания к полости нагнетания (процесс нагнетания). В зоне перемычек между окнами В и Н объемы рабочих камер не изменяются. Размер перемычки между окнами должен быть не меньше углового расстояния между соседними пластинами для устранения перетечек жидкости.

Рабочий объем пластинчатого насоса однократного действия зависит от радиусов R статора и r ротора, которые связаны с эксцентриситетом, и определяется по формуле

$$q = 2e(\pi D - \delta z)b \quad (2.17)$$

где e – эксцентриситет, $e = R - r$; D – диаметр статора, $D = 2R$; δ – толщина пластины; z – число пластин; b – ширина пластины.

Рабочий объем насоса регулируют, изменяя эксцентриситет. Путем смещения статора можно получать различные значения эксцентриситета по обе стороны от ротора, что позволяет осуществлять реверс подачи насоса.

Пластинчатые насосы однократного действия используются при давлениях не более 10...12 МПа. Ограниченность давления обусловлена значительными радиальными нагрузками, действующими на ротор.

Для разгрузки опор ротора от радиальных сил применяют пластинчатые насосы двухкратного действия (рис.2.9, б). В них ротор 2 с пластинами 3 охвачен корпусом (статором) 1 специального профиля. Число пластин - четное (не менее 8). При вращении ротора всасывание жидкости происходит через диаметрально расположенные окна всасывания В1 и В2, а вытеснение через окна Н1 и Н2. Так как давление жидкости действует на диаметрально расположенные стороны ротора, то опоры ротора разгружены от давления жидкости. За один оборот ротора две любые соседние

пластины совершают два рабочих цикла, перемещая жидкость из окна В1 в окно Н1 и потом из окна В2 в окно Н2. Рабочий объем пластинчатого насоса двухкратного действия определяется по формуле

$$q = 2\pi b(R^2 - r^2) , \quad (2.19)$$

где R – большая полуось статора; r – радиус статора, b – ширина пластин.

При определении рабочего объема насоса по формуле (2.19) не учтен объем, занимаемый выдвигающимися частями пластин.

Недостатком пластинчатых насосов двухкратного действия является невозможность их регулирования, так как параметры, определяющие рабочий объем, – величины постоянные, что видно из формулы (2.19).

Пластинчатые насосы просты по конструкции, имеют малое число деталей, равномерную подачу жидкости и находят применение в гидроприводах с давлением до 14...16 МПа, в основном, в станкостроении, а также в качестве вспомогательных насосов системы подпитки и управления в гидроприводах высокого давления.

Пластинчатые гидромашин обратимы, однако большинство насосов этого типа не могут быть использованы как гидромоторы без изменения конструкции. Полный КПД пластинчатых гидромашин достигает 0,8. Основные потери в них – механические.

2.8. Аксиально-поршневые гидромашины

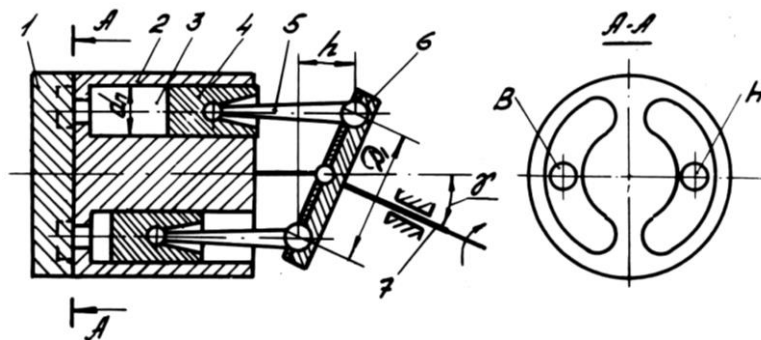
Аксиально-поршневые гидромашины относятся к роторно-поршневым.

У этих гидромашин рабочие камеры образованы рабочими поверхностями цилиндров и поршней, а оси поршней параллельны (аксиальны) оси блока цилиндров (ротору) или составляют с ней угол не более 45° .

По кинематическим схемам, заложенным в основу конструкции, аксиально-поршневые гидромашины разделяют на гидромашины с наклонным блоком цилиндров и с наклонным диском.

На рис.2.10, а показана схема аксиально-поршневого насоса с наклонным блоком цилиндров. Насос состоит из неподвижного распределительного диска 1, имеющего два серпообразных канала, соединенных со всасывающей В и напорной Н гидролиниями. Внутри вращающегося блока цилиндров 2 расположены рабочие камеры 3, образованные поверхностями цилиндров и перемещающихся поршней 4. Поршни шарнирно соединены шатунами 5 с упорным фланцем 6, который вращается вместе с приводным валом 7.

а)



б)

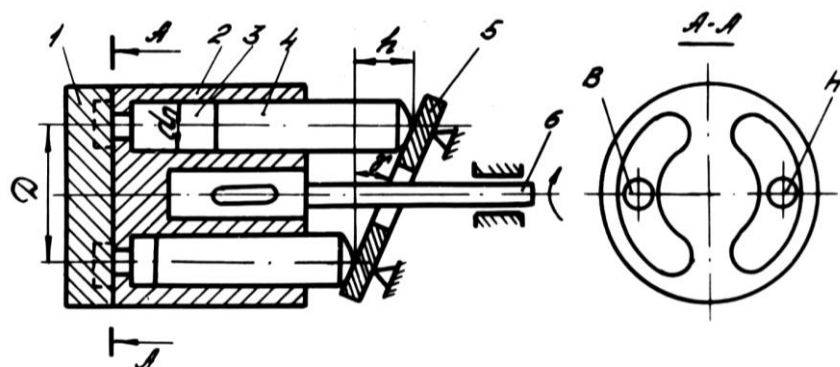


Рис. 2.10. Схема аксиально-поршневого насоса:

а) с наклонным блоком

1 – распределительный диск; 2 – блок цилиндров; 3 – рабочая камера;
4 – поршень (вытеснитель); 5 – шатун; 6 – упорный фланец; 7 – приводной вал
б) с наклонным диском

1 – распределительный диск; 2 – блок цилиндров; 3 – рабочая камера;
4 – поршень (вытеснитель); 5 – наклонный диск; 6 – приводной вал

При совместном вращении вала 7 и блока цилиндров 2 вокруг своих осей поршни 4, вращаясь вместе с блоком, совершают возвратно-поступательное движение относительно цилиндров. За один оборот вала каждый поршень насоса совершает один двойной ход.

В результате этого в течение одной половины оборота рабочая камера заполняется жидкостью из всасывающей гидролинии В. Происходит цикл всасывания.

В течение следующей половины оборота поршень вытесняет жидкость из рабочей камеры в напорную гидролинию Н. Происходит цикл нагнетания.

Рабочий объем аксиально-поршневого насоса с наклонным блоком характеризуется суммарным объемом жидкости, вытесняемой поршнями за один оборот вала, и определяется по формуле

$$q = \frac{\pi d_n^2}{4} zh = \frac{\pi d_n^2}{4} z D_1 \sin \gamma, \quad (2.20)$$

где d_n – диаметр поршня; z – число всех поршней; h – максимальный ход поршня; $h = D_1 \sin \gamma$, здесь D_1 – диаметр окружности упорного фланца, на котором расположены центры шаровых шарниров шатунов; γ – угол наклона оси блоков цилиндров к оси приводного вала, обычно $\gamma = 15 \dots 25^\circ$ (иногда до 40°).

Из формулы (2.20) видно, что рабочий объем насоса зависит от угла наклона блока цилиндров. Изменяя угол наклона блока цилиндров, можно изменять рабочий объем, а, следовательно, и подачу насоса (см. формулу (2.1)). Чем больше угол γ , тем больше рабочий объем и подача насоса.

В гидромашинах с наклонным диском (рис.2.10, б) блок цилиндров (ротор) 2 соосен с приводным валом 6 и вращается вместе с ним, а поршни (плунжеры) 4 опираются на неподвижный наклонный диск (шайбу) 5, благодаря чему совершают возвратно-поступательное движение.

При этом происходит всасывание жидкости при выдвижении поршней 4 из блока цилиндров 2 и вытеснение жидкости при движении поршней в блок цилиндров. Для подвода и отвода жидкости к рабочим камерам 3 в неподвижном торцевом распределительном диске 1 выполнены два серпообразных канала, соединенных со всасывающей В и напорной Н гидролиниями.

Для обеспечения движения поршней во время цикла всасывания применяется принудительное прижатие их к наклонному диску пружинами или давлением жидкости.

Рабочий объем аксиально-поршневого насоса с наклонным диском определяется по формуле

$$q = \frac{\pi d_{\text{п}}^2}{4} zh = \frac{\pi d_{\text{п}}^2}{4} z D t g \gamma, \quad (2.21)$$

где $d_{\text{п}}$ – диаметр поршня; z – число всех поршней; h – максимальный ход поршня; $h = D t g \gamma$; D – диаметр окружности блока, на котором расположены оси цилиндров; γ – угол наклона диска, обычно $\gamma = 20 \dots 25^\circ$.

Подача насоса определяется по формуле (2.1). Принцип регулирования подачи, основанный на изменении рабочего объема насоса, вытекает из соотношений (2.1), (2.20) и (2.21). Из них следует, что изменение величины угла γ приводит к изменению подачи.

Конструкции аксиально-поршневых гидромашин отличаются большим разнообразием.

На мобильных машинах наиболее широко применяют аксиально-поршневые нерегулируемые и регулируемые гидромашинны с наклонным блоком цилиндров.

В основу серийно выпускаемых гидромашин, отличающихся габаритными размерами, положена унифицированная конструкция качающего узла.

Для гидроприводов строительных и дорожных машин производятся аксиально-поршневые нерегулируемые (типа 210 и 310) и регулируемые (типа 207, 224, 303, 321 и 333) насосы и гидромоторы. Основой каждого типоразмера гидромашин является унифицированная конструкция качающего узла, на базе которого созданы различные исполнения.

Аксиально-поршневые гидромашины с наклонным блоком обладают высокими эксплуатационными свойствами и следующими основными достоинствами: высокой всасывающей способностью, обеспечивающей работу насосов на самовсасывании при широком диапазоне температуры и вязкости рабочей жидкости (от 8...10 сСт до 1000...1200 сСт); возможностью работы в насосном и моторном режиме: относительно меньшей чувствительностью к чистоте рабочей жидкости (могут работать при тонкости очистки до 40 мкм); высокими износостойкостью, надежностью, КПД.

2.9. Радиально-поршневые гидромашины

Радиально-поршневой гидромашиной называют роторно-поршневую гидромашину, у которой рабочие камеры образованы рабочими поверхностями цилиндров и поршней, а оси поршней расположены перпендикулярно оси блока цилиндров (ротору) или составляют с ней угол более 45° .

Конструктивная схема радиально-поршневого насоса однократного действия показана на рис. 2.17. Статор (корпус) 1 расположен эксцентрично относительно ротора 2.

Ротор 2 с поршнями (вытеснителями) 3 составляет блок цилиндров. Внутри вращающегося ротора расположены рабочие камеры 4, образованные поверхностями цилиндров и перемещающихся поршней 3. Оси цилиндров расположены в одной плоскости и пересекаются в одной точке, через которую проходит ось вращения ротора. Распределение жидкости осуществляется неподвижным цапфенным распределителем 5, в котором В – всасывающая и Н – напорная полости. Приводной вал 6 жестко связан с ротором 2.

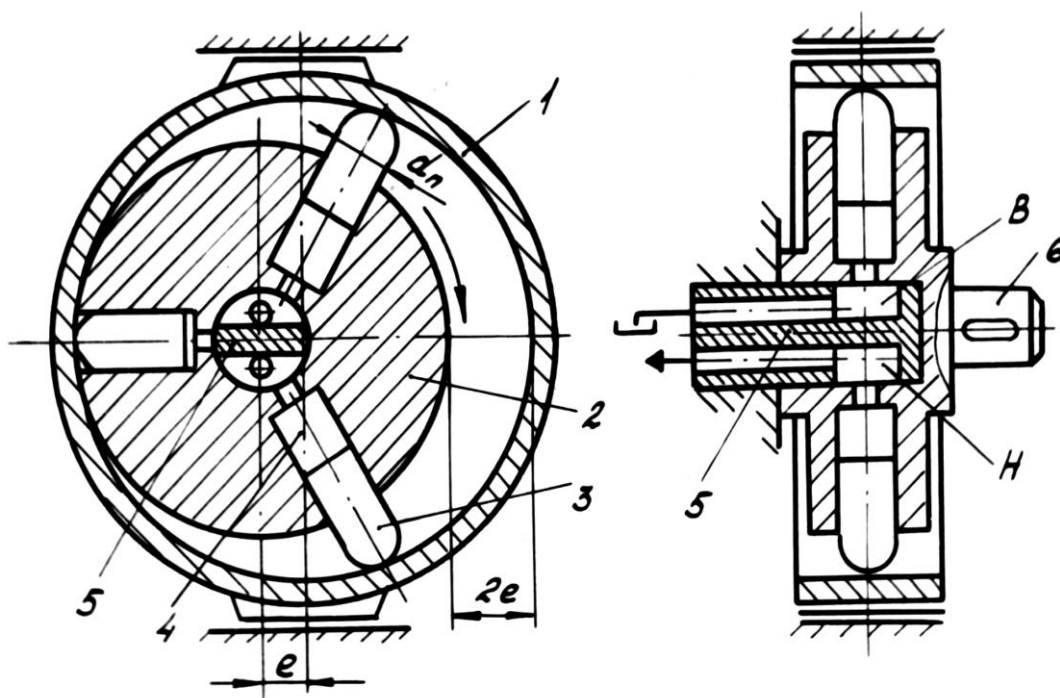


Рис. 2.17. Схема радиально-поршневого насоса однократного действия: 1 – статор (корпус); 2 – блок цилиндров (ротор); 3 – поршень (вытеснитель); 4 – рабочая камера; 5 – цапфенный распределитель; 6 – приводной вал

При вращении ротора 2, например, по часовой стрелке, поршни 3 совершают сложное движение – они вращаются вместе с ротором и движутся возвратно-поступательно относительно ротора. Поршни постоянно

находятся в подвижном контакте с внутренней поверхностью статора под действием центробежных сил, сил давления жидкости (при наличии подпитки) или пружин.

Рабочие камеры 4 поочередно соединяются с линиями всасывания и нагнетания с помощью цапфенного распределителя 5. В течение одной половины оборота происходит всасывание рабочей жидкости, в течение следующей половины оборота – нагнетание рабочей жидкости в напорную гидролинию.

Число поршней в радиальном насосе нечетное, равно 5, 7, 9 и реже 11. Это необходимо потому, что при нечетном числе поршней зону перехода от всасывания к нагнетанию одновременно проходит один поршень, а при четном числе два, что увеличивает неравномерность подачи.

Для увеличения рабочего объема и улучшения равномерности подачи радиально-поршневые насосы делают иногда многорядными. Поршни располагают в цилиндрах в нескольких параллельных плоскостях, но обычно не более трех.

Рабочий объем радиально-поршневого насоса зависит от хода поршней, их количества, диаметра поршня и определяется по формуле

$$q = \frac{\pi d_n^2}{4} z z_p h, \quad (2.27)$$

где d_n – диаметр поршня; z – число всех поршней в одном ряду; z_p – число рядов поршней, $z_p = 1 \dots 3$; h – полный ход поршня, $h = 2e$, здесь e – эксцентриситет.

Так как эксцентриситет e определяет ход поршня, то изменением эксцентриситета регулируют рабочий объем, а, следовательно, и подачу насоса (формула (2.1)). При возможности смещения статора в обе стороны от оси вращения ротора появляется возможность реверса направления потока рабочей жидкости. Мощность, КПД насоса определяют по формулам (2.7), (2.8) и (2.13). Коэффициент пульсации роторно-поршневого насоса определяют по формулам (2.25) и (2.26).

Роторно-радиальные гидромашины используются главным образом в качестве насосов регулируемой производительности и гидромоторов с большим крутящим моментом.

На мобильных машинах эти гидромашины применяются редко вследствие их больших габаритов и массы. Поэтому они чаще всего используются в стационарных условиях и там, где габариты и масса не имеют решающего значения. Конструкция распределительного узла ограничивает давление, развиваемое насосом (до 25 МПа). Полный КПД радиально-поршневых насосов находится в пределах 0,7...0,9.

Недостатками радиально-поршневых гидромашин является также большой момент инерции ротора, относительная тихоходность из-за больших окружных скоростей головок поршней.

2.10. Гидромоторы

Гидромоторы предназначены для преобразования энергии движущейся жидкости в механическую энергию вращения исполнительного органа различных машин и механизмов.

Обычно в качестве гидромоторов используются объемные роторные гидромашинны. Гидромоторы конструктивно мало отличаются от роторных насосов.

По величине крутящего момента и частоты вращения вала гидромоторы можно разделить на две группы: низкомоментные и высокомоментные.

Низкомоментные гидромоторы характеризуются развитием небольшого крутящего момента (10...60 Н м) и больших частот вращения (60...3000 об/мин).

Высокомоментные гидромоторы развивают большой крутящий момент (500...100000 Н м) при небольших частотах вращения (до 400 об/мин). Высокомоментные гидромоторы в основном предназначены для использования без промежуточного звена (редуктора) с целью уменьшения массы, габаритов машины, улучшения динамических характеристик объемного гидропривода.

В качестве низкомоментных гидромоторов в большинстве случаев используют аксиально-поршневые, реже шестеренные и пластинчатые гидромашинны.

В качестве высокомоментных гидромоторов в основном используют радиально-поршневые, аксиально-поршневые гидромашинны.

Целесообразность применения в приводах вращательного движения низкомоментных или высокомоментных гидромоторов определяется в каждом конкретном случае отдельно, исходя из требований к приводу машины.

Основными выражениями, которые используются при расчете гидромотора являются формулы (2.9), (2.10), (2.13) и (2.14). Если

пренебречь потерями мощности ($\eta = 1,0$), то из выражений (2.9) и (2.10) можно определить рабочий объем гидромотора:

$$q_m = \frac{M_m 2\pi}{\Delta p_m}. \quad (2.30)$$

По расчетному значению рабочего объема и остальным параметрам выбирается нужный гидромотор.

Если решить выражение (2.30) относительно крутящего момента, развиваемого гидромотором, то получим следующее выражение

$$M_m = \frac{q_m \Delta p_m}{2\pi}. \quad (2.31)$$

Из формулы (2.31) видно, что крутящий момент, развиваемый выбранным гидромотором, зависит от перепада давления на гидромоторе (при постоянном значении рабочего объема) и его можно изменять.

Каждый конструктивный вид гидромотора (шестеренные, поршневые, пластинчатые) имеют свои особенности и недостатки.

Шестеренные гидромоторы отличаются простотой и технологичностью, хорошими массовыми и габаритными показателями, могут работать при высокой (до 2400 об/мин) частоте вращения.

Для работы шестеренных гидромоторов не требуется высокая степень очистки рабочей жидкости. К недостаткам следует отнести невысокий полный КПД (0,78...0,80), большие пусковые моменты, небольшой диапазон частот вращения, связанный с высоким нижним пределом (150...300 об/мин).

Отечественные заводы тракторных гидроагрегатов изготавливают шестеренные гидромоторы типа ГМШ-32, ГМШ-50 и ГМШ-100.

Пластинчатые гидромоторы, несмотря на отличные массовые и габаритные показатели, малый момент инерции, незначительную пульсацию момента, находят ограниченное применение, что связано с низким (до 6,3 МПа) давлением, высокой (100...150 об/мин) минимальной частотой вращения и низким КПД ($\sim 0,8$). Последнее вызвано наличием трения скольжения основных рабочих элементов и трудностью уплотнения пластин.

Аксиально-поршневые гидромоторы отличаются от других типов возможностью надежного уплотнения рабочей камеры, что позволяет работать при высоком (до 32 МПа и выше) давлении и с высоким КПД ($> 0,90$).

2.11. Гидроцилиндры

Гидравлические цилиндры (силовые гидроцилиндры) предназначены для преобразования энергии движущейся жидкости в механическую энергию поступательного движения выходного звена.

Гидравлические цилиндры (гидроцилиндры) – это гидродвигатели с возвратно-поступательным движением выходного звена.

Благодаря своей конструктивной простоте, возможности реализации значительных усилий, малой стоимости, высоким удельным показателям и надежности гидроцилиндры являются самыми распространенными объемными гидродвигателями.

В зависимости от конструкции рабочей камеры гидроцилиндры подразделяются (рис. 2.20) на поршневые, плунжерные, телескопические и сильфонные.

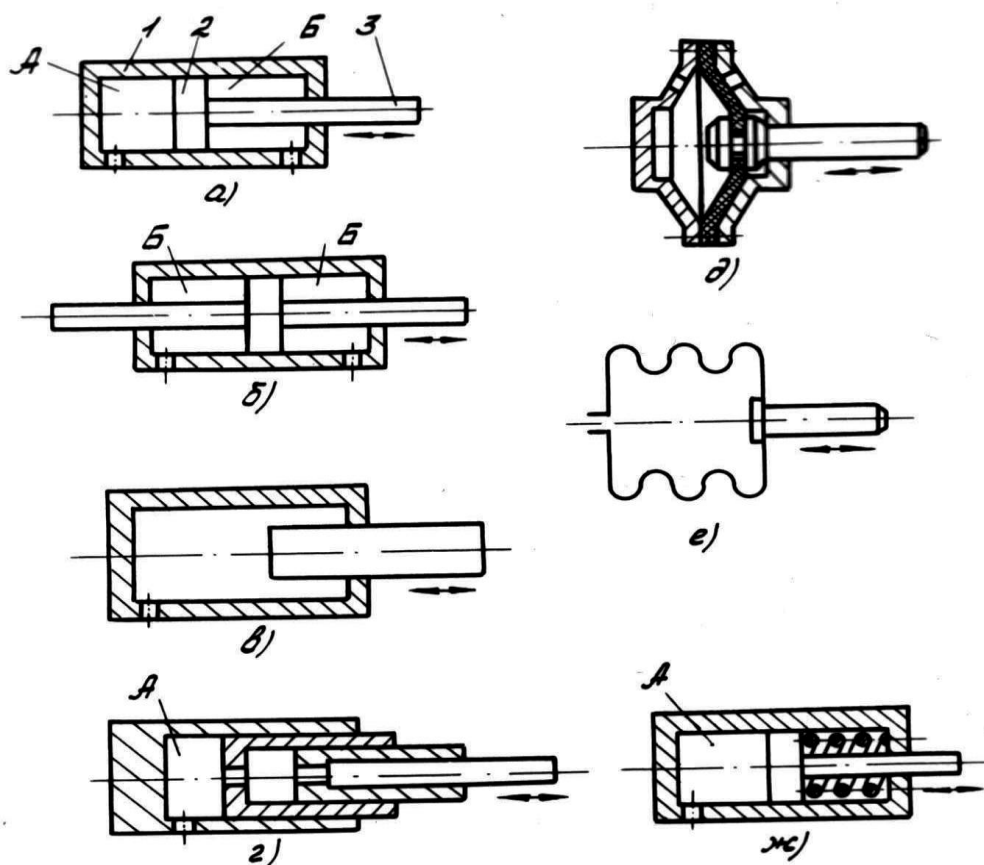


Рис. 2.20. Типы гидроцилиндров:

- a) поршневой двустороннего действия с односторонним штоком:
1 – цилиндр (корпус); 2 – поршень; 3 – шток;
- б) поршневой двустороннего действия с двусторонним действием;
- в) плунжерный; г) телескопический одностороннего действия;

- д) мембранный двустороннего действия; е) сифонный одностороннего действия; ж) поршневой одностороннего действия

Основным требованием при выборе гидроцилиндра является обеспечение исполнительным органом машины необходимого усилия F и скорости движения V выходного звена. Выходным звеном может быть как шток, так и корпус (гильза) гидроцилиндра.

В зависимости от направления действия рабочей среды гидроцилиндры бывают одностороннего действия, у которых движение выходного звена под действием жидкости возможно только в одном направлении, и двустороннего действия, у которых движение выходного звена под действием жидкости возможно в двух взаимно противоположных направлениях.

Наибольшее применение в объемных гидроприводах получили поршневые гидроцилиндры и, в частности, двустороннего действия с односторонним штоком.

Основными параметрами гидроцилиндров, определяющими их геометрические размеры и внешние характеристики, являются следующие: номинальное давление $p_{ном}$; диаметр поршня (гильзы) D ; диаметр штока d ; ход поршня L .

По этим параметрам определяются развиваемое на штоке усилие, скорость перемещения штока (при заданном расходе жидкости) или требуемый расход жидкости для обеспечения заданной скорости движения поршня по штокам.

На рис. 2.21 показаны расчетные схемы гидроцилиндров. Теоретическое усилие, развиваемое гидроцилиндром (см. рис. 2.21, а) при выталкивании одностороннего штока (жидкость поступает в поршневую полость А) без учета сил инерции, тяжести и трения определяется из условия равновесия всех сил, действующих на шток, по формуле

$$F_1 = p_1 S_1 - p_2 S_2, \quad (2.32)$$

где F_1 – усилие на штоке, Н; p_1 – давление в поршневой полости, Па; S_1 – рабочая (эффективная) площадь поршневой полости, м²;

$S_1 = \pi D^2 / 4$; p_2 – давление в штоковой полости, Па; S_2 – рабочая (эффективная) площадь штоковой полости, m^2 , $S_2 = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$.

Следует заметить, что сила, действующая на выходное звено (рабочий орган), по величине равна силе F_1 , определяемой по формуле (2.32), но противоположна ей по направлению.

Расчетная скорость движения штока (см. рис. 2.21, а) без учета утечек рабочей жидкости определяется из условия неразрывности потока по формуле

$$V_1 = \frac{Q_{\text{н}}}{S_1}, \quad (2.33)$$

где V_1 – скорость движения штока, м/с; $Q_{\text{н}}$ – расход рабочей жидкости, m^3/c ; S_1 – рабочая площадь поршневой полости, m^2 , $S_1 = \pi D^2 / 4$.

При втягивании штока (см. рис. 2.21, б), когда жидкость подается в штоковую полость Б, теоретическое усилие, развиваемое гидроцилиндром, определяется по формуле

$$F_2 = p_2 S_2 - p_1 S_1. \quad (2.34)$$

Расчетная скорость движения штока (см. рис. 2.21, б) определяется по формуле

$$V_2 = \frac{Q_{\text{н}}}{S_2}. \quad (2.35)$$

Из формул (2.33) и (2.35) видно, что $V_1 < V_2$, так как $S_1 > S_2$.

При проектировании гидроцилиндров задаются отношением диаметра штока к диаметру поршня равном $\varphi = d/D$, $\varphi = 0,3 \dots 0,7$ (при давлении в гидроприводе $p < 1,5$ МПа рекомендуется принимать $\varphi = 0,3$, при $1,5 \text{ МПа} < p < 5,0 \text{ МПа}$ – $\varphi = 0,5$, а при $5,0 \text{ МПа} < p < 30 \text{ МПа}$ – $\varphi = 0,7$).

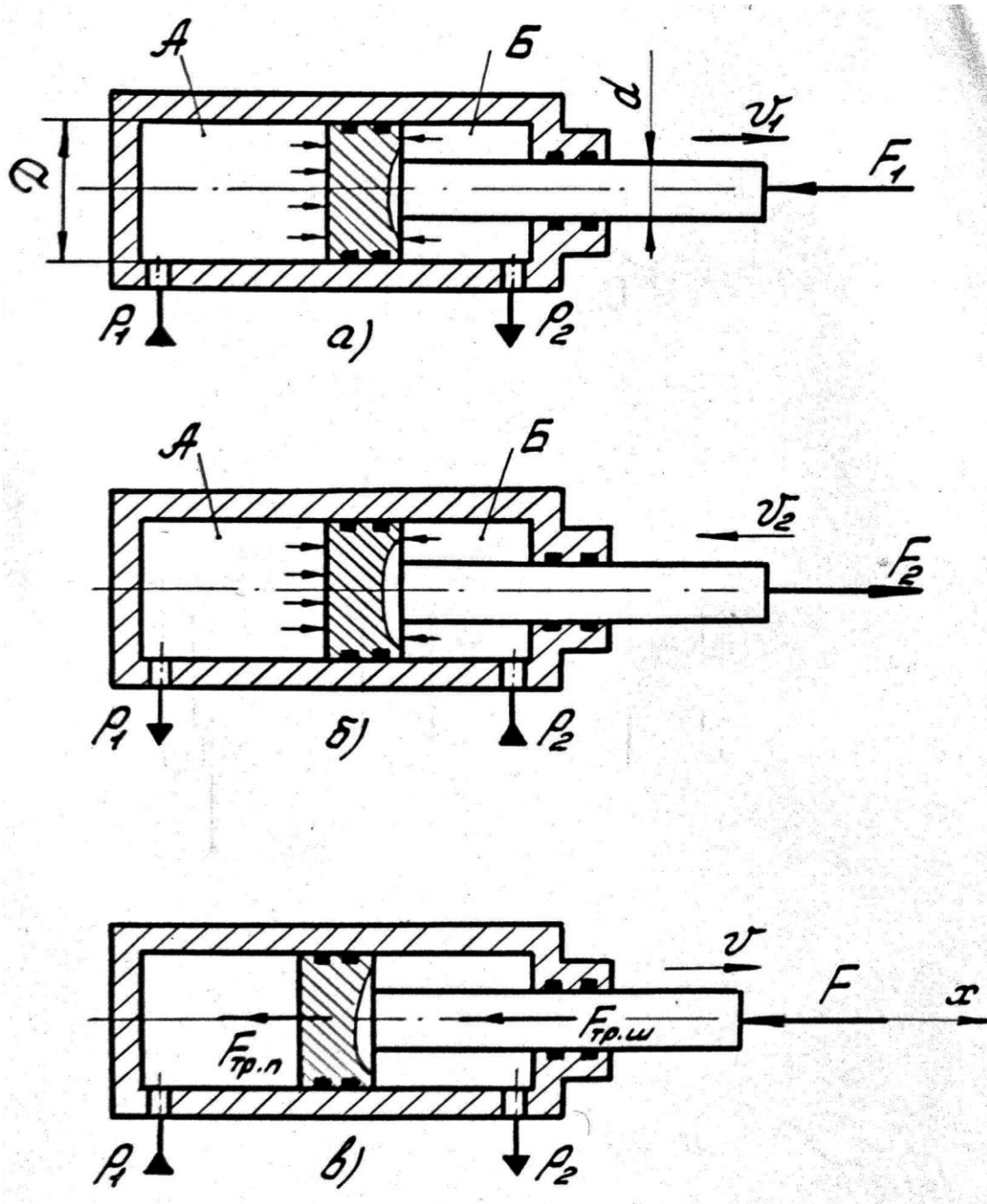


Рис. 2.21. Расчетные схемы гидроцилиндров:
 а) с поршневой рабочей полостью; б) со штоковой рабочей полостью;
 в) с поршневой рабочей полостью при динамическом расчете

В предварительных расчетах объемный и гидравлический КПД гидроцилиндров можно принимать равным 1, а механический КПД равным 0,92...0,98. Тогда фактическое усилие на штоке гидроцилиндра определяется по формуле

$$F = F_{1(2)} \eta_m, \quad (2.37)$$

где F – фактическое усилие, $F = F_{1(2)} - F_{тр}$, здесь $F_{тр}$ – сила механического трения; η_m – механический КПД.

Полезная, потребляемая мощности гидроцилиндра, полный КПД определяется по формулам (2.11), (2.12), (2.13) и (2.14).

При динамическом расчете гидроцилиндра (см. рис. 2.21, в) записывается уравнение движения поршня, которое без учета сил тяжести, имеет следующий вид

$$m \frac{d^2 x}{dt} = p_1 S_1 - p_2 S_2 - F_{кон} - F_V - (F_{тр.п} + F_{тр.ш}) \text{sign} V, \quad (2.38)$$

где m – масса поршня и присоединенных к нему поступательно движущихся частей; x – перемещение поршня, $0 \leq x \leq L$, здесь L – ход поршня; p_1, p_2 – давление в поршневой и штоковой полостях соответственно; S_1, S_2 – рабочие площади поршневой и штоковой полостей, $S_1 = \pi D^2 / 4$, $S_2 = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$; $F_{кон}$ – сила полезного сопротивления; F_V – сила, обусловленная вязким трением, $F_V = hV$, здесь h – коэффициент вязкого трения, V – скорость поршня; $F_{тр.п}, F_{тр.ш}$ – силы трения в уплотнениях поршня и штока соответственно.

Для уменьшения ударных воздействий поршня о крышки корпуса при его подходе к крайним положениям иногда в полостях гидроцилиндра предусматривают буферные устройства.

Принцип действия буферных устройств основан на запирании жидкости между крышкой и поршнем и последующим дросселировании ее через кольцевой профильный зазор или дроссель.

Толщины стенки, днища корпуса гидроцилиндра вычисляются по формулам

$$\delta_{ст} \geq \frac{p_{max} D}{2[\sigma]}; \quad (2.41)$$

$$\delta_{дн} \geq 0,433D \sqrt{\frac{p_{max}}{[\sigma]}}, \quad (2.42)$$

где $\delta_{ст}, \delta_{дн}$ – толщины стенки, днища соответственно; p_{max} – максимальное давление в полостях гидроцилиндра; D – диаметр

поршня; $[\sigma]$ – допускаемое напряжение растяжения материала корпуса.

Корпуса гидроцилиндров (гильзы) изготавливаются обычно из стальных бесшовных горячекатаных труб по ГОСТ 8732-78, сталей 35 и 45 или легированных сталей 40ХН, 40Х, 30ХГСА и др. Внутренние поверхности корпусов должны иметь шероховатость не более $R_\alpha = 0,1$ мкм и обрабатываются по посадке Н8. Наружные поверхности штока и поршня обрабатывают по посадке е8. Шероховатость поверхности штока $R_\alpha = 0,05$ мкм, а поршня $R_\alpha = 0,40 \dots 0,80$ мкм. Штоки изготавливаются из стальных поковок 45, 40Х, 45Х, 30ХГСА, поршни гидроцилиндров изготавливаются из сталей 35, 45, 40Х и др.

Основные параметры поршневых гидроцилиндров регламентируются ГОСТом 6540-68 телескопических гидроцилиндров – ГОСТом 16029-70, общие и технические требования к гидроцилиндрам – ГОСТом 16514-87.

В гидроприводах строительных и дорожных машин широко применяются поршневые гидроцилиндры двустороннего действия, рассчитанные на номинальное давление 10,16, 25 и 32 МПа.

Для самоходных кранов применяются специальные гидроцилиндры на 16 МПа. Гидроцилиндры имеют очень много конструктивных исполнений.

2.12. Поворотные гидродвигатели

Поворотным гидродвигателем (квадрантом) называется объемный гидродвигатель, у которого угол поворота выходного вала ограничен (до 360°). Применение в гидроприводах поворотных гидродвигателей упрощает кинематику передающих звеньев машин и механизмов по сравнению с гидроприводами, в которых для этих же целей применяются гидроцилиндры, так как вал поворотного гидродвигателя может быть непосредственно соединен с валом приводной машины без каких-либо промежуточных кинематических звеньев. Поворотные гидродвигатели практически являются безинерционными гидродвигателями, их применяют при давлениях до 20 МПа.

Поворотные гидродвигатели (рис. 2.25) по конструкции рабочих камер подразделяют на пластинчатые (шиберные), поршневые, мембранные.

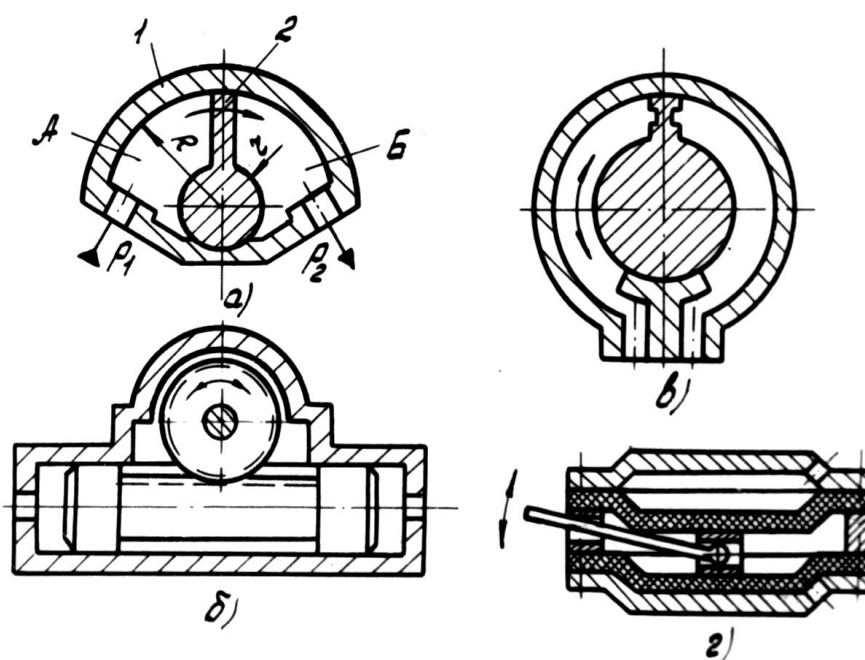


Рис. 2.25. Типы поворотных гидродвигателей:
а) пластинчатый (шиберный); 1 – корпус; 2 – пластина (шибер);
б) поршневой; в) фигурно-шиберный; г) мембранный

Пластинчатые поворотные гидродвигатели по числу пластин подразделяются на одно-, двух- и трехпластинчатые. Однопластинчатый поворотный гидродвигатель (см. рис. 2.15, а)

состоит из корпуса 1 и пластины (шибера) 2, жестко соединенный с валом. Гидродвигатель имеет две рабочие камеры А и Б, образованные рабочими поверхностями корпуса, пластины и боковых крышек. Шибер может выполняться в виде детали фигурного профиля (см. рис. 2.25, в).

Для осуществления поворотного движения жидкость попеременно подают в рабочие камеры А и Б.

Крутящий момент на валу однопластинчатого поворотного гидродвигателя определяется по формуле

$$M = F\ell = \Delta p S \ell = \Delta p \frac{b}{2} (R^2 - r^2), \quad (2.43)$$

где M – крутящий момент, Н м; F – сила давления на пластину, $F = \Delta p S$; Δp – перепад давлений, Па, $\Delta p = p_1 - p_2$, здесь p_1 – давление на входе, p_2 – давление на выходе; S – рабочая площадь пластины, m^2 , $S = (R - r)b$, здесь R и r большой и малый радиусы, b – ширина пластины; ℓ – плечо силы давления, м, $\ell = (R + r)/2$.

Угловую скорость поворота вала однопластинчатого гидродвигателя определяют по формуле

$$\omega = \frac{2Q}{b(R^2 - r^2)}, \quad (2.44)$$

где ω – угловая скорость, s^{-1} (рад/с); Q – расход жидкости, m^3/s .

Крутящий момент у двух- и трехпластинчатых поворотных гидродвигателей больше по сравнению с однопластинчатыми, однако угол поворота и угловая скорость при этом же расходе жидкости у них меньше

$$\omega = \frac{2Q}{b(R^2 - r^2)Z}; \quad (2.45)$$

$$M = \Delta p \frac{b}{2} (R^2 - r^2)Z, \quad (2.46)$$

где Z – число пластин.

Применение пластинчатых поворотных гидродвигателей ограничивается в гидроприводах высокого давления сложностью обеспечения герметизации рабочих камер, особенно по торцу пластин.