



## Раздел II. ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ

### Тема 2.2. Объемные насосы

#### Занятие №1.

##### Учебные вопросы:

1. Объемные гидромашины. Общие сведения
2. Основные параметры объемного насоса
3. Принцип действия объемного насоса
4. Конструктивные исполнения объемных насосов

#### 1. Объемные гидромашины. Общие сведения

Гидравлическое устройство, преобразующее механическую энергию твердого тела в механическую энергию потока рабочей жидкости в процессе попеременного заполнения рабочей камеры рабочей средой и вытеснения ее из рабочей камеры или обратно, называют **объемной гидромашинной**.

Различают возвратно-поступательные и роторные гидромашины. Возвратно-поступательное движение рабочих элементов гидромашин не зависит от характера движения выходного звена гидромашин. В роторных гидромашин подвижные рабочие элементы, образующие рабочие камеры, совершают вращательное или вращательное и возвратно-поступательное движение.

Возвратно-поступательные гидромашины имеют два основных рабочих элемента: поршень и корпус, в котором движется этот поршень.

Роторные гидромашины состоят из трех основных рабочих элементов: ротора, статора и замыкателя (вытеснителя). **Ротором** называется основной рабочий элемент, который вращается во время работы синхронно с валом приводящего двигателя. **Статор** — рабочий элемент, имеющий приемную и отдающую камеры. **Замыкатель** — рабочий элемент, герметично соприкасающийся со статором и ротором и разделяющий приемную и отдающую камеры. Замыкатели совершают строго циклическое движение, период которого пропорционален частоте вращения ротора.

Рабочие процессы в роторных гидромашин протекают в рабочих камерах. **Рабочая камера** роторной гидромашин — пространство объемной гидромашин, ограниченное поверхностями рабочих элементов, периодически изменяющее свой объем и попеременно сообщаемое с местами входа и выхода рабочей жидкости.

Рабочий цикл гидромашин состоит из следующих процессов: в насосах — всасывания (вытеснения) и нагнетания, в гидравлических двигателях — нагнетания и вытеснения. Разделение рабочих процессов осуществляется с помощью разнообразных видов распределительных устройств.

Роторные гидромашины классифицируют по следующим признакам:

- по конструкции рабочих элементов (замыкателей) — шестеренные, пластинчатые и поршневые (радиально- и аксиально-поршневые);
- по типу устройств разделения рабочих процессов — торцевые, цапфенные, клапанные и клапанно-щелевые;
- по числу рабочих циклов, совершаемых за один оборот вала — одно-, двух- и многократного действия;
- по возможности регулирования объема рабочей камеры — регулируемые и нерегулируемые;
- по возможности изменения направления потока рабочей жидкости — реверсивные и нереверсивные.



К основным особенностям объемных гидромашин, которые обусловлены их принципом действия и отличают их от лопастных гидромашин, относятся:

- 1) цикличность рабочего процесса и, как следствие, неравномерность подачи;
- 2) герметичность — разделение полостей всасывания и нагнетания;
- 3) жесткая рабочая характеристика — теоретическая подача не зависит от давления в линии нагнетания;
- 4) независимость давления, создаваемого объемной гидромашинной, от скоростей движения входного звена (вала) и жидкости;
- 5) самовсасывание. **Самовсасывание** — способность удалять воздух из всасывающей гидролинии (от свободной поверхности гидробака до рабочей камеры насоса) — обеспечивается за счет того, что движение жидкости в рабочие камеры насоса происходит под действием внешних сил, создаваемых подпором (давлением в гидробаке, столбом жидкости или подпиточным насосом).

## 2. Основные параметры объемного насоса

С физической точки зрения объемный насос — устройство, создающее поток путем отсекания части жидкости и ее подачи вытеснением за счет циклического изменения объема рабочей камеры, которое преобразует механическую энергию твердого тела, поступающую извне, в механическую энергию потока рабочей жидкости. Как отмечалось ранее, рабочая камера попеременно сообщается с входной (всасывание) и выходной (нагнетание) полостями насоса.

**Рабочий объем**  $V_{0н}$ , см<sup>3</sup>, определяется разностью наибольшего и наименьшего значений объемов рабочей камеры насоса за один оборот вала, т. е. представляет собой объем жидкости, который подает насос за один оборот вала (ротора). Номинальным рабочим объемом  $V_{0н}$  называют расчетное значение рабочего объема насоса, вычисленное без учета допусков, погрешностей формы поверхности, деформации и округленное до ближайшего значения.

Рабочий объем является основным параметром объемного насоса и во многом определяет его габариты и эксплуатационные показатели (подачу, мощность и др.).

**Номинальная частота вращения**  $n_{ном}$ , об/мин, — наибольшая частота вращения вала, при которой насос должен работать в течение заданного значения показателя долговечности с сохранением параметров в пределах заданных норм.

**Подача**  $Q_l$ , л/мин, — объем рабочей жидкости, подаваемой насосом в единицу времени. Номинальную подачу определяют при номинальных значениях рабочего объема, частоты вращения и давления. Следует помнить, что насос обеспечивает подачу, а не расход, поэтому термин «расход» для насоса не применяется.

**Теоретическая подача** равна произведению рабочего объема и частоты вращения вала насоса  $Q_T = V_{0н}n_n$ .

Большинство конструктивных исполнений объемного насоса позволяют регулировать подачу посредством изменения рабочего объема. Такой насос называют регулируемым, т. е. он обеспечивает в заданных пределах изменение подачи.

Некоторые конструкции объемного насоса позволяют осуществлять изменение направления движения подаваемой рабочей жидкости на противоположное без изменения направления вращения вала насоса. Такой насос называют реверсивным.

Для регулируемого и реверсивного насосов теоретическая подача определяется как

$$Q_T = V_{0нmax} U n_n, \quad (2.2.1)$$

где  $V_{0нmax}$  — максимальный рабочий объем;  
 $U$  — параметр регулирования рабочего объема,  $+1 \geq U \geq -1$ .



С учетом того, что особенностью объемных насосов является наличие множества зазоров с неподвижными и подвижными стенками, в которых происходят основные потери энергии, фактическая подача  $Q_{\phi}$  меньше теоретической  $Q_T$  на величину объемных потерь подачи насоса:

$$Q_T = Q_{\phi} + Q_{\text{ут.н}}. \quad (2.2.2)$$

Под объемными потерями подачи насоса  $Q_{\text{ут.н}} = f(p_n, n_n)$  понимают величину, на которую уменьшается фактическая подача из-за утечек и перетечек рабочей жидкости через зазоры в рабочих камерах с высоким давлением, неполного заполнения рабочих камер из-за содержания воздуха в жидкости и сжатия рабочей жидкости. Утечки существуют в любом, самом технически совершенном насосе. Вследствие малых поперечных размеров зазоров и значительной вязкости жидкости эти утечки и перетечки имеют ламинарный характер течения, т. е. объемные потери подачи пропорциональны перепаду давления в зазорах машины,  $Q_{\text{ут.н}} = k_p p_{\text{нг}}$ . Отсюда следует, что действительная характеристика насоса представляет собой прямую линию с наклоном в сторону роста давления. При изменении частоты вращения вала насоса часто объемные потери подачи определяют с помощью следующего выражения:  $Q_{\text{ут.н}} = k_n p_n$ . В этих выражениях  $k_p$  и  $k_n$  — коэффициенты объемных потерь, определяемые давлением нагнетания и частотой вращения вала насоса (ее изменением при работе насоса).

**Безразмерный коэффициент подачи** — отношение фактической подачи, измеренной при определенных значениях давления на выходе насоса, вязкости рабочей жидкости, частоте вращения вала и прочих параметрах, влияющих на объемные потери, к его теоретической подаче:

$$k_Q = \frac{Q_{\phi}}{Q_T} = \frac{Q_{\phi}}{Q_{\phi} + Q_{\text{ут.н}}}. \quad (2.2.3)$$

**Номинальное давление  $p_{\text{ном}}$ , МПа**, — наибольшее установленное значение давления рабочей жидкости, при котором насос должен работать в течение установленного срока службы с сохранением параметров в пределах заданных норм.

**Перепад давления** — разность между давлением рабочей жидкости в полостях нагнетания и всасывания (на выходе и входе) насоса.

**Момент на валу насоса  $M_n$ , Н·м:**

$$M_n = \frac{V_{0n} \Delta p_n}{2\pi \eta_{\text{гидмех.н}}}, \quad (2.2.4)$$

где  $V_{0n}$  — рабочий объем насоса;

$\Delta p_n$  — перепад давления в полостях насоса

$\eta_{\text{гидмех.н}}$  — гидромеханический КПД насоса, свидетельствующий о потерях энергии на преодоление механических сил трения и местных гидравлических сопротивлений.

**Полезная мощность насоса  $N_n$ , Вт**, определяется мощностью потока рабочей жидкости в выходной полости насоса.

**Потребляемая мощность насоса** зависит от КПД насоса  $\eta_n$ , который характеризует степень его совершенства и показывает, какая часть суммарной подводимой энергии полезно используется.

### 3. Принцип действия объемного насоса

По конструктивному исполнению различают возвратно-поступательные и роторные (аксиально-поршневые, радиально-поршневые, шестеренные, пластинчатые и др.) объемные насосы.

В основу кинематической схемы возвратно-поступательных и роторно-поступательных насосов положен кривошипно-шатунный механизм.

Кинематическую схему объемного насоса можно представить в виде схемы кривошипно-шатунного механизма (рис. 2.2.1). Рабочая камера насоса представляет собой цилиндр 4, а вытеснитель — поршень 3. Кривошипно-шатунный механизм (1 — кривошип, 2 — шатун) сообщает поршню возвратно-поступательное движение. Соединение рабочей камеры попеременно с подводящей (всасывающей) 8 и отводящей (напорной) 5 гидролиниями осуществляют самодействующие клапаны на линиях всасывания 7 и нагнетания 6.

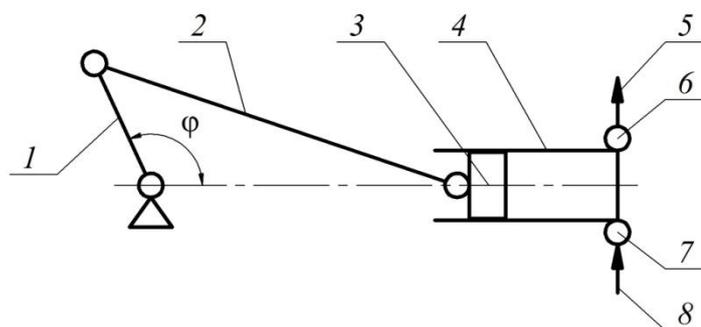


Рис. 2.2.1. Схема кривошипно-шатунного механизма

При совершении хода всасывания ( $0 \leq \varphi \leq \pi$ ) происходит увеличение объема рабочей камеры, и установившееся в ней давление будет ниже давления  $p_0$  перед клапаном 7. Под действием разности давления рабочая жидкость заполняет увеличивающийся во время хода всасывания объем рабочей камеры. Клапан 6 закрыт. Таким образом, осуществляется цикл всасывания.

При совершении хода нагнетания ( $\pi \leq \varphi \leq 2\pi$ ) вследствие движения поршня происходит уменьшение объема рабочей камеры. Давление в рабочей камере повышается, клапан 7 закрывается. Когда давление в рабочей камере превысит давление в отводящей (напорной) линии 5, откроется клапан 6 и жидкость будет вытесняться в напорную линию. Таким образом, осуществляется цикл нагнетания.

Следует отметить, что объемный насос самостоятельно не забирает рабочую жидкость. Действительно, рабочая жидкость под действием внешних сил в гидролинии всасывания движется в рабочую камеру, в которой давление снижается вследствие увеличения ее объема, и заполняет увеличивающийся объем рабочей камеры, не нарушая сплошности потока. При достижении в рабочей камере давления, равного давлению  $p_{н.п}$  насыщенного пара, рабочая жидкость вскипает, т. е. наступает кавитация. Система подвода рабочей жидкости должна обеспечивать такое избыточное давление на входе в насос, чтобы не происходило кавитационных процессов в линии всасывания.

### 4. Конструктивные исполнения объемных насосов

**Шестеренные насосы** выполняют с шестернями внешнего или внутреннего зацепления. Наибольшее распространение получили насосы с внешним зацеплением (рис. 2.2.2). Рабочими органами являются ведущая и ведомая шестерни, образующие совместно с корпусом (куда относятся и плотно прилегающие к торцам шестерен боковые крышки) рабочие камеры. При вращении шестерен в направлении, указанном стрелкой, объем камер увеличивается вследствие

освобождения пространства между зубьями при выходе зубьев из зацепления. Пространство между зубьями заполняется жидкостью, поступающей из входной полости. Жидкость, заполнившая пространство, переносится этим пространством из полости всасывания в полость нагнетания. При входе зубьев в зацепление уменьшается объем рабочих камер и рабочая жидкость вытесняется в линию нагнетания. Вследствие разности давления ( $p_{\text{нг}} > p_{\text{вс}}$ ) шестерни подвержены воздействию радиальных сил, которые нагружают опоры шестерен и могут привести к заклиниванию. В шестеренных насосах высокого давления ( $p_{\text{нг}} > 10$  МПа) предусматривают гидравлическую компенсацию торцевых зазоров.

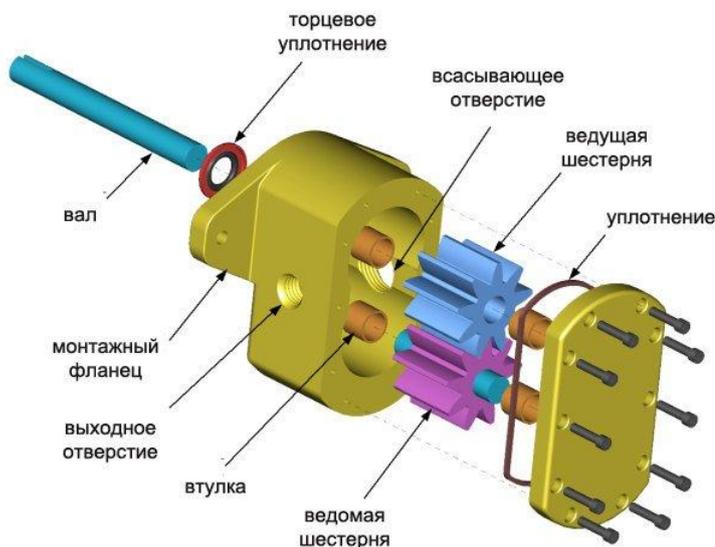


Рис. 2.2.2. Схема шестеренного насоса

**Винтовые насосы** (2.2.3) по своим характеристикам мало отличаются от шестеренных насосов, но обладают рядом существенных достоинств: высокий напор, равномерность подачи, бесшумность. Наибольшее распространение получили насосы с тремя двухзаходными винтами. При таком конструктивном исполнении винты разгружены от радиальных сил давления, а возникающие осевые силы воспринимаются упорными подшипниками. Основную нагрузку несет ведущий винт. Ведомые винты разгружены от моментов и выполняют роль замыкателей (герметизаторов) рабочих камер. Объемный КПД принимается равным 0,9 для насосов низкого давления и 0,7...0,8 — для насосов высокого давления ( $p_{\text{нг}} > 10$  МПа).

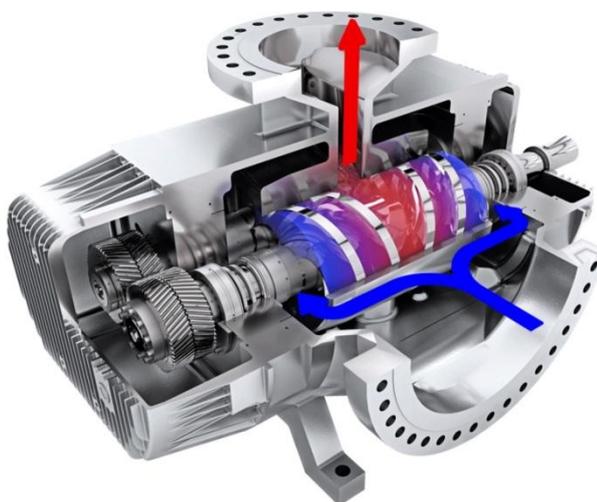


Рис. 2.2.3. Схема винтового насоса

**Пластинчатый насос** — разновидность роторно-поступательных насосов с вытеснителями типа пластин (ранее называвшихся шиберами). На рис. 2.2.4 показана конструктивная схема пластинчатого насоса двухкратного действия, в которой за один оборот вала в рабочей камере происходит два рабочих цикла.



**Рис. 2.2.4.** Схема пластинчатого насоса двухкратного действия

Рабочими органами такого насоса являются статор, ротор и пластины, которые имеют возможность перемещаться в его пазах. С торцов ротор с пластинами закрыт двумя плотно прилегающими дисками, которые образуют по числу пластин  $z$  рабочих камер. Объем рабочих камер при непрерывном вращении ротора изменяется благодаря тому, что статор имеет специально спрофилированную поверхность, близкую к эллиптической, к которой за счет центробежных сил инерции прижимаются пластины. Рабочие камеры с входной и выходной полостями насоса соединяются через окна, расположенные в торцевых неподвижных дисках. При такой системе распределения момент подсоединения рабочей камеры к соответствующей полости определяется только положением окон в торцевых дисках и носит принудительный характер, при котором соотношение давления в рабочей камере и давления в сообщаемой полости не имеет значения. Эта система распределения получила название золотниковой и может применяться как в насосах, так и в гидромоторах. Если в рабочей камере за один оборот происходит несколько рабочих циклов, то такие гидромашины называют машинами многократного действия.

Возможность регулирования рабочего объема в насосе двухкратного действия изменением хода пластин исключается. Для наиболее равномерной подачи рекомендуется выполнять число пластин, кратным четырем, чаще  $z_{пл} = 12$ .

Регулирование рабочего объема и реверс подачи пластинчатого насоса однократного действия осуществляется изменением эксцентриситета, для чего используют специальный механизм, смещающий профилированную поверхность статора относительно ротора.

Рабочий объем пластинчатого насоса определяется шириной пластин, радиусом внутренней поверхности статора, эксцентриситетом (для насоса однократного действия) или разностью полуосей внутренней эллиптической поверхности статора. Давление нагнетания составляет 10...16 МПа. Объемный КПД зависит от ряда факторов и находится в пределах 0,75...0,98.

Рассмотренные ранее объемные насосы, кроме пластинчатого однократного действия, являются нерегулируемыми.

В качестве примера регулируемой гидромашины рассмотрим **аксиально-поршневой насос** с наклонным диском (рис. 2.2.5). Гидромашины, выполненные по схеме (насосы и гидромоторы), когда оси ведущего вала и блока цилиндров совпадают, широко применяют в объемных гидроприводах. В блоке находятся  $z$  цилиндров, оси которых расположены на расстоянии  $R$  от оси вращения блока и параллельно ей (это послужило основанием для выбора названия аксиальной гидромашин). В каждом цилиндре имеются поршни диаметром  $d_{п}$  которые через

гидростатическую пятю опираются на диск, наклоненный под углом  $\gamma$  к вертикальной плоскости. Этот диск выполняет роль кулачка, определяющего кинематику движения поршней, которые прижимаются к его плоской поверхности. При вращении блока цилиндров поршни перемещаются относительно блока, что приводит к изменению объема подпоршневого пространства в цилиндре, которое и является рабочей камерой. Когда поршень втягивается в камеру, ее объем уменьшается, и она через окно в блоке при вращении соединяется с выходной полостью, расположенной в неподвижном распределителе. При увеличении объема камера соединяется с входной полостью. Рабочий объем такого насоса  $V_{0н} = S_{п}2Rz \tan \gamma$ . Из приведенной формулы следует, что изменение угла  $\gamma$  наклона диска приводит к изменению хода поршня, а следовательно, и рабочего объема гидромашины.

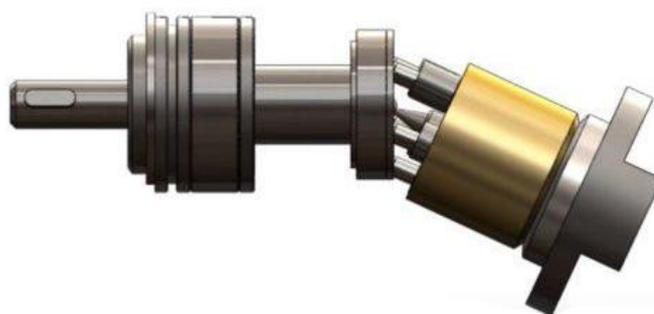


Рис. 2.2.5. Схема аксиально-поршневого насоса с наклонным диском

**Аксиально-поршневые насосы с наклонным блоком** (рис. 2.2.6) отличаются от аксиально-поршневых насосов с наклонным диском изломом осей приводного вала и вращающегося блока цилиндров ( $\gamma_{max} = 30^\circ$ ), передача крутящего момента осуществляется шатунами, на сферических головках которых установлены поршни. Синхронное вращение блока цилиндров и поршней с валом обеспечивается с помощью кардана или шатунами поршней. Кинематика поршня остается такой же, как в рассмотренной схеме аксиально-поршневого насоса с наклонным диском. Регулируемый насос с наклонным блоком обладает повышенной чувствительностью при смещении органа регулирования. Под чувствительностью  $\Delta\gamma$  понимают угловое смещение органа регулирования рабочего объема насоса от нулевого положения до достижения заданного давления нагнетания при нулевой подаче — в закрытую полость нагнетания.



Рис. 2.2.6. Схема аксиально-поршневого насоса с наклонным блоком

**Радиально-поршневые насосы** имеют радиально расположенные рабочие камеры по отношению к оси ротора (рис. 2.2.7). Иногда поршни располагают в несколько рядов. Для увеличения рабочего объема используют многократность действия, т. е. поршень за цикл одного оборота вала совершает несколько циклов всасывания-нагнетания. В этом случае опорная поверхность статорного кольца имеет специальный профиль.



**Рис. 2.2.7.** Радиально-поршневой насос

**Мультипликатор** — гидропреобразователь, предназначенный для преобразования энергии одного потока рабочей жидкости в энергию другого потока с изменением параметров потока. Мультипликатор применяют для получения очень высокого давления (до 1000 МПа).

**Гидровытеснитель** предназначен для преобразования механической энергии одного потока рабочей жидкости в механическую энергию другого потока без изменения значения давления.