

Рис. 23. Схема поршневого насоса.

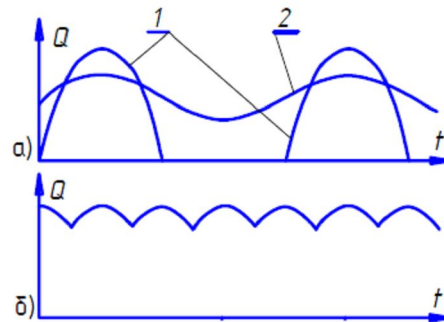


Рис. 24. Графики подачи поршневого насоса.

Кроме того, неравномерность подачи насоса может быть снижена за счет установки в напорном трубопроводе гидроаккумулятора (линия 2 на рис.24,а). Подробнее о гидроаккумуляторах см. в разделе 13.4.

Для оценки к.п.д.  $\eta$  поршневого насоса может быть использована зависимость (48). Однако, для большинства насосов этого типа объемные потери незначительны и объемный к.п.д. можно принимать  $\eta_o = 1$ . Тогда общий к.п.д. поршневого насоса будет определяться произведением гидравлического  $\eta_r$  и механического  $\eta_m$  к.п.д.

### 11.3. Общие свойства и классификация роторных насосов.

В отличие от поршневых, роторные насосы имеют перемещаемые рабочие камеры, которые попеременно сообщаются с полостями всасывания и нагнетания. Это делает излишними всасывающий и напорный клапаны, что в свою очередь определяет характерные свойства роторных насосов по сравнению с поршневыми.

1. Обратимость - способность работать в режиме гидродвигателей.
2. Быстроходность - более высокие скорости вращения ведущего вала.
3. Большая равномерность подачи, так как роторные насосы выполняются многокамерными.

4. Повышенные требования к рабочей жидкости, так как она одновременно выполняет функции смазки.

Конструкции роторных насосов отличаются весьма большим разнообразием. На рис. 25 представлена упрощенная классификация этих конструкций, в которую включены наиболее используемые роторные насосы (полная классификация дана в ГОСТ 17398-72).

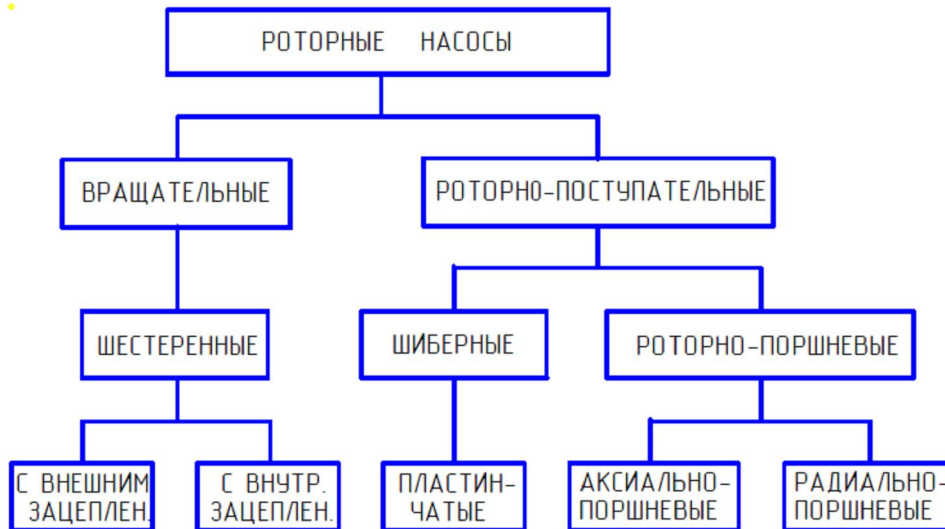


Рис. 25. Классификация роторных насосов.

#### 11.4. Основные разновидности роторных насосов.

Наиболее распространенным из роторных насосов является шестеренный насос с внешним зацеплением, схема которого приведена на рис.26. Ротором считается ведущая шестерня 1, а вытеснителем - ведомая 2. Во всасывающей полости насоса жидкость заполняет собой впадины между зубьями обеих шестерен, которые являются рабочими камерами. Затем происходит замыкание (изоляция) этих объемов и перемещение их по дугам окружностей в напорную полость насоса. В

дальнейшем в процессе зацепления каждый зуб шестерен входит в соответствующую ему впадину и вытесняет из нее жидкость.

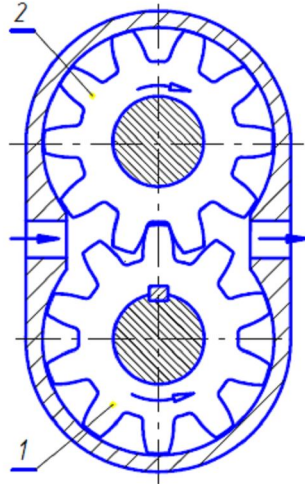


Рис. 26. Шестеренный насос.

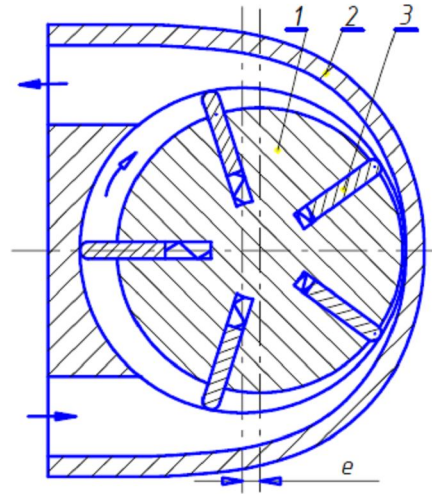


Рис. 27. Пластинчатый насос.

Большое распространение шестеренных насосов с внешним зацеплением объясняется простотой их изготовления и надежностью в эксплуатации. Эти насосы создают давления до 15-20 МПа, работают при частоте вращения 1000-2000 об/мин и имеют полный к.п.д. 0,75-0,85.

Шестеренные насосы с внешним зацеплением получили меньшее распространение. Они сложнее в производстве, создают меньшие давления ( $p_{\max} = 5-7$  МПа), но отличаются компактностью. Разновидностью шестеренного насоса с внутренним зацеплением является героторный насос, который имеет специальное зубчатое зацепление.

Широкое распространение получили также пластинчатые насосы. На рис. 27 приведена схема такого насоса. В пазах ротора 1, который смещен относительно статора 2 на величину эксцентриситета  $e$ , установлены пластины-вытеснители 3. Вращаясь вместе с ротором эти пластины, одновременно совершают возвратно-

поступательное движение. Рабочими камерами насоса являются объемы, ограниченные поверхностями ротора 1 статора 2 и соседними пластинами. При вращении ротора рабочие камеры сначала увеличиваются (происходит их заполнение), а затем уменьшаются (вытеснение жидкости).

Пластинчатые насосы отличаются от других роторных насосов компактностью, они просты в изготовлении, но не могут создавать высокие давления ( $p_{\max} = 7-14$  МПа).

Пластинчатые насосы, в отличие от шестеренных, могут выполняться **регулируемыми**. Для этого в конструкции насоса должна быть предусмотрена возможность перемещения ротора относительно статора, т.е. изменение величины эксцентриситета  $e$  (рис.27). При уменьшении  $e$  (за счет смещения ротора) будут уменьшаться объемы рабочих камер и подача насоса, а при  $e = 0$  она станет равной нулю. В случае дальнейшего смещения ротора подача начнет увеличиваться, а направление потока жидкости измениться на противоположное. Таким образом, **регулируемый насос** позволяет менять подачу (по величине и направлению) при постоянной скорости вращения его вала.

Аксиально-поршневые насосы выполняются с наклонной шайбой или наклонным блоком. На рис. 28 изображен аксиально-поршневой насос с наклонной шайбой 1, на которую опираются основания плунжеров (поршней) 2. Плунжеры вращаются вместе с блоком 3 и одновременно совершают возвратно-поступательные движения относительно него.

При этом рабочие камеры 4 и 5 меняют свой объем от минимальной величины (поз.4 на рис.28) до максимальной (поз.5) и обратно. Для соединения рабочих камер с трубопроводами служит неподвижный распределитель 6 с дугообразными окнами 7 и 8. Он устроен таким образом, что при увеличении объема рабочей камеры она соединяется с всасывающим трубопроводом через окно 7, а при уменьшении - с напорным через окно 8. Аксиально-поршневой насос с наклонным бло-

ком имеет аналогичную конструкцию, но у него относительно оси вращения наклонен блок, а не шайба.

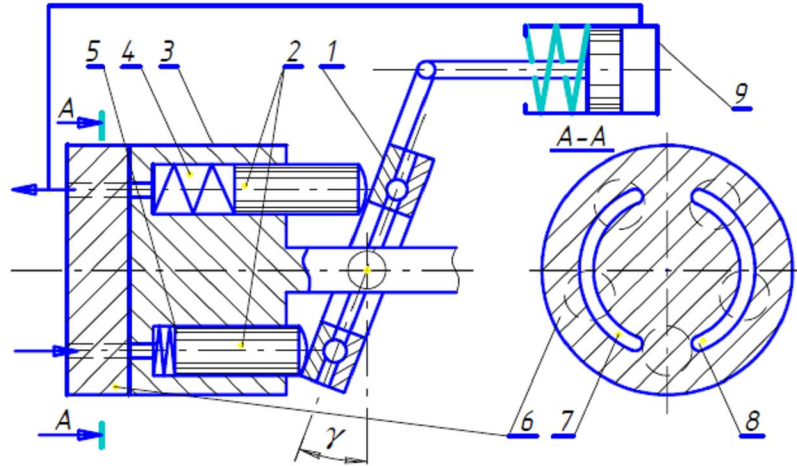


Рис. 28. Аксиально-поршневой насос с наклонной шайбой.

Аксиально-поршневой насос может быть регулируемым. При регулировании его рабочий объем изменяется за счет изменения угла  $\gamma$  наклона шайбы 1 (или блока).

Радиально-поршневые насосы получили значительно меньшее распространение. Они отличаются от рассмотренных ранее радиальным расположением поршней в блоке и конструкцией распределителя.

Аксиально-поршневые насосы являются наиболее технически совершенными из роторных. Они могут создавать высокие давления (до 30-45 МПа), работать в широком диапазоне изменения частоты вращения (500-5000 об/мин) и имеют высокие к.п.д. (до 0,90-0,92). Однако, сложны в производстве (особенно регулируемые) и поэтому являются дорогими. Радиально-поршневые насосы по большинству своих характеристик близки к предыдущим, но работают при значительно более низких частотах вращения.

### 11.5. Основные параметры и характеристика роторного насоса

Роторный насос характеризуется, прежде всего, рабочим объемом  $V_0$ , который определяет его основные эксплуатационные показатели. Под рабочим объемом понимают идеальную (теоретическую) подачу насоса за один оборот его вала.

Для оценки к.п.д. роторного насоса может быть использована общая для всех гидромашин формула (48). Однако, гидравлические потери в роторных гидромашинах малы, поэтому ими пренебрегают и принимают  $\eta_r = 1$ . Тогда общий к.п.д. роторного насоса равен произведению его объемного к.п.д.  $\eta_o$  на механический  $\eta_m$ .

Теоретическая подача насоса  $Q_T$  определяется произведением его рабочего объема  $V_0$  на частоту вращения  $n$ , а при определении действительной подачи  $Q$  необходимо учитывать объемные потери жидкости, т.е.

$$Q_T = V_0 \cdot n, \quad (54) \quad Q = V_0 \cdot n \cdot \eta_o. \quad (55)$$

Крутящий момент  $M$  на валу насоса также зависит от его рабочего объема и, с учетом механических потерь, определяется зависимостью

$$M = \frac{V_o \cdot \Delta p}{2\pi \cdot \eta_m}, \quad (56)$$

где  $\Delta p$  - перепад давления на насосе.

Характеристикой насоса называется графическая зависимость давления насоса от его подачи. Эта зависимость представляет собой линию АВ (см. рис. 29), начальной точкой которой является теоретическая подача насоса  $Q_T$  (при нулевом давлении). Наклон линии АВ вызван утечками жидкости через зазоры. Эти утечки носят ламинарный характер, т.е. их величина  $Q_{ут}$

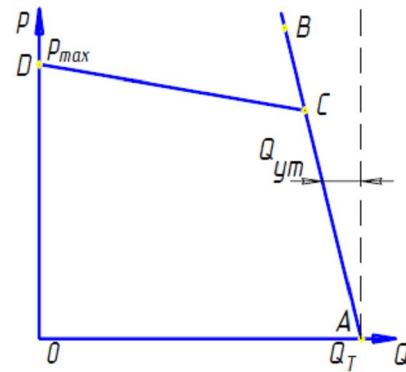


Рис. 29. Характеристика насоса.

пропорциональна давлению и линия АБ является прямой.

Однако такая характеристика не всегда удовлетворяет требованиям предъявляемым к насосам, работающим в машиностроительных гидросистемах. Для получения требуемой характеристики АСD (рис.29) используют переливные клапаны или насосы с автоматическим регулированием подачи. Такое устройство (насос с клапаном или с регулятором подачи) называют насосной установкой.

При использовании переливного клапана (устройство см. в разделе 13.3.2), который устанавливается на выходе из насоса, имеется возможность перепускать жидкость в бак, минуя гидросистему. В этом случае насосная установка работает следующим образом:

- АС - переливной клапан закрыт и вся подача направляется в гидросистему;
- точка С - клапан начинает открываться;
- CD - часть жидкости сливается в бак, минуя гидросистему;
- точка D - клапан полностью открыт и вся жидкость перепускается в бак,

минуя гидросистему.

Простейший регулятор подачи приведен на рис.28 (поз.9). Он представляет собой гидроцилиндр с подпружиненным поршнем, к которому подведено давление насоса, и работает следующим образом:

- АС - поршень регулятора находится в крайнем правом положении, угол наклона шайбы 1 и подача насоса максимальны;
- точка С - поршень начинает смещаться влево;
- CD - поршень занимает промежуточное положение, подача насоса меньше максимальной величины, но больше нуля;
- точка D - поршень регулятора находится в крайнем левом положении, угол наклона шайбы и подача насоса равны нулю.

Первый из рассмотренных способов регулирования подачи не требует дорогостоящих регулируемых гидромашин, но его использование влечет за собой

энергетические потери в эксплуатации, так как часть жидкости перепускается через клапан в бак и не совершает полезной работы. При использовании второго способа необходимы регулируемые насосы.

## **12. ОБЪЕМНЫЕ ГИДРОДВИГАТЕЛИ.**

В зависимости от характера движения выходного звена объемные гидродвигатели можно разделить на гидродвигатели возвратно-поступательного движения (**гидроцилиндры**) и гидродвигатели вращательного движения (**гидромоторы**).

### 12.1. Гидроцилиндры.

Гидроцилиндры различаются по принципу действия и конструкции. По принципу действия различают два типа гидроцилиндров:

- одностороннего действия - под действием потока жидкости движение выходного звена осуществляется в одном направлении, а в обратном - механически (за счет пружины, веса и т.д.).
- двустороннего действия - движение выходного звена в обоих направлениях осуществляется под действием потока жидкости.

По конструкции выделяют три типа гидроцилиндров:

- поршневые - выходным звеном является шток поршня;
- плунжерные - выходным звеном является плунжер;
- телескопические - выходным звеном являются несколько поршней или плунжеров, перемещающихся внутри друг друга.

Наибольшее применение в машиностроении получили поршневые гидроцилиндры двустороннего действия с односторонним штоком (рис.30). Следует отметить, что из-за разных площадей (справа и слева) взаимодействующих с жидкостью, математические зависимости для них несколько сложнее, чем для других гидроцилиндров.